

## PERANCANGAN KARAKTERISTIK SISTEM SUSPENSI SEMI AKTIF UNTUK MENINGKATKAN KENYAMANAN KENDARAAN

Wibowo<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Staff Pengajar - Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Teknik UNS

---

### **Keywords :**

*Semi – active suspension*

---

### **Abstract :**

*The aim of this research was to analyze and design semi-active suspension system by controlling the number of shock absorber which accommodated with the surface of the road to get the comfortable by a quarter vehicle. Study was carried out by comparing the pasive suspension and semi-active suspension on the sinousoida, bump and random surface of road by a half vehicle.*

---

### PENDAHULUAN

Sistem suspensi pada mobil saat ini sebagian besar menggunakan komponen pasif yang terdiri dari komponen pegas dan komponen peredam kejut dengan harga konstanta pegas dan koefisien peredam selalu konstan dan dikenal sebagai sistem suspensi pasif. Sistem ini sangat sederhana dan mempunyai kelemahan yaitu tidak dapat beradaptasi dengan kondisi jalan yang berubah-ubah.

Tingkat kenyamanan akan semakin meningkat jika percepatan pada badan kendaraan semakin kecil bahkan mendekati nol karena percepatan inilah yang dirasakan oleh penumpang. Sistem suspensi mobil harus dapat mengisolasi getaran badan kendaraan yang disebabkan oleh ketidakrataan permukaan jalan. Tingkat keamanan dapat ditinjau dari defleksi suspensi untuk mengetahui *rattle space* yang terjadi dan defleksi ban sebagai indikator *roadholding* sistem. Suspensi aktif sangat efisien untuk menghasilkan tingkat kenyamanan pengemudi dalam berkendara. Pada sistem suspensi aktif dilengkapi dengan aktuator yang menggantikan kinerja peredam dan pegas sekaligus. Dalam aplikasinya suspensi aktif membutuhkan suplai energi daya secara terus-menerus seperti pada *power steering* dan sampai saat ini baru diterapkan pada mobil balap.

Sistem suspensi *semi aktif* merupakan pilihan alternatif karena lebih murah dan membutuhkan sulai dana yang lebih kecil dibandingkan pada sistem suspensi aktif. Dinamakan sistem suspensi aktif karena yang berubah hanya peredam (*variabel damper*) atau pegasnya saja (*variabel spring*). Jika tidak terjadi variabel damper atau variabel spring dari sistem suspensi, maka sistem suspensi tetap dapat bekerja karena masih terdapat komponen pasif. Hal ini merupakan kelebihan lain apabila dibandingkan dengan sistem suspensi aktif yang jika aktuator rusak maka sistem suspensi kendaraan rusak total. Dari sisi lain sistem suspensi pasif yang ada saat ini mampu mengendalikan getaran kendaraan pada setiap mode geraknya, ia hanya meredam secara pasif. Pada saat ini telah banyak dipelajari suspensi aktif yang secara aktif sesuai kebutuhan

dapat merubah kekakuan dan redaman sistem suspensi sehingga sekaligus dapat meningkatkan kualitas kenyamanan dan stabilitas arah kendaraan. Namun penerapan sistem tersebut masih sangat mahal dan belum ekonomis. Untuk itu maka beberapa peneliti telah mencoba mempelajari sistem suspensi semi aktif yang mengendalikan kekakuan dan redaman suspensi sesuai dengan kebutuhan. Pada penelitian ini akan dikaji suspensi semi aktif yang cukup ekonomis yang mampu meningkatkan kualitas kenyamanan kendaraan.

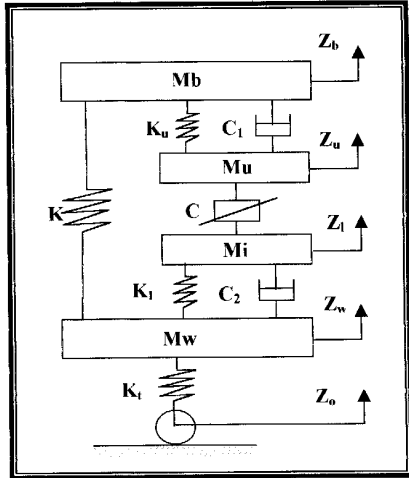
### TINJAUAN PUSTAKA

Menurut *Ride and Vibrating Data Manual JBA dan Society of Engineering, J.Y.Wong, Ph.D. (1978)*, Memberikan batas redaman dari kriteria kenyamanan didefinisikan amplitudo yang diterima dari getaran sistem merupakan fungsi frekuensi.

Menurut *Jane Way (1974)*, memberikan kriteria kenyamanan terdiri dari hubungan sederhana antara perpindahan amplitudo dengan frekuensi getaran. Menurut standart ISO 634.1974, memberi rekomendasi untuk menentukan kenyamanan kendaraan akibat getaran lingkungan dengan frekuensi 1 – 80 Hz.

*Tinepati dan Naganatan (1997)* mempelajari *smart automative active suspension* dengan *piezoceramic* sebagai komponen aktuasi. Sistem ini dikaji secara teori dan ekperimental dan dikembangkan mekanisme yang dapat memberikan respon frekuensi yang amat kecil dengan memakai smart material yaitu *piezoceramic* sebagai smart komponen.

*Young and Woon (1976)*, mempelajari karakteristik dari gaya shock akibat besar redaman suspensi yang dikendalikan atau redaman non linier pada mode gerak atau permukaan jalan yang berubah. Study ini dilakukan dengan hanya melihat seperempat dari kendaraan roda empat dengan permodelan seperti pada gambar 1.



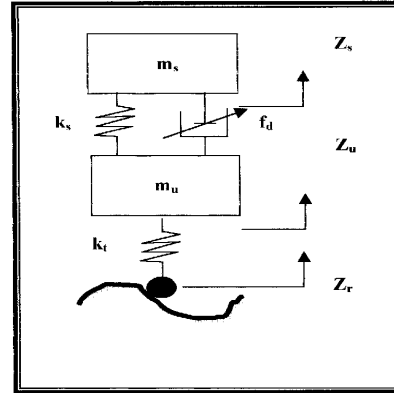
Gambar 1. Model seperempat kendaraan

Douglas dan Magnus (1997), mempelajari suspensi semi aktif dengan memakai electro theological fluid. Sistem dirancang untuk dapat memberikan respon secara cepat yaitu lebih kecil dari 10 m/s dan memakai tenaga hanya 10 watt.

Yoshihiro dan Hiroyuki (1997,) telah melakukan study suspensi semi aktif dengan model ¼ kendaraan, study dilakukan pada jalan acak dan dengan bump. Study ini menunjukkan bahwa dengan mengendalikan besarnya redaman, kualitas kenyamanan dapat dijaga konsisten pada kekasaran jalan berbeda.

Kihong Park dan Seung Jin Heo (1997), melakukan study suspensi semi aktif dengan model ¼ kendaraan dan dengan menerapkan beberapa model pengendalian redaman. Study ini mengutamakan jalan dengan bump. Penelitian ini menghasilkan bahwa dengan kontrol loop tertutup pengendalian redaman dapat sesuai dengan kebutuhan untuk menjamin kebutuhan sesuai dengan standart. Ditunjukkan dengan gambar 2.

Ekawati dan Soenarko (1997), melakukan study suspensi semi aktif dengan model ¼ kendaraan dan dengan menerapkan “dissipative control theory” untuk meminimalkan pengaruh profil permukaan jalan.



Gambar 2. Model seperempat kendaraan dengan sistem suspensi semi-aktif.

**Analisis Pengukuran Gerakan dan Persamaan Dasar**

Model analisis perilaku gerakan mesin-mesin struktur dalam artian eksperimental diperlukan pengertian konsep dasar alat pengukuran getaran.

Analisis hasil : Pengukuran alat mempunyai fungsi gerakan relatif yaitu perpindahan relatif massa “m” terhadap base z=x-y. Sehingga model persamaan differensial :

$$m\ddot{x} = -c(\dot{x} - \dot{y}) - k(x - y)$$

Dimana (x-y) = z, jika disubstitusikan ke persamaan di atas :

$$m(\ddot{z} + \dot{y}) = -kz - c\dot{z}$$

$$m - \ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y}$$

$$= m\omega^2 y \sin \omega_f t$$

Sehingga didapat model penyelesaian steady state Persamaan :

$$Z = \frac{(m\omega^2 Y / k) \sin(\omega t - \theta)}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}}$$

$$= \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} y \sin(\omega t - \psi)$$

$$\text{tg } \psi = \frac{(2\xi r)}{1 - r^2}$$

Dimana :  $r = \frac{\omega_f}{\omega}$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

**Kontroler**

Kontrol logika fuzzy menggunakan basis pengetahuan dan ungkapan linguistik yang merepresentasikan cara kerja operator manusia. Dimana aturan kontrol ini merupakan himpunan aturan-aturan kontrol linguistik yang diturunkan secara heuristik berdasarkan keadaan proses dan pengalaman operator, sehingga tidak memerlukan model matematik proses (plant). Dengan kata lain, kontrol logika fuzzy merupakan suatu kontroler yang pada prinsipnya merubah strategi kontrol linguistik ke dalam strategi kontrol otomatis.

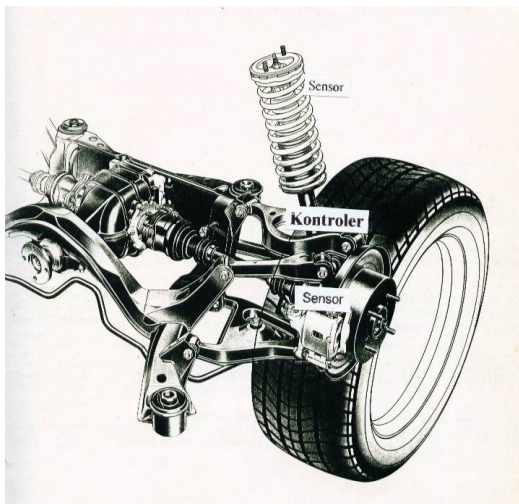
**Kenyamanan**

Getaran merupakan faktor yang mempengaruhi kenyamanan disebabkan adanya performansi mesin dan ketidakrataaan permukaan jalan, sehingga mampu mempengaruhi performansi kerja dan kesehatan pada bagian tubuh manusia. Berdasarkan analisis di atas ada dua faktor yaitu efek internal berkenaan dengan intensitas getaran dan efek eksternal yang berkaitan dengan frekuensi, amplitudo, arah dan lamanya getaran. ISO mengadakan evaluasi efek getar yang digunakan pada manusia, memberikan nilai batas getaran yang ditransmisikan pada manusia dalam frekuensi (1:80) Hz untuk getaran longitudinal, batas kenyamanan dalam standart ISO 2631 dinyatakan dalam besaran percepatan (rms) yang nilainya dipengaruhi oleh frekuensi dan waktu getaran, dimana rms yang ditolerir oleh penumpang akan semakin kecil, disamping itu tubuh manusia lebih sensitif pada frekuensi rendah.

**METODE PENELITIAN**

Metodologi penelitian yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan pendekatan analitis dan eksperimen.

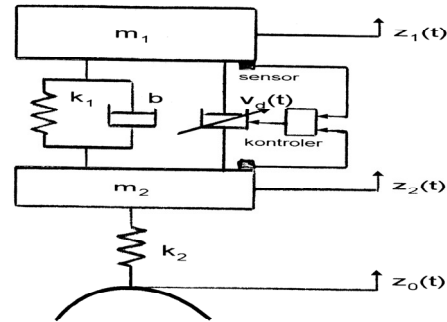
**1. Model Rancangan Kendaraan**



Gambar 3. Model rancangan kendaraan

**2. Metode Analisis**

Analisa yang digunakan adalah seperempat kendaraan sebagaimana model gambar.



Gambar 4. Skema suspensi semi aktif model seperempat kendaraan

Dimana :

- $m_1$  : Massa badan kendaraan
- $m_2$  : Massa roda ban dan perangkat rem
- $k_1$  : Konstanta pegas komponen suspensi
- $k_2$  : Konstanta Pegas ban
- $b$  : Koefisien redaman
- $Vd(t)$  : gaya redam variabel damper.

Dengan menggunakan hukum II Newton, yaitu

$\Sigma F = m \cdot a$ , maka persamaan gerak sebagai berikut :

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1(z_1 - z_2) + (b + v_d(t))(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) = 0 \quad (3)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 - k_1(z_1 - z_2) - (b + v_d(t))(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_2(z_2 - z_0) = 0 \quad (4)$$

**a. Analisa Frekuensi Natural**

Analisa perhitungan frekuensi natural sistem dua derajat kebebasan sebagaimana gambar 4, digunakan getaran bebas dari sistem. Persamaan gerak untuk getaran bebas didapat dengan menseting bagian kanan persamaan 3 dan 4 menjadi nol. Untuk sistem tidak teredam (undamped system), dengan mengabaikan koefisien redaman, persamaan gerak untuk getaran bebas adalah :

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 - k_1 z_2 = 0 \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_1 z_1 - k_1 z_2 + k_2 z_2 = 0 \quad (6)$$

Solusi persamaan diferensial diatas dapat diasumsikan sebagai :

$$z_1 = Z_1 \cos \omega_n t \quad (7)$$

$$z_2 = Z_2 \cos \omega_n t \quad (8)$$

Dimana  $\omega_n$  adalah frekuensi natural pada sistem tidak teredam, sedangkan  $Z_1$  dan  $Z_2$  adalah amplitudo massa sprung dan massa unsprung. Dengan mensubstitusikan asumsi solusi ke persamaan 5 dan 6 didapat persamaan amplitudo sebagai berikut :

$$(-m_1 \omega_n^2 + k_1) Z_1 - k_1 Z_2 = 0 \quad (9)$$

$$-k_1 Z_1 + (-m_2 \omega_n^2 + k_1 + k_2) Z_2 = 0 \quad (10)$$

Persamaan karakteristik dari determinan di atas adalah :

$$\omega_n^4 (m_1 m_2) + \omega_n^2 (-m_1 k_1 - m_1 k_2 - m_2 k_2) = 0 \quad (11)$$

Solusi persamaan karakteristik menghasilkan dua harga frekuensi natural dari sistem,  $\omega_{n1}^2$  dan  $\omega_{n2}^2$  :

$$\omega_{n1}^2 = \frac{B_1 - \sqrt{B_1 - 4A_1C_1}}{2A_1} \quad (12)$$

$$\omega_{n2}^2 = \frac{B_1 + \sqrt{B_1 - 4A_1C_1}}{2A_1} \quad (13)$$

$$A_1 = m_1m_2$$

Dimana :  $B_1 = m_1k_1 + m_1k_2 + m_2k_2$

$$C_1 = k_1k_2$$

Walaupun sistem ini mempunyai frekuensi natural  $\pm \omega_{n1}$  dan  $\pm \omega_{n2}$ , nilai negatif diabaikan. Frekuensi natural dalam Hz (cycles/s) dapat dinyatakan sebagai :

$$f_{n1} = \frac{1}{2\pi} \omega_{n1} \quad (14)$$

$$f_{n2} = \frac{1}{2\pi} \omega_{n2} \quad (15)$$

**b. Analisa Performasi Sistem Suspensi**

Dalam analisis performansi sistem suspensi ada tiga macam aspek, yaitu :

❖ Vibration isolation

Aspek ini dapat dianalisa dengan meninjau respon massa sprung (output) terhadap eksitasi permukaan jalan (input), parameter ini dapat berupa kecepatan atau percepatan.

❖ Suspension Travel

Defleksi pegas suspensi atau displacement relatif antara massa sprung dan massa unsprung ini didefinisikan sebagai space yang diijinkan untuk mengakomodasi gerakan suspensi antara benjolan dan pantulan, yang lebih dikenal dengan sebutan rattle space.

$$z_{rs} = z_1 - z_2$$

❖ Roadholding

Kemampuan ban untuk selalu menempel pada permukaan jalan disebut roadholding yang didefinisikan sebagai defleksi ban atau displacement relatif antara defleksi massa unsprung terhadap permukaan jalan.

$$z_{rh} = z_2 - z_0$$

**c. Analisis Respon Kendaraan terhadap Profil jalan**

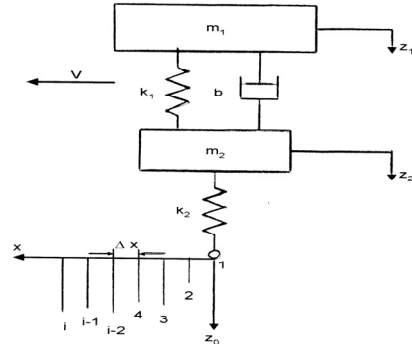
Analisa gambar 5 dimana,  $z_0$  mendeskripsikan eksitasi profil permukaan jalan,  $\dot{z}_0$  menunjukkan kecepatan vertikal ban pada *ground contact point*, yang didefinisikan sebagai:

$$\dot{z}_0 = V \frac{dz_0}{dx}$$

Dimana :

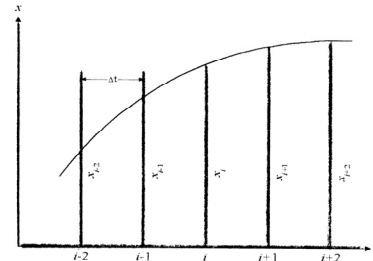
$V$  = kecepatan kendaraan

$\frac{dz_0}{dx}$  = slope profil permukaan jalan



Gambar 5. Model suspensi pasif seperempat kendaraan.

Analisa respon dari massa sprung dan massa unsprung digunakan metode numerik yang berbasis pada deret Taylor. Dimana diskritisasi interval profil jalan dapat digambarkan sebagaimana gambar 6 dibawah ini.



Gambar 6. Diskritisasi permukaan jalan

Pada titik initial (station 1),  $(z_0)_1$  dan  $(\dot{z}_0)_1$  adalah

nol, kemudian  $(z_1) = (\dot{z}_1) = (\ddot{z}_1) = (z_2) = (\dot{z}_2) = (\ddot{z}_2) = 0$  (subcript pada koefisien tersebut menunjukkan station ke-i).

Selama selang waktu (16) interval pertama percepatan dapat diekspresikan :

$$\ddot{x} = \ddot{x}_1 + \eta t \quad (16)$$

Dimana  $\ddot{x}_1$  adalah percepatan pertama dan  $\eta$  adalah konstanta yang tidak diketahui. Integrasi persamaan di atas akan menghasilkan harga kecepatan pada interval waktu t :

$$\dot{x} = \int_0^t \ddot{x} dt = \int_0^t (\ddot{x}_1 + \eta t) dt = \ddot{x}_1 t + \eta \frac{t^2}{2} \quad (17)$$

Displacement x dalam interval t :

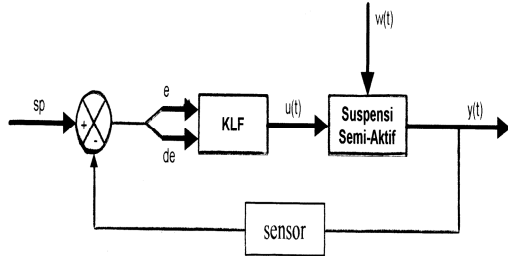
$$x = \int_0^t \dot{x} dt = \int_0^t \left( \ddot{x}_1 t + \eta \frac{t^2}{2} \right) dt = \frac{\ddot{x}_1 t^2}{2} + \eta \frac{t^3}{6} \quad (18)$$

**d. Analisa Kontrol Aliran**

Analisa kontrol aliran ini dapat divisualisasikan dengan diagram blok sistem suspensi pasif dan sistem pengendalian suspensi semi-aktif seperempat kendaraan dengan menggunakan Kontroler Logika Fuzzy (KLF) dapat dilihat pada gambar dibawah.



Gambar 7. Gambar diagram blok suspensi pasif.



Gambar 8. Diagram blok KLF pada suspensi semi-aktif kendaraan

Dimana :

$Y(t)$  : keluaran sistem berupa kecepatan relatif kendaraan

$w(t)$  : masukan sistem berupa profil permukaan jalan

$u(t)$  : sinyal kendali kontroler berupa gaya redam dari variable damper

$e(t)$  : error

$de$  : perubahan error

$sp$  : set point

**a. Alat Uji Suspensi Pasif**

Alat uji suspensi yang digunakan sesuai dengan prinsip EUSAMA yaitu European Association of Shock Absorber Manufaktur.

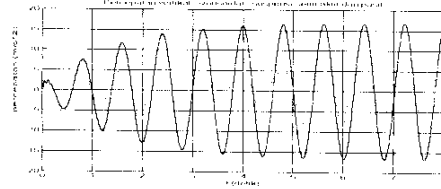
**b. Alat Uji Komponen Suspensi Aktif**

Analisa suspensi semi-aktif tersusun atas komponen pasif, yaitu pegas dan peredam, dimana komponen aktif terdiri dari sensor profil permukaan jalan, variabel damper electrorheological fluid dan kontroler.

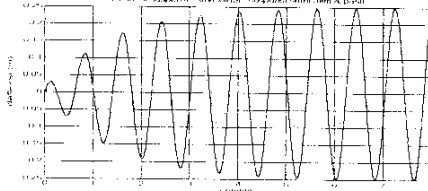
**HASIL DAN PEMBAHASAN**

**a. Model Jalan Sinusoida**

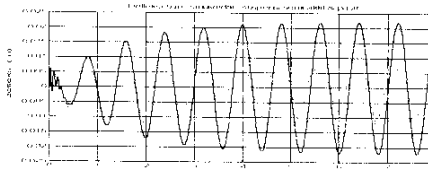
Dari hasil simulasi terlihat bahwa nilai RMS dari percepatan vertikal kendaraan mempunyai nilai dibawah 2 m/det, sehingga sistem dirancang memenuhi standart ISO-2631 untuk lamanya 1 jam. Demikian juga untuk defleksi suspensi mempunyai nilai di bawah 0,05 m dan defleksi ban mempunyai nilai dibawah 0,01 m, sehingga ban akan lebih menekan pada permukaan jalan.



$\omega = 7,8025 \text{ rad/det.}$

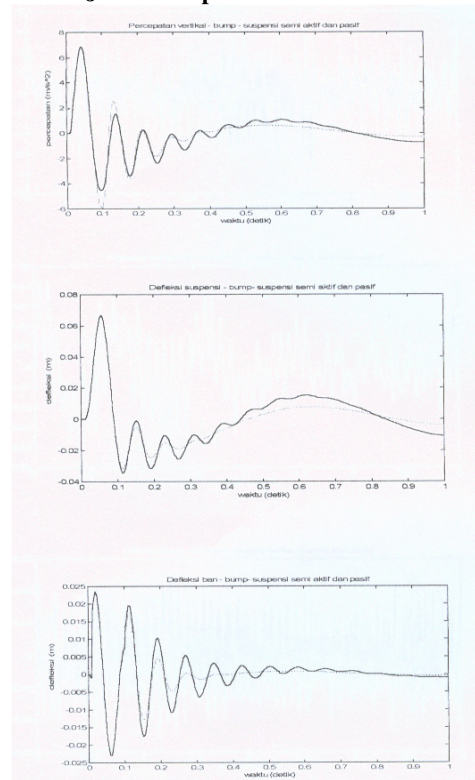


$\omega = 7,8025 \text{ rad/det.}$



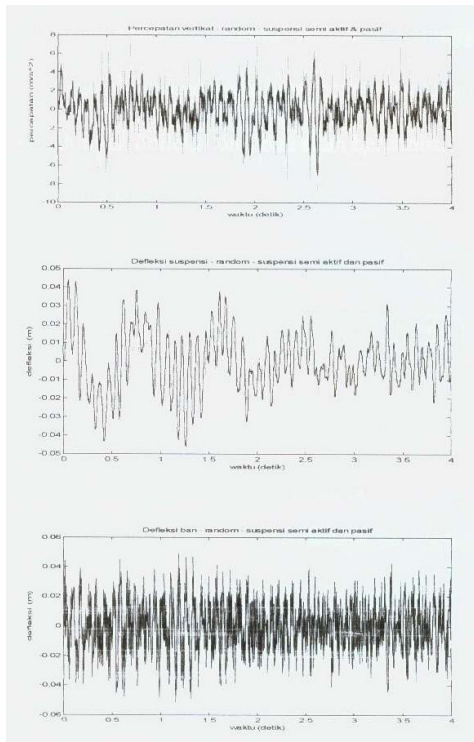
$\omega = 7,8025 \text{ rad/det.}$

**b. Model Jalan Bump**



Dari analisa gambar di atas terlihat bahwa percepatan vertikal suspensi semi aktif mempunyai nilai dibawah 2 m/s<sup>2</sup>. Begitu juga nilai defleksi suspensi dibawah 0,05 m dan defleksi ban dibawah 0,01 m yang berarti nilai tersebut masuk dalam batas spesifikasi perancangan.

### c. Model Jalan Random



Dari analisa grafik di atas terlihat bahwa nilai percepatan vertikal suspensi semi aktif mempunyai nilai yang lebih kecil dibandingkan dengan suspensi pasif, sedangkan defleksi ban dan defleksi suspensi pasif mempunyai nilai yang lebih kecil dibanding dengan defleksi ban dan suspensi semi aktif. Hal ini disebabkan pada suspensi semi aktif untuk memperoleh tingkat kenyamanan dengan cara menjaga ketinggian yang konstan dari kendaraan, dan untuk menjaga ketinggian tersebut diperlukan gaya aktuator dimana pada saat yang bersamaan bagian roda akan terangkat ke atas sehingga defleksi ban akan bertambah.

### KESIMPULAN

Dari hasil penelitian dengan melakukan analisa persamaan pada model sistem suspensi dan eksperimen menunjukkan bahwa sistem suspensi semi aktif dibandingkan sistem suspensi pasif menghasilkan percepatan vertikal pada jalan sinusoida, bump dan random memenuhi standart kenyamanan ISO-2631. Nilai ini lebih kecil dari pada sistem suspensi pasif, sehingga mempunyai kriteria yang lebih nyaman.

### DAFTAR PUSTAKA

- Bangsing, Nyoman, "Active Suspension Controller Design by Optimal Regulator Approach.", the Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bali, 1997.
- Ekawati, Estiyanti, "The Design of Nonlinear Semi-Active Suspension Control System on A Quarter Car using Dissipative Methods.", the Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bali, 1997.
- Hac, A., Young, I., "Optimal Semi-Active Suspension with Preview Based on a Quarter Car Model.", Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of ASME, Vol. 114, 1992.
- Harris, C.M., Crede, C.E., "Shock dan Vibration Handbook.", McGraw Hill Book Company, United State of America, 1976.
- Inman, Daniel J., "Engineering Vibration.", Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1993.
- Karnopp, D., "Design Principles for Vibration Control using Semi-Active Dampers.", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control - Transactions of ASME, Vol. 112, 1990.
- Kihong Park Seung-Jin Heo, "Design and Test of Semi-Active suspension Control Algorithms using Hardware-in-the-Loop Simulation.", the Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bali, 1997.
- Martinus, D., "A Semi-Active Suspension Systems Design using Optimal Control on a Half-Vehicle Model.", the Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bali, 1997.
- Ogata, Katsuhiko, "Teknik Kontrol Automatik.", Erlangga, Jakarta, 1994.
- Shahian, B., Hassul, M., "Control System Design using Matlab.", Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1993.
- Sutjiatmo, Bambang, "Pengembangan Metode Domain Waktu untuk Analisa Getaran Acak Kendaraan." – tesis, Institut Teknologi Bandung, 1989.
- Vierck, R.K., "Vibration Analysis.", Harper and Row, New York, 1979.
- Wong, Jo Yung, "Theory of Ground Vehicle.", John Wiley & Sons, Inc., United State of America, 1978.
- Woo, Seung-Hoon, A New Double Sky-Hook Algorithm for Improving Road-Holding Propert in Semi-Active Suspension System, the Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bali, 1997.
- Yan, J., Ryan, M., Power, J., Using Fuzzy Logic, Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1994.
- Yoshihiro Atsumi Hiroyuki Shinjyo, Truck Riding Comfort Improved by Semi-Active Controlled Cab Suspension, the Ninth International Pacific Conference on Automotive Engineering, Bali, 1997.