

Pengendalian Suspensi Kendaraan menggunakan Pengendali *Sliding Mode Control* dan *Propotional Integral Derivative*

Ahmad Faizal¹, Elfira Safitri², Rudy Kurniawan³

¹ Program Studi Teknik Elektro, Fakultas Sains dan Teknologi, UIN Sultan Syarif Kasim Riau

² Program Studi Matematika, Fakultas Sains dan Teknologi, UIN Sultan Syarif Kasim Riau

³ Jurusan Teknik Elektro, Fakultas Teknik, Universitas Bangka Belitung

*ahmad.faizal@uin-suska.ac.id, elfira.safitri@uin-suska.ac.id, rudy@ubb.ac.id

INTISARI

Sistem suspensi berfungsi untuk memberikan kenyamanan, keamanan, serta keselamatan bagi pengemudi dan penumpang saat berkendaraan. Ketidak-rataan permukaan jalan menyebabkan vibrasi pada sistem suspensi sehingga kenyamanan berkendara bagi pengemudi atau penumpang menjadi terganggu. Untuk itu, sistem suspensi mobil seharusnya dapat dikendalikan untuk meminimalkan vibrasi. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah menggunakan pengendali *Sliding Mode Control* (SMC) karena pengendali SMC merupakan kendali umpan balik dengan sistem pensaklaran berkecepatan tinggi ditambahkan dengan pengendali *Proposional Integral Derivative* (PID). Penelitian ini bertujuan untuk merancang pengendali SMC dengan kombinasi pengendali PID pada sistem suspensi dengan memberikan beberapa gangguan untuk mengoptimalkan vibrasi pada sistem ini. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa simulasi pengendali SMC dan PID mampu membuat respon sistem kembali stabil ke posisi awal dengan nilai *settling time* diperoleh pada detik ke 0.0232 (0.0232s). Pengendalian suspensi untuk meminimalkan vibrasi menggunakan pengendali SMC dan PID dapat dikatakan hampir tidak mengalami *overshoot* sebesar 0.6% dan *error steady state* yang relatif kecil yaitu 0.00011 m.

Kata kunci: *Proposional Integral Derivative*, Sistem Suspensi, *Sliding Mode Control*, Vibrasi

ABSTRACT

The suspension sistem serves to provide comfort, security, and safety for the driver and passenger while driving. The uneven road surface causes vibrations in the suspension sistem so that driving comfort for the driver or passenger is disrupted. For this reason, the car's suspension sistem should be controlled to minimize vibration. The method used in this study is to use a Sliding Mode Control (SMC) controller because the SMC controller is a feedback control with a high-speed switching sistem added to a Proportional Integral Derivative (PID) controller. This study aims to design an SMC controller with a combination of PID controllers on the suspension sistem by providing some disturbances to optimize the vibration of this sistem. From the results of the study, it was found that the simulation of the SMC and PID controllers was able to make the sistem response stable again to the initial position with the value of settling time obtained at 0.0232 seconds (0.0232s). Suspension control to minimize vibration using SMC and PID controllers can be said to have almost no overshoot of 0.6% and a relatively small steady state error of 0.00011 m.

Keywords: *Proposional Integral Derivative*, *Suspension System*, *Sliding Mode Control*, *Vibration*

I. PENDAHULUAN

Teknologi di bidang transportasi saat ini sangat berkembang mulai dari transportasi darat, laut, dan udara seperti pesawat terbang, kapal laut, kereta api, mobil, sepeda motor, sepeda dan lain sebagainya. Perkembangan demi perkembangan dilakukan untuk membuat waktu tempuh, keamanan dan kenyamanan

saat menggunakan moda transportasi tersebut semakin baik. Salah satu transportasi darat yg harus diperhatikan keamanan dan kenyamanan adalah mobil. Mobil memiliki beberapa komponen penting seperti aki, alternator, sistem pendingin, transmisi, ban, rem, dan suspensi. Bila terjadi kerusakan pada komponen-komponen tersebut maka mobil tidak akan dapat berfungsi secara normal. Termasuk juga sistem

suspensi yang fungsi utamanya adalah untuk memberikan kenyamanan, keamanan dan keselamatan pengemudi dan penumpang saat berkendara [10].

Ketidak-rataan permukaan jalan menyebabkan vibrasi sehingga kenyamanan berkendara bagi pengemudi atau penumpang menjadi terganggu. Untuk meminimalkan vibrasi akibat permukaan jalan tersebut, suspensi mobil dapat dikendalikan. Pengendalian sistem suspensi harus dimulai dengan mengenal klasifikasi suspensi terlebih dahulu. Sistem suspensi saat ini dapat diklasifikasi menjadi pasif, semi-aktif, dan aktif.

Sistem suspensi yang banyak digunakan berupa suspensi pasif, yang artinya sistem tersebut tidak memiliki sistem kendali, sehingga diperlukan pengembangan. Teknologi yang dikembangkan adalah dengan menambahkan komponen aktif pada sistem suspensi. Saat ini, suspensi aktif ditandai dengan aktuator hidrolik yang ditempatkan secara seri (*low bandwidth*) atau paralel (*high bandwidth*) dengan pegas dan peredam [2]. Pegas dan peredam merupakan komponen utama yang menyusun suatu sistem suspensi, yang berfungsi untuk menopang badan kendaraan dan meredam getaran ketika kendaraan berinteraksi dengan jalan.

Beberapa penelitian telah dilakukan mengenai penanganan vibrasi pada suspensi. Penelitian yang dilakukan oleh [3] tentang perancangan pengendali PID untuk pengendalian suspensi pada kendaraan seperempat. Penelitian ini mendesain dan menganalisa parameter dari PID dengan metode *Ziegler-Nichols* dan *Auto Tuning*. Hasil yang diperoleh menunjukkan hasil baik dengan rata-rata *time respons* yang cukup cepat. Namun, pencarian parameter P, I dan D masih mengalami kesulitan.

Selanjutnya, penelitian [4] membahas tentang pengendalian suspensi menggunakan logika *fuzzy*. Hasil penelitian disimpulkan bahwa kendali *fuzzy* dapat menstabilkan sistem suspensi sesuai dengan desain kriterianya. Penelitian ini mensimulasikan dan menganalisa respon keluaran sistem suspensi yang menghasilkan osilasi yang berlebihan. Selanjutnya, penelitian yang dilakukan oleh [2] membahas tentang menggabungkan pengendali *fuzzy* dan PID. Penelitian ini merancang model sistem suspensi aktif *non linear* yang optimal untuk tipe paralel (*high bandwidth*) dengan kendali *hybrid fuzzy-PID* yang diberi penguatan. Dari penelitian tersebut dapat disimpulkan bahwa

pengendali *hybrid fuzzy-PID* memiliki performansi yang relatif lebih baik secara keseluruhan dibanding kendali *fuzzy* dan PID.

Penelitian yang dilakukan oleh [6] membahas pengendalian suspensi menggunakan kendali optimal LQR. Penelitian ini merancang pengendali *Linear Quadratic Regulator* (LQR) dengan *Glowworm Swarm Optimization* (GSO) untuk sistem suspensi aktif model kendaraan seperempat serta membandingkan beberapa model gangguan yang diwakilkan oleh sinyal gundukan, random, dan sinusoidal. Dapat disimpulkan bahwa pada gangguan gundukan memberikan vibrasi suspensi pada badan kendaraan sebesar 10,27 cm untuk LQR_{GSO}, dan 12,22 cm untuk LQR. Saat gangguan random memberikan percepatan sebesar 7,976 m/s², dibandingkan dengan LQR sebesar 8,413 m/s². Penelitian ini memiliki kekurangan pada besarnya nilai *overshoot*.

Beberapa penelitian tersebut menunjukkan sistem suspensi aktif merupakan sistem yang tidak stabil terbukti dari keluaran sistem yang memiliki osilasi yang besar. Sehingga sangat penting untuk mengendalikan kestabilan dan juga vibrasi suspensi aktif pada kendaraan, serta besarnya nilai *overshoot* saat diberi gangguan. Untuk mengatasi hal tersebut maka pada penelitian ini penulis memilih pengendali *Sliding Mode Control* (SMC) dan pengendali *Proportional Integral Derivative* (PID), dimana SMC adalah suatu metode kendali yang mampu mengatasi gangguan. Pemilihan pengendali SMC didasari oleh keunggulan dalam kekokohan saat menghadapi gangguan eksternal, ketidakpastian sistem maupun parameter. Sehingga dapat meredam osilasi, memperkecil *error* dan mengatasi *overshoot* [6].

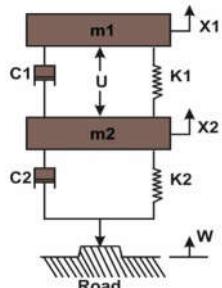
Berdasarkan dari studi literatur yang ada maka SMC dan PID diharapkan dapat mengurangi *overshoot* dan *error steady state* pada sistem suspensi kendaraan.

II. LANDASAN TEORI

A. Suspensi

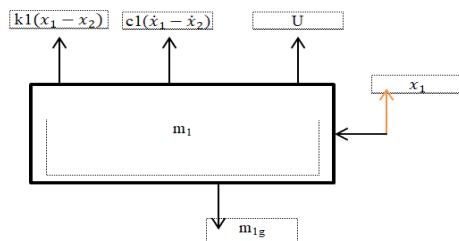
Suspensi adalah sesuatu yang menghubungkan antara badan kendaraan dengan roda. Kenyamanan kendaraan sangat erat hubungannya dengan sistem suspensi kendaraan. Sistem suspensi kendaraan harus mampu mengisolasi atau mengurangi getaran yang terjadi pada *body* kendaraan akibat ketidakrataan dari permukaan jalan.

Model matematis sistem suspensi diperoleh dengan metode diagram benda bebas digunakan untuk mendapatkan dinamika sistem. Sebagai model peredam massa-pegas ganda digunakan dan diilustrasikan pada Gambar 1. Dalam pendekatan ini, dua input ke sistem dianggap perintah kontrol suspensi aktif U dan posisi permukaan jalan W [2].



Gambar 1. Sistem suspensi aktif model kendaraan seperempat

Ada dua massa dalam sistem dan gaya yang diterapkan pada setiap massa yang harus digambarkan pada diagram. Akan ada dua persamaan gerak. Semua kondisi awal diasumsikan nol. Diagram benda bebas untuk m_1 tampak seperti Gambar 2. Gaya yang diterapkan pada m_1 adalah gaya pegas, gaya redaman, gaya suspensi aktif, dan gravitasi.

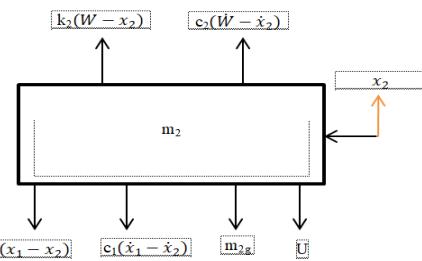


Gambar 2. Diagram benda bebas untuk m_1

Persamaan gerak (EOM) untuk m_1 adalah sebagai berikut:

$$\ddot{x}_1 = -g + \frac{U}{m_1} + \frac{c_1 \dot{x}_1}{m_1} - \frac{c_1 \dot{x}_2}{m_1} + \frac{k_1 x_1}{m_1} - \frac{k_1 x_2}{m_1} \quad (1)$$

Diagram benda bebas untuk m_2 tampak seperti Gambar 3. Gaya yang diterapkan pada m_2 adalah gaya pegas, gaya redaman, gaya suspensi aktif dan gravitasi.



Gambar 3. Diagram benda bebas untuk m_2

EOM untuk m_2 dapat diturunkan sebagai berikut:

$$\ddot{x}_2 = -g - \frac{U}{m_2} - \frac{(c_1 + c_2) \dot{x}_2}{m_2} + \frac{c_1 \dot{x}_1}{m_2} + \frac{c_2 \dot{W}}{m_2} - \frac{(k_1 + k_2) x_2}{m_2} + \frac{k_1 x_1}{m_2} + \frac{W k_2}{m_2} \quad (2)$$

Pada titik setimbang statis, yaitu $x_1 = x_{eq1}$, $x_2 = x_{eq2}$, semua turunan dari x_1 dan x_2 dari semua orde adalah nol. Juga, W permukaan jalan dan semua turunannya dan gaya kontrol U adalah nol. Mengganti perubahan ini dalam Persamaan (1) dan (2) akan memberikan hasil sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m_1 g + k_1 x_{eq2} - k_1 x_{eq1} &= 0 \\ k_1 x_{eq1} - k_1 x_{eq2} + m_2 g + x_{eq2} k_2 &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Akibatnya, titik kesetimbangan karena gravitasi akan terjadi:

$$x_{eq1} = -\frac{g(m_1 + m_2)}{k_2} \quad (4)$$

$$x_{eq2} = -\frac{g(m_1 k_2 + k_1 m_1 + k_1 m_2)}{k_2 k_1} \quad (5)$$

Untuk menghilangkan gaya gravitasi dari persamaan gerak, kita menerapkan perubahan variabel berikut ke persamaan gerak:

$$\begin{aligned} x_1 &= -\frac{g(m_1 + m_2)}{k_2} \\ x_2 &= -\frac{m_1 g}{k_1} - \frac{g(m_1 + m_2)}{k_2} \\ \dot{x}_1 &= \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_1 &= \ddot{x}_2 \end{aligned} \quad (6)$$

Untuk menurunkan persamaan pengaturan dinamis dari sistem suspensi aktif model kendaraan seperempat, hukum Newton kedua digunakan untuk masing-masing dari dua massa bergerak dan Hukum Newton ketiga untuk interaksi massa. Persamaan dinamis seperti yang ditunjukkan:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_1(x_1 - x_2) + U \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) + c_2(W - \dot{x}_2) + k_2(W - x_2) - U \quad (8)$$

dimana:

m1: Massa badan kendaraan

m2: Massa suspensi

k1 : Koefisien pegas dari sistem suspensi

k2 : Koefisien pegas dari ban

c1 : Konstanta redaman dari sistem suspensi

c2 : Konstanta redaman dari ban

U : Gaya keluaran aktuator, gaya yang didesain untuk kontrol

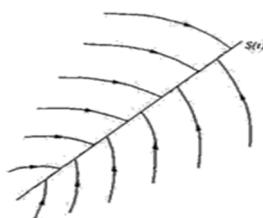
x1 : Perpindahan badan kendaraan

x2 : Perpindahan suspensi

W : Daerah permukaan jalan

B. Sliding Mode Control (SMC)

Sliding Mode Control adalah sebuah kendali umpan balik pensaklaran berkecepatan tinggi (*High Speed Switching Feedback Control*) yang efektif dan kokok dalam mengendalikan sistem linier maupun non-linier [7]. Pengendali Sliding Mode terkenal dengan kekokohnya karena pengendali ini menyediakan sebuah metode perancangan sistem yang tidak peka terhadap ketidakpastian parameter lingkungan dan gangguan dari luar [6]. Terdapat dua sinyal kendali pada pengendali Sliding Mode yaitu sinyal kendali ekivalen yang memaksa state menuju permukaan luncur dan sinyal kendali natural yang mempertahankan state diperlukan luncur serta memberikan kekokohan sistem terhadap ketidakpastian. Ilustrasi kondisi sliding ditunjukkan pada Gambar 4 berikut [6]:



Gambar 4. Kondisi sliding [6]

C. Proportional Integral Derivative (PID)

Pengendali PID merupakan salah satu pengendali konvensional yang telah digunakan bertahun-tahun lamanya. Pengendali ini terdiri dari tiga aksi pengendalian yaitu Proportional, Integral dan Derivative. Adapun Bentuk umum dari pengendali PID adalah sebagai berikut:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) + K_d \frac{de}{dt} \quad (9)$$

persamaan (9) diubah ke dalam Laplace menjadi:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d \quad (10)$$

dimana :

Kp : Proporsinal Gain

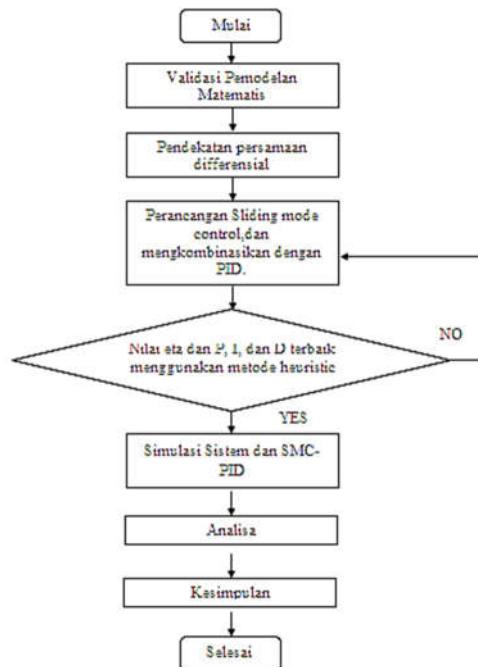
Ki : Integral Gain

Kd : Derivatif Gain

Kendali proportional (P) dapat digunakan untuk mempercepat respon sistem, kendali integral (I) digunakan untuk mengurangi *error* keluaran sistem, dan kendali derivative (D) dapat difungsikan untuk menghilangkan overshoot. Sehingga jika ketiga kendali tersebut dikombinasikan akan menghasilkan respon yang baik [11].

III. METODE PENELITIAN

Tahapan penelitian ini digambarkan pada diagram alir pada Gambar 5.

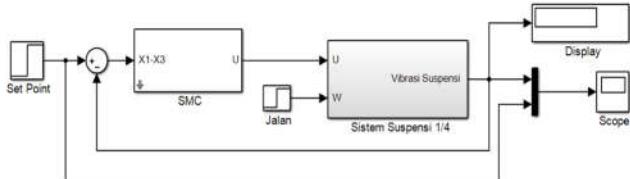


Gambar 5. Tahapan penelitian

A. Perancangan Pengendali SMC

Gambar di bawah ini merupakan blok Simulink pengendali SMC yang digunakan untuk mengendalikan vibrasi pada suspensi kendaraan, dimana pada subsistem suspensi kendaraan itu dibuat

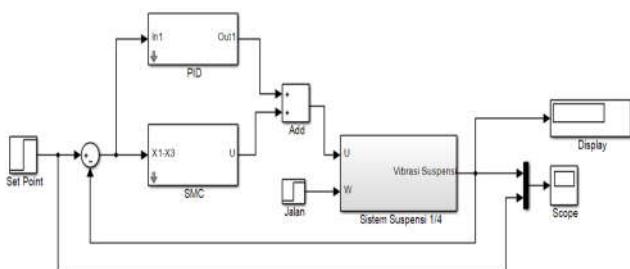
berdasarkan persamaan matematik dari model kendaraan.



Gambar 6. Blok pengendali SMC untuk mengendalikan vibrasi pada sistem suspensi kendaraan

B. Perancangan Pengendali SMC-PID Untuk Mengendalikan Vibrasi Suspensi Aktif Model Kendaraan Seperempat dalam Mencapai Nilai Set Point

Gambar di bawah ini merupakan blok Simulink penggabungan pengendali SMC-PID yang digunakan untuk mengendalikan Vibrasi pada suspensi kendaraan.

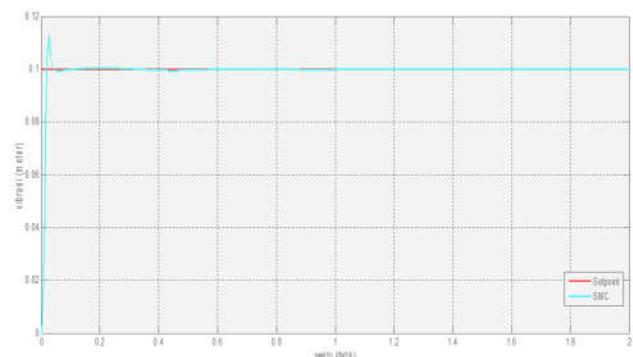


Gambar 7. Blok pengendali SMC-PID

IV. HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

A. Respon Pengendali SMC Untuk Mengendalikan Vibrasi Suspensi Aktif Model Kendaraan Seperempat dalam Mencapai Nilai Set Point

Hasil respon keluaran pengendali vibrasi dalam mencapai *setpoint* ditunjukkan pada Gambar 8 berikut:



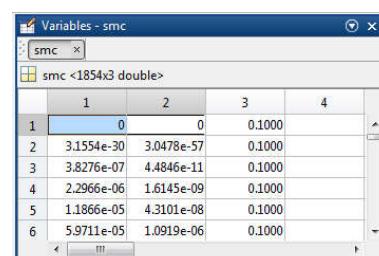
Gambar 8. Respon keluaran pengendali vibrasi dalam mencapai *set point* dengan SMC

Analisa respon sistem pengendali *vibrasi* menggunakan pengendali SMC adalah sebagai berikut:

1. Waktu naik/rise time (t_r)

$$0\% \times setpoint = 0\% \times 0.1 = 0 \text{ m}$$

Nilai 0% dari *set point* adalah 0 m, dengan menggunakan *workspace* pada Matlab dapat dilihat waktu untuk mencapai nilai 0% dari *set point* tersebut pada detik ke 0.



Gambar 9. Data *workspace* vibrasi menggunakan SMC untuk *rise time* 0%

2. Waktu tunak / settling time (t_s)

$$\begin{aligned} ab &= setpoint - (2\% setpoint) \\ &= 0.1 - 0.002 \\ &= 0.098 \text{ m} \end{aligned}$$

Respon sistem memasuki keadaan tunaknya adalah ketika 0.098 m, dengan menggunakan *workspace* pada Matlab tidak terdapat nilai 0.098 m. Sehingga diambil nilai terdekat yaitu 0.0761 dan 0.1048 untuk dilakukan *interpolasi* data menggunakan *Ms. Excel* yang dapat dilihat pada Gambar 10 berikut:

Variables - smc			
smc <1854x3 double>			
1	2	3	4
13	0.0115	0.0477	0.1000
14	0.0115	0.0477	0.1000
15	0.0151	0.0761	0.1000
16	0.0202	0.1048	0.1000
17	0.0267	0.1130	0.1000
18	0.0267	0.1130	0.1000

Gambar 10. Data workspace vibrasi dengan SMC untuk *settling time*

3. Waktu tunda/*delay time* (t_d)

$$\begin{aligned} ac &= 50\% \times \text{setpoint} \\ &= 0.5 \times 0.1 \\ &= 0.05 \text{ m} \end{aligned}$$

Nilai yang menunjukkan kondisi 50% dari setpoint adalah 0.05 m dengan menggunakan *workspace* dapat dilihat waktu untuk mencapai kondisi tersebut. Pada *workspace* tidak ditemukan nilai 0.05 sehingga dilakukan *interpolasi* data menggunakan *Ms. Excel* dengan mengambil nilai terdekat yaitu 0.0477 dan 0.0761.

Variables - smc			
smc <1854x3 double>			
1	2	3	4
12	0.0081	0.0223	0.1000
13	0.0115	0.0477	0.1000
14	0.0115	0.0477	0.1000
15	0.0151	0.0761	0.1000
16	0.0202	0.1048	0.1000
17	0.0267	0.1130	0.1000

Gambar 11. Data workspace vibrasi dengan SMC untuk *delay time*

4. *Overshoot* (M_p)

$$\begin{aligned} \%M_p &= \frac{c(t_p) - c(\infty)}{c(\infty)} \times 100\% \\ &= \frac{0.113 - 0.1}{0.1} \times 100\% = 13\% \end{aligned}$$

5. *Error Steady State* (e_{ss})

$$\begin{aligned} e_{ss} &= R_{ss} - C_{ss} \\ &= 0.1 - 0.09987 = 0.00013 \text{ m} \end{aligned}$$

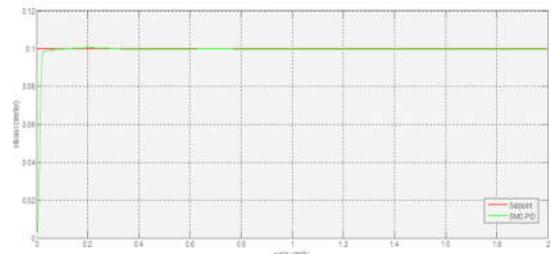
Tabel 1. Hasil analisa respon transien pengendalian vibrasi dengan SMC

Identifikasi Sistem	Respon Sistem
<i>Rise Time</i>	0.0193 detik
<i>Settling Time</i>	0.0189 detik
<i>Delay Time</i>	0.0117 detik
<i>Overshoot</i>	13%
<i>Error Steady State</i>	0.00013 m

Berdasarkan Tabel 1 di atas respon *vibrasi* menggunakan SMC telah mencapai *set point* yang diinginkan dan telah mencapai kestabilan dengan cepat yang ditunjukkan oleh *settling time* yaitu pada detik ke 0.0189. Memiliki *rise time* dan juga *delay time* yang cepat yaitu pada detik ke 0.0193 dan 0.0117. Tetapi kendali *vibrasi* menggunakan SMC masih mengalami *overshoot* sebesar 13% dan *error steady state* sebesar 0.00013 m.

B. Pengendali SMC-PID untuk Mengendalikan Vibrasi Suspensi Aktif Model Kendaraan Seperempat dalam Mencapai Nilai Set Point

Berikut adalah hasil respon keluaran pengendali SMC-PID untuk pengendalian *vibrasi* suspensi aktif model kendaraan seperempat.



Gambar 12. Respon keluaran pengendalian vibrasi dengan pengendali SMC-PID

Analisa respon sistem pengendalian vibrasi menggunakan pengendali SMC-PID adalah sebagai berikut:

1. Waktu naik/*rise time* (t_r)

$$0\% \times \text{setpoint} = 0\% \times 0.1 = 0 \text{ m}$$

Nilai 0% dari *set point* adalah 0 m, dengan menggunakan *workspace* pada Matlab dapat dilihat waktu untuk mencapai nilai 0% dari *set point* tersebut pada detik ke 0.

1	2	3	4
1	0	0	0.1000
2	3.1554e-30	3.0478e-57	0.1000
3	3.8276e-07	4.4846e-11	0.1000
4	2.2966e-06	1.6145e-09	0.1000
5	1.1866e-05	4.3099e-08	0.1000
6	5.9711e-05	1.0917e-06	0.1000

Gambar 13. Data workspace vibrasi dengan pengendali SMC-PID untuk *rise time* 0%

$$100\% \times \text{setpoint} = 100\% \times 0.1 = 0.1 \text{ m}$$

Untuk nilai 100% dari *set point* adalah 0.1 m, dengan menggunakan *workspace* pada Matlab dapat diketahui waktu untuk mencapai kondisi tersebut pada detik ke 0.1104.

1	2	3	4
47	0.1023	0.0999	0.1000
48	0.1050	0.0999	0.1000
49	0.1077	0.0999	0.1000
50	0.1104	0.1000	0.1000
51	0.1131	0.1000	0.1000
52	0.1158	0.1000	0.1000

Gambar 14. Data workspace vibrasi dengan pengendali SMC-PID untuk *rise time* 100%

Kemudian nilai waktu naik untuk respon *vibrasi* menggunakan Pengendali SMC-PID adalah:

$$t_r(100\%) - t_r(0\%) = 0.1104 - 0 = 0.1104 \text{ detik.}$$

2. Waktu tunak/*settling time* (t_s)

$$\begin{aligned} bb &= \text{setpoint} - (2\% \text{ setpoint}) \\ &= 0.1 - 0.002 \\ &= 0.098 \text{ m} \end{aligned}$$

Respon sistem memasuki keadaan tunaknya adalah ketika 0.098 m, dengan menggunakan *workspace* pada Matlab dapat diketahui waktu untuk mencapai kondisi tersebut pada detik ke 0.0232.

1	2	3	4
14	0.0119	0.0479	0.1000
15	0.0160	0.0771	0.1000
16	0.0212	0.0964	0.1000
17	0.0232	0.0980	0.1000
18	0.0232	0.0980	0.1000
19	0.0243	0.0980	0.1000

Gambar 15. Data workspace vibrasi dengan pengendali SMC-PID untuk *settling time*

3. Waktu tunda/*delay time* (t_d)

$$\begin{aligned} bc &= 50\% \times \text{setpoint} \\ &= 0.5 \times 0.1 \\ &= 0.05 \text{ m} \end{aligned}$$

Nilai yang menunjukkan kondisi 50% dari *set point* adalah 0.05 m dengan menggunakan *workspace* dapat dilihat waktu untuk mencapai kondisi tersebut. Pada *workspace* tidak ditemukan nilai 0.05 sehingga dilakukan *interpolasi* data menggunakan *Ms. Excel* dengan mengambil nilai terdekat yaitu 0.0479 dan 0.0771.

1	2	3	4
12	0.0091	0.0271	0.1000
13	0.0119	0.0479	0.1000
14	0.0119	0.0479	0.1000
15	0.0160	0.0771	0.1000
16	0.0212	0.0964	0.1000
17	0.0232	0.0980	0.1000

Gambar 16. Data workspace vibrasi dengan pengendali SMC-PID untuk *delay time*

Dari *interpolasi* data didapatkan *delay time* untuk *vibrasi* pada detik ke 0.0121.

4. *Overshoot* (M_p)

$$\begin{aligned} \%M_p &= \frac{c(t_p) - c(\infty)}{c(\infty)} \times 100\% \\ &= \frac{0.1006 - 0.1}{0.1} \times 100\% = 0.6\% \end{aligned}$$

5. *Error Steady State* (e_{ss})

$$\begin{aligned} e_{ss} &= R_{ss} - C_{ss} \\ &= 0.1 - 0.09989 = 0.00011 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 2. Hasil analisa respon transien pengendalian *vibrasi* dengan pengendali SMC-PID

Identifikasi Sistem	Respon Sistem
Rise Time	0.1104 detik
Settling Time	0.0232 detik
Delay Time	0.0121 detik
Overshoot	0.6%
Error Steady State	0.00011 m

Berdasarkan Tabel 2 di atas respon *vibrasi* menggunakan pengendali SMC-PID telah mencapai *set point* yang diinginkan dan telah mencapai kestabilan dengan cepat.

V. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil pengujian simulasi dan analisis pengendalian suspensi kendaraan menggunakan pengendali *Sliding Mode Control* dan *Propositional Integral Derivative* maka didapatkan kesimpulan yaitu dari metode *trial and error* didapatkan nilai *kp* yaitu 200 dan nilai *ki* yaitu 150. Berdasarkan simulasi *open loop* didapatkan osilasi pada vibrasi sistem suspensi aktif 0.08 m dengan waktu 50 detik, kemudian diuji dengan menggunakan pengendali SMC dimana hasilnya sudah mencapai setpoint tetapi masih terdapat *overshoot*. Kemudian dilakukan pengujian dengan menggunakan pengendali SMC-PID telah mencapai *set point* yang diinginkan dan telah mencapai kestabilan dengan cepat yang ditunjukkan oleh *settling time* yaitu pada detik ke 0.0232. Kendali vibrasi menggunakan pengendali SMC-PID dapat dikatakan hampir tidak mengalami *overshoot* yaitu hanya 0.6% dan *error steady state* yang relatif kecil yaitu 0.00011 m.

REFERENSI

- [1] A. Basuki, dkk. "Pengaturan Kecepatan Motor DC secara Real Time Menggunakan Teknik Kontrol Optimal Linear Quadratic Regulator (LQR)", *Universitas Diponegoro*.
- [2] A. Faizal, "Disain Pengendali Slip Pada Haul Truck Menggunakan Metode Sliding Mode Controller", *JurnalEcotipe*, vol. 1, no. 2, hlm. 1-7, Okt 2014.
- [3] A. Faizal, D. Mursyitah, E. Imaredah, dan M. Ikhhsyan, "Analisa Pengendali Hybrid Sliding Mode Control dan PID Untuk Mengendalikan Concentration pada Isothermal Continuous Stirred Tank Reactor (CSTR)", *JurnalEcotipe*, vol. 5, no. 1, hlm. 1-7, Apr 2018.
- [4] A. K. Mishra, R. Raina, dkk., "Modeling and Simulation of Levitating Ball by Electromagnet using Bond Graph", *Indian Institute of Technology Patna*, 2013.
- [5] Arief Rachman dan Erna Apriliani. "Estimasi Posisi Magnetic Levitation Ball Menggunakan Metode Ensemble Kalman Filter (EnKF)", *Jurus Matematika, Fakultas MIPA, Institut Teknologi Sepuluh Nopember*, 2012.
- [6] C. Chen, Y. Sun, etc. "Design of Magnetic Levitation Ball Control Based on Co-simulation of Simulink and Adams", *College of Logistics Engineering, Shanghai Maritime University*, China, 2016.
- [7] D. B. Wibowo dan Sindu Sutomo, "Pemodelan dan Simulasi Sistem Control Magnetic Levitation Ball", *Universitas Diponegoro*, 2011.
- [8] F. Mangkusasmito, Wahyudi, and B. Setiyono, "Sistem Kendali Posisi Sudut Angguk untuk Roket RKX-300 dengan Metode Kendali Linear Quadratic Regulator (LQR) dan Pole Placement", *Jurusan Teknik Elektro, Universitas Diponegoro*.
- [9] Katsuhiko Ogata, "Modern Control Engineering", *Prentice Hall*, 2002.
- [10] Lewis Frank L. and Syrmos, Vassilis L., "Optimal Control", *John Wiley dan Sons, Inc.*, 1995.
- [11] M. S. Abu. Nasr., "Fuzzy Gain Schedulling Control for Non-Linear Sistem", *The University of Gaza*, Thesis Electrical Engineering, 2013.
- [12] R. Kurniawan, "Perancangan Kontroler Pid Dan Sliding Mode Control Untuk Kestabilan Hover Pada Uav Trirotor", *JurnalEcotipe*, vol. 1, no. 1, hlm. 29-36, Apr 2014.
- [13] T. Yulianto, "Aplikasi Metode LQR pada Kendali Attitude Rotor Spacecraft yang Berada di Sumbu Tetap", *Jurus Matematika, Institut Teknologi Sepuluh Nopember*, Surabaya, 2012.