

# Active Suspension Simulation on Three-Wheel Reverse Trike Vehicle Using Proporsional-Integral-Derivative Controller

Wibowo<sup>1,\*</sup>, R. Lullus Lambang G. Hidayat<sup>1</sup>, Eko Surojo<sup>1</sup> dan Erick Chandra<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Prodi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret - Surakarta

\*Korespondensi: wibowo\_uns@yahoo.com

**Abstract.** The vehicle suspension system generally uses passive suspension components with a fixed coefficient of spring and damper. The vehicle suspension ability is how to provide good steering handling and passenger comfortability, the passive suspension offers only a compromise between them criteria. The active suspension is development of a traditional suspension by directly controlling the suspension actuator force continuously. The purpose of this research is to obtain mathematical model and simulation of comparison performance between the passive and active suspension system from full model of three-wheel reverse trike vehicle using Simulink-Matlab. Porposional-Integral-Derivative (PID) control techniques was used in active suspension systems with an analysis of step input responses and Ziegler & Nichols tuning methods. The comparison of performance between passive and active suspension used disturbance profile type of single-bump road surface height of 0.1 meters with output in the form of vibration displacement and vehicle body acceleration in vertical direction. The results show that acceleration in the vertical direction of the vehicle body on the graph of the human body in accepting acceleration found that the active suspension system is better in providing comfort and handling for the passenger. The significant improvement performance of the vehicle body on vertical acceleration direction, from 2.5G with a down time of 5.5 seconds on the passive suspension system becomes 1.8G with a down time of 2.5 seconds on active suspension system.

**Abstrak.** Sistem suspensi kendaraan umumnya menggunakan komponen suspensi pasif dengan nilai koefisien pegas dan damper yang tetap. Suspensi kendaraan dinilai dari kemampuannya untuk memberikan handling kemudi yang baik dan kenyamanan penumpang, suspensi pasif hanya menawarkan kompromi diantara kedua kriteria tersebut. Suspensi aktif menawarkan pengembangan desain suspensi tradisional dengan secara langsung mengontrol gaya aktuator suspensi secara terus menerus. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk memperoleh model matematika dan simulasi perbandingan kinerja dari sistem suspensi pasif dan aktif dari model kendaraan penuh (*full vehicle model*) roda tiga *reverse trike* menggunakan software *Simulink-Matlab*. Teknik kendali *Porposional Integral Derivative* (PID) digunakan pada sistem suspensi aktif dengan analisis respon input tangga dan metode tuning *Ziegler&Nichols*. Perbandingan kinerja antara sistem suspensi pasif dan aktif menggunakan tipe input gangguan profil permukaan jalan *single bump* setinggi 0.1 meter dengan keluaran berupa getaran perpindahan (*displacement*) dan percepatan badan kendaraan pada arah vertikal. Hasil penelitian menunjukkan percepatan ke arah vertikal bodi kendaraan pada grafik kemampuan badan manusia dalam menerima percepatan didapatkan bahwa sistem suspensi aktif mampu secara signifikan memperbaiki unjuk kerja bodi kendaraan pada percepatan arah vertikal, yaitu dari nilai 2.5G dengan waktu turun 5.5 detik pada sistem suspensi pasif menjadi 1.8G waktu turun 2.5 detik pada sistem suspensi aktif.

**Kata kunci:** roda tiga, *reverse trike*, suspensi, PID control.

© 2017. BKSTM-Indonesia. All rights reserved

## Pendahuluan

Perkembangan otomotif yang berkembang pesat pada abad ini memunculkan tuntutan yang semakin besar dari tingkat keamanan sampai kenyamanan. Setiap kendaraan melewati berbagai macam profil jalan yang dapat mempengaruhi kenyamanan dan kemampuan kendaraan. Suspensi harus dapat mendukung kendaraan untuk bermanuver, mengangkat penumpang, dan menghadapi gangguan kondisi permukaan jalan. Kenyamanan berkendara membutuhkan suspensi yang lembut tapi untuk mengangkat lebih banyak muatan membutuhkan

suspensi yang keras. Handling yang baik membutuhkan pengaturan suspensi diantara dua kriteria itu [1]. Akan tetapi pengaturan suspensi juga disesuaikan dengan kebutuhan kendaraan yang tentunya berbeda kebutuhan mobil balap dan mobil limusin. Suspensi terdiri dari sistem pegas, *sock arbsorber*, dan *linkage* yang menghubungkan badan kendaraan dengan roda.

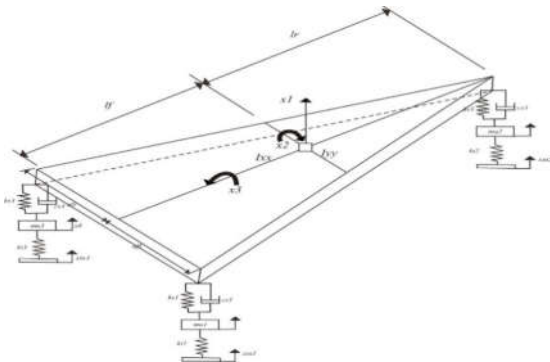
Fungsi utama suspensi adalah untuk meminimalkan akselerasi vertikal yang dikirimkan ke penumpang yang secara langsung akan mempengaruhi kenyamanan. Terdapat tiga jenis sistem

suspensi yaitu sistem suspensi pasif, semi-aktif, dan aktif [2]. Suspensi yang terdiri dari pegas dan damper adalah suspensi pasif, sistem suspensi yang mendapat kontrol eksternal adalah suspensi semi-aktif dan aktif [1]. Sistem suspensi aktif yang di kontrol secara elektronik dapat meningkatkan kemampuan handling secara simultan. Sebuah sistem suspensi aktif juga dapat menghasilkan karakteristik yang berbeda tergantung variasi kondisi jalan tanpa melampaui travel limitnya [3].

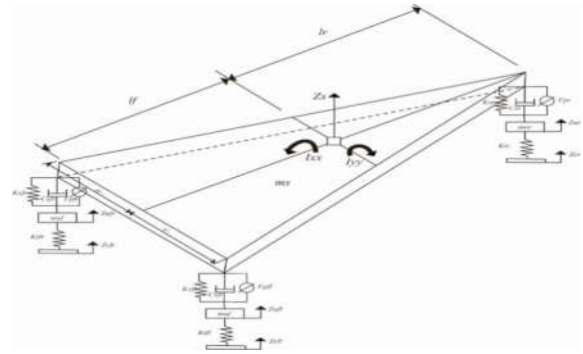
Penelitian ini mensimulasikan kendaraan riset *reverse trike* roda tiga dengan suspensi pasif dan suspensi aktif dengan kontroler PID dengan cara melakukan pemeriksaan respon perpindahan (*displacement*) dan akselerasi bodi kendaraan arah vertikal. Metode tuning menggunakan metode aturan *Ziegler&Nichols*. Input tangga (*step*) digunakan untuk menganalisis sistem untuk diketahui karakteristik input tangga (*unit-step input characteristics*) dan input gangguan profil permukaan jalan untuk membandingkan sistem tanpa dan dengan menggunakan kontroler.

**Persamaan Gerak Model Kendaraan**

Model kendaraan merupakan sistem dengan 6 derajat kebebasan yang dapat menggambarkan perilaku getaran kendaraan pada arah vertikal. Model 6 DOF terdiri dari sebuah massa *sprung* tunggal (bodi kendaraan) yang dihubungkan pada tiga massa *unsprung* mu1, mu2, mu3 (roda di bagian depan kiri, roda depan kanan, roda belakang dengan suspensi. Massa *sprung* bebas bergerak vertikal, *pitch*, dan *roll* sedangkan massa *unsprung* bebas bergerak melambung ke arah vertikal. Maka sistem yang memiliki 6 derajat kebebasan memungkinkan simulasi beban gaya pada ketiga ban, akselerasi bodi dan *body displacement*, serta roll dan pitch. Suspensi antara massa *sprung* dan massa *unsprung* dimodelkan sebagai peredam pasif dengan elemen pegas sedangkan ban dimodelkan sebagai pegas linear tanpa peredam. Diagram benda bebas model dinamika kendaraan ditunjukkan pada Gambar 1.



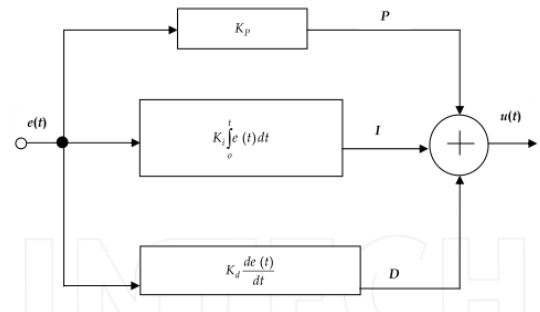
**Gambar 1.** Model kendaraan 6 DOF dan suspensi pasif



**Gambar 2.** Model kendaraan 6 DOF dan suspensi aktif

Persamaan gerak yang diformulasikan kemudian ditransformasikan menjadi persamaan *state space* untuk kedua sistem tersebut.

Untuk sistem suspensi pasif tidak ada gaya aktuator yang bekerja maka nilai gaya aktuator pada tiap roda menjadi nol. Kontroler PID menghitung nilai *error* sebagai perbedaan antara variabel proses yang diukur dan set poin yang diinginkan. Kontroler bekerja meminimalkan eror dengan cara menyesuaikan ulang input proses kontrol [3]. Kemudian, persamaan kontroler PID disusun dalam blok diagram sebagaimana tampak pada gambar 3.



**Gambar 3.** Diagram Blok PID [3]

**Tuning Kontroler PID**

Dalam proses tuning kontroler PID digunakan untuk mendapatkan nilai konstanta porposional ( $K_p$ ), nilai integral ( $K_i$ ), dan nilai derivatif ( $K_d$ ) agar respon output yang didapatkan sesuai dengan tujuan desain. Metode tuning yang digunakan menggunakan metode yang dikembangkan oleh *Ziegler & Nichols*.

Aturan dalam metode *Ziegler & Nichols* memberikan satu set nilai  $K_p$ ,  $K_i$ , dan  $K_d$  yang akan memberikan operasi sistem yang stabil. Aturan metode *Ziegler & Nichols* dapat dijadikan awalan untuk tuning yang lebih baik (tuning lanjutan secara experimental atau metode yang lain) daripada memberikan setting final nilai  $K_p$ ,  $K_i$ , dan  $K_d$  dengan sekali pilih.

Metode yang dipakai untuk mendapatkan nilai  $K_{cr}$  dan  $P_{cr}$  ada dua macam metode yang disebut yaitu metode pertama dan metode kedua [4]. Dalam metode kedua, langkah pertama adalah melakukan

setting nilai  $K_i = \infty$  dan nilai  $K_d = 0$  dengan menggunakan hanya kontrol porposional saja menaikkan nilai  $K_p$  dari 0 sampai nilai kritikal,  $K_{cr}$ , yaitu saat dimana outputnya menghasilkan output osilasi yang tak teredam (*sustained oscillations*). Penentuan nilai  $K_{cr}$  dan  $P_{cr}$  dengan cara demikian ditentukan dengan cara experimental. Jika diketahui model matematika sistemnya maka dalam menentukan nilai kritikal  $K_{cr}$  dan frekuensi dari osilasinya  $\omega_{cr}$  diperoleh dari poin persilangan dari grafik Root-locus dengan sumbu imajiner  $j\omega$ , dimana nilai  $P_{cr}$  dapat diperoleh dari  $2\pi/\omega_{cr}=P_{cr}$ . Ketika model matematika telah diketahui, maka metode Root Locus dapat digunakan untuk mendapatkan nilai kritikal  $K_{cr}$ . Selanjutnya, nilai kritikal ( $K_{cr}$ ) dan nilai periode kritikal ( $P_{cr}$ ) dimasukkan dalam aturan Ziegler & Nichols.

Objek penelitian adalah berupa kendaraan roda tiga, seperti tampak pada gambar 5. Data properties kendaraan dapat dilihat pada tabel 1.



Gambar 5. Kendaraan Riset Roda Tiga Reverse Trike

Tabel 1. Propertis kendaraan roda tiga Reverse Trike

Simbol	Deskripsi	Satuan
$m_s$	Massa sprung	170 kg
$I_{yy}$	Momen inersia pitch	55.04 kgm <sup>2</sup>
$I_{xx}$	Momen inersia roll	18.63 kgm <sup>2</sup>
$m_{ufl}$	Massa unsprung roda depan kiri	45 kg
$m_{ur}$	Massa unsprung roda belakang	80 kg
$m_{ufr}$	Massa unsprung roda depan kanan	45 kg
$K_{sfl}$	Koef. kekakuan pegas suspensi roda depan kiri	26251 N/m
$K_{srr}$	Koef. kekakuan pegas suspensi roda belakang	26251 N/m
$K_{sfr}$	Koef. kekakuan pegas suspensi roda depan kanan	26251 N/m
$C_{sfl}$	Koefisien damping suspensi roda depan kiri	1200 Ns/m
$C_{srr}$	Koefisien damping suspensi roda belakang	2000 Ns/m
$C_{sfr}$	Koefisien damping suspensi roda depan kanan	1200 Ns/m
$K_{tfl}$	Koefisien kekakuan ban depan kiri	25.000 N/m
$K_{tr}$	Koefisien kekakuan ban belakang	40.000 N/m
$K_{tfr}$	Koefisien kekakuan ban depan kanan	25.000 N/m
$l_f$	Jarak dari ms CG ke as roda depan	0.54 m
$l_r$	Jarak dari ms CG ke as roda belakang	0.6 m
$w$	Lebar trek kendaraan	0.405 M

Sistem yang dibangun adalah tipe *Disturbance Rejection* atau Regulator [5], maka untuk membandingkan kemampuan sistem suspensi pasif

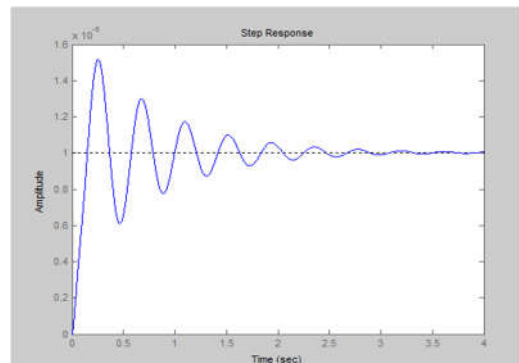
(*open-loop*) dan suspensi aktif (*close-loop*) diasumsikan bahwa *disturbance* dan *reference* adalah input untuk plant  $G(s)$ . Sistem suspensi aktif (*closed-loop*) terdapat sinyal feedback  $C(s)$  yang berasal dari sensor output menuju *summing junction* untuk dibandingkan dengan referensi  $R(s)$  dimana selisih antara  $C(s)$  dan  $R(s)$  menjadi sinyal error  $E(s)$  untuk masukan ke plant/sistem  $G(s)$ .

Input tangga digunakan untuk mendapatkan karakteristik respon transient input tangga *transient step response characteristics* (antara lain *steady state error, rise time, overshoot, dan settling time*). Respon sistem terhadap input tangga (*unit-step input*) digunakan untuk analisis menentukan parameter desain kontroler.

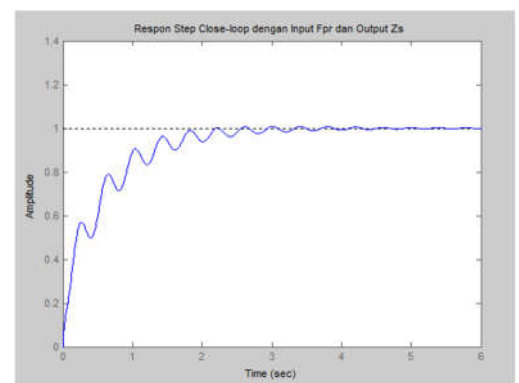
Input gangguan profil permukaan jalan digunakan untuk mengetahui respon sistem terhadap kondisi permukaan jalan bergelombang dimana terdiri dari sebuah puncak gelombang dengan amplitudo  $a$  [3]. Dalam simulasi ini digunakan tinggi amplitudo yang merepresentasikan tinggi *bump* sebesar 0.1 meter pada waktu 0.5 hingga 0.75 detik.

### Hasil Simulasi

#### a. Respon input tangga suspensi pasif (*Open-loop*)



Gambar 6. Respon input tangga sistem suspensi pasif (*open-loop*)



Gambar 7. Respon input tangga sistem suspensi aktif dengan metode tuning Ziegler&Nichols

Kontroler PID dengan tuning metode Ziegler&Nichols mampu meniadakan *steady state error*. Hal

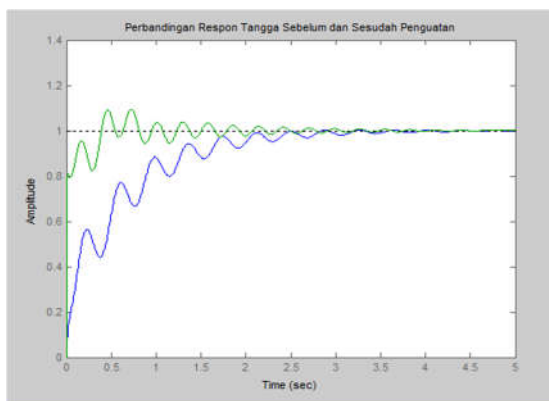
ini terlihat pada nilai *steady state* pada model sistem *open-loop* pada masing-masing roda berada pada nilai  $1 \times 10^{-5}$ ,  $1 \times 10^{-5}$ , dan  $1.8 \times 10^{-5}$  dan pada *close-loop* pada tiap roda *steady state* berada pada nilai satu yang berarti nilai *steady state error* bernilai nol (gambar 6 dan 7). Nilai *overshoot* sudah mencapai kurang dari 10% namun nilai *settling time* masih diatas 2 detik dan ada kenaikan pada nilai *rise time*. Untuk memper-baiki unjuk kerja respon tangga sistem maka dilakukan tuning lanjutan (*fine tuning*).

Tujuan tuning lanjutan dengan metode *trial and error* adalah untuk mengurangi *settling time* dan *rise time* dengan tetap mempertahankan *steady state error* pada nilai nol dan *overshoot* dibawah 10%. Pada tuning dengan menggunakan *trial and error* tetap berpacu pada hasil tuning *Ziegler&Nichols* yang menggunakan acuan yaitu menambahkan nilai  $K_p$  untuk menambah waktu naik (*rise time*), menambahkan  $K_d$  untuk menambah *overshoot*, dan menambah  $K_i$  untuk menghilangkan kesalahan keadaan tunak [6].

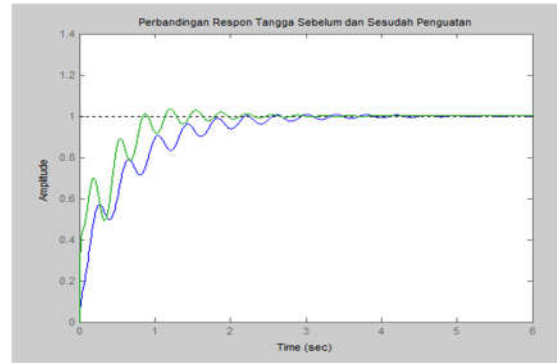
**Tabel 2.** Parameter tuning lanjutan

Sistem	Parameter	Nilai tuning Ziegler&Nichols	Nilai Tuning lanjutan <i>Trial and Error</i>
Input kontrol	$K_p$	34980.00	165980
	$K_i$	187158.90	2.5872e+006
	$K_d$	1634.44	4.3634e+004
Input kontrol	$K_p$	34980.00	165980
	$K_i$	187158.90	2.5872e+006
	$K_d$	1634.44	4.3634e+004
Input kontrol	$K_p$	21600.00	31600
	$K_i$	109367.08	2.0937e+005
	$K_d$	1066.50	7.0665e+003

Pada tuning *Ziegler&Nichols* terlihat tren grafik setelah tuning lanjutan (gambar 8) semakin mendekati input tangga yang bernilai satu hal ini karena *rise time* menurun dan nilai *settling time* berkurang menjadi kurang dari dua detik untuk semua roda serta walaupun terdapat kenaikan pada nilai *overshoot* namun masih dibawah nilai 10%.



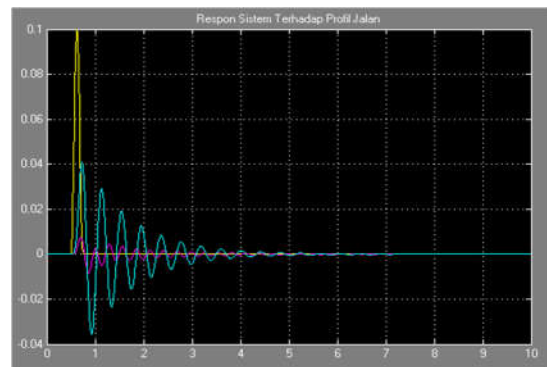
(a)



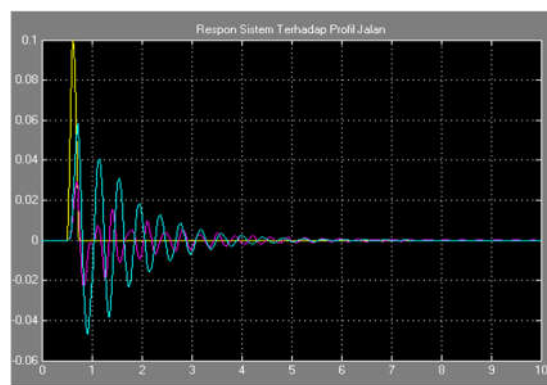
(b)

**Gambar 8.** Respon input tangga sistem suspensi aktif dari tuning lanjutan (grafik hijau) dibanding tuning Ziegler&Nichols (grafik biru) (a) roda depan-kanan (b) roda belakang

Dari gambar 9 dan 10 terlihat suspensi aktif mampu memperbaiki unjuk kerja sistem dalam mereduksi displacement massa sprung arah vertikal, besar reduksi nilai puncak getaran diperlihatkan pada tabel 3.

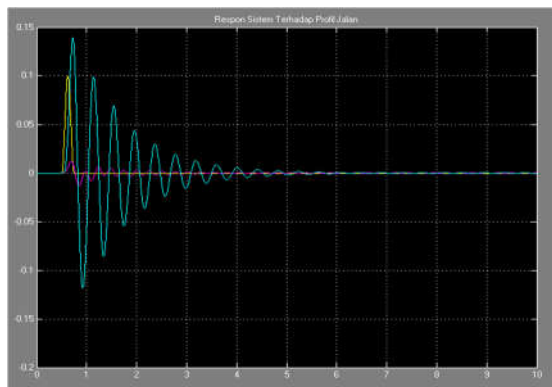


(a)



(b)

**Gambar 9.** Perbandingan *displacement* vertikal massa sprung suspensi pasif (biru muda) dan suspensi aktif (merah) ketika mendapat input gangguan profil jalan padaroda depan-kanan (a) roda depan-kiri (b) roda belakang



**Gambar 10.** Perbandingan perpindahan massa badan kendaraan (*sprung*,  $Z_s$ ) antara suspensi pasif (biru muda) dan suspensi aktif (merah) ketika semua roda melewati profil jalan setinggi 10 cm (pink).

**Tabel 3.** Reduksi vertikal *displacement* massa *Sprung*

Letak gangguan	Displacement puncak massa <i>sprung</i> (meter)		% Reduksi
	Pasif	Aktif	
Roda depan-kanan	0.04	0.008	80
Roda depan-kiri	0.04	0.008	80
Roda belakang	0.059	0.03	49
Semua roda bersamaan	0.14	0.01	93

Nilai puncak untuk percepatan bodi arah vertikal pada suspensi pasif berada pada kisaran nilai  $26 \text{ m/s}^2$  atau 2.6 G dan mempunyai waktu turun 5.5 detik, pada suspensi aktif nilai puncak percepatan bodi arah vertikal berada pada  $8 \text{ m/s}^2$  atau 1.83 G dengan waktu turun 4 detik (tabel 4), dengan membandingkan dengan grafik ketahanan manusia terhadap percepatan linear dapat diketahui pada suspensi pasif badan manusia mampu bertahan selama 4 menit.

**Tabel 4.** Nilai puncak akselerasi vertikal massa *Sprung*

Parameter	Pasif	Aktif
Akselerasi massa <i>sprung</i>	$26 \text{ m/s}^2$	$8 \text{ m/s}^2$
Waktu turun	5.5	4

Gaya gravitasi suspensi aktif berada dalam area kurang dari 4 menit dengan suspensi pasif namun memiliki nilai G yang lebih kecil sehingga dapat disimpulkan memiliki ketahanan lebih baik daripada suspensi pasif.

### Kesimpulan

- Percepatan ke arah vertikal bodi kendaraan pada grafik kemampuan badan manusia dalam menerima percepatan didapatkan bahwa sistem suspensi aktif mampu secara signifikan memperbaiki unjuk kerja bodi kendaraan pada percepatan arah vertikal, dari nilai 2.5G dengan waktu turun 5.5 detik pada sistem suspensi pasif

menjadi 1.8G waktu turun 2.5 detik pada sistem suspensi aktif.

- Kelebihan suspensi aktif adalah mampu menyesuaikan secara realtime terhadap kondisi profil jalan.

### Referensi

- R. B. Darus, "Modeling and Control of Active Suspension for A Full Car," University Teknologi Malaysia, Johor Bahru, 2008.
- F. A. Z. A. K. a. H. J. Khisbullah Hudha, "PIDController with Roll Moment Rejection for Pneumatically Actuated Active Roll Control (Arc) Suspension System," *InTech*, 2011.
- S. Mouleswaran, "Design and Development of PID Controller-Based Active Suspension System for Automobiles," Intechopen, Coimbatore, 2012.
- K. Ogata, Modern Control Engineering Third Edition, A. M. L. Alice Dworkin, Ed., Prentice-Hall International, Inc., 1997.
- B. L. Ramin S. Esfandiari, Modeling and Analysis of dynamic systems, Boca Raton: CRC Press, 2014.
- H. Ferdinando, "Desain PID Controller Dengan Software Matlab," Surabaya, 2014.
- I. N. Sutantra, Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya, Surabaya, Jawa Timur: Penerbit Guna Widya, 2001.
- T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicles Dynamics, Warrendale: Society of Automotive Engineers, inc., 1992.
- K. H. a. F. A. A. K. ,. Z. A. Kadir, "Modeling and Simulation of Vehicle Ride and Handling Performance." *Faculty of Mechanical Engineering Universiti Teknikal Malaysia Melaka.*, pp.1-24., 2009.
- R. M.A.Saedi, "Stability of Three-Wheeled Vehicles with and without Control System," *International Journal of Automotive Engineering*, vol. 3, p. 1, 2013.
- K. Pamungkas, "PEMODELAN DAN SIMULASI DINAMIKA HANDLING MOBIL LISTRIK SEMAR-T," Surakarta, 2014.
- R. H. B. Richard C. Dorf, Modern control systems 12th ed., New Jersey: Pearson Education, Inc., 2011.

- [13] S. A. Oni B., "Desain Auto Tuning PID Menggunakan Logika Fuzzy Pada Sistem Suspensi Aktif Tipe Paralel Nonlinear Model Kendaraan Seperempat," *Jurnal Teknik Elektro*, 2003.
- [14] A. M. Gofar, "Perancangan Pengaturan Sistem Suspensi Aktif Pada Model Kendaraan Setengah dengan Menggunakan Metode Kontrol Optimal," *Artikel ilmiah*, 2004.
- [15] B. P. Bumi, "Analisis Karakteristik Handling Kendaraan Roda Tiga Dengan Revolute Joint Frame Melalui Uji Manuver Slalom," Surakarta, 2015.
- [16] T. R. B. Yerri Susatio, "Perancangan Sistem Suspensi Aktif pada Kendaraan Roda Empat Menggunakan Pengendali Jenis Robust Proporsional, Integral dan Derivatif," *JURNAL TEKNIK MESIN*, 2006.
- [17] J. van der Geer, J.A.J. Hanraads, R.A. Lupton, The art of writing a scientific article, *J. Sci. Commun.* 163 (2000), pp. 51-59.