

Pemodelan Sistem Suspensi Pasif dan Semi Aktif Regeneratif dengan Model *Half Car* dan Eksitasi Harmonik

Avicenna An-Nizhami*, Nanang Apriandi, Padang Yanuar, Wahyu Isti Nugroho
Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Semarang,
Tembalang 50275, Semarang, Jawa Tengah, Indonesia

*E-mail: avicenna@polines.ac.id

Diterima: 08-07-2022; Direvisi: 08-08-2022; Dipublikasi: 22-08-2022

Abstrak

Penelitian ini didasarkan oleh banyaknya energi yang terbuang pada kendaraan roda empat. Pemanfaatan energi yang terbuang dilakukan dengan cara mengganti peredam konvensional menjadi peredam regeneratif. Tujuan dari penelitian ini adalah memodelkan dan menganalisa dinamika gerak kendaraan roda empat dan potensi energi yang dapat dimanfaatkan akibat getaran vertikal. Penelitian tentang sistem suspensi semi aktif regeneratif masih terbatas. Pada penelitian ini pemodelan dan simulasi sistem suspensi semi aktif regeneratif dengan pengendali PID telah dilakukan. Model *half car* diimplementasi dan sistem suspensi dimodelkan sebagai pegas dan peredam. Sistem suspensi semi aktif mengimplementasikan model *skyhook* dengan mengubah peredam menjadi peredam adaptif. Hasil validasi mengindikasikan bahwa simulasi dapat dengan akurat memodelkan dinamika gerak kendaraan dengan eksitasi harmonik. Hasil dari simulasi dianalisa dalam domain waktu dan frekuensi. Respon gerak dalam domain waktu untuk suspensi semi aktif dibandingkan dengan suspensi pasif pada frekuensi 3[Hz] menunjukkan penurunan perpindahan 40,71% dan percepatan 43,43%. Terdapat peningkatan respon potensi daya yang dimanfaatkan sebesar 78%. Respon perpindahan, percepatan dan potensi daya dalam domain frekuensi menunjukkan hasil yang lebih baik pada suspensi semi aktif terutama pada frekuensi lebih dari 6[Hz].

Kata kunci: getaran vertikal; peredam adaptif; peredam regeneratif; suspensi pasif; suspensi semi aktif

Abstract

This research is based on the amount of energy wasted on a car. The wasted energy is harvested by replacing conventional shock absorber with regenerative shock absorbers. The purpose of this study is to model and analyze the dynamics of four-wheeled vehicle and the energy that can be harvested due to a vertical vibration. Studies related to semi active regenerative suspension system is largely unaddressed. In this paper modeling and simulation of Semi-active Regenerative Suspension System is presented. The half car model is implemented and the suspension system is modeled as springs and dampers. The semi-active suspension system implements the skyhook model by replacing the shock absorber to an adaptive shock absorber. The validation result indicates that the simulation can accurately model the dynamics of vehicle under harmonic excitation. The results of the simulations are analyzed in the time and frequency domains. The responses in the time domain for the semi-active suspension compared to the passive suspension at a frequency of 3[Hz] showed a decrease value in displacement of 40.71% and an acceleration of 43.43%. There is an increase value in the response of the harvested power by 78%. The response of displacement, acceleration and harvested power in the frequency domain shows better results in semi-active suspensions, especially at frequencies more than 6[Hz].

Keywords: adaptive shock absorber; passive suspension; regenerative shock absorber; semi active suspension; vertical vibration

1. Pendahuluan

Penggunaan kendaraan di Indonesia yang meningkat, berakibat pada meningkatnya kebutuhan energi yang lebih efisien dan ramah lingkungan. Oleh karena itu pemerintah Indonesia berupaya mendorong penggunaan energi yang efisien dan ramah lingkungan yang tertuang pada Perpres nomor 55 tahun 2019 [1]. Banyaknya energi yang terbuang saat berkendara berakibat pada penurunan efisiensi energi pada kendaraan roda empat. Peningkatan efisiensi kendaraan dapat dilakukan dengan beberapa jalan. Ali M dkk. [2] melakukan studi tentang peningkatan performa pada penggerak dengan cara memperbaiki kualitas pelumasan. Selain peningkatan performa dan efisiensi penggerak, pemanfaatan energi panas yang terbuang [3], pemanfaatan energi kinetik yang terbuang akibat pengereman [4] dan pemanfaatan energi akibat getaran yang terdisipasi [5] telah diteliti.

Pada penelitian ini dilakukan studi tentang pemanfaatan energi akibat getaran pada kendaraan. Energi mekanik yang berbentuk vibrasi dapat bertransformasi menjadi elektrik dengan dua mekanisme, melalui elektromagnetik dan piezoelectric [6]. Teknologi *multilayer piezoelectric* digunakan pada sistem suspensi sebagai permanen energi pada kendaraan [7]. Namun piezoelectric lebih sering digunakan pada alat permanen energi akibat getaran dengan amplitudo yang rendah [8]. Mekanisme elektromagnetik digunakan oleh peredam pada sistem suspensi untuk meredam getaran dan ditransformasikan menjadi energi listrik. Beberapa studi telah membahas tentang mekanisme penghubung antara peredam regeneratif dengan generator termasuk mekanisme *rack-pinion* [9], mekanisme *ball screw* [10] dan juga sistem hidrolis [11].

Selain sistem suspensi yang dapat memanfaatkan energi, kenyamanan pengendara akibat respon gerak massa kendaraan yang diakibatkan oleh ketidakrataan permukaan jalan juga memegang peranan penting dalam mendesain dan memodelkan sistem suspensi. Dalam beberapa tahun terakhir telah dilakukan studi tentang suspensi aktif dan semi aktif yang dapat meningkatkan performa dari respon gerak massa kendaraan [12]. Hassaan [13] dan Andronic dkk. [14] telah memodelkan dinamika kendaraan dengan model *quarter car* dan sistem suspensi pasif lalu dikembangkan oleh Ahmed dan Svaricek [15] dengan memodelkan suspensi aktif yang mengimplementasikan *electronic control system* pada sistem suspensi untuk mengurangi akselerasi pada sprung mass. Pedro dan Ekoru [16] memodelkan sistem suspensi aktif dengan menggunakan actuator hidrolis untuk menyetimbangkan dinamika gerak dari sprung mass. Suspensi aktif memiliki respon dinamika gerak kendaraan yang lebih baik dibandingkan dengan sistem suspensi semi aktif, namun membutuhkan energi yang lebih besar dibandingkan dengan suspensi semi aktif. Model *sky hook* [17] diimplementasikan dengan pendekatan sistem suspensi dengan peredam adaptif seperti pada Gambar 3. Sistem suspensi regeneratif yang mengimplementasikan peredam adaptif masih belum banyak dikaji. Penulis akan fokus pada studi implementasi suspensi semi aktif pada sistem suspensi regeneratif dan membandingkan respon gerak dan potensi energi yang dapat dimanfaatkan.

Pada penelitian ini dilakukan studi tentang respon gerak kendaraan roda empat yang menggunakan suspensi pasif dan semi aktif serta menganalisa potensi energi yang dapat dimanfaatkan. Tahapan pada studi kali ini adalah validasi dan studi parameter. Permukaan jalan akan diasumsikan sebagai eksitasi harmonik yang diterima oleh kendaraan dan kendaraan roda empat akan dimodelkan menggunakan model *half car*. Frekuensi yang merepresentasikan kecepatan kendaraan akan digunakan sebagai parameter yang akan divariasikan. Pengaruh frekuensi dan peredam adaptif pada suspensi semi aktif akan dihubungkan dengan data percepatan dan potensi energi.

2. Material dan metodologi

Pemodelan dilakukan dengan cara menyelesaikan persamaan diferensial biasa sesuai dengan kasus. Persamaan diferensial akan diintegrasikan terhadap waktu dengan menggunakan metode Dormand-Prince [18]. Metode Dormand-Prince merupakan metode numerik untuk menyelesaikan persamaan diferensial biasa dengan menggunakan enam fungsi evaluasi untuk menghasilkan solusi dengan keakurasian orde empat dan lima. Pada kasus validasi digunakan kasus yang berjudul *Vehicle Moving on a Rough Road* [19]. Hasil numerik akan dibandingkan dengan hasil analitis, data yang dibandingkan adalah amplitudo respon massa kendaraan (*sprung mass*) dengan parameter yang sama. Pemodelan pada studi parameter dalam bentuk skema dapat dilihat pada Gambar 1. Penjelasan simbol variable pada Gambar 1 dapat dilihat pada Tabel 1.

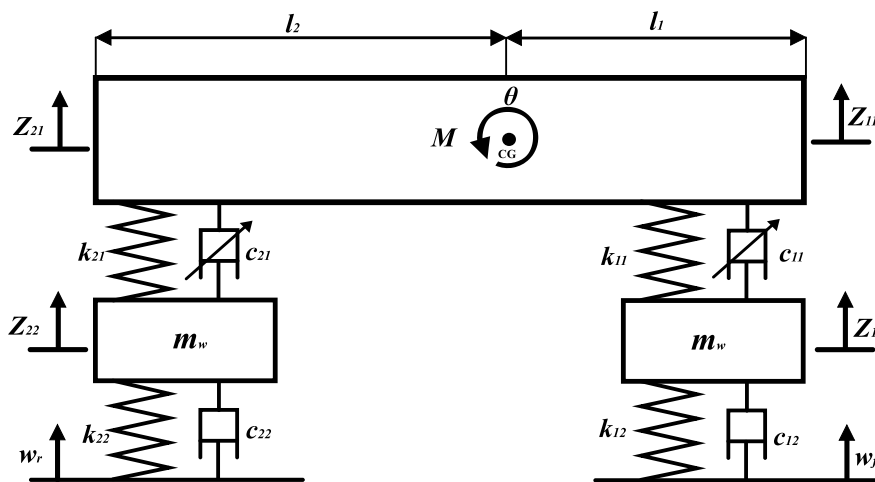
Tabel 1. Definisi symbol variabel.

Simbol variabel	Definisi simbol
M	<i>Sprung mass</i> [kg]
m	<i>Unsprung mass</i> [kg]
z, \dot{z}, \ddot{z}	Perpindahan, kecepatan dan percepatan <i>sprung/unsprung mass</i>
CG	<i>Center of gravity</i>
$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$	Perpindahan, kecepatan dan percepatan sudut <i>sprung mass</i>
l	Jarak antara roda dengan <i>CG</i> [meter]
k, c	Koefisien kekakuan pegas dan <i>shock absorber</i> [N.s/m]

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} \quad (1)$$

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (2)$$

Pada Persamaan (1) dan (2), aksentitik pada simbol variable menunjukkan persamaan tersebut adalah sebuah persamaan diferensial. Dimana aksentitik satu merupakan persamaan differensial orde 1 dan aksentitik dua merupakan persamaan differensial orde 2. Persamaan gerak dalam bentuk persamaan diferensial biasa ditunjukkan oleh Persamaan (3) sampai (7). Dari persamaan gerak tersebut akan didapatkan respon gerak *sprung mass* dan *unsprung mass*.



Gambar 1. Skema pemodelan suspensi semi aktif regeneratif dengan model *half car*.

$$k_{11}(z_{12} - z_{11} - \theta l_1) + c_{11}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11} - \dot{\theta} l_1) - k_{21}(z_{22} - z_{21} - \theta l_2) - c_{21}(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21} - \dot{\theta} l_2) = I\ddot{\theta} \quad (3)$$

$$k_{11}(z_{12} - z_{11} - \theta l_1) + c_{11}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11} - \dot{\theta} l_1) = M\ddot{z}_{11} \quad (4)$$

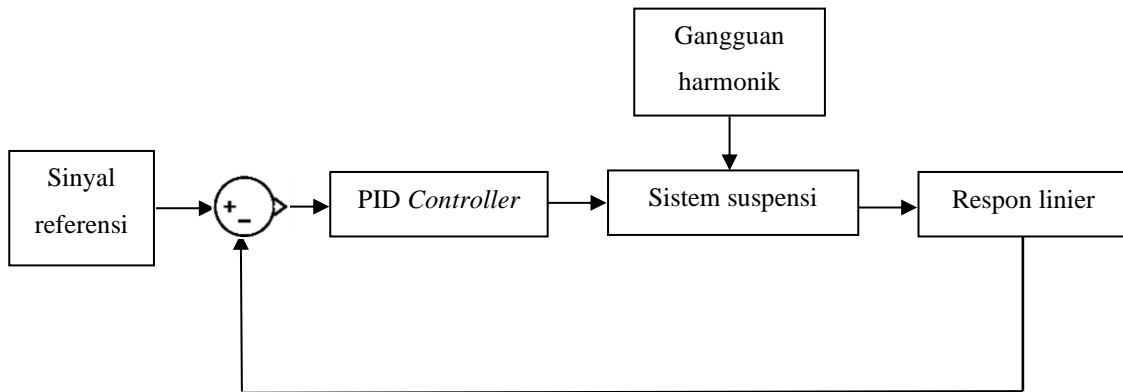
$$k_{12}(w_f - z_{12}) + c_{12}(\dot{w}_f - \dot{z}_{12}) - k_{11}(z_{12} - z_{11} - \theta l_1) - c_{11}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11} - \dot{\theta} l_1) = M\ddot{z}_{12} \quad (5)$$

$$k_{21}(z_{22} - z_{21} - \theta l_2) + c_{21}(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21} - \dot{\theta} l_2) = M\ddot{z}_{21} \quad (6)$$

$$k_{22}(w_r - z_{22}) + c_{22}(\dot{w}_r - \dot{z}_{22}) - k_{21}(z_{22} - z_{21} - \theta l_2) - c_{21}(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21} - \dot{\theta} l_2) = M\ddot{z}_{22} \quad (7)$$

Block Diagram closed loop pada sistem suspensi semi aktif ditunjukkan pada Gambar 2. *Input* dari sistem suspensi adalah eksitasi harmonik dari permukaan jalan yang direpresentasikan oleh gelombang sinusoidal. *Block* sistem suspensi menghasilkan respon gerak linier yaitu percepatan, kecepatan dan perpindahan dari *sprung mass* dan *unsprung mass*.

Respon perpindahan digunakan sebagai *feedback*. Selisih antara sinyal referensi dan sinyal *feedback* akan diproses oleh *PID controller*. Sinyal *output* *PID Controller* digunakan sebagai *input* pada sistem suspensi untuk mengubah nilai variabel peredam adaptif. Penggunaan peredam adaptif diimplementasikan sebagai pendekatan model suspensi semi-aktif *skyhook*.



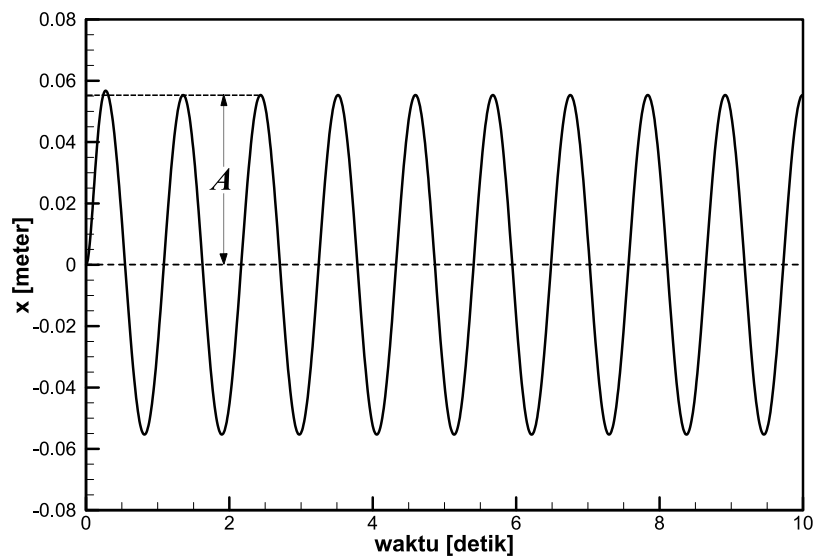
Gambar 2. Diagram block sistem suspensi semi aktif regeneratif.

3. Hasil dan pembahasan

3.1. Validasi kasus *Vehicle Moving on a Rough Road*

Kasus yang digunakan untuk validasi metode numerik merupakan kasus kendaraan dengan model *quarter-car*. Gangguan yang diterima oleh suspensi adalah eksitasi harmonik yang direpresentasikan oleh persamaan sinusoidal $z(t) = A \sin(2\pi ft)$, dimana $z(t)$, Z dan f secara berurutan adalah eksitasi, amplitudo eksitasi dan frekuensi eksitasi sinusoidal. Kendaraan memiliki massa 1200 kg, kekakuan pegas 400 kN/m dan damping ratio suspensi 0,5. Kendaraan berjalan dengan kecepatan 20 km/jam. Dengan permukaan jalan sebagai eksitasi sinusoidal dengan amplitudo 0,05 m dan panjang gelombang 6 m.

Hasil numerik respon gerak massa kendaraan terhadap waktu dapat dilihat pada Gambar 3. Nilai yang akan dibandingkan adalah amplitudo respon gerak massa kendaraan (A). Perbandingan nilai amplitudo respon dengan hasil analitis dapat dilihat pada Tabel 2. Hasil numerik menunjukkan persentase diskrepansi 0,54134%. Dari perbandingan tersebut disimpulkan bahwa metode numerik yang digunakan dapat dengan akurat memprediksi dinamika gerak kendaraan akibat eksitasi sinusoidal.



Gambar 3. Hasil dari respon gerak massa pada kasus validasi

Tabel 2. Perbandingan amplitudo respon antara metode numerik dan metode analitis

Hasil metode numerik	Hasil metode analitis	Persentase diskrepansi
0,055346	0,055048	0,54134 %

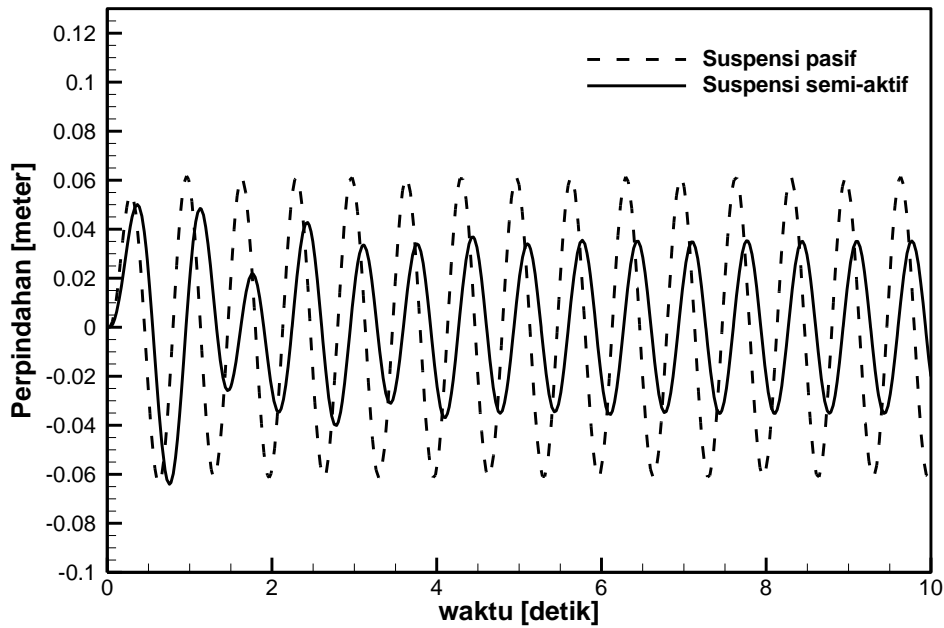
3.2. Analisa hasil simulasi

Hasil dari simulasi kasus dinamika gerak kendaraan akibat eksitasi harmonik ditampilkan dalam domain waktu dan domain frekuensi. Data hasil yang akan dianalisa adalah respon gerak linier dan potensi daya yang dihasilkan oleh sistem suspensi regeneratif. Respon gerak linier tersebut meliputi perpindahan dan percepatan *sprung mass*. Hasil respon dari sistem suspensi semi aktif akan dibandingkan dengan sistem suspensi pasif. Detail variabel yang digunakan pada penelitian ini ditunjukkan pada Tabel 3. Variabel yang divariasikan adalah frekuensi eksitasi harmonik yang dideskripsikan sebagai $w(t) = A \sin(2\pi ft)$ dengan variasi nilai frekuensi (f) 0,5 – 6 [Hz], sedangkan variabel lain pada Tabel 3 adalah tetap. Pembahasan dan analisa hasil simulasi akan dikaitkan dengan kenyamanan relatif pengendara yang berhubungan langsung dengan respon gerak linier *sprung mass*. Selain respon linier, potensi daya yang dapat dimanfaatkan juga akan dianalisa pada domain waktu dan frekuensi. Potensi daya yang dapat dimanfaatkan dideskripsikan sebagai, $P(t) = c(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11} - \dot{\theta}l_1)^2$ untuk suspensi depan dan $P(t) = c(\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21} - \dot{\theta}l_2)^2$ untuk suspensi belakang. Nilai hasil perhitungan tersebut merepresentasikan daya yang diredam oleh sistem suspensi.

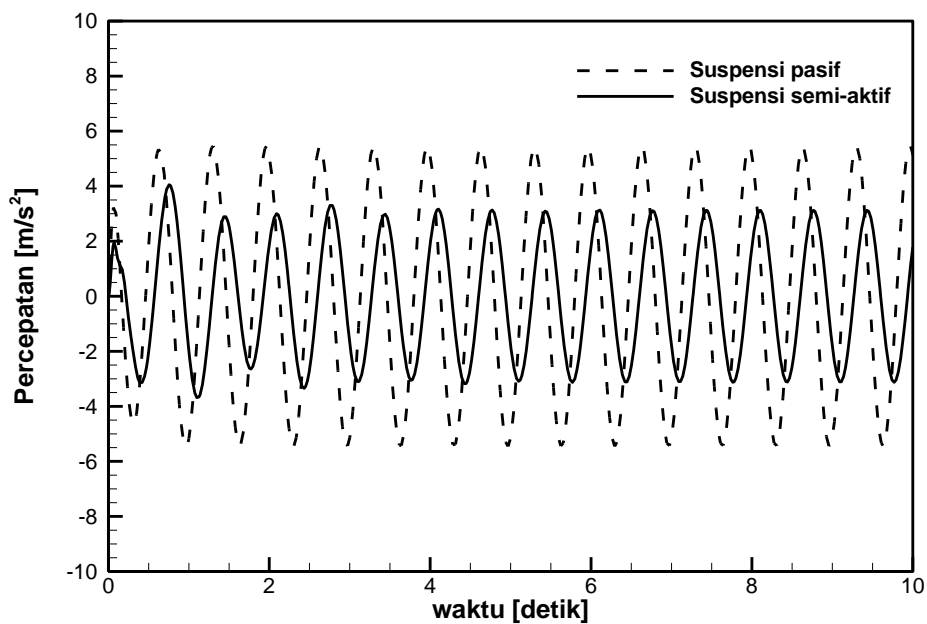
Tabel 3. Nilai variabel yang digunakan

Variabel	Nilai variabel
M	500 [kg]
m	50 [kg]
k	20.000 [N/m]
c	5000 [N.s/m]
k_w	120.000 [N/m]
c_w	100 [N.s/m]
l_1	1,5 [m]
l_2	2,5 [m]
f	0,5 – 6 [Hz]
A	0,05 [m]

Hasil simulasi dalam domain waktu dengan frekuensi eksitasi 3 [Hz] ditunjukkan oleh Gambar 4, 5 dan 6. Perpindahan *sprung mass* pada suspensi pasif dan semi-aktif pada domain waktu di bandingkan dan ditunjukkan oleh Gambar 4. Hasil yang didapatkan menunjukkan nilai amplitudo perpindahan pada suspensi semi-aktif lebih kecil dibandingkan suspensi semi aktif dengan persentase selisih nilai amplitudo sebesar 40,71%. Hal ini menunjukkan bahwa pada permukaan jalan yang sama pergerakan vertikal kendaraan lebih kecil pada suspensi semi-aktif. Pola periodik pada suspensi semi-aktif dapat dilihat setelah 4 [detik] sejak awal eksitasi. Terdapat ketidakstabilan pada 0-4 [detik]. Walaupun terdapat ketidakstabilan di awal, respon amplitudo perpindahan masih relatif lebih kecil jika dibandingkan dengan respon pada suspensi pasif. Respon gerak pada suspensi semi aktif jika dibandingkan dengan suspensi pasif terdapat keterlambatan untuk mencapai nilai puncak / amplitudo terutama saat respon mencapai pola periodik.

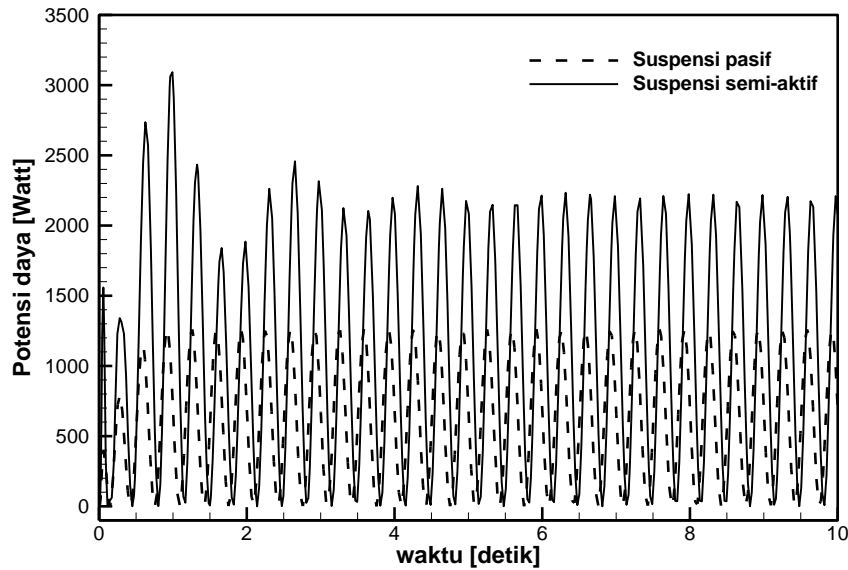


Gambar 4. Hasil dari respon perpindahan *sprung mass* (z_{11}) terhadap waktu.



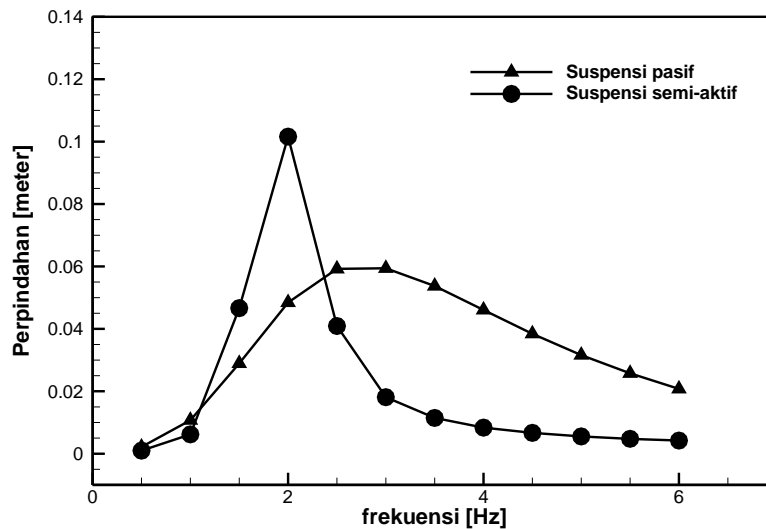
Gambar 5. Hasil dari respon percepatan *sprung mass* (\ddot{z}_{11}) terhadap waktu.

Respon percepatan vertikal *sprung mass* ditunjukkan oleh Gambar 5. Respon percepatan memiliki kesamaan dengan respon perpindahan. Terdapat ketidakstabilan di awal pada suspensi semi-aktif, namun respon percepatan memiliki pola periodik setelah 3 [detik]. Nilai amplitudo percepatan pada suspensi semi aktif relatif lebih kecil jika dibandingkan dengan respon dari suspensi pasif dengan persentase selisih amplitudo percepatan sebesar 43,43%. Hal ini mengindikasikan peningkatan kenyamanan berkendara pada suspensi semi aktif sesuai dengan ISO 2631 [20].



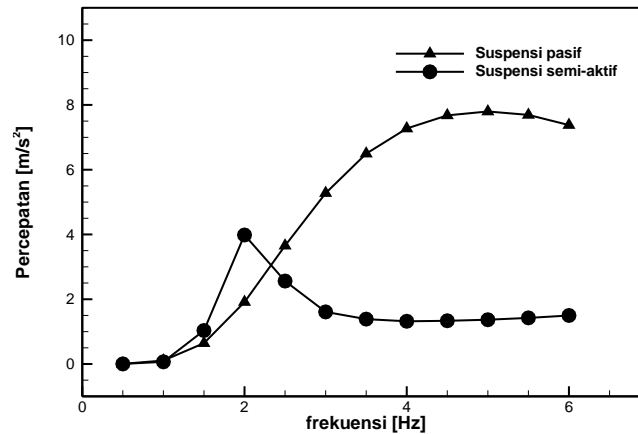
Gambar 6. Hasil dari respon potensi daya *sprung mass* terhadap waktu.

Respon potensi daya yang dapat dimanfaatkan ditunjukkan pada Gambar 6. Hasil dari suspensi pasif dan semi aktif dibandingkan dan dianalisa. Gambar 6 menunjukkan hasil respon potensi daya pada suspensi semi aktif memiliki nilai puncak yang lebih besar 78% dibandingkan dengan suspensi pasif. Potensi daya yang dihasilkan suspensi semi aktif lebih besar walaupun respon gerak vertikal lebih kecil. Hal ini diakarenakan defleksi suspensi dan kecepatan defleksi suspensi lebih besar, dimana kecepatan defleksi suspensi bagian depan dan belakang kendaraan secara berurutan dideskripsikan sebagai, $\dot{\delta} = (\dot{z}_{12} - \dot{z}_{11} - \dot{\theta}l_1)$ dan $\dot{\delta} = (\dot{z}_{22} - \dot{z}_{21} - \dot{\theta}l_2)$.



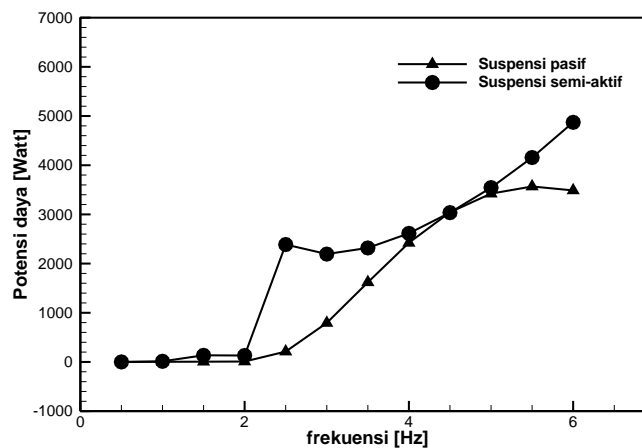
Gambar 7. RMS respon perpindahan *sprung mass* (z_{11}) terhadap frekuensi eksitasi harmonik.

Root mean square (RMS) respon perpindahan *sprung mass* pada suspensi pasif dan semi aktif terhadap frekuensi eksitasi harmonik ditunjukkan pada Gambar 7. Secara umum RMS respon perpindahan antara suspensi pasif dan semi-aktif memiliki pola yang sama, yaitu naik pada frekuensi tertentu kemudian akan turun. Pada suspensi pasif nilai RMS perpindahan naik pada $0,5 \leq f \leq 2,5$ [Hz] kemudian turun pada $f > 2,5$ [Hz]. Pada suspensi semi aktif nilai RMS perpindahan naik pada $0,5 \leq f \leq 2$ [Hz] kemudian turun pada $f > 2$ [Hz]. Nilai RMS perpindahan sistem suspensi semi aktif memiliki respon yang lebih kecil dibandingkan pada sistem suspensi pasif, selain pada saat frekuensi $1,5 \leq f \leq 2$.



Gambar 8. RMS respon percepatan *sprung mass* (\ddot{z}_{11}) terhadap frekuensi eksitasi harmonik.

Root mean square (RMS) respon percepatan *sprung mass* pada suspensi pasif dan semi aktif terhadap frekuensi eksitasi harmonik ditunjukkan pada Gambar 8. Secara umum RMS respon percepatan antara suspensi pasif dengan semi-aktif memiliki pola yang sama, yaitu naik pada frekuensi tertentu dan kemudian akan turun. Pada suspensi pasif nilai RMS percepatan naik pada $0,5 \leq f \leq 2$ [Hz] kemudian turun pada $f > 2$ [Hz]. Pada suspensi semi aktif nilai RMS perpindahan naik pada $0,5 \leq f \leq 5$ [Hz] kemudian turun pada $f > 5$ [Hz]. Nilai RMS percepatan sistem suspensi semi aktif memiliki respon yang lebih kecil dibandingkan pada sistem suspensi pasif, selain pada saat frekuensi $1,5 \leq f \leq 2$. Respon percepatan *sprung mass* pada suspensi semi aktif jika dibandingkan dengan respon percepatan pada suspensi pasif terdapat peningkatan kualitas kenyamanan yang signifikan pada pengendara saat $f > 3$ [Hz]. Berdasarkan ISO 2631[20] RMS respon percepatan saat $f > 2,5$ [Hz] pada suspensi pasif termasuk dalam kategori *extremely uncomfortable*. Pada frekuensi yang sama dengan menggunakan suspensi semi aktif, RMS respon percepatan termasuk dalam kategori *uncomfortable*.



Gambar 9. Respon potensi daya (energi per detik) rata-rata terhadap frekuensi eksitasi harmonik.

Gambar 9 menunjukkan hubungan antara frekuensi eksitasi harmonik terhadap potensi daya yang dapat dimanfaatkan. Respon potensi daya yang dapat dimanfaatkan secara umum memiliki pola yang meningkat terhadap naiknya frekuensi. Namun ada sedikit penurunan saat $5,5 < f < 6$ [Hz] pada suspensi pasif dan $2,5 < f < 3$ [Hz] pada suspensi semi aktif. Respon potensi daya pada suspensi semi aktif memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan pada suspensi pasif. Terdapat perbedaan respon potensi daya yang signifikan antara suspensi pasif dan semi aktif pada saat $2,5 \leq f \leq 3,5$ [Hz] dan $5,5 \leq f \leq 6$ [Hz]. Respon potensi daya pada sistem suspensi semi aktif memiliki nilai yang lebih besar dikarenakan respon perpindahan *sprung mass* lebih kecil dibandingkan dengan respon suspensi pasif yang

mengakibatkan defleksi suspensi yang lebih besar sehingga energi yang diredam oleh suspensi semi aktif menjadi lebih besar.

4. Kesimpulan

Pemodelan dinamika gerak kendaraan dengan model *half car* telah dilakukan. Suspensi pasif dan semi aktif telah diimplementasikan dan dimodelkan sebagai pegas dan peredam. Validasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan hasil analitis. Hasil validasi menunjukkan dikrepansi sebesar 0,54134% dari hasil analitis. Analisa respon pada domain waktu menunjukkan hasil yang lebih baik pada sistem suspensi semi aktif dimana terdapat penurunan respon perpindahan dan percepatan sebesar 40,71% dan 43,43%. Respon potensi daya pada domain waktu pada sistem suspensi semi aktif menunjukkan hasil yang lebih baik dibandingkan pada sistem suspensi pasif dimana pada suspensi semi aktif mengalami peningkatan sebesar 78% dibandingkan dengan respon pada suspensi pasif dikarenakan meningkatnya nilai dari defleksi suspensi saat nilai perpindahan lebih kecil dan potensi daya yang dibangkitkan berbanding lurus dengan nilai dari defleksi suspensi. Pada domain frekuensi, respon perpindahan dan percepatan suspensi semi aktif memiliki hasil yang lebih baik pada frekuensi eksitasi lebih dari 2 [Hz] dibandingkan dengan suspensi pasif, namun pada frekuensi eksitasi kurang dari 2 [Hz] sistem suspensi pasif memiliki respon yang lebih baik. Respon potensi daya pada sistem suspensi semi aktif memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan hasil dari suspensi pasif terutama pada frekuensi eksitasi antara 2 [Hz] dan 4[Hz] . Dapat disimpulkan bahwa selain dapat memperbaiki respon gerak *sprung mass*, suspensi semi aktif juga memiliki respon potensi energi yang lebih baik.

Daftar Pustaka

- [1] “PERATURAN PRESIDEN REPUBLIK INDONESIA NOMOR 55 TAHUN 2019,” 2019.
- [2] M. K. A. Ali, H. Xianjun, M. A. A. Abdelkareem, M. Gulzar, and A. H. Elsheikh, “Novel approach of the graphene nanolubricant for energy saving via anti-friction/wear in automobile engines,” *Tribology International*, vol. 124, pp. 209–229, Aug. 2018, doi: 10.1016/J.TRIBOINT.2018.04.004.
- [3] D. Zhao, “Waste thermal energy harvesting from a convection-driven Rijke–Zhao thermo-acoustic-piezo system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 66, pp. 87–97, Feb. 2013, doi: 10.1016/J.ENCONMAN.2012.09.025.
- [4] L. Pugi, M. Pagliai, A. Nocentini, G. Lutzemberger, and A. Pretto, “Design of a hydraulic servo-actuation fed by a regenerative braking system,” *Applied Energy*, vol. 187, pp. 96–115, Feb. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.11.047.
- [5] L. Zuo and P. S. Zhang, “Energy harvesting, ride comfort, and road handling of regenerative vehicle suspensions,” *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, vol. 135, no. 1, 2013, doi: 10.1115/1.4007562.
- [6] L. B. Kong, T. Li, H. H. Hng, F. Boey, T. Zhang, and S. Li, “Lecture Notes in Energy 24 Waste Energy Harvesting Mechanical and Thermal Energies.” [Online]. Available: <http://www.springer.com/series/8874>
- [7] W. Hendrowati, H. L. Guntur, and I. N. Sutantra, “Design, Modeling and Analysis of Implementing a Multilayer Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Mechanism in the Vehicle Suspension,” *Engineering*, vol. 04, no. 11, pp. 728–738, 2012, doi: 10.4236/eng.2012.411094.

- [8] M. A. A. Abdelkareem *et al.*, “Vibration energy harvesting in automotive suspension system: A detailed review,” *Applied Energy*, vol. 229. Elsevier Ltd, pp. 672–699, Nov. 01, 2018. doi: 10.1016/j.apenergy.2018.08.030.
- [9] S. Guo, Y. Liu, L. Xu, X. Guo, and L. Zuo, “Performance evaluation and parameter sensitivity of energy-harvesting shock absorbers on different vehicles,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 54, no. 7, pp. 918–942, Jul. 2016, doi: 10.1080/00423114.2016.1174276.
- [10] S. S. Shin, B. S. Kim, D. W. Lee, and S. J. Kwon, “Vehicle dynamic analysis for the ball-screw type energy harvesting damper system,” in *Lecture Notes in Electrical Engineering*, 2017, vol. 415 LNEE, pp. 853–862. doi: 10.1007/978-3-319-50904-4_86.
- [11] R. Galluzzi, Y. Xu, N. Amati, and A. Tonoli, “Optimized design and characterization of motor-pump unit for energy-regenerative shock absorbers,” *Applied Energy*, vol. 210, pp. 16–27, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.10.100.
- [12] D. Hrovatt, “Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications*,” 1997.
- [13] G. A. Hassaan, “Car Dynamics using Quarter Model and Passive Suspension, Part I: Effect of Suspension Damping and Car Speed,” *International Journal of Computer Techniques*, vol. 1, 2014, [Online]. Available: <http://www.ijctjournal.org>
- [14] F. Andronic, I. Mihai, I.-C. Manolache-Rusu, L. Ptuleanu, and I. Radion, “SIMULATING PASSIVE SUSPENSION ON AN UNEVEN TRACK SURFACE,” *Journal of Engineering Studies and Research*, vol. 20, no. 1, 2014.
- [15] M. M. Ahmed and F. Svaricek, “Preview optimal control of vehicle semi-active suspension based on partitioning of chassis acceleration and tire load spectra,” *European Control Conference, ECC 2014*, Jul. 2014, pp. 1669–1674. doi: 10.1109/ECC.2014.6862615.
- [16] J. E. D. Ekoru and J. O. Pedro, “Proportional-integral-derivative control of nonlinear half-car electro-hydraulic suspension systems,” *Journal of Zhejiang University: Science A*, vol. 14, no. 6, pp. 401–416, Jun. 2013, doi: 10.1631/jzus.A1200161.
- [17] J. Emura, S. Kakizaki, F. Yamaoka, and M. Nakamura, “Development of the Semi-Active Suspension System Based on the Sky-Hook Damper Theory,” *SAE Transactions*, vol. 103, pp. 1110–1119, 1994, [Online]. Available: <http://www.jstor.org/stable/44611825>
- [18] J. R. Dormand and P. J. Prince, “A family of embedded Runge-Kutta formulae,” *Journal of Computational and Applied Mathematics*, vol. 6, no. 1, pp. 19–26, Mar. 1980, doi: 10.1016/0771-050X(80)90013-3.
- [19] S. S. Rao, *Mechanical vibrations*. Prentice Hall, 2011.
- [20] “Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration-Part 1: General requirements,” in *INTERNATIONAL STANDARD-ISO 2631-1*, 1997.