

# Simulasi Kendali Sistem Suspensi Aktif Kendaraan Roda Empat Menggunakan Metode *Full State Feedback* dan PID (*Proportional Integral Derivative*)

Monika Faswia Fahmi, Deni Tri Laksono

Program Studi Teknik Elektro

Fakultas Teknik – Universitas Trunojoyo Madura

(031) 3011146, Jl. Raya Telang PO BOX 02 Kec. Kamal, Bangkalan, 69162, Jawa Timur, Indonesia

E-mail: monikafaswia13@gmail.com, deni.laksono@trunojoyo.ac.id

**Abstrak**— Tujuan mendasar sistem suspensi adalah untuk meredam kejutan dan getaran kendaraan akibat permukaan jalan yang tidak rata, dengan harapan meningkatkan kenyamanan dan keamanan saat berkendara. Suspensi yang dimodelkan pada sistem ini adalah jenis suspensi aktif, yaitu memiliki kemampuan merespon perubahan vertikal pada input jalan seperti lubang (*pothole*) dan gundukan (*bump*). Penelitian ini membahas pemodelan *quarter* sistem suspensi aktif dari kendaraan roda empat, pembentukan fungsi alih dan persamaan ruang status, serta pengendalian menggunakan metode *full state feedback* dan PID (*Proportional Integral Derivative*). Berdasarkan hasil simulasi di MATLAB 2015, respon *close loop sistem* saat pengujian metode *full state feedback* dengan gangguan jalan berupa gundukan sebesar 0,1 m, menunjukkan osilasi  $7 \times 10^{-3} \text{ m} = 7 \text{ mm}$  dan *settling time* sebesar 2 s. Sedangkan menggunakan kendali PID menunjukkan hasil, osilasi  $9 \times 10^{-3} \text{ m} = 9 \text{ mm}$  dengan *settling time* sebesar 1.7 s. Dengan begitu, dapat disimpulkan kendali PID lebih cepat melakukan performa peredaman suspensi meskipun diawali amplitudo defleksi roda yang cukup besar.

**Kata Kunci**— *full state feedback*, MATLAB, pemodelan, PID, suspensi aktif

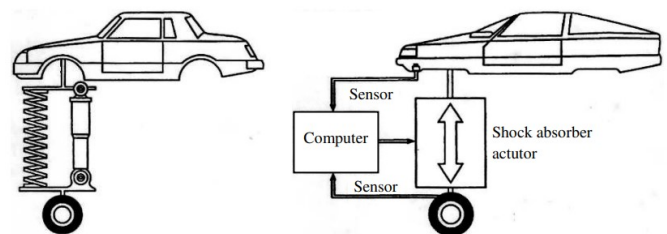
## I. PENDAHULUAN

Salah satu sistem yang ditanamkan pada setiap kendaraan roda empat adalah sistem suspensi pada masing-masing roda untuk menahan gangguan-gangguan vertikal yang sering terjadi pada saat kendaraan melaju di jalan raya seperti lonjakan, lubang, dan sebagainya. Sistem suspensi tersebut dirancang sedemikian rupa demi kenyamanan dan keamanan penumpang pada saat berkendara [1].

Sistem suspensi pasif memiliki dua komponen utama yaitu pegas dan redaman. Meskipun pegas dan redaman tersebut mampu memberikan kestabilan pada gerak vertikal kendaraan dalam batas tertentu, namun komponen-komponen tersebut tidak menyediakan energi pada sistem suspensi. Karena tidak menyediakan energi suspensi, maka sistem ini secara dinamik kurang responsif terhadap perubahan-perubahan profil jalan [2].

Sistem suspensi aktif terdiri dari tiga komponen utama yaitu pegas, redaman, dan aktuator gaya. Aktuator gaya itulah yang dapat menyuplai energi pada sistem suspensi untuk menghasilkan suatu gerak relatif antara badan mobil dengan roda sedemikian hingga ketika terjadi perubahan profil jalan, sistem suspensi dapat mempertahankan

kenyamanan dan keamanan berkendara [3]. Secara sistematis, kedua sistem suspensi ini dapat dilihat pada Gambar 1.



(a) Sistem suspensi pasif

(b) Sistem suspensi aktif

Gambar 1. Sistem Suspensi Kendaraan Roda Empat [4]

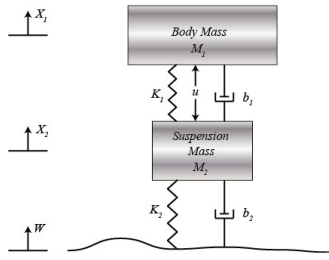
Tujuan penelitian ini adalah memodelkan *quarter system* sistem suspensi aktif atau  $\frac{1}{4}$  (satu roda) dari kendaraan roda empat. Pemodelan dilakukan menggunakan metode *white box* dengan pendekatan-pendekatan hukum dan besaran fisika sehingga membentuk model persamaan matematis atau sering disebut dengan persamaan fungsi alih dan persamaan ruang status [5]. Selanjutnya persamaan – persamaan tersebut dijadikan *plant* untuk perancangan kendali *full state feedback* dan PID (*Proportional Integral Derivative*). Prinsip kerja kendali *full state feedback* adalah menentukan nilai *feedback*  $K$  dengan cara menyamakan nilai akar-akar karakteristik model/ *plant* dengan performansi yang diinginkan [6]. Sedangkan nilai konstanta  $K_p$ ,  $K_i$  dan  $K_d$  pada kendali PID (*Proportional Integral Derivative*) ditentukan melalui metode *Ziegler-Nichols* [7], [8], [9], [10], [11], [12].

## II. BAHAN DAN METODE

Bagian ini berisi penyajian materi terkait pembentukan model *quarter system* suspensi aktif kendaraan roda empat, penentuan fungsi alih dan persamaan ruang status, serta simulasi perancangan kendali *full state feedback* dan PID (*Proportional Integral Derivative*) menggunakan *software* MATLAB 2015.

### A. Pemodelan Quarter System Suspensi Aktif

Sebuah *quarter system* suspensi kendaraan roda empat dapat diilustrasikan pada Gambar 2 berikut. Model ini digunakan untuk sistem suspensi aktif yang memiliki sistem aktuator untuk men-generate sinyal kontrol  $U$  dalam mengendalikan gerak badan kendaraan roda empat.



Gambar 2. Quarter System Suspensi Kendaraan Roda Empat [13]

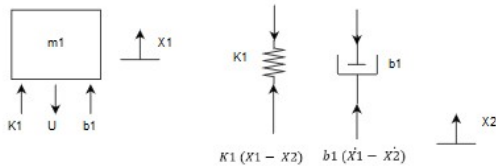
a) Parameter Sistem

Parameter yang digunakan dalam quarter system kendaran roda empat ini adalah :

TABEL I. PARAMETER QUARTER SYSTEM SUSPENSII AKTIF

Notasi	Keterangan	Nilai
$m_1$	1/4 massa body kendaraan roda empat	2500 kg
$m_2$	massa suspensi	320 kg
$K_1$	konstanta pegas suspensi	80.000 N/m
$K_2$	konstanta pegas roda dan ban	500.000 N/m
$b_1$	konstanta redaman suspensi	350 N.s/m
$b_2$	konstanta redaman roda dan ban	15.020 N.s/m
$U$	sinyal control	

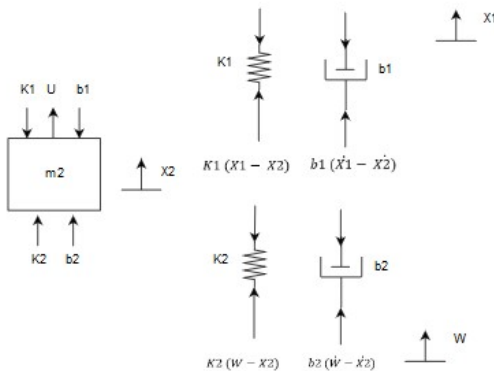
b) Free Body Diagram Massa 1



$$\sum F_x = m_1 \ddot{X}_1$$

$$-b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) - K_1(X_1 - X_2) + U = m_1 \ddot{X}_1 \quad (1)$$

c) Free Body Diagram Massa 2



$$\sum F_x = m_2 \ddot{X}_2$$

$$b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_1(X_1 - X_2) + b_2(\dot{W} - \dot{X}_2) + K_2(W - X_2) - = m_2 \ddot{X}_2 \quad (2)$$

d) Fungsi alih

Persamaan dinamis (1) dan (2) diatas dapat direpresentasikan ke bentuk fungsi alih dengan menggunakan transformasi laplace. Spesifik penurunan persamaan (1) dan (2) ke fungsi alih  $G_1(s)$  dan  $G_2(s)$  dimana masing-masing fungsi alih memiliki output  $X_1 - X_2$  dan input  $U$  dan  $W$  adalah sebagai berikut :

Transformasi laplace persamaan (1):

$$-b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) - K_1(X_1 - X_2) + U = m_1 \ddot{X}_1$$

$$-b_1\dot{X}_1 + b_1\dot{X}_2 - K_1X_1 + K_1X_2 + U = m_1 \ddot{X}_1$$

$$-b_1s X_1(s) + b_1s X_2(s) - K_1X_1(s) + K_1X_2(s) + U(s) = m_1s^2 X_1(s)$$

$$U(s) = m_1s^2 X_1(s) + b_1s X_1(s) - b_1s X_2(s) + K_1X_1(s) - K_1X_2(s)$$

$$U(s) = (m_1s^2 + b_1s + K_1) X_1(s) - (b_1s + K_1)X_2(s)$$

$$(m_1s^2 + b_1s + K_1) X_1(s) - (b_1s + K_1)X_2(s) = U(s) \quad (3)$$

Transformasi laplace persamaan (2):

$$b_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_1(X_1 - X_2) + b_2(\dot{W} - \dot{X}_2) + K_2(W - X_2) - U = m_2 \ddot{X}_2$$

$$b_1s X_1(s) - b_1s X_2(s) + K_1X_1(s) - K_1X_2(s) + b_2s W(s) - b_2s X_2(s) + K_2W(s) - K_2X_2(s) - m_2s^2 X_2(s) = U(s)$$

$$-(b_1s + K_1) X_1(s) + (m_2s^2 + b_1s + b_2s + K_1 + K_2) X_2(s) = (b_2s + K_2)W(s) - U(s) \quad (4)$$

Dari persamaan (3) dan (4) :

$$\begin{bmatrix} (m_1s^2 + b_1s + K_1) & -(b_1s + K_1) \\ -(b_1s + K_1) & (m_2s^2 + (b_1 + b_2)s + (K_1 + K_2)) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1(s) \\ X_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U(s) \\ (b_2s + K_2)W(s) - U(s) \end{bmatrix}$$

Fungsi alih  $G_2(s)$  yaitu pada saat mempertimbangkan input kontrol  $U(s)$ , sehingga diasumsikan  $W(s) = 0$

$$G_1(s) = \frac{(m_1 + m_2)s^2 + b_2s + K_2}{(m_1s^2 + b_1s + K_1).(m_2s^2 + (b_1 + b_2)s + (K_1 + K_2)) - (b_1s + K_1).(b_1s + K_1)} \quad (5)$$

Fungsi alih  $G_2(s)$  yaitu pada saat mempertimbangkan input gangguan  $W(s)$ , sehingga diasumsikan  $U(s) = 0$

$$G_2(s) = \frac{(-m_1b_2s^3 - m_1K_2s^2)}{(m_1s^2 + b_1s + K_1).(m_2s^2 + (b_1 + b_2)s + (K_1 + K_2)) - (b_1s + K_1).(b_1s + K_1)} \quad (6)$$

e) Representase State Space (Ruang Status) [14], [15]

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{Y}_1 \\ \dot{Y}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{b_1b_2}{m_1m_2} & 0 & \left[\frac{b_1}{m_1} \left(\frac{b_1}{m_1} + \frac{b_1}{m_2} + \frac{b_2}{m_2}\right) - \frac{K_1}{m_1}\right] & \frac{1}{m_1} \\ \frac{b_2}{m_2} & 0 & -\left(\frac{b_1}{m_1} + \frac{b_1}{m_2} + \frac{b_2}{m_2}\right) & 1 \\ \frac{K_2}{m_2} & 0 & -\left(\frac{K_1}{m_1} + \frac{K_1}{m_2} + \frac{K_2}{m_2}\right) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m_1} & \frac{b_1b_2}{m_1m_2} \\ 0 & -\frac{b_2}{m_2} \\ \left(\frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_2}\right) & -\frac{K_2}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ W \end{bmatrix}$$

$$Y = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0] \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} + [0 \quad 0] \begin{bmatrix} U \\ W \end{bmatrix}$$

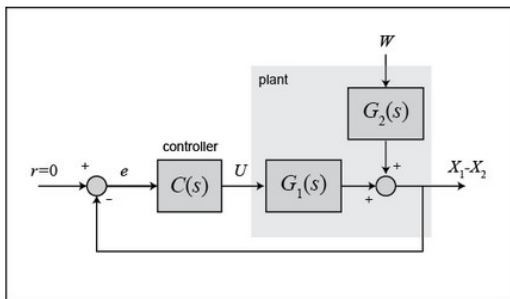
### B. Perancangan Kendali Quarter System Suspensi Aktif

Sistem suspensi kendaraan roda empat yang baik harus memiliki kemampuan pengendalian yang baik, dengan tetap memberikan kenyamanan penumpang saat berkendara melewati gundukan dan lubang di jalan. Ketika kendaraan roda empat mengalami gangguan di jalan (seperti lubang, retakan, gundukan, dan trotoar yang tidak rata) badan kendaraan seharusnya tidak memiliki osilasi besar dan osilasi akan menghilang dengan cepat.

Gangguan jalan  $W$  dalam penelitian ini akan disimulasikan oleh input langkah. Langkah ini bisa mewakili jalan yang berlubang (*pothole*), bergunduk (*bump*) dan menanjak. Output ditentukan ( $X_1 - X_2$ ) dengan alasan jarak ( $X_1 - W$ ) sangat sulit diukur dan deformasi ban ( $X_2 - W$ ) dapat diabaikan.

#### a) Desain Kontroler Full State Feedback

Solusi untuk masalah *overshoot* tinggi dan *settling time* lama dapat diatasi dengan cara menambahkan kontroler salah satunya adalah kontroler *full state feedback* untuk meningkatkan kinerja performansi sistem.



Gambar 3. Penambahan Kontroler Untuk Menambah Kinerja Performansi [16]

Diasumsikan semua state dapat diukur, sistem *controllable*. Penentuan nilai *feedback*  $K$  dilakukan dengan cara menyamakan nilai akar-akar karakteristik model dengan yang diinginkan. Pada simulasi ini penentuan nilai  $K$  dilakukan dengan algoritma:

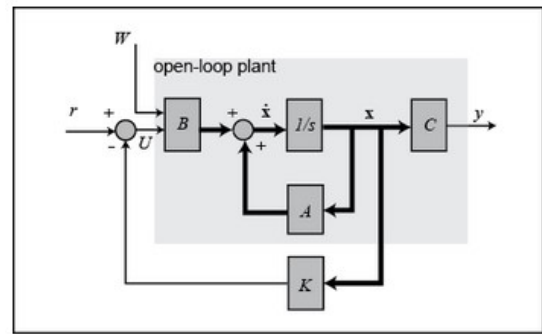
$$(SI - B[1,0]K) \quad (7)$$

dimana,

- $SI$  : matriks identitas
- $B$  : matriks input
- $K$  : konstanta *feedback*

*Feedback*  $K$  hanya dapat mengendalikan masukan sinyal *control*  $U(s)$  sehingga penentuan  $K$  dihitung dari kolom 1 matriks  $B$  yang merupakan matriks sinyal input  $U(s)$ . Nilai  $K$  yang digunakan pada simulasi ini adalah :

$$K = [0 \quad 2300000 \quad 500000000 \quad 0 \quad 8000000] \quad (8)$$



Gambar 4. Kontroler Full State Feedback [17]

Persamaan sistem setelah penambahan matriks *feedback*  $K$  adalah sebagai berikut:

$$\dot{x} = A - B \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} K + B \begin{bmatrix} U \\ W \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$y = Cx \quad (10)$$

dimana,

- $A$  : matriks keadaan/ status
- $B$  : matriks input
- $C$  : matriks output

#### b) Desain Kontroler PID

Spesifikasi performansi yang diinginkan adalah output ( $X_1 - X_2$ ) memiliki *settling time*  $< 5 s$  menuju *steady state* (stabil) dan *overshoot* 5% osilasi  $\pm 5mm$ . Pada simulasi kali ini, kontroler yang digunakan adalah kontroler *Proportional Integral Derivative* (PID). Fungsi alih untuk kontroler PID adalah sebagai berikut:

$$C(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s = \frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{s} \quad (11)$$

dimana

- $K_p$  = gain proporsional
- $K_i$  = gain integral
- $K_d$  = gain derivatif

Pada simulasi ini, nilai  $K_p, K_i$  dan  $K_d$  yang digunakan adalah:

$$K_p = 208025$$

$$K_i = 832100$$

$$K_d = 624075$$

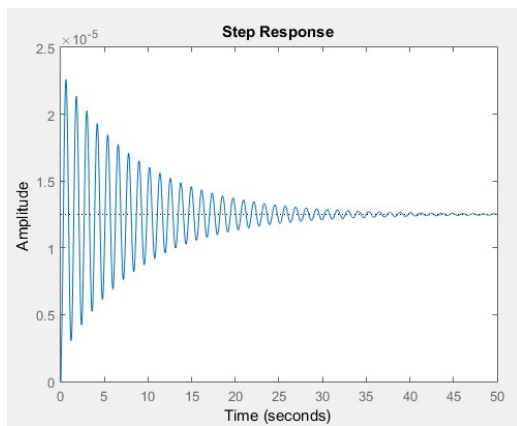
Gangguan  $W$  diatur input unit step yaitu gangguan berupa gundukan (*bump*) dengan magnitude sebesar  $0.1 m$

### III. HASIL DAN PEMBAHASAN

Bagian ini berisi pemaparan hasil simulasi, yang terbagi menjadi empat bagian, yaitu:

#### A. Open Loop Step Respon saat Melewati Jalan Datar

Pada simulasi ini, jalan yang datar tanpa gangguan disimulasikan dengan cara memberikan sinyal input  $W(s) = 0$ . Artinya respon *open loop* yang disimulasikan adalah respon asli dari model tanpa kontroler dan gangguan. Model asli tanpa gangguan direpresentasikan dalam fungsi alih persamaan (5) yaitu  $G_1(s)$ .

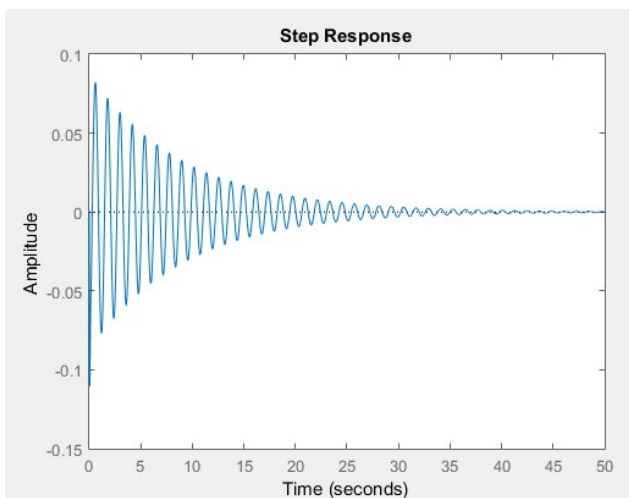


Gambar 5. Open Loop Step Respon Sistem Dengan Sinyal Input  $U(s)$  Tanpa Gangguan

Pada gambar 5 dapat dilihat bahwa sistem adalah *under-damped*. Penumpang yang duduk di kendaraan akan merasakan osilasi yang sangat kecil yaitu  $1.9 \times 10^{-5} m$ . Namun kendaraan membutuhkan waktu yang sangat lama untuk mencapai kondisi stabil yaitu 50 s.

#### B. Open Loop Step Respon saat Melewati Gundukan (Bump)

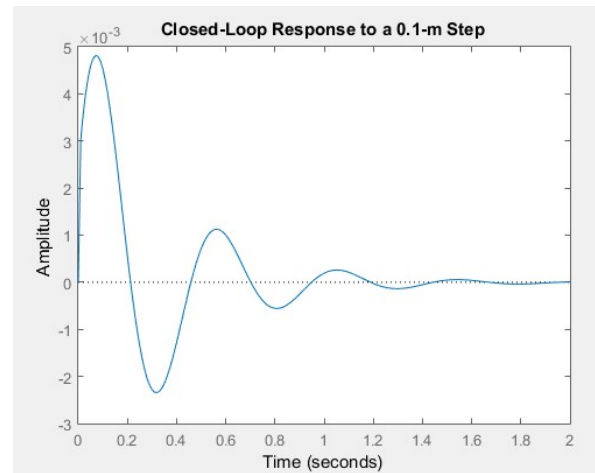
Pada simulasi ini, jalan dengan gangguan berupa gundukan disimulasikan dengan cara memberikan sinyal input  $W(s) = input\ step$ . Besar gundukan diatur sebesar 10 cm dari dasar jalan. Model dengan gangguan direpresentasikan dalam fungsi alih persamaan (6) yaitu  $G_2(s)$ .



Gambar 6. Open Loop Step Respon Sistem Dengan Gangguan Gundukan (Bump) 10 cm

Gambar 6 menunjukkan bahwa saat kendaraan melewati gundukan dengan magnitudo sebesar 10 cm akan mengalami osilasi yang besar yaitu 8 cm dengan waktu yang sangat lama yaitu 50 s. Penumpang yang duduk di dalam kendaraan akan merasakan tidak nyaman dengan osilasi karena *overshoot* yang besar dan *settling time* yang lama.

#### C. Respon Sistem Kontroler Full State Feedback

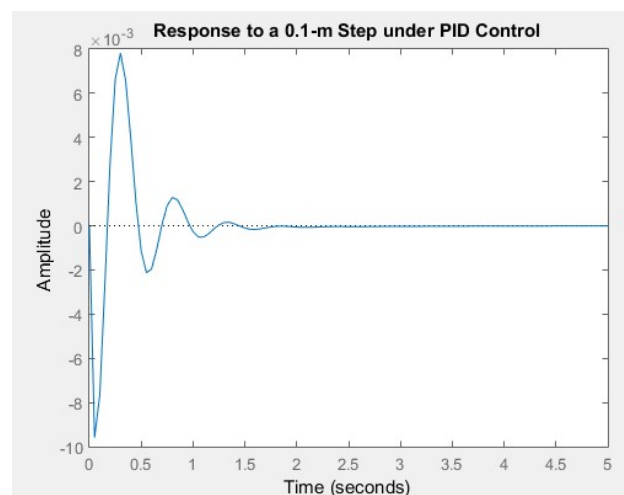


Gambar 7. Close Loop Response Kontroler Full State Feedback Gangguan 0.1 m

Gambar 7 menunjukkan dengan penambahan kontroler *full state feedback* dapat memperbaiki kinerja performansi. Hal ini dibuktikan respon *close loop system* dengan gangguan gundukan (*bump*) dengan magnitudo sebesar 0.1 m menunjukkan kendaraan mengalasi osilasi kecil yaitu  $7 \times 10^{-3} m = 7 mm$  dan *settling time* menuju stabil lebih cepat yaitu 2 s.

#### D. Respon Sistem Kontroler PID

Gambar 8 menunjukkan kontroler *PID* memberikan hasil yang maksimal dalam memperbaiki kinerja performansi. Hal ini dibuktikan oleh respon *close loop system* dengan gangguan gundukan (*bump*) dengan magnitudo sebesar 0.1 m menunjukkan kendaraan mengalami osilasi kecil yaitu  $9 \times 10^{-3} m = 9 mm$  dan *settling time* menuju stabil lebih cepat yaitu 1.7 s. Kontroler ini belum sepenuhnya memenuhi spesifikasi performansi yang diinginkan yaitu *settling time* berhasil menunjukkan sangat cepat namun osilasi yang terjadi masih besar.



Gambar 8. Close Loop Response Kontroler PID Gangguan 0.1 m

#### IV. KESIMPULAN

Dari hasil analisa yang telah diuraikan, dapat ditarik kesimpulan mengenai simulasi kendali sistem suspensi aktif

menggunakan metode *full state feedback* dan PID diantaranya sebagai berikut:

1. Metode kendali *Full State Feedback* dan PID berhasil dirancang dan disimulasikan untuk memperbaiki performansi sistem suspensi aktif kendaraan roda empat sebagai peredam kejutan dan getaran akibat permukaan jalan yang tidak rata akibat lubang (*pothole*) dan gundukan (*bump*)
2. *Quarter system* suspensi aktif kendaraan roda empat berhasil dimodelkan dalam fungsi alih dan persamaan ruang status. Berdasarkan hasil simulasi, persamaan-persamaan ini mampu menunjukkan representasi sistem dengan baik
3. Berdasarkan hasil simulasi *close loop* respon sistem, skema kendali PID menunjukkan performa yang **lebih baik** dibandingkan dengan skema kendali *full state feedback*, yaitu waktu meredam kejutan lebih cepat *settling time* pada PID sebesar 1,7 s dan pada *full state kontroler* sebesar 2 s. Meskipun pada PID diawali amplitudo defleksi roda sebesar  $9 \times 10^{-3} m = 9 mm$  dan pada *full state kontroler* sebesar  $7 \times 10^{-3} m = 7 mm$

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] H. P. Wang, G. I. Y. Mustafa, and Y. Tian, "Model-free fractional-order sliding mode control for an active vehicle suspension system," *Adv. Eng. Softw.*, vol. 115, pp. 452–461, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.advengsoft.2017.11.001.
- [2] M. I. Alfian and U. Wasiwito, "Analisis Pengaruh Perubahan Geometri Suspensi terhadap Dinamika Getaran Sepeda Motor," *J. Tek. ITS*, vol. 7, no. 1, pp. E12–E16, Mar. 2018, doi: 10.12962/j23373539.v7i1.29898.
- [3] H. K. Khalil, *Nonlinear Systems*. Prentice Hall, 2002.
- [4] Rudy S. Wahjudi. "Perancangan Kendali Suspensi Aktif". *Jurnal Ilmiah Teknik Elektro JETri*, Volume 13 No. 2, Februari 2016, Hal 73 – 86.
- [5] Robert L. Woods and Kent L. Lawrence. 1997. *Modeling and Simulation of dynamic systems*. Prentice Hall: Upper Saddle River, New Jersey 07458
- [6] Katsuhiko Ogata, *Modern Control Engineering*, 5th ed. Prentice Hall, 2009.
- [7] Karl Johan Åström, Tore Hägglund, *Advanced PID Control*. ISA-The Instrumentation, Systems, and Automation Society, 2006.
- [8] Mouleeswaran Senthil Kumar. "Design and Development of PID KontrolerBased Active Suspension System for Automobiles", Department of Mechanical Engineering, PSG College of Technology, Coimbatore, India.
- [9] Soud Farhan Choudhury dan M. A. Rashid Sarkar. "An Approach On Performance Comparison Between Automotive Passive Suspension And Active Suspension System (PID Kontroler) Using Matlab/Simulink". *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*, Vol. 43 No. 2, 30 September 2012.
- [10] Wissam H. Al-Mutar dan Turki Y. Abdalla. (2015). "Quarter Car Active Suspension System Control Using PID Kontroler tuned by PSO". *Iraq J. Electrical and Electronic Engineering*, Vol 11, No. 2.
- [11] Soheila Davoodi Moghadam, Saeed Balochian dan Omid Salehyan Rad (2014). "PSO Base Tuning of the PID Control of Active Suspension System" *IJAAM*, Vol. 3, Issue 1, Juli 2014.
- [12] Anand Tandel, A. R. Deshpande, S. P. Deshmukh dan K. R. Jagtap. (2014). "Modeling, Analysis and PID Kontroler Implementation on Double Wishbone Suspension Using SimMechanics and Simulink". *Prosiding 12th Global Congress on Manufacturing and Management GCMM – 2014*, hlm. 1274 - 1281.
- [13] Andi Pujo Rahadi. "Kendali Mode Luncur Pada Sistem Suspensi Aktif Dengan Simulasi MATLAB". *Jurnal Matematika*, Vol. 19 No. 1 Mei 2020
- [14] Charles L. Phillips, H. Troy Nagle, and Aranya C, *Digital Control System Analysis & Design*, 4<sup>th</sup> ed. Pearson Education Limited, 2015.
- [15] Katsuhiko Ogata, *Discrete- Time Control Systems*, 2<sup>th</sup> ed. Prentice Hall, 1995
- [16] Gene F. Franklin, J. Da Powell, and Abbas Emami-Naeini. 2014. *Feedback Control of Dynamic Systems* (7th ed.). Prentice Hall Press, Upper Saddle River, NJ, USA.
- [17] Williams, R. L., & Lawrence, D. A. 2007. *Linear State-Space Control Systems*. *Linear State-Space Control Systems*. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey