Jurnal Teknik Mesin, Vol. 15, No. 1, April 2014, 50-56 DOI: 10.9744/jtm.15.1.50-56
ISSN 1410-9867

Analisis Perbandingan Respon Dinamik Sistem Suspensi Semi-Aktif dengan Sistem Suspensi *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) Semi-Aktif

Totok R. Biyanto[1]*, Yerri Susatio[1], Syamsul Hadi[1]
[1] Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember,
Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya, Indonesia
*Penulis korespondensi; E-mail: trb@ep.its.ac.id

ABSTRAK

Dalam desain sistem suspensi ada dua hal utama yang harus diperhatikan, yaitu kenyamanan dan stabilitas kendaraan yang ditopang oleh sistem suspensi tersebut. Dalam desain sistem suspensi pasif hanya bisa memilih salah satu aspek yang lebih diutamakan yaitu kenyamanan atau kestabilan kendaraan dengan kelebihan dan kekurangan tiap-tiap prioritas yang diutamakan. Sedangkan dalam desain suspensi aktif, mampu mencapai kedua aspek tersebut yang berdampak meminimalisir kekurangan masing-masing pilihan. Namun suspensi aktif dalam penerapan rumit dan harganya mahal. Telah banyak penelitian yang mencari jalan tengah diantara dua sistem tersebut yaitu dengan *dynamic vibration absorber* (DVA) dan suspensi semi aktif. Digunakan indeks performansi ISE, IAE, dan ITAE untuk mendapatkan *gain* kontrol optimum dari *tunning gain trial error* dengan rentang 0.001 sampai 10 secara logaritmik. Hasilnya menunjukan bahwa sistem suspensi semi aktif (SSSA) dengan gain 3 maksimum reduksi *overshoot* 28.29% pada lintasan *step*, *gain* 4 maksimum reduksi *overshoot* 24.32% pada lintasan *step*, dan *gain* 7 maksimum reduksi *overshoot* 18,61% dibandingkan dengan suspensi pasif. Didapatkan hasil yang terbaik pada model sistem suspensi semi aktif (SSSA) dengan gain 3 dengan rata-rata reduksi *overshoot* 23.06%.

Kata kunci: Suspensi semi aktif, suspensi pasif, DVA, MRF *damper*

ABSTRACT

There are two important matters in the suspension system that must be concern, there are comfortable and stabilityof vehicle that provide or supported by the whole suspension system. Whereas passive suspension system design only concern with comfortable or stability of vehicle with pros and cons from that aspect respectively.In the active design, the two aspect can be achieved with minimize cons respectively. However active suspension in the application iso complex and high cost. Many research looking for the solution between two systems, one of them was using dynamic vibration absorber (DVA) and semi-active suspension. ISE, IAE, and ITAE are used for performance index to achieved optimum control gain from trial error tuning with 0,001 – 10 range. The result shows that Semi-active suspension system (SSSA) with gain = 3, can achieved maximum overshoot reduction 28.29%, for gain = 4 maximum overshoot reduction 24.32%, and forgain = 7 maximum overshoot reduction 18.61% compared to passive suspension in step mode.

***Keywords**: Semi-active suspension, passive suspension, DVA, MRF damper*

PENDAHULUAN

Aspek kenyamanan dan kestabilan dalam berkendara merupakan salah satu aspek yang menjadi pertimbangan dalam desain suatu kendaraan, termasuk dalam desain pada mobil yang mana sistem suspense kendaraan tersebut berkontribusi besar dalam dua aspek tersebut. Jika desain suatu suspensi lebih mengutamakan aspek kenyamanan, maka kestabilan kendaraan saat bergerak akan berkurang dan akan berdampak pada kurang responsifnya kendaraan tersebut terhadap kendali (*handling*) yang dilakukan oleh pengendara. Namun jika desain suatu suspense lebih mengutamakan aspek kestabilan dalam berkendara, maka aspek kenyamanan akan berkurang dan berdampak pada

menurunnya tingkat kenyamanan dalam berkendara bahkan bias menyebabkan cedera atau sakit. Dua aspek tersebut yang harus diperhatikan oleh seorang perancang suspensi [1].

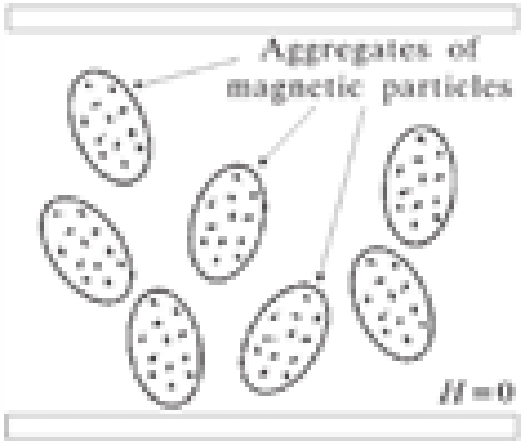
Sistem suspensi ada tiga jenis, yaitu sistem suspensi pasif, semi-aktif dan sistem suspensi aktif. Perbedaan mendasar antara sistem suspense aktif dengan sistem suspense pasif adalah terletak pada kemampuan suspensi untuk mengisolasi getaran yang disebakan oleh gangguan [2].

Banyak peneliti yang meneliti tentang suspensi semi aktif yang menggunakan *magnetorheologgical fluid damper* (MRFD) dengan berbagai pendekatan model dan strategi kontrol yang bermacam-macam, seperti yang dilakukan oleh Tyan yang mana menggunakan H *infinity* PD *control* untuk diterapkan pada model sistem suspensi semi aktif seperempat mobil, Rashid yang menggunakan *Fuzzy*-PID,. Salah satu penelitian mengenai sistem suspense pasif yang pernah dilakukan oleh Irwansyah, yaitu mengenai aplikasi *dynamic vibration absorber* (DVA) pada pemodelan mobil penuh. DVA ini mampu untuk mereduksi getaran akibat profil lintasan jalan yang tidak rata, namun relative kecil. Didapatkan parameter optimal pada kondisi kecepatan rendah sedang dan tinggi, namun hanya dipilih salah satunya yang hanya optimal pada rentang kecepatan tertentu [3, 4, 5].

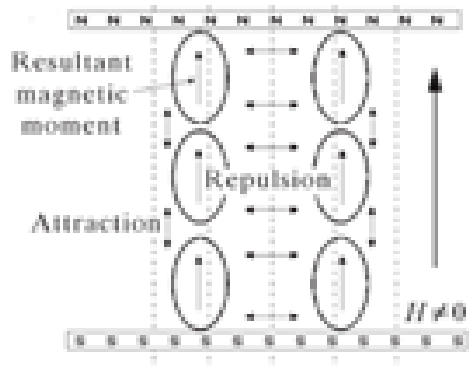
Sistem suspensi semi aktif dapat mendisipasikan energi getaran yang bervariasi diakibatkan oleh gaya yang bervariasi terhadap gangguannya. Gaya-gaya yang dimaksud dalam sistem suspensi yang secara umum terdiri dari sistem pegas, massa dan *damper* adalah gaya akibat percepatan massa, gaya akibat *viscous damping* dan gaya akibat dari gaya pemulih pegas. Oleh karena itu, sistem suspensi semi aktif ada tiga jenis, yaitu sistem suspensi semi aktif dengan mengontrol perubahan gaya pemulih pegas, mengontrol perubahan gaya *viscous damping* dan mengontrol perubahan keduanya, baik gaya pemulih pegas maupun gaya *viscous damping* [6].

Magnetorheologgical fluid damper (MRFD) adalah *damper* yang fase fluida isinya dapat berubah dari keadaan cair menjadi semi-padat dalam waktu kurang dari 6,5 ms setelah dikenakan medan magnet [7]. Karena perilakunya yang berubah-ubah terhadap medan magnet, seperti yang diilustrasikan oleh Gambar 1.

Pada penelitian ini digunakan model MRF *damper* spencer untuk diterapkan sebagai *damper* semi aktif. Karena sifatnya yang *non*-linier yang merepresentasikan perilaku MRF *damper* pada kondisi sesungguhnya [8, 9]. Pada Gambar 2 berikut adalah skema model spencer yang merepresentasikan perilaku ketidaklinieran dari MRF *damper*.

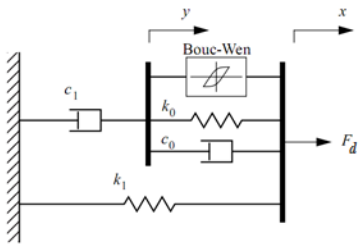


(a) Perilaku MRF Sebelum Dikenai Medan Magnet



(b) Perilaku MRF SetelahDikenai Medan Magnet

Gambar 1. Perilaku MRF Sebelum dan Setelah Dikenai Medan Magnet [8]



Gambar 2. Model MRF *damper* [7]

Persamaan matematik model spencer dinyatakan dalam Persamaan 1 sampai 8.

$$F_d = c_1\dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (1)$$

$$c_1\dot{y} = \alpha z + k_0(x - y) + c_0(\dot{x} - \dot{y}) \quad (2)$$

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x} - \dot{y}||z|^{n-1} - \beta(\dot{x} - \dot{y})|z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \quad (3)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{(c_0 + c_1)}\{\alpha z + c_0\dot{x} + k_0(x - y)\} \quad (4)$$

$$\alpha = \alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \quad (5)$$

$$c_1 = c_1(u) = c_{1a} + c_{1b}u \quad (6)$$

$$c_0 = c_0(u) = c_{0a} + c_{0b}u \quad (7)$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (8)$$

Dengan parameter MRFD seperti pada Tabel 1.

Tabel 1. Parameter MRFD

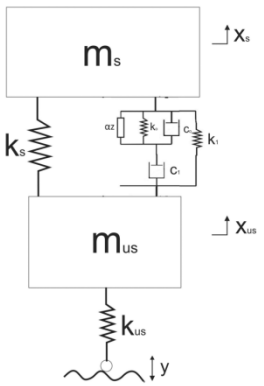
Parameter	Nilai	Parameter	Nilai
C_{0a}	522,67 Ns/m	k_1	366 N/m
C_{0b}	1202 Ns/m	A	301
C_{1a}	9766 Ns/Vm	β	2059020 m^{-2}
C_{1b}	23081 Ns/Vm	γ	136320m^{-2}
α_a	8294 N/m	η	190 s^{-1}
α_b	25620 N/V.m	x_0	0 m
k_0	2406,67 N/m	n	2

Pada penelitian ini dilakukan analisa perbandingan suspensi semi aktif dan *dynamic vibration absorber* (DVA) semi aktif untuk dapat menjangkau kondisi seoptimal mungkin pada rentang kecepatan mobil berapapun. Dalam penelitian ini, untuk menjadikan sistem suspense pasif dan sistem suspensi DVA pasif menjadi semi aktif diganti dengan *magnetorheological fluid damper* (MRFD).

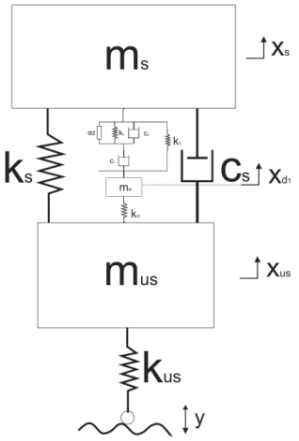
Berdasarkan latar belakang tersebut, maka dapat ditentukan permasalahan dalam penelitian ini yaitu bagaimana memodelkan sistem suspensi semi-aktif dan sistem suspensi DVA semi-aktif seperempat mobil dan perbandingan respon dinamik dari masing-masing sistem suspensi terhadap gangguan yang dikenakan. Adapun batasan masalah pada penelitian ini model yang digunakan seperempat mobil, gangguan yang ditinjau berasal dari profil permukaan jalan, mobil dan kekakuan jalan diabaikan serta ban dianggap tidak selip terhadap jalan.

METODE PENELITIAN

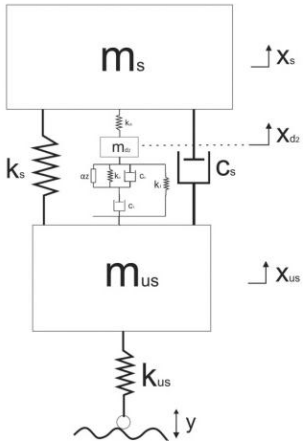
Penggunaan MRF *damper* pada sistem suspensi yang dapat berubah–ubah gaya redaman sebagai fungsi kecepatan simpang bodi mobil yang dikonversi menjadi tegangan. Skematik diagram sistem suspensi semiaktif (SSSA), sistem suspensi DVA tipe 1 semi aktif (SSDVA1SA), dan sistem suspensi DVA tipe 2 semiaktif (SSDVA2SA) seperti pada Gambar 3, 4, dan 5 berikut secara berurutan.



Gambar 3. Sistem Suspensi Semi Aktif Seperempat Mobil dengan MRFD



Gambar 4. Sistem Suspensi DVA Tipe 1 Semi Aktif



Gambar 5. Sistem Suspensi DVA Tipe 2 Semi Aktif

Perancangan SSSA ini dilakukan dengan mengganti *damper* pasif utama dengan MRFD. Persamaan gerak bodi mobil pada sistem tersebut sebagai berikut:

$$\ddot{x}_s = -\frac{1}{m_s}[k_s(x_s - x_{us}) + F_d] \quad (9)$$

$$\ddot{x}_{us} = -\frac{1}{m_{us}}[k_{us}(x_{us} - y) - k_s(x_s - x_{us}) - F_d] \quad (10)$$

Perancangan SSDVA1SA ini dilakukan dengan mengganti *damper* pasif pada DVA tipe 1 dengan MRFD. Persamaan gerak bodi mobil pada sistem tersebut sebagai berikut:

$$\ddot{x}_s = -\frac{1}{m_s}[k_s(x_s - x_{us}) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + F_d] \quad (11)$$

$$\ddot{x}_{us} = -\frac{1}{m_{us}}[k_{us}(x_{us} - y) - k_s(x_s - x_{us}) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - k_{d1}(x_{d1} - x_{us})] \quad (12)$$

$$\ddot{x}_{d1} = -\frac{1}{m_{d1}}[k_{d1}(x_{d1} - x_{us}) - F_d] \quad (13)$$

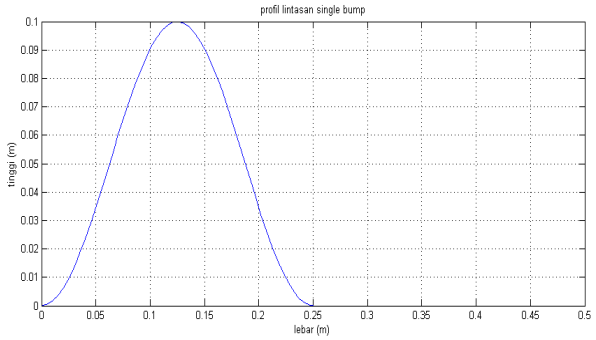
Perancangan SSDVA2SA ini dilakukan dengan mengganti *damper* pasif pada DVA tipe 2 dengan MRFD. Persamaan gerak bodi mobil pada sistem tersebut sebagai berikut:

$$\ddot{x}_s = -\frac{1}{m_s}[k_s(x_s - x_{us}) + c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + k_{d2}(x_s - x_{d1})] \quad (14)$$

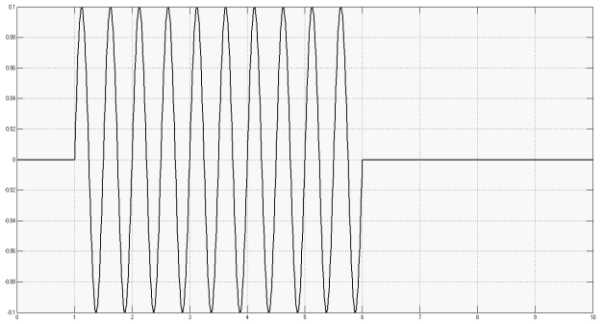
$$\ddot{x}_{us} = -\frac{1}{m_{us}}[k_{us}(x_{us} - y) - k_s(x_s - x_{us}) - c_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) - F_d] \quad (15)$$

$$\ddot{x}_{d2} = -\frac{1}{m_{d2}}[-k_{d1}(x_{d1} - x_{us}) + F_d] \quad (16)$$

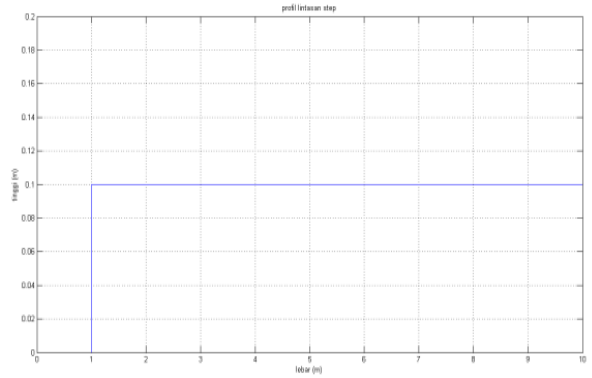
Penggunaan strategi control *sky hook* untuk sistem suspensi semi aktif dan *gain* kontrolnya yang dilakukan secara iterasi logaritmik dengan *range* 0.001 – 100 dengan uji profil jalan *bump* dengan tinggi 10 cm dan lebar 25 cm, sinusoidal dengan tinggi 10 cm danlebar 25 cm, dan *step* dengan tinggi 1 m seperti pada Gambar 6, 7, dan 8 secara berurutan.



Gambar 6. Profil Lintasan B*ump*



Gambar 7. Profil Lintasan Sinusoidal



Gambar 8. Profil Lintasan *Step*

Sistem yang dikendalikan pada penelitian ini menggunakan spesifikasi parameter sistem suspensi seperti terlihat pada Tabel 2.

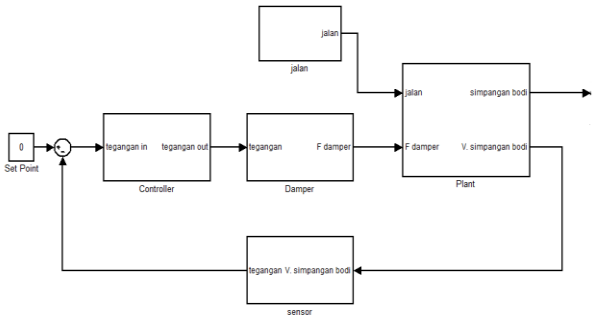
Tabel 2. Data Parameter Sistem Suspensi Umum

Parameter	Definisi	Nilai
m_s	Massa bodimobil	284 kg
m_{us}	Massa ban	63 kg
k_s	Kekakuanpegassuspensi	36297 N/m
k_{us}	Kekakuan ban	182470 N/m
c_s	*Damper*suspensiutama	3924 Ns/m
m_{d1}	Massa DVA tipe 1	30 kg
k_{d1}	Kekakuanpegas DVA tipe 1	51464 N/m
m_{d2}	Massa DVA tipe 2	30 kg
k_{d2}	Kekakuanpegas DVA tipe 2	51464 N/m

Perancangan pengendalian *skyhook control*. *Skyhook control* yang dikenalkan oleh Karnopp dan Corsby adalah strategi kontrol sistem suspensi yang meminimalisir gerak osilasi vertikal pada massa sistem yang dalam hal ini adalah bodi mobil. *Skyhook control* pada sistem suspensi semi aktif menggunakan MRF *damper* dapat mengatur gaya *viscous* yang dihasilkan oleh *damper* berdasarkan kecepatan simpangan bodi mobil agar dapat tercapai kondisi simpangan mobil yang seminimal mungkin bahkan nol. Persamaan umum *skyhook control* dapat dilihat pada Persamaan 17 [10,11].

$$F_d(G_c\dot{x}) = \begin{cases} F_{d\,max}\,, V(\dot{x})_{in} \geq V_{in\,max} \\ F_d \quad ,0 < V(\dot{x})_{in} < V_{in\,max} \\ F_{d\,min}\,, \ V(\dot{x})_{in} = 0 \end{cases} \quad (17)$$

Strategi kontrol tersebut dilakukan dengan mengumpanbalikan kecepatan simpang yang dialami bodi mobil menggunakan yang dikonversi menjadi tegangan oleh sensor. *Tunning gain skyhook control* (G_c) menggunkanan *trial error*. Skema diagram blok perancangan pengendali *plant* sistem suspensi semi aktif secara umum terdapat pada Gambar 9.



Gambar 9. Diagram Blok Sistem Suspensi Semi Aktif

Indeks performansi *closed loop system* performansi suatu kontrol dapat direpresentasikan *error* yang terjadi selama proses [12]. Indeks performansi yang digunakan pada penelitian ini adalah *integral square error* (ISE), *integral absolute error* (IAE), dan

integral time absolute error (ITAE) yang dituliskan dalam Persamaan 18, 19, dan 20 berikut ini secara berurutan yang mana dicari nilai terkecil dari ketiganya [13].

$$\text{ISE} = \int_0^T e^2(t)\,dt \tag{18}$$

$$\text{IAE} = \int_0^T |e(t)|\,dt \tag{19}$$

$$\text{ITAE} = \int_0^T t|e(t)|\,dt \tag{20}$$

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil *trial error control gain* optimum pada rentang 0.001 sampai 10 dengan secara logaritmik. Kemudian dari ketiga sistem suspensi semi aktif didapatkan hasil dengan ISE, IAE, dan ITAE minimum pada Tabel 3.

Tabel 3. Perbandingan Indeks Performansi Uji Sistem Suspensi

ProfilLintasan	Jenis Suspensi	Gc	ISE	IAE	ITAE
	SSSA	7	0.001415	0.02032	0.02525
Bump	SSADVA1	0.3	0.002363	0.02886	0.03693
	SSADVA2	1	0.002073	0.02634	0.03433
	SSSA	3	0.04065	0.4168	1.53
Sinusoidal	SSADVA1	0.2	0.07185	0.5465	1.992
	SSADVA2	0.6	0.05772	0.4905	1.781
	SSSA	4	0.06689	0.1332	0.2885
Step	SSADVA1	0.009	0.07786	0.151	0.3275
	SSADVA2	0.5	0.0688	0.1283	0.2747

Hasil perbandingan pada Tabel 3 menunjukan bahwa SSSA memberikan respon terbaik dengan ditunjukan nilai indeks performansi yang minimum di semua lintasan. SSSA dengan *gain* 3, 4, dan 7 dibandingkan lagi untuk didapatkan hasil yang terbaik di semua lintasan jalan yang tercantum pada Tabel 4.

Tabel 4. Perbandingan Indeks Performansi pada SSSA

Profil Lintasan	*Gain*	*Overshoot* SSSA	*Overshoot* Sistem Suspensi Pasif	Reduksi *Overshoot* (%)
	3	0.09777	0.122	19.86
Bump	4	0.09417	0.122	22.81
	7	0.1012	0.122	17.05
	3	0.1257	0.1592	21.04
Sinusoidal	4	0.1284	0.1592	19.35
	7	0.1436	0.1592	9.8
	3	1.289	1.403	28.29
Step	4	1.305	1.403	24.32
	7	1.328	1.403	18.61

Respon SSSA dengan *gain* 3, 4, dan 7 pada semua lintasan direpresentasikan oleh Gambar 10, 11, dan 12. Dari ketiga hasil *gain* tersebut dihitung rata-rata reduksi *overshoot* tiap *gain* pada semua kondisi lintasan seperti tertera pada Tabel 5. Diperoleh performansi terbaik pada sistem suspensi semi aktif (SSSA) dengan gain 3 maksimum reduksi *overshoot* rata–rata 23.06% dibandingkan dengan suspensi pasif pada semua kondisi lintasan.

Tabel 5. Rata-Rata Reduksi *Overshoot* pada Tiap-Tiap G*ain*

Gain	Reduksi *Over Shoot* Rata-Rata (%)
3	23.06
4	22.16
7	15.15

KESIMPULAN

Pada penelitian ini telah dirancang dan disimulasikan sistem suspensi semi aktif dan sistem suspensi DVA semi aktif berbasis *skyhook control.* Untuk semua lintasan, sistem suspense semi aktif (SSSA) memepunyai permormasi yang lebih baik dari sistem suspensi yang lain. Dengan gain 3, maksiumum reduksi *overshoot* rata rata yang terjadi adalah 23,06%

DAFTAR PUSTAKA

[1] Feng, T., *H-PD Controller for Suspension Systems with MR Dampers*. Proceedings of the 47th IEEE Conference on Decision and Control Cancun, Mexico, 2008.

[2] Susatio, Y. dan Totok, R.B., Perancangan Sistem Suspensi Aktif pada Kendaraan Roda Empat Menggunakan Pengendali Jenis Robust Proporsional, Integral dan Derivatif. *Jurnal Keilmuan dan Terapan Teknik Mesin*, 8(2), 2006.

[3] Dutta, S., Narahari, S., and Chakraborty, G., *Semi-active Vibration Isolation of A Quqrter Car Model Under Random Road Excitation using Magnetorheological Damper*, 2013.

[4] Aloysius, D.S., *Simulasi dan Perancangan Sistem Kontrol Suspensi Semi Aktif Model Seperempat Kendaraan*, 2001.

[5] Irwansyah, *Aplikasi Dynamic Vibration Absorber (DVA) pada Pemodelan Mobil Penuh*, 2012.

[6] Prbakar, R.S., Sujatha, C., and Narayan, S., Response of a Quarter Car Model with Optimal Magnetorheological Damper Parameters, *Journal of Sound and Vibration*, 332, 2013.

[7] Spencer, Jr. B.F., Dyke, S., Sain, M.K., and Carlson, J.D., Phenomenological Model for Magnetorheological Dampers, *ASCE Journal Engineering Mechanics*, 123(3), 1997.

[8] Sapiński, B. and Filuś, J., Analysis of Parametric Models of MR Linear Damper, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics,* 41(2), 2003.

[9] Butz, T.and Stryk, O.V., Modelling and Simulation of Electro and Magnetorheological Fluid Dampers, *ZAMM. Z. Angew. Math Mech*, 82(1), 2002.

[10] Rao, S.S., *Mechanical Vibration*,Prentice Hall, USA, 2010.
[11] Sergio, M.C., *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Elsevier, Oxford, United Kingdom, 2010.
[12] Dorf, R.C. and Bishop, R.H., *Modern Control Systems*, 12th Edition, Pearson Education, New Jersey, 2011.
[13] Ogata, K., *Modern Control Engineering*, Prentice Hall, New Delhi,1984.