

STUDI RISET DAN PENGEMBANGAN HUKUM KONTROL ALTERNATIF UNTUK SUSPENSI AUTOMOTIF

Iskandar Azis

Dosen Program Studi Teknik Sipil FT Universitas Almuslim

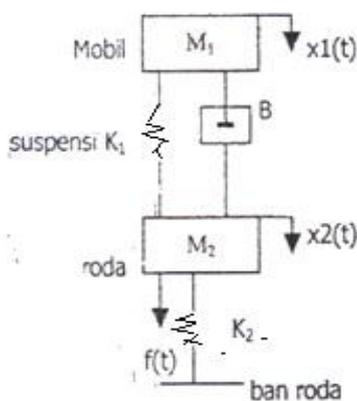
ABSTRAK

Sistem mekanik untuk suspensi kendaraan dapat dilakukan penelitian dengan pemodelan fisis. Umpan balik pada sistem suspensi aktif dapat dibuat optimal sehingga diperoleh defleksi rata pada jalan yang berlubang. Model matematika, karakteristik kepekaan suspensi dan parameter, sehingga diperoleh kenyamanan kendaraan. Dipenuhinya formulasi sistem kontrol sebagai kontribusi sistem suspensi masa kini.

Kata Kunci : *Suspensi Automotif dan Sistem Mekanik*

Pendahuluan

Suspensi automotif secara umum terdiri dari perpaduan jenis pegas dan daspot yang terpasang secara paralel untuk satu roda kendaraan. Daspot berfungsi sebagai penyerap kejutan jadi isolasi pada pegas. Suspensi seperti ini dapat digolongkan sebagai suspensi *tidak AM*, karena suspensi tersebut hanya bergerak bila diberikan suatu gaya pada suspensi tersebut. Selain suspensi kendaraan, gerak dinamik dari sistem suspensi juga dipengaruhi oleh elastisitas ban. Sistem mekanik untuk suspensi kendaraan dimodelkan seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Sistem Suspensi Kendaraan

M_1 adalah massa mobil, B adalah penyerap kejutan, K_1 adalah pegas, M_2 adalah massa roda, K_2 adalah elastisitas

ban. Ada dua persamaan yang terdapat pada sistem suspensi ini yaitu perpindahan $x_1(t)$ dan $x_2(t)$ sebagai akibat dari gaya $f(t)$.

Pertama, gaya disekitar M_1 dijumlahkan dan mengandung tiga term yaitu

$$M_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -B \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - K_1 (x_1 - x_2) \dots (1)$$

Selanjutnya gaya-gaya pada M_2 dijumlahkan, dan terdapat lima term yaitu,

$$M_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -B \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) - K_1 (x_1 - x_2) - K_2 x_2 \quad (2)$$

Sistem suspensi kendaraan seperti gambar di atas dibuat oleh Charles L. Phillips dan Roice D. Harbor dengan alih bahasa oleh Prof. RJ. Widodo, diturunkan hingga memenuhi untuk membentuk fungsi transfer sebagai perbandingan antara 'perpindahan $x_1(t)$ dan gaya $f(t)$ '. Selanjutnya jika diselidiki sistem suspensi tersebut, masalah adalah sejauhmanakah desain yang dapat dilakukan untuk melihat hubungan antara keoptimalan gaya $f(t)$ dan perpindahan $x_1(t)$ dan $x_2(t)$, yang secara analisis memberikan hubungan besaran setiap parameter sistem. Keoptimalan dimaksud diselidiki dengan bagaimana memberikan uraian grafts tentang 'perilaku dinamik dari perpindahan tersebut.

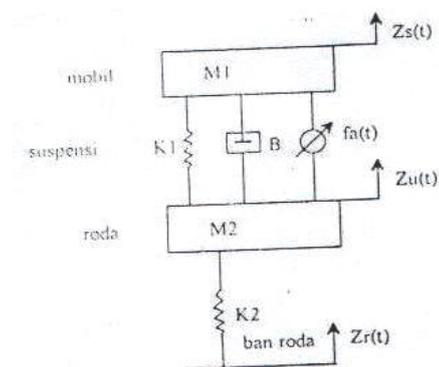
Dalam proses pengungkapan keadaan dari sistem suspensi tersebut, metoda ruang keadaan salah satu solusi yang

dapat diandalkan, sehingga untuk proves integrasi persamaan diferensial untuk persamaan (1) dan (2), berbagai metode dapat diterapkan seperti Runge-Kuta.

Pengembangan lanjut pembahasan tentang sistem suspensi tersebut, dapat diterapkan pada sisi ban. Bila gaya $f(t)$ diasumsikan digantikan rungsinya dengan sebuah alat lain, sedangkan yang menjadi input kepada sistem suspensi diberikan seperti pada Gambar 2. Input kepada sistem suspensi sekarang adalah gangguan sebagai akibat kondisi permukaan jalan. Input ini akan memberi reaksi pada sistem suspensi, sehingga diperoleh perubahan pada $Z_u(t)$ dan $Z_s(t)$.

Bila selisih antara $Z_u(t)$ dan $Z_s(t)$ lipandang sebagai suatu keadaan yang menggambarkan defleksi pada bodi, dan selisih antara $Z_u(t)$ dan $Z_r(t)$ dipandang sebagai defleksi pada roda, maka akibat yang ditimbulkan oleh 'input $Z_r(t)$ ' akan memberikan nilai defleksi yang tertentu. Kehadiran gaya $f(t)$ sebagai suspensi aktif diharapkan dapat memberikan kontribusinya sehingga diperoleh defleksi yang cukup kecil terutama pada defleksi roda.

Pengembangan teori umpan balik variabel keadaan merupakan suatu alternatif dalam desain sistem kontrol yang diperlukan. Parameter umpan balik variabel keadaan harus dapat menentukan kontribusi dari $f(t)$ untuk setiap perubahan yang terjadi dari $Z_r(t)$.



Gambar 2. Sistem Suspensi Aktif Kendaraan

Seperti pada bangun persamaan (1), gaya di sekitar M_1 diberikan oleh,

$$M_1 \frac{d^2 Z_s}{dt^2} = B \left(\frac{dZ_u}{dt} - \frac{dZ_s}{dt} \right) + K_1 (Z_u - Z_s) + f_a \dots (3)$$

Dan seperti pada persamaan (2), gaya disekitar M_2 diberikan dengan,

$$M_2 \frac{d^2 Z_s}{dt^2} = -B \left(\frac{dZ_u}{dt} - \frac{dZ_s}{dt} \right) + K_1 (Z_u - Z_s) + K_2 (Z_r - Z_u) + f_a \dots (4)$$

Dalam hal ini, $f_a(t)$ adalah gaya aktif bernilai skalar yang dapat dibangun dengan umpan balik variabel keadaan.

Agar dapat dibangun alternatif kontrol dengan $f_a(t)$ sebagai suspensi aktif, dinamika sistem suspensi haruslah diuraikan dalam bentuk persamaan ruang keadaan, dan dalam hal ini $Z_s(t) - Z_u(t)$ harus dinyatakan sebagai satu variabel keadaan yang menggambarkan defleksi mobil, dan $Z_u(t) - Z_r(t)$ juga harus dinyatakan sebagai satu variabel keadaan yang menggambarkan defleksi ban.

Penelitian ini dilakukan dalam rangka permodelan sistem fisis dari sistem suspensi mobil, untuk mengetahui dan menyelidiki bagaimana menentukan besarnya muatan yang mampu dipikul oleh sebuah kendaraan berkenaan dengan gaya yang diberikan pada kendaraan, sehingga dapat diketahui dengan jelas hubungan parameter sistem suspensi dengan beban kendaraan. Jika dinamika dan respon sistem fisis sudah dapat diuraikan, maka dapat diketahui nantinya secara gratis bagaimana pengaruh pembebanan pada kondisi jalan datar, menurun dan mendaki.

Untuk sistem suspensi aktif, dengan pemberian umpan balik yang menghasilkan suspensi aktif dapat dilakukan pengoptimalan, sehingga dapat diperhitungkan besarnya defleksi yang terjadi pada kondisi jalan yang tidak rata. Jalan tidak rata dapat disebabkan oleh adanya batu di jalan, jalan berbukit, jalan berlobang atau jalan bergelombang. Upaya untuk memperkecil defleksi pada kondisi jalan tersebut hanyalah dengan membangun suspensi aktif pada sistem suspensi kendaraan.

Dalam menguraikan simulasi grafts dari respon waktu yang menggambarkan

pengaruh gaya dan defleksi, metoda solusi persamaan diferensial dapat dilakukan dengan Runge-Kuta. Pada metoda ini kelayakan grafts dapat diselidiki dalam pemberian ;nterval waktu untuk proses pengintegrasian.

Penentuan parameter sistem fisis berkaitar. dengan pengaruh gava, secara umum dapat diselidiki dengan analisis kepekaan sistem terhadap parameter. Sedangkan analisis tentang kepekaar suspensi aktif terhadap kondisi jalan tidak rata, dilakukan dengan tinjauan kontrol optimai dengan teori indeks kinerja kuadratik ataupun dengan teori penempatan pole dalam bidang kompleks dengar, variable transformasi Laplace. Selanjutnya penentuan spesifikasi desain dapat dilakukar dengan membandingkan nilai faktor redaman dan frekuensi alamiah sistem, dimana kedua faktor ini akan menentukan tingkat kenyamanan dalam berkendara. Menurut Katsuhiko Ogata dalam, 'Teknik Kontrol Otomatik, faktor redaman yang baik adalah 0,707 dengan nilai maksimum overshoot dibawah 10 %. Akan tetapi membandingkan kondisi yang mungkin pada suatu kendaraan, nilai tersebut tidak selalu menjadi acuan. Parameter lainnya yaitu frekuensi osilasi, tidak memiliki nilai acuan yang tetap. Nilai ini tergantung pada distribusi kondisi jalan yang tidak rata, sehingga respon dari sistem suspensi dapat disesuaikan dengan kondisi jalan dimaksud.

Pemodelan Suspensi Automotif

Pendahuluan

Pemodelan suatu sistem fisis sangat diperlukan untuk mempelajari perilaku dasar sistem tersebut, dan model yang dipilih adalah model matematikyng menerangkan hubungan antara komponen sistem fisis dalam bentuk matematik. Model matematik suatu sistem fisis tidak unik dan bervariasi dari yang paling sederhana hingga yang paling kompleks. Pada umumnya untuk penyelesaian masalah, pertama kali dibuat model yang disederhanakan sedemikian rupa sehingga dipemleh gambaran umum / global perilaku sistem, dan selanjutnya dapat

dibuat model yang lebih lengkap untuk analisa lebih rinci.

Jika suatu benda mula-mula berada dalam keadaan diam, maka berdasarkan pengalaman kita tahu bahwa benda tersebut selamanya akan diarn, kecuali bila kita memberi suatu gaya pada benda tersebut.

Setiap benda yang diam tetap akan diam dan setiap benda yang bergerak akan terus bergerak lurus beraturan, terkecuali ada gaga luar yang hekerja pada benda itu, pernyataan ini dikenal sebagai hukum kelembaman atau hukum pertama Newton. Hukum pertama Newtor dirumuskan sebagai berikut

$$\sum F = 0 \dots\dots\dots (5)$$

Pernyataan hukum kedua newton dituliskan, jumlah gaya yang bekerja pada suatu benda merupakan perkaiian antara massa dengan percepatannya. Dan secara matematis hukum kedua Newton dirumuskan sebagai berikut

$$ma = \sum F \dots\dots\dots (6)$$

Bila gaya kita berikan pada suatu benda, pada prinsipnya benda tersebut akan memberikan gaya aksi (lawan). Besar gaya aksi yang ditimbulkan benda sama besarnya dengan gaya' yang diberikan pada benda itu tetapi berlawanan arah. Pernyataan ini dikenal sebagai hukum ketiga Newton yang secara matematis dirumuskan sebagai berikut

$$Aksi = - Reaksi \dots\dots\dots (7)$$

Bila ujung suatu pegas ditarik sementara ujung yang satu terkait dan kemudian kita lepaskan, maka pegas akan kembali kebentuknya semula. Benda yang mempunyai sifat seperti pegas ini disebut benda elastis. Benda elastis mempunyai batas elastisitas, dan bila gaya yang diberikan melewati batas elastisitasnya maka benda akan patah atau putus. Bila panjang awal pegas adalah x, kemudian ditark dengan gaya F, gaya yang bekerja, rnyebabkan pegas bertambah panjang sebesar dx. Dari pernyataan tersebut dapat lituliskan

$$F = k\delta x \dots\dots\dots (8)$$

Kita meninjau suatu sistem dimana massa yang digantung pada sebuah pegas,

jika gaya diberikan pada sistem berupa tarikan atau dorongan akan menyebabkan perubahan bentuk pada pegas, dan jika perubahan bentuk pegas pada posisi kesetimbangan statik adalah 5, dan gaya yang diberikan pada pegas akan menyebabkan perubahan sebesar k adalah sama dengan gaya gravitasi w yang bekerja pada massa m.

$$k\delta = w = m.g \dots\dots\dots(9)$$

Dengan menerapkan hukum dinamika gaya tentang gerak, yakni hukum kedua Newton pada massa m:

$$m.a = \sum F \dots\dots\dots(10)$$

Atau

$$m\ddot{x} = \sum F \dots\dots\dots(11)$$

$$\ddot{x} = w - kx + \dot{x}$$

Karena $k\delta = w$, maka diperoleh

$$\ddot{x} = -kx$$

Atau

$$m\ddot{x} + kx = 0 \dots\dots\dots(12)$$

Andaikan sistem pegas dan massa seperti tergambar mendapat gaya tarik kebawah sejauh $x(0) = a$ dan kecepatan awal $\dot{x}(0) = b$. model matematis dari sistem massa dan pegas ditulis sebagai berikut:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad x(0) = a, \quad \dot{x}(0) = b \dots\dots\dots(13)$$

Dimana x diukur dari posisi keseimbangan.

Penyelesaian model matematis differensial sistem pegas dan massa, dengan Transformasi Laplace diperoleh:

$$m[s^2 X(s) - sx(0) - \dot{x}(0)] + kX(s) = 0 \dots\dots\dots(14)$$

Dengan memasukkan nilai kondisi persamaan diatas dituliskan sebagai berikut:

$$(ms^2 + k)X(s) = mas + mb \dots\dots\dots(15)$$

Penyelesaian untuk nilai X(s) diperoleh:

$$X(s) = \frac{as + b}{s^2 + \left(\frac{k}{m}\right)} \dots\dots\dots(16)$$

Gerakan relatif apapun antara antara piston dan silinder ditahan oleh minyak, karena minyak tersebut harus mengalir di sekitar piston dari sisi piston bagian satu ke bagian lainnya melewati celah antara silinder dengan piston. Semakin besar

kecepatan relatif gerakan piston, semakin besar pula kecepatan minyak yang melewati celah tadi, dan perbedaan tekanan diantara kedua sisi piston menyebabkan adanya aliran fluida (minyak). Perbedaan tekanan ini disebabkan oleh adanya gaya yang ditahan. Prinsip kerja linier dashpot menggunakan kekentalan fluida (minyak) sebagai peredam. gaya lawan fluida (minyak) adalah hasil perkalian kecepatan gerak piston dengan koefisien redaman.

$$F_r = B \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) \dots\dots\dots(17)$$

dimana $\frac{dy_1}{dt}$ dan $\frac{dy_2}{dt}$ adalah kecepatan gerak piston terhadap silinder dengan $F_f =$ gayalawan fluida, B = koefisien redaman (N.det/m) dan V = kecepatan gerak piston (m/det).

Model Matematis Suspensi Automotif

Untuk menciptakan perasaan aman dan nyaman dalam berkendara penggunaan pegas saja tidak cukup memuaskan jika digunakan sebagai peredam pada suspensi mobil, hal ini disebabkan pegas akan beresilasi bila mendapat gangguan. Keadaan yang beresilasi yang ditimbulkan oleh pegas menimbulkan rasa tidak aman dan nyaman bagi pengguna kendaraan. Mobil / kendaraan yang berkualitas ditunjukkan.

Dengan rasa aman dan nyaman yang ditawarkan bagi para pengguna, kualitas yang baik tentunya harus dibayar mahal oleh para pengguna kendaraan / konsumen.

Sistem suspensi automotif yang dimodelkan adalah sistem yang menggunakan pegas (*spring loaded suspension system*) dan dashpot (*shock absorber*).

Gambar. 2 sebelumnya memperlihatkan bentuk sistem mekanik automotif suspensi yang disederhanakan. Dalam prakteknya ketika dalam perjalanan, kadang kala roda menemui lekukan atau lubang, dipermukaan jalan. Bentuk permukaan jalan yang berlubang dan berlekuk ini dimodelkan sebagai masukan. Pembuatan model matematik dari sistem suspensi mengacu pada hukum dasar fisika yang mengatur sistem dinamika gerak yaitu hukum kedua

Newton. Misalkan Z_s menyatakan defleksi (perubahan) dari massa yang berada diatas suspensi (mobil) dari posisi referensinya. Sesuai dengan hukum kedua Newton, jumlah gaya yang bekerja pada massa(m_s) sebagai F , maka kita dapatkan persamaan gerak untuk rnsasa diatas suspensi.

$$m_a = \sum F$$

$$m_s \ddot{Z}_u = k_s (Z_u - Z_s) + b_s (\dot{Z}_u - \dot{Z}_s) \dots \dots \dots (18)$$

Demikian pula dengan Z_u , menyatakan defleksi dari massa yang berada dibawah suspensi (roda/ ban) dari posisi referensinya. Sesuai dengan hukum kedua Newton, jumlah gaya yang bekerja pada, massa (m_u) sebagai F , dan diperoleh persamaan gerak untuk massa dibawah suspensi

$$m_a = \sum F$$

$$m_u \ddot{Z}_u = k_t (Z_r - Z_u) + k_s (Z_u - Z_s) + b_s (\dot{Z}_u - \dot{Z}_s) \dots \dots \dots (18)$$

Seperti telah disebutkan pada batasan masalah bahwa persamaan dinamika sistem harus dalam bentuk persamaan ruang keadaan, maka untuk model sistem suspensi, dapat dilakukan pemilihan variabel ruang keadaan (state-space variable) sebagai berikut :-

$$x_1 = Z_s - Z_u$$

$$x_2 = \dot{Z}_s$$

$$x_3 = Z_u - Z_r$$

$$x_4 = \dot{Z}_u$$

Pemilihan variabel variabel ruang keadaan diatas mengacu pada Journal of Dynamic System Measurement, and Control Transactions of the ASME yang ditulis oleh Yue, C., Butsuen, T. dan Hendrick, J.K. Dari variabel ruang keadaan yang dipilih, maka diperoleh persamaan diferensial sebagai berikut:

$$x_1 = x_2 - x_2$$

$$x_2 = \frac{k_s}{m_s} x_1 - \frac{b_s}{m_s} x_2 + \frac{b_s}{m_s} x_4$$

$$x_3 = x_4$$

$$x_4 = \frac{k_s}{m_u} x_1 + \frac{b_s}{m_u} x_2 - \frac{k_t}{m_u} x_3 - \frac{b_s}{m_u} x_4 \dots \dots \dots (19)$$

Dimana $u=Z_r$. Dengan mengagam (Z_s-Z_u) sebagai keluaran dari sistem suspansi, sehingga:

$$Y = (Z_s - Z_u) (x_1)$$

Persamaan ruang keadaan di atas dapat dituliskan dalam bentuk matriks vektor sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{b_s}{m_s} & 0 & \frac{b_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_s}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & \frac{b_s}{m_u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ - \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} t$$

(20)

Dan matriks vektor ruang keadaan keluaran dituliskan sebagai berikut :

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \dots \dots \dots (21)$$

Penutup

Studi riset ini ditulukan untuk mengungkapkan pemodelan sistem fisis dari sistem suspensi kendaraan. Pemodelan sistem fisis biasanya dilakukan dengan pendekatan linear invarian waktu. Bila pemodelan sistem fisis telah dilakukan, maka perlu ditindaklanjuti dengan memilih metoda untuk pengintegrasian persamaan diferensial sistem, misalnya dengan Runge Kutta. Penggunaan Runge Kutta dirasa cukup baik, asalkan bisa dilakukan pemodelan yang tepat dalam hal penggunaannya, disamping perunya menentukan b,`asan interval pengintegralan.

Daftar Pustaka

C. Yue, T. Butsuen &-, J'X, Hedrik, Alternative Control Laws, for Automotive Active Suspension, Transaction of the ASME, Vol. 111, June 1989.

Charles L. Phillips & Royce D. Harbor (Terjemahan : Prof R.J Widodo), Sistem Kontrol: Dasar-Dasar, PT Prenhalindo, Jakarta, 1996.

Charles L. Phillips & Royce D. Harbor

- Terjemahan : Prof R.J Widodo),
Sistem Kontrol Lanjutan, PT
Prenhalindo, Jakarta, 1998.
- Charles L. Phillips & H. Troy Nagle,
Digital Control System Analysis
and Design., Prentice-Hall
International Editions, USA,
1990.
- Katsuhiko Ogata (Terjemahan : Edi
Leksono), Teknik Kontrol
Automatik, Jilid I&2., Penerbit
Eflangga, Jakarta, 1989.
- John J. D'Azzo & Constantine H. Houpis,
Linear Control System Analysis
and Design Conventional and
Modem, McGraw-Hill
Jntemational Editions, New-
York, 1988.
- J.M. Maciejowski, Multivariable Feedback
Design, Addison Wesley
Publishing Company,.
Wokingharn, 1989.