

DESAIN *AUTO TUNING* PID MENGGUNAKAN LOGIKA FUZZY PADA SISTEM SUSPENSI AKTIF TIPE PARALEL NONLINEAR MODEL KENDARAAN SEPEREMPAT

Oni Bagus^{*)}, Sumardi, and Aris Triwiyatno

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

E-mail: oncuzbarker@gmail.com

Abstrak

Sistem suspensi pada kendaraan merupakan salah satu komponen penting. Sistem suspensi aktif terbagi menjadi 2 yaitu tipe seri dan paralel. Sistem suspensi yang ideal dapat meminimalkan defleksi dan percepatan vertikal badan kendaraan yang menjamin keamanan dan kenyamanan dalam berkendara untuk variasi kondisi permukaan jalan. Pada penelitian ini menggunakan kendali *autotuning* fuzzy PID untuk menganalisis sistem suspensi aktif tipe paralel nonlinier pada model kendaraan seperempat. Gain keluaran dari fuzzy PID dikalikan dengan gain aktuator (G_u) dan menjadi masukan aktuator hidrolik. Keluaran dari aktuator merupakan daya eksternal (U) yang masuk ke sistem suspensi aktif. Suspensi aktif diuji dengan beberapa model gangguan yang diwakilkan oleh sinyal step, gundukan, random, dan sinusoidal. Berdasarkan simulasi menggunakan Matlab, sistem suspensi aktif *autotuning* fuzzy PID memiliki performansi lebih baik dan faktor keamanan dan kenyamanan yang relatif lebih baik pada frekuensi 0-20 Hz.

Kata kunci : suspensi aktif, tipe paralel, nonlinier, kendaraan seperempat, fuzzy PID

Abstract

The suspension system is one of the important components on the vehicle. Active suspension system is divided into the type of series and parallel. The ideal suspension system can minimize deflection and vertical acceleration of the vehicle body that ensures the safety and comfort of driving to variations in road surface conditions. This study uses fuzzy autotuning PID control system to analyze the type of parallel nonlinear active suspension on a quarter car model. Output gain of the fuzzy PID multiplied by actuators gain (G_u), as hydraulic actuator input. External power output of actuator (U) which is entered into the active suspension system that aims to minimize the average vertical suspension deflection and acceleration. Active suspension system was tested with several models of the interference signal is represented by step, bumps, random and sinusoidal. Based on the simulation using Matlab, active suspension system autotuning fuzzy PID has better performance and the safety and comfort are relatively better at a frequency of 0-20 Hz.

Keywords: active suspension, parallel type, nonlinear, quarter car, fuzzy PID

1. Pendahuluan

Saat ini, sistem suspensi pada kendaraan merupakan salah satu komponen penting. Hal ini berkaitan dengan kenyamanan saat berkendara dan kondisi jalan yang bervariasi. Kondisi jalan yang bervariasi akan menyebabkan interaksi antara kendaraan dan kondisi jalan juga bervariasi. Sistem suspensi yang ideal dapat meredam getaran yang ditimbulkan oleh interaksi tersebut. Ketika kondisi jalan tidak rata, untuk kondisi ideal, sistem suspensi dapat meredam getaran interaksi tersebut sehingga badan kendaraan akan tetap diam dan kenyamanan berkendara tidak terganggu.

Sistem suspensi dapat diklasifikasi menjadi pasif, semi-aktif, dan aktif. Pada sistem suspensi pasif, komponen yang digunakan masih konvensional dan memiliki karakteristik tetap, yaitu pegas yang tidak dapat dikontrol dan peredam penyerap getaran. Sistem suspensi semi-aktif terdiri dari komponen pasif dan aktif. Sedangkan sistem suspensi aktif tidak memiliki komponen pasif. Saat ini, suspensi aktif ditandai dengan aktuator hidrolik yang ditempatkan secara seri (*low bandwidth*) atau paralel (*high bandwidth*) dengan pegas dan peredam^[1]. Pegas dan peredam merupakan komponen utama yang menyusun suatu sistem suspensi, yang berfungsi untuk menopang

badan kendaraan, meredam getaran ketika kendaraan berinteraksi dengan jalan.

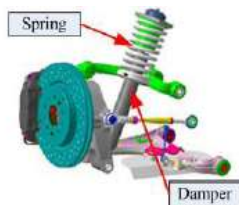
Tujuan dalam penelitian ini adalah merancang sistem suspensi aktif menggunakan metode *Auto Tuning Fuzzy PID* model kendaraan seperempat untuk mengoptimalkan performansi sistem suspensi aktif.

2. Metode

2.1 Sistem Suspensi

Sistem suspensi merupakan komponen yang sangat penting pada kendaraan. Hal ini karena sistem suspensi berfungsi untuk mempertahankan badan kendaraan dari gangguan eksternal dan gangguan internal sehingga tingkat keamanan dan kenyamanan saat berkendara dapat terjamin. Menurut masukan daya eksternal, sistem suspensi dikategorikan menjadi pasif, semi-aktif, dan aktif^[7].

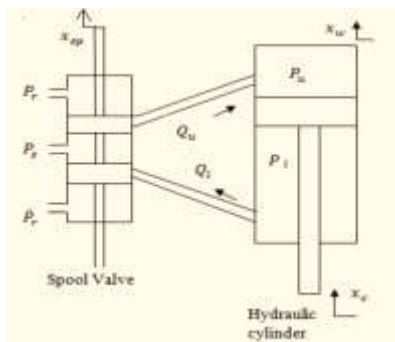
Pada penelitian ini digunakan model kendaraan seperempat. Model ini mempermudah dalam menganalisis karakteristik dari sistem suspensi. Pada model kendaraan seperempat, membagi sistem suspensi menjadi empat bagian dengan asumsi setiap suspensi pada keempat roda kendaraan simetris. Massa badan kendaraan yang diperhitungkan pada setiap suspensi merupakan massa badan kendaraan keseluruhan dibagi empat. Gambar 1 menunjukkan suspensi model kendaraan seperempat.



Gambar 1 Sistem Suspensi Model Kendaraan Seperempat

2.2 Aktuator Hidrolik

Aktuator hidrolik diasumsikan terdiri dari spool valve (servo-valve) dan silinder hidrolik.



Gambar 2 Aktuator Hidrolik

\$P_s\$ dan \$P_r\$ adalah tekanan fluida hidrolik yang masuk dan keluar dari *spool valve* (katup kumparan). \$X_{sp}\$ adalah posisi *spool valve*. \$P_u\$ dan \$P_l\$ merupakan tekanan minyak di atas dan di bawah ruang silinder. \$X_w\$-\$X_c\$ adalah perpindahan piston hidrolik. Penempatan spool \$X_{sp}\$ mengarahkan fluida bertekanan tinggi mengalir ke bagian lain dari ruang silinder dan menghubungkan ruang lain ke pompa reservoir. Aliran ini membuat perbedaan tekanan \$P_L\$ (\$P_u\$-\$P_l\$) pada piston. Perbedaan tekanan ini dikalikan oleh piston area \$A\$ yang merupakan gaya aktif \$F_a\$ untuk sistem suspensi. Perpindahan *spool valve* (\$X_{sp}\$) diasumsikan sebagai arus *servo valve* (\$I_{sv}\$) dengan linear transfer function^[9]:

$$\frac{X_{sp}(s)}{i_{sv}(s)} = \frac{K_{sv}}{Ts+1} \tag{1}$$

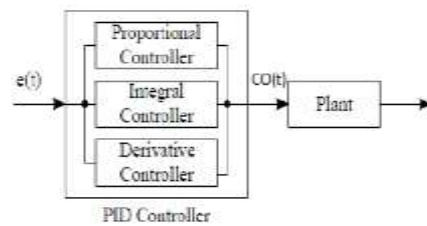
Dinamika hidrolik cukup cepat dan tidak akan dipertimbangkan dalam proses desain kontrol sehingga persamaan hidrolik dapat didekati sebagai berikut^[9].

$$T\ddot{X}_{sp} + \dot{X}_{sp} = K_{sv}i_{sv} \tag{2}$$

\$X_{sp}\$ merupakan keluaran aktuator yaitu perpindahan *spool valve*, dan \$K_{sv}i_{sv}\$ merupakan masukan aktuator, dan \$T\$ adalah waktu konstan.

2.3 Kendali PID

Kendali *Proportional Integral Derivative* merupakan salah satu metode kontrol yang digunakan untuk mendesain suatu kontroler agar dapat mengontrol atau mengendalikan suatu plant sesuai dengan spesifikasi yang dibutuhkan. Gambar 3 menunjukkan diagram blok kendali PID ideal yang akan digunakan pada penelitian.



Gambar 3 Struktur Kendali PID Ideal

Aksi kontrol PID pada dasarnya bertujuan untuk menggabungkan kelebihan komponen-komponen dasar kontrol PID, yang berfungsi untuk mempercepat respon (Proporsional), menghilangkan error steady atau *offset* (Integral), dan memperbaiki sekaligus mempercepat respon transien (Derivatif). Persamaan (3) memperlihatkan bentuk umum PID ideal *dependent* dan persamaan (4) merupakan PID ideal *independent*^[10]:

$$CO(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int e(t)dt + K_p \cdot T_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \tag{3}$$

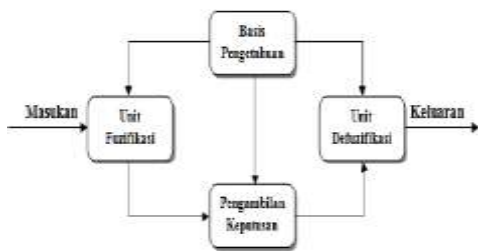
$$CO(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int e(t)dt + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (4)$$

2.4 Kendali Logika Fuzzy

Struktur dasar pengendali logika fuzzy terdiri dari 4 komponen utama yaitu^[4] :

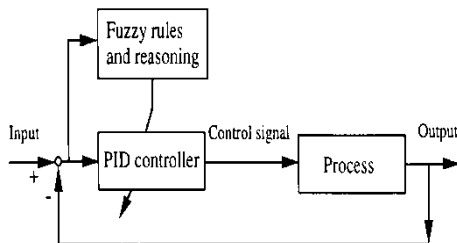
1. Unit fuzzifikasi (*fuzzification unit*).
2. Basis pengetahuan (*knowledge base*).
3. Logika pengambilan keputusan (*decision making*).
4. Unit defuzzifikasi (*defuzzification unit*).

Gambar 4 memperlihatkan komponen-komponen utama pengendali logika fuzzy berupa struktur dasar.



Gambar 4 Struktur Dasar Logika Fuzzy

2.5 Kendali Auto Tuning Fuzzy PID



Gambar 5 Struktur Auto Tuning Fuzzy PID^[11]

Dalam *Auto Tuning Fuzzy PID*, ada beberapa aturan fuzzy dan parameter kontroler yang harus ditentukan terlebih dahulu. Dalam hal ini, nilai K_p dan K_d diasumsikan memiliki rentang $[K_{p,min}, K_{p,max}]$ dan $[K_{d,min}, K_{d,max}]$. Nilai K_p dan K_d ditentukan dengan rentang 0-1 berdasarkan transformasi linear berikut^[12].

$$K'_p = (K_p - K_{p,min}) / (K_{p,max} - K_{p,min}) \quad (5)$$

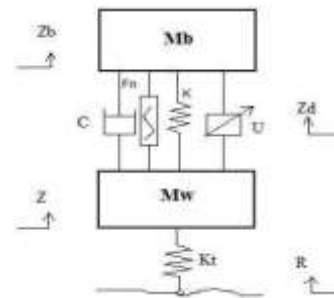
$$K'_d = (K_d - K_{d,min}) / (K_{d,max} - K_{d,min}) \quad (6)$$

3. Hasil dan Analisa

3.1 Perancangan Suspensi Aktif

Pada penelitian ini, digunakan suspensi aktif tipe parallel. Aktuator pada suspensi pasif dipasang secara parallel. Suspensi aktif memiliki daya masukan eksternal yang

diharapkan mampu meningkatkan performansi sistem suspensi tersebut.



Gambar 6 Suspensi Aktif Tipe Paralel

Berikut keterangan untuk gambar 6 :

- Mb : massa badan kendaraan (*body*)
- Mw : massa roda (*wheel*)
- C : koefisien redaman peredam
- F_n : gaya force suspensi
- K : koefisien kekakuan pegas pada badan kendaraan
- K_t : koefisien kekakuan roda
- U : gaya keluaran aktuator
- R : permukaan jalan
- Z_w : posisi massa roda
- Z_b : posisi massa badan kendaraan
- Z_d : posisi aktuator

Berikut ini persamaan diferensial dari sistem suspensi aktif.

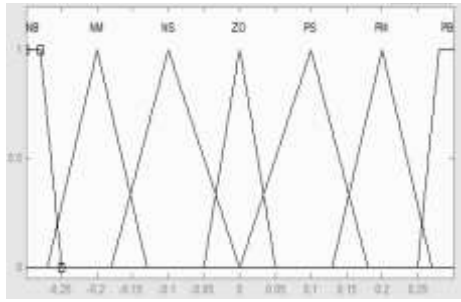
$$m_b \cdot \ddot{Z}_b = -k_b(Z_b - Z_w) - k_b^n(Z_b - Z_w)^3 - c_b(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) - c_b^n(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w)sgn(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) + \mu(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w)F_n sgn(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) - Z_w + U \quad (7)$$

$$m_w \cdot \ddot{Z}_w = k_b(Z_b - Z_w) + k_b^n(Z_b - Z_w)^3 - k_w(Z_w - Z_r) + c_b(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) + c_b^n(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w)sgn(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) - \mu(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w)F_n sgn(\dot{Z}_b - \dot{Z}_w) - U \quad (8)$$

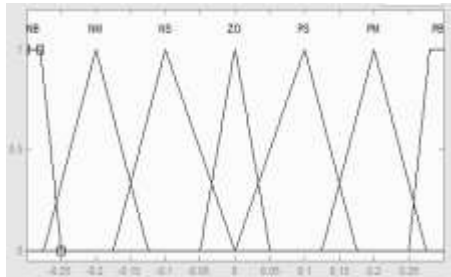
3.2 Perancangan Kendali Auto Tuning PID Menggunakan Logika Fuzzy

3.2.1 Logika Fuzzy

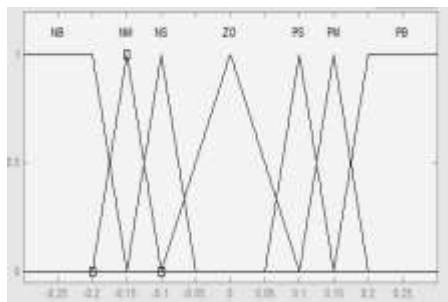
Pada penelitian ini input *Error* dan *dError*, dan 3 output *dKp*, *dKi*, dan *dKd*, masing-masing memiliki tujuh *membership function* (fungsi keanggotaan). Fungsi keanggotaan untuk *Error* yaitu *NB*, *NM*, *NS*, *ZO*, *PS*, *PM*, *PB* dengan range [-0,3 , 0,3]. Fungsi keanggotaan untuk *dError* yaitu *NB*, *NM*, *NS*, *ZO*, *PS*, *PM*, *PB* dengan range [-0,3 , 0,3]. Masing-masing output memiliki tujuh *membership function* (fungsi keanggotaan), yaitu *NB*, *NM*, *NS*, *ZO*, *PS*, *PM*, *PB* menggunakan fungsi segitiga dan trapezium. Fungsi keanggotaan *dKp* memiliki range [-0,3 , 0,3], *dKi* [-0,1 , 0,1], dan *dKd* [-0,1 , 0,1].



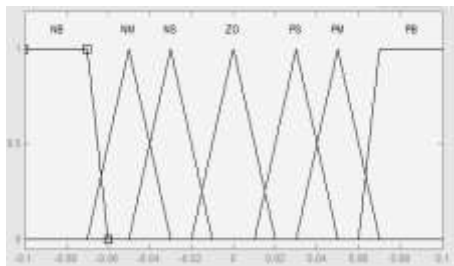
Gambar 7 Fungsi keanggotaan Error



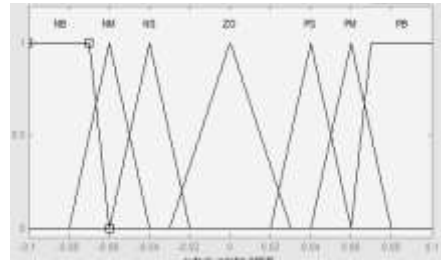
Gambar 8 Fungsi Keanggotaan dError



Gambar 9 Fungsi keanggotaan dKp



Gambar 10 Fungsi keanggotaan dKi



Gambar 11 Fungsi keanggotaan dKd

Pada penelitian ini, digunakan *rule base* untuk masing-masing parameter perubahan konstanta PID, 49 *rules* untuk dKp, 49 *rules* untuk dKi, dan 49 *rules* untuk dKd. *Rule base* ini didapatkan dari kombinasi *Error*, *dError*, dan parameter perubahan gain PID.

Tabel 1 Rule Base dKp

E/dKp/ dE	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PM	PS	ZO	ZO
NM	PB	PB	PM	PS	PS	ZO	NS
NS	PM	PM	PM	PS	ZO	NS	NS
ZO	PM	PM	PS	ZO	NS	NM	NM
PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NM	NM
PM	PS	ZO	NS	NM	NM	NM	NB
PB	ZO	ZO	NM	NM	NM	NB	NB

Tabel 2 Rule Base dKi

E/dKi/d E	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NM	NB	NB	NM	NS	NS	ZO	ZO
NS	NB	NM	NS	NS	ZO	PS	PS
ZO	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
PS	NM	PS	ZO	PS	PS	PM	PB
PM	ZO	ZO	PS	PS	PM	PB	PB
PB	ZO	ZO	PS	PM	PM	PB	PB

Tabel 3 Rule Base dKd

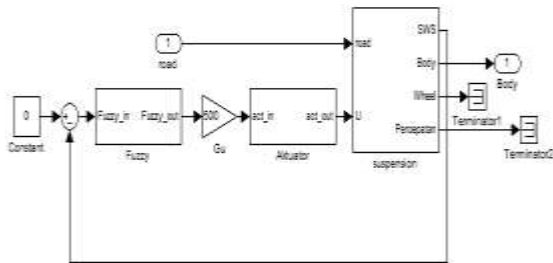
E/dKd/d E	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PS	NS	NB	NB	NB	NM	PS
NM	PS	NS	NB	NM	NM	NS	ZO
NS	ZO	NS	NM	NM	NS	NS	ZO
ZO	ZO	NS	NS	NS	NS	NS	ZO
PS	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
PM	PB	NS	PS	PS	PS	PS	PB
PB	PB	PM	PM	PM	PS	PB	PB

3.2.2 Kendali PID

Perancangan kendali ini terdiri dari gabungan kendali proporsional, integral, dan derivatif. Kendali PID ini diharapkan dapat menghasilkan sinyal kendali yang optimal. Struktur PID yang digunakan pada penelitian ini merupakan PID ideal paralel *independent* atau masing-masing nilai parameter PID tidak saling tergantung.

Dengan metode *Trial and Error* diperoleh konstanta optimal $K_p=1$, $K_i=1$, $K_d=8$.

3.2.3 Perancangan Sistem Keseluruhan



Gambar 12 Perancangan Sistem Keseluruhan *Autotuning* PID Menggunakan Logika Fuzzy

3.2.4 Perancangan Aktuator

Aktuator yang digunakan pada penelitian ini adalah aktuator orde 1. Persamaan aktuator pada penelitian ini sebagai berikut.

$$T\dot{U} + U = U_c \quad (9)$$

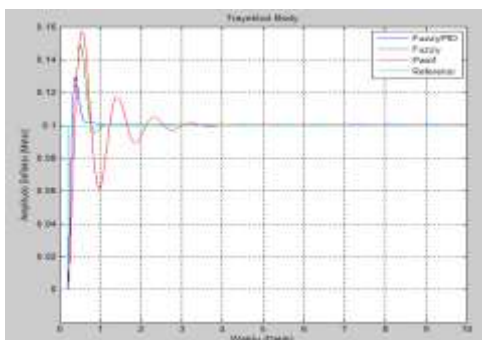
$$U = Z_d - Z_w \quad (10)$$

Dimana T adalah waktu konstan, U adalah keluaran aktuator, U_c adalah masukan aktuator, Z_d adalah posisi aktuator, dan Z_w adalah posisi massa roda.

3.3 Analisa Unjuk Kerja

3.3.1 Respon Sistem Terhadap Gangguan Step

Sistem suspensi aktif yang telah dirancang ketika diberi masukan sinyal *step* sebesar 0,1 meter.



Gambar 13 Trayektori Badan Kendaraan Terhadap Masukan *Step*

Berdasarkan gambar 13, pada sistem suspensi pasif, badan kendaraan akan stabil setelah 2,91 detik. Untuk suspensi aktif Fuzzy PID waktu mantapnya berkurang menjadi 0,63 detik dan 0,9976 detik pada suspensi aktif dengan Fuzzy saja. Selain itu, nilai *peak* (puncak) pada suspensi pasif

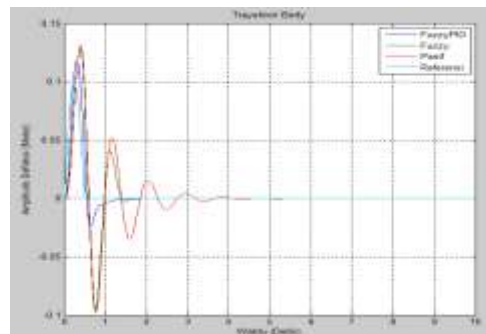
sebesar 15,71 cm, dan mengalami penurunan pada suspensi aktif menjadi 14,85 cm untuk Fuzzy dan 12,93 cm untuk Fuzzy PID. Jika dilihat dari tanggapan *steady state*, nilai IAE (*Integral Absolute Error*) untuk suspensi pasif sebesar 0,04221, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar 0,0198, dan suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar 0,0102

3.3.2 Respon Sistem Terhadap Gangguan Gundukan

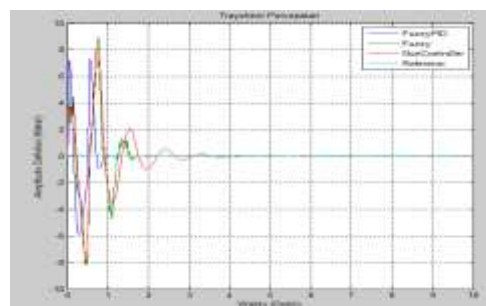
Sistem akan diberi gangguan berupa gundukan yang dapat dibuat dari sinyal sinusoidal yang diambil setengah periode.

$$w = \begin{cases} 0.1 \sin(2\pi t) & \text{untuk } t_0 < t < t_0 + 0,5T \\ 0 & \text{untuk nilai } t \text{ yang lain} \end{cases} \quad (11)$$

T adalah periode getaran yang besarnya 1 detik dan $t_0 = 0$ adalah waktu ketika gundukan mulai dirasakan oleh roda kendaraan. Gundukan merupakan analogi dari polisi tidur yang terdapat pada permukaan jalan dengan amplitudo maksimal 10 cm.



Gambar 14 Trayektori Badan Kendaraan Terhadap Masukan Gundukan



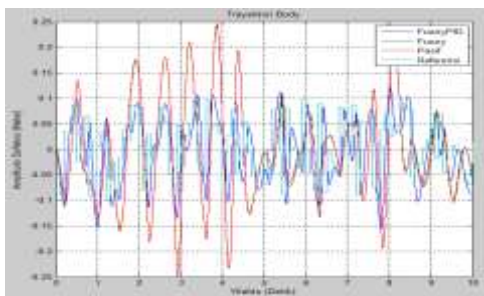
Gambar 15 Trayektori Percepatan Vertikal Terhadap Masukan Gundukan

Berdasarkan gambar 14 dan 15 terlihat bahwa badan kendaraan akan stabil setelah 3,51 detik untuk suspensi pasif, 1,56 detik untuk suspensi aktif dengan Fuzzy, dan 1,2 detik untuk suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID.

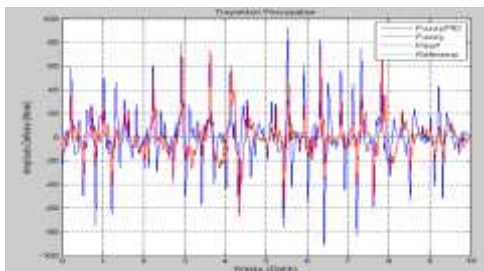
Defleksi maksimal dari suspensi pasif sebesar 13,16 cm, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar 12,76 cm, dan 11,82 cm untuk suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID. Jika dilihat dari tanggapan *steady state*, nilai IAE (*Integral Absolute Error*) untuk suspensi pasif sebesar 0,07533, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar 0,05117, dan suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar 0,01857. Percepatan vertikal maksimum badan kendaraan untuk suspensi pasif sebesar $7,90 \text{ m/s}^2$, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar $8,96 \text{ m/s}^2$, dan suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar $7,30 \text{ m/s}^2$.

3.3.3 Respon Sistem Terhadap Gangguan *Random*

Gangguan berupa sinyal *random* yang menganalogikan permukaan jalan yang tidak rata. Sinyal *random* yang diberikan memiliki amplitudo maksimal dan minimal sebesar 10 cm selama 10 detik



Gambar 16 Trayektori Badan Kendaraan Terhadap Masukan *Random*



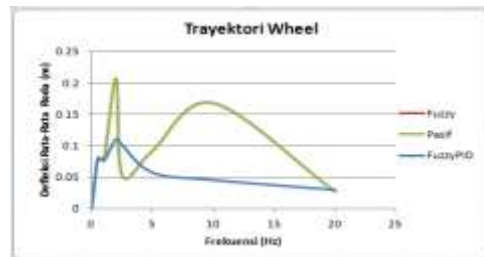
Gambar 17 Trayektori Percepatan Vertikal Terhadap Masukan *Random*

Berdasarkan gambar 16 dan 17 terlihat bahwa defleksi RMS (*Root Mean Square*) badan kendaraan pada suspensi pasif sebesar 10,24 cm, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar 10,24 cm, dan suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar 6,12 cm. Percepatan RMS vertikal badan kendaraan pada suspensi pasif sebesar $19,21 \text{ m/s}^2$, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar $19,25 \text{ m/s}^2$, dan suspensi aktif Fuzzy PID sebesar $18,99 \text{ m/s}^2$.

3.4 Analisa Faktor Keamanan dan Kenyamanan

3.4.1 Faktor Keamanan

Sebuah sistem suspensi dapat dinyatakan relatif aman jika roda kendaraan dan permukaan jalan dapat melekat dengan baik. Analisis dari faktor keamanan diperoleh dengan memberikan gangguan sinusoidal penuh dengan amplitudo maksimal sebesar 0,1 meter (10 cm) untuk daerah frekuensi 0-20 Hz.

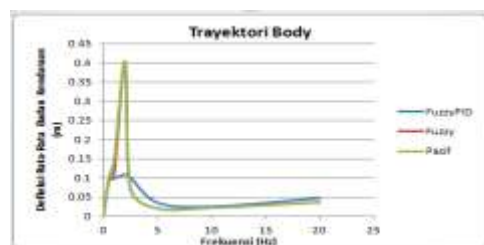


Gambar 18 Rata-Rata Defleksi Roda Kendaraan Terhadap Gangguan Sinusoidal

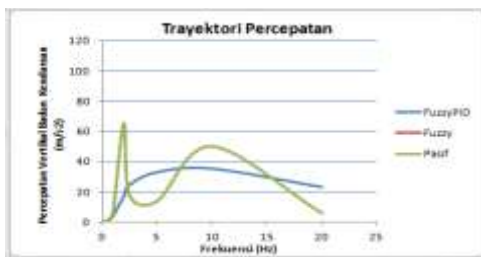
Dari hasil simulasi, defleksi roda dibawah frekuensi 2,5 Hz pada suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID lebih kecil dibandingkan dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy. Namun, pada daerah frekuensi 2,5 Hz – 5 Hz, suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy memberikan defleksi rata-rata roda kendaraan yang lebih kecil dari suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID. Pada daerah frekuensi 5 Hz – 20 Hz, suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan defleksi rata-rata roda kendaraan yang lebih kecil dibandingkan dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy.

3.4.2 Faktor Kenyamanan

Sebuah sistem suspensi dapat dikatakan relatif nyaman jika percepatan vertikal dan defleksi badan kendaraan semakin kecil. Analisis terhadap faktor kenyamanan dapat diperoleh dengan memberikan gangguan sinusoidal penuh dengan amplitudo 0,1 m (10 cm) untuk daerah frekuensi 0-20 Hz.



Gambar 19 Rata-Rata Defleksi Badan Kendaraan Terhadap Gangguan Sinusoidal



Gambar 20 Rata-Rata Percepatan Vertikal Terhadap Gangguan Sinusoidal

Berdasarkan hasil simulasi, sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan defleksi rata-rata kendaraan yang cenderung stabil dibandingkan dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy. Pada daerah frekuensi 2 Hz, sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan defleksi rata-rata badan kendaraan maksimal 10,78 cm, suspensi aktif dengan Fuzzy 40,27 cm, dan suspensi pasif 40,34 cm. Rata-rata percepatan vertikal badan kendaraan ditunjukkan pada gambar 20. Pada frekuensi kurang dari 2,5 Hz dan 7 Hz-15 Hz, suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan rata-rata percepatan yang lebih kecil dibandingkan dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan Fuzzy. Rata-rata percepatan maksimal untuk suspensi aktif dengan *autotuning* Fuzzy PID sebesar $35,48 \text{ m/s}^2$ yang terjadi pada frekuensi 10 Hz, suspensi aktif dengan Fuzzy sebesar $65,36 \text{ m/s}^2$, dan suspensi pasif sebesar $65,32 \text{ m/s}^2$.

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut. Nilai puncak defleksi badan kendaraan saat gangguan *step* pada sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID sebesar 12,93 cm dengan waktu mantap 0,63 detik. Saat gangguan berupa gundukan, sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan defleksi badan kendaraan sebesar 11,82 cm dengan waktu mantap 1,2 detik. Saat gangguan berupa sinyal *random*, Sistem suspensi aktif *autotuning* Fuzzy PID memberikan rata-rata defleksi badan kendaraan sebesar 6,12 cm dan percepatan sebesar $18,99 \text{ m/s}^2$. Secara keseluruhan, sistem suspensi aktif *Autotuning* Fuzzy PID memiliki performansi yang lebih baik dan keamanan dan kenyamanan dalam berkendara yang lebih baik dibandingkan dengan suspensi aktif dengan Fuzzy dan suspensi pasif. Untuk pengembangan, metode kendali yang dirancang dapat meminimalkan defleksi dan percepatan yang ditimbulkan pada suspensi dan memiliki performansi yang lebih baik ketika kendaraan melewati semua tipe permukaan jalan. Sistem suspensi yang telah dirancang, diaplikasikan ke dalam bentuk perangkat keras.

Referensi

- [1]. Sam, Yahya Md. *Robust Control Of Active Suspension System For A Quater Car Model*. Department of Control and Instrumentation Engineering University Teknologi Malaysia. 2006.
- [2]. Yagiz, Nurkan, L Emir Sakman, dan Rahmi Guclu. Different Control Applications On A Vehicle Using Fuzzy Logic Control.
- [3]. Rao, MVC dan V Prahlad. *A Tuneable Fuzzy Logic Controller For Vehicle- Active Suspension Systems*. Department of Electrical Engineering Indian Institute of Technology, India. 1995.
- [4]. Sumardi, *Perancangan Sistem Suspensi Semi-Aktif Dengan Peredam Nonlinier Menggunakan Pengontrol Fuzzy*. Institut Teknologi Bandung. 1998.
- [5]. Hong-Ming Chen. *Design of Nonlinear Controller for a Quarter Vehicle Active Suspension System*. Department of Electronic Engineering, Chienkuo Technology University, Taiwan. 2012.
- [6]. Jeen Lin, Ruey-Jing Lian, Chung-Neng Huang, Wun-Tong Sie. *Enhanced fuzzy sliding mode controller for active suspension systems*. Taiwan. 2009.
- [7]. Tesna, Dikki. *Perancangan Sistem Suspensi Aktif Nonlinier Tipe Paralel Dengan Kendali HYbrid Fuzzy PID Pada Model Kendaraan Seperempat*. Universitas Diponegoro. 2012.
- [8]. Xue, X. D., K. W. E. Cheng, and Z. Zhang. *Study of Art Automotive Active Suspensions*. Department of Electrical Engineering, Hongkong. 2011.
- [9]. Rajeswari, K., P. Lakshmi. Simulation of Suspension System with Intelligent Active Force Control. *International Conference on Advances in Recent Technologies in Communication and Computing*. 2010.
- [10]. Setiawan, Iwan. *Kontrol PID Untuk Proses Industri*. Jakarta: Elex Media Komputindo. 2008.
- [11]. Potts, A.S., Freitas, B.T., Amaro, J.C. *Fuzzy auto-tuning for a PID controller*. Department of Telecommunication and Control. University of Sao Paulo, Brazil.
- [12]. Yu Zhao Z., Masayoshi T., Satoru I. Fuzzy Gain Scheduling of PID Controllers. *IEEE*. 1993.
- [13]. Ogata, Katsuhiko. *Teknik Kontrol Otomatik (Sistem Pengaturan)*. Jakarta: Erlangga. 1994.
- [14]. Zadeh, L. A.. *Fuzzy Sets*. Department of Electrical Engineering and Electronics Research Laboratory, University of California, Berkeley. 1965.