

DESAIN DAN ANALISIS SISTEM SUSPENSI AKTIF MODEL SEPEREMPAT KENDARAAN DENGAN KENDALI PID (*PROPORTIONAL INTEGRAL DERIVATIVE*)

Ferly Isnomo Abdi

S-1 Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya
e-mail: ferlyabdi@mhs.unesa.ac.id

Diah Wulandari

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Surabaya
e-mail: diahwulandari@unesa.ac.id

Abstrak

Perkembangan teknologi otomotif pada sistem suspensi bertujuan untuk memberikan efek kenyamanan dan keamanan dalam berkendara. Sistem suspensi aktif yang memiliki *low-pass filter* disebut *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS) dan yang tidak adalah *High Bandwidth Active Suspension* (HBAS). Kendali PID (*Proportional Integral Derivative*) adalah sebuah pengendali konvensional, sederhana, praktis dan implementasinya mudah. Penelitian ini mendesain parameter dari PID dengan metode Ziegler-Nichols dan *Auto Tuning*. Pengukuran yang digunakan adalah pada percepatan *sprung-mass*. Analisis performa dengan nilai RMS (*root mean square*) dan *comfort gain* yang dibandingkan dengan sistem pasif. Hasil penelitian ini didapatkan bahwa dalam mendesain diperlukan tahapan pemodelan dari model fisik, dinamis, matematika, *state-space* dan *Tuning* PID. Didapatkan bahwa kendali P lebih baik dari kendali PI dan PID. Performa dari LBAS dengan kendali P pada percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi, dan deformasi ban adalah 0,4574 m/s²; 0,01 m; dan 0,0013 m sedangkan HBAS sebesar 0,1233 m/s²; 0,0015 m; dan 0,01 m. Nilai *comfort gain* LBAS percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi, dan deformasi ban adalah 18,67%; 4,76%; 13,33% sedangkan HBAS 78,08%; 85,71%; -566,67%.

Kata Kunci: Seperempat Kendaraan, Sistem Suspensi Aktif, PID, *Comfort Gain*.

Abstract

The development of automotive technology in the suspension system aims to provide comfort and safety effects in driving. The active suspension system that has a low-pass filter is called Low Bandwidth Active Suspension (LBAS) and which is not High Bandwidth Active Suspension (HBAS). PID control (Proportional Integral Derivative) is a conventional controller, simple, practical and easy to implement. This research designs the parameters of PID with Ziegler-Nichols and Auto Tuning methods. The measurement used is *sprung-mass* acceleration. Performance analysis with RMS value (root mean square) and *comfort gain* compared with passive system. The results of this study found that in designing the required stages of modeling of the physical model, dynamic, math, state-space and Tuning PID. It is found that P control is better than PI and PID control. Performance of LBAS with P control at *sprung-mass* acceleration, suspension deflection, and tire deformation is 0.4574 m/s²; 0.01 m; and 0,0013 m while HBAS of 0.1233 m/s²; 0.0015 m; and 0.01 m. The value of LBAS *comfort gain* acceleration of *sprung-mass*, suspension deflection, and tire deformation were 18.67%; 4.76%; 13.33% while HBAS 78.08%; 85.71%; -566.67%.

Keywords: Quarter car, Active Suspension System, PID, *Comfort Gain*.

PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi pada dunia otomotif semakin berkembang, salah satunya yang sering dikembangkan adalah sistem suspensi pada kendaraan. Suspensi adalah sebuah alat untuk menopang kendaraan dan memberikan efek kenyamanan dan keamanan dalam berkendara. Sistem suspensi memiliki peredam kejut (*damp*) yang berfungsi memberikan efek kenyamanan bagi pengguna. Efek keamanan dari sistem suspensi didapatkan karena menjaga agar roda selalu berada tepat di jalan, sehingga tidak akan membahayakan pengendara dan penumpang karena terjadinya slip pada roda dapat diminimalkan atau membantu roda agar selalu menapak pada jalan.

Sistem suspensi yang banyak digunakan berupa suspensi pasif, yang artinya sistem tersebut tidak memiliki sistem kendali. Namun, sistem yang masih konvensional ini belum bisa mengatasi tujuan utama dari sistem suspensi, sehingga diperlukan pengembangan riset lebih lanjut. Teknologi yang dikembangkan adalah dengan menambahkan komponen aktif pada sistem suspensi.

Sistem suspensi pada kendaraan memiliki beberapa tipe, sehingga konstruksinya dan mekanismenya akan berbeda juga. Oleh karena itu, dalam mendesain dan menganalisis dibutuhkan suatu cara untuk dapat memodelkan sistem suspensi pada kendaraan dengan tepat walaupun parameter dari kendaraan cenderung berubah-ubah yang juga dapat menghambat analisis. Ada beberapa

pemodelan kendaraan yang bisa dilakukan untuk sistem suspensi yaitu: pemodelan kendaraan penuh, setengah kendaraan, dan seperempat kendaraan. Pemodelan tersebut sudah dapat merepresentasikan sistem suspensi yang terbilang rumit dari konstruksi dan mekanismenya (Sutantra, 2010).

Sistem suspensi aktif sudah mulai diteliti sejak tahun 1980-an dengan menggunakan berbagai metode sistem kontrol, antara lain: *Fuzzy Logic Controller* (Chiou, 2009), *LQR Controller* (Koch, 2010), *H ∞ Controller* (Guo, 2012), dan *LQG Controller* (Kristiadi, 2014). Dalam beberapa pengembangan penelitian dari sistem suspensi aktif terdapat sistem suspensi yang memiliki pembatas *bandwidth* yaitu dengan menambahkan low-pass filter pada sistem suspensi aktif. Sistem tersebut lebih dikenal dengan *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS), sedangkan sistem yang tanpa pembatas dikenal dengan *High Bandwidth Active Suspension* (HBAS) (Koch, 2010).

PID (*Proportional Integral Derivative*) *Controller* adalah sebuah pengendali konvensional yang banyak digunakan pada dunia industri dan sistem-sistem yang menggunakan pengendali. Kelebihan penggunaan PID *Controller* pada sebuah sistem adalah praktis dan sangat sederhana, sehingga implementasinya akan lebih mudah setelah sistem kendali pada sistem suspensi aktif sesudah di desain (Abdi, 2016). Namun, pemilihan kombinasi dari nilai konstanta PID harus tepat, agar nantinya akan mendapatkan respon yang lebih baik daripada dengan sistem pasif-nya. Oleh karena itu, pada penelitian ini akan dibahas mengenai performa sistem suspensi aktif dengan pengendali PID.

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendesain parameter kendali PID pada sistem suspensi aktif dan performa dari suspensi aktif yang berupa percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi, dan deformasi ban.

METODE

Jenis penelitian

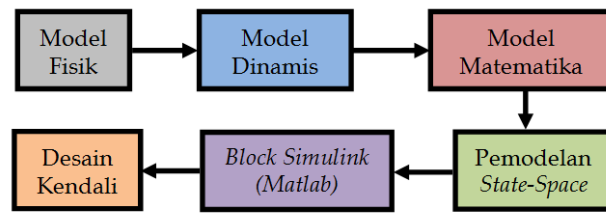
Jenis penelitian dalam penelitian ini adalah penelitian eksperimen yang digunakan untuk mengetahui pengaruh suatu variabel terhadap variabel yang lain dan bertujuan untuk mendesain sistem suspensi aktif model seperempat kendaraan dengan menggunakan PID *Controller*. Metode untuk mendapatkan nilai kombinasi dari *Proportional* (P), *Integral* (I), dan *Derivative* (D) atau bisa disebut dengan *Tuning* PID adalah dengan menggunakan metode dari Ziegler-Nichols dan *Auto Tuning* pada *software* simulasi.

Variabel Penelitian

Variabel Bebas, pemberian nilai konstanta dari kendali PID yaitu nilai *Proportional* (P), *Integral* (I), dan *Derivative* (D) dengan 2 metode yaitu: metode Ziegler-Nichols dan *Auto Tuning* dari *software* simulasi. Variabel terikat, hasil dari eksperimen penelitian ini adalah penurunan nilai bodi acceleration dan defleksi suspensi serta peningkatan nilai prosentese *Comfort Gain* dibandingkan dengan sistem suspensi pasif. Variabel Kontrol, pembandingan dari hasil penelitian dan eksperimen yang dilakukan. Variabel kontrol dalam penelitian dan

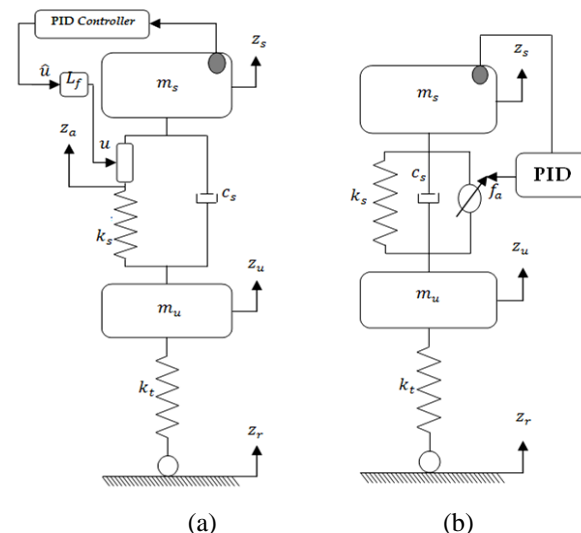
eksperimen ini adalah Parameter yang digunakan dalam penelitian ini adalah sesuai pada penelitian (Koch, 2010) dan Nilai defleksi suspensi maksimal adalah 0,08 m dan nilai deformasi ban adalah 0,023 m sesuai (Koch,2010).

Desain Sistem kendali pada Suspensi Aktif



Gambar 1. Alur Pemodelan Desain Sistem Kendali

Mendesain sistem kendali, terlebih dahulu peneliti menentukan model fisik dari sistem yang akan dikendalikan, sistem tersebut adalah sistem suspensi. Kemudian model fisik tersebut harus dijadikan ke model dinamis, sehingga nantinya akan didapatkan model matematikanya. Model dinamis yang dibuat harus dapat merepresentasikan model fisiknya, agar hasilnya akan mendekati aslinya. Kemudian model matematika tersebut akan dikonversi ke bentuk pemodelan state-space sesuai (Koch, 2010)



Gambar 2. Skema Pengukuran Bodi Acceleration a) LBAS, b) HBAS.

Prosedur Desain, Simulasi, dan Analisis Suspensi Aktif

Dalam menganalisa respon dari LBAS dengan PID *Controller* sebagai metode kontrolnya dibutuhkan parameter data dari kendaraan berupa massa kendaraan, nilai kekakuan pegas, massa suspensi, damping ratio dan kekakuan ban seperti pada penelitian (Koch, 2010). Berikut data parameter yang digunakan dalam analisa dapat dilihat pada tabel 1.

Memodelkan sistem suspensi pasif (2.1) dan (2.2) lalu sistem suspensi aktif dengan *low-pass filter* (LBAS) menggunakan persamaan (2.3) dan (2.4) dan HBAS menggunakan persamaan (2.5) dan (2.6).

$$m_s \ddot{z}_s = -c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) \quad (2.1)$$

$$m_u \ddot{z}_u = c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) \quad (2.2)$$

$$m_s \ddot{z}_s = -c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + k_s(z_s - z_a) + k_s u \quad (2.3)$$

$$m_u \ddot{z}_u = c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) - k_s u \quad (2.4)$$

$$m_s \ddot{z}_s = -c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + k_s(z_s - z_a) - Fa \quad (2.5)$$

$$m_u \ddot{z}_u = c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) + Fa \quad (2.6)$$

Persamaan gerak tersebut kemudian diselesaikan dengan metode pemodelan *state-space* dengan menggunakan *PID Controller*, sehingga menjadi persamaan (2.7).

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ \frac{k_s}{m_u} & -\frac{k_t}{m_u} & \frac{c_s}{m_u} & -\frac{c_s}{m_u} \end{bmatrix}, B_w = \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, B_u = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_s}{m_s} \\ -\frac{k_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Model *road disturbance* menggunakan persamaan (2.8) untuk *Bumpy Road* sesuai (Chen, 2005) dimana, nilai $H=0,1$ m, $L=5$ m dan kecepatan kendaraan $V=45$ km/h.

Tabel 1. Nilai Parameter yang Digunakan untuk Pemodelan (Koch, 2010).

Model Parameter	Simbol	Nilai	Unit
Massa ¼ kendaraan	m_s	320	Kg
Massa suspensi	m_u	32	Kg
Rasio massa	$\rho = \frac{m_s}{m_u}$	0,1	-
Kekakuan pegas suspensi	k_s	13.000	N/m
Kekakuan ban	k_t	127.000	N/m
Peredam suspensi (<i>sprung mass</i>)	c_s	2447,5	Ns/m
Rasio damping pada bodi	ζ_s	0,3	-
Rasio damping pada <i>low-pass filter</i>	ζ_f	$\frac{1}{\sqrt{2}}$	-
Frekuensi natural (<i>sprung-mass</i>)	$\omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}$	6,37	rad/s
Frekuensi natural (<i>unsprung-mass</i>)	$\omega_u = \sqrt{\frac{k_t}{m_u}}$	63,0	rad/s
Frekuensi <i>cut-off</i> pada <i>lowpass-filter</i>	f_c	3	Hz

$$w(t) = \begin{cases} \frac{H}{2} \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi v}{L} t\right) \right), & \text{untuk } 0 \leq t \leq \frac{L}{v} \\ 0, & \text{untuk } t > \frac{L}{v} \end{cases} \quad (2.8)$$

Model ketidakrataaan jalan (*white noise*), dengan memasukkan nilai $A = 4,9 \times 10^{-6}m$ dan $v = 25$ m/

sesuai dengan penelitian (Koch, 2010) pada persamaan (2.9) untuk mendapatkan nilai RMS dari LBAS.

$$S_{z_r}(f) = (2\pi f)^2 \cdot S_{z_r}(f) = A \cdot v \quad (2.9)$$

Tabel 2. Penalaran Parameter PID dengan Metode Osilasi (Ogata, 1994).

Tipe Pengendali	Kp	Ti	Td
P	0,5 Kcr	~	0
PI	0,45 Kcr	1/1,2 Pcr	0
PID	0,6 Kcr	0,5 Pcr	0,125 Pcr

Membuat blok diagram pada *software* simulasi setelah pemodelan *state-space* dan *road disturbance* sudah dilakukan. Kemudian menentukan nilai Kp, Ki, dan Kd pada masing-masing pengukuran dengan menggunakan metode *Auto Tuning* dan *Ziegler-Nichols* dengan perhitungan sesuai tabel 2.

Menganalisa respon dari kedua metode *tuning* PID pada pengukuran terhadap percepatan bodi (Abdi, 2016). Menganalisa respon dengan input *bumpy road* untuk membandingkan sistem pasif kendali P, PI, dan PID. Kemudian melakukan normalisasi terhadap *output* simulasi yang telah didapat pada persamaan 2.10, lalu menghitung nilai *comfort gain* untuk mengetahui performa dari kendali PID dengan persamaan 2.11.

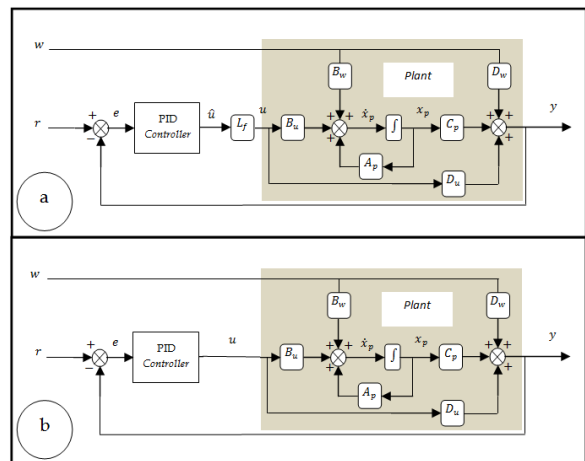
$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi A v}} \quad (2.10)$$

$$C_g = 1 - \frac{\bar{\sigma}_{y1}}{\bar{\sigma}_{ref,y1}} \quad (2.11)$$

HASIL DAN PEMBAHASAN

Blok Diagram Sistem Suspensi Aktif

Pemodelan blok diagram dibuat dengan mengacu pada pemodelan sistem suspensi aktif, LBAS dapat dilihat pada gambar 2(a). dan HBAS pada gambar 2(b). Blok diagram digunakan untuk memudahkan dalam mendesain dan mendapatkan respon dari sistem suspensi aktif dengan pengendali PID.

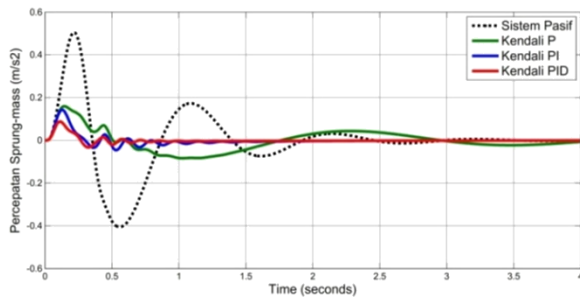


Gambar 3. Diagram Blok Sistem Suspensi Aktif dengan Kendali PID pada: a) LBAS dan b) HBAS.

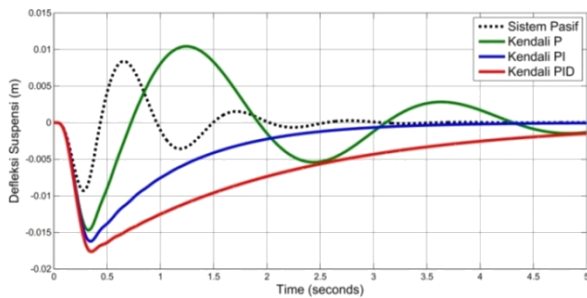
Menentukan Parameter PID

Sebelum menentukan parameter dari PID, menentukan sinyal *input* yang akan digunakan untuk menganalisa respon sistem dengan bantuan *software* simulasi. Sinyal *input* berbentuk gundukan dengan magnitudo maksimal sebesar 10 cm dengan selang waktu sebesar 0,4 detik telah dibuat kemudian melakukan penentuan parameter PID pada sistem suspensi aktif. Pengendali PID digunakan pada pengukuran percepatan *sprung-mass* lalu didapatkan nilai-nilai parameter PID. Metode yang digunakan adalah Metode *Auto Tuning* dan Ziegler-Nichols.

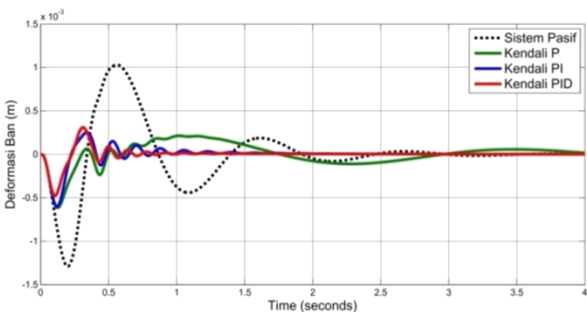
Low Bandwidth Active Suspension (LBAS)



Gambar 4. Respon *Bumpy Road Sprung-mass Acceleration* dengan Metode Ziegler-Nichols pada LBAS.



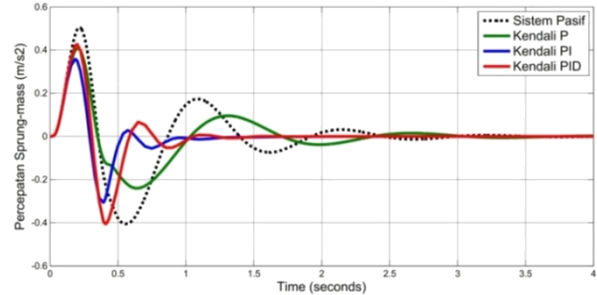
Gambar 5. Respon *Bumpy Road Defleksi Suspensi* dengan Metode Ziegler-Nichols pada LBAS.



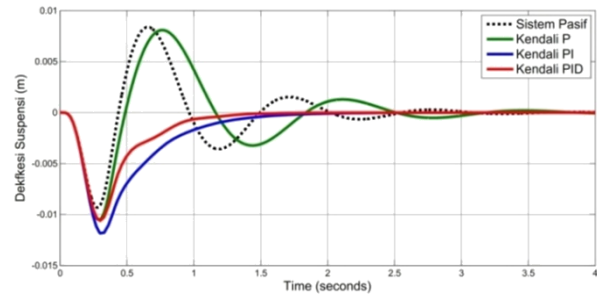
Gambar 6. Respon *Bumpy Road Deformasi Ban* dengan Metode Ziegler-Nichols pada LBAS.

Pada sistem suspensi aktif dengan penambahan *low-pass filter* atau yang sering disebut LBAS adalah penelitian mengenai sistem suspensi aktif yang bertujuan

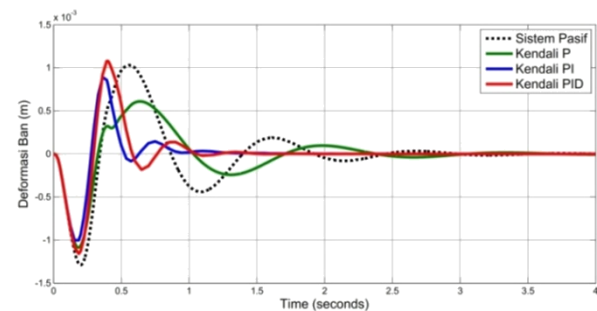
menurunkan konsumsi tenaga namun performanya masih dapat bersaing dengan HBAS (Koch, 2010). Oleh karena itu, pada penelitian ini akan dibahas mengenai sistem LBAS dengan kendali P, PI, dan PID yang dalam penentuan parameter menggunakan 2 metode. Performa sistem LBAS yang akan dianalisis adalah percepatan *sprung-mass*, defleksi suspensi dan deformasi ban.



Gambar 7. Respon *Bumpy Road Percepatan Sprung-mass* dengan Metode *Auto Tuning* pada LBAS.



Gambar 8. Respon *Bumpy Road Defleksi Suspensi* dengan Metode *Auto Tuning* pada LBAS.

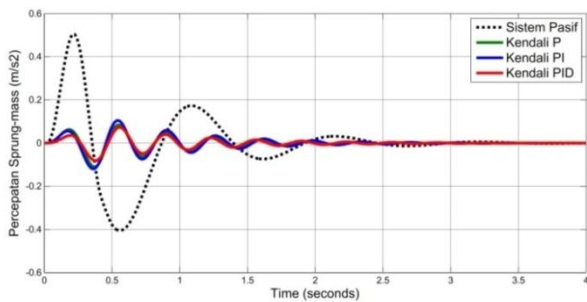


Gambar 9. Respon *Bumpy Road Deformasi Ban* dengan Metode *Auto Tuning* pada LBAS.

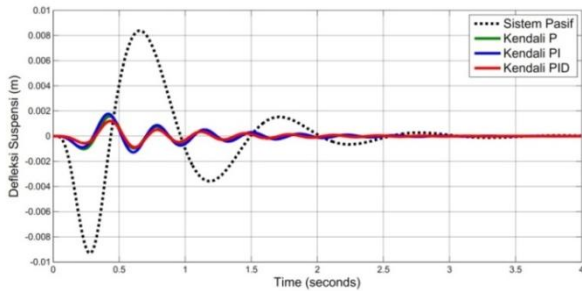
High Bandwidth Active Suspension (HBAS)

Sistem suspensi aktif dengan aktuator yang langsung bergerak aktif, sehingga berbeda konstruksinya jika dibandingkan dengan semi-aktif atau LBAS. HBAS sering dilakukan penelitian dengan berbagai metode pengendali. Pada penelitian ini, disamping mendesain kendali PID pada HBAS juga sebagai pembandingan pada suspensi aktif LBAS. Oleh karena itu, pada penelitian ini akan dibahas mengenai sistem HBAS dengan kendali P,

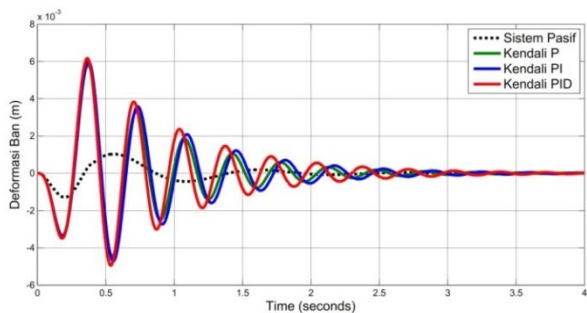
PI, dan PID yang dalam penentuan parameternya menggunakan 2 metode tersebut. Performa sistem HBAS juga yang akan dianalisis adalah percepatan sprung-mass, defleksi suspensi dan deformasi ban.



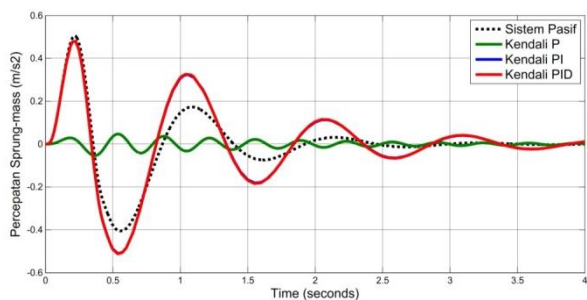
Gambar 10. Respon *Bumpy Road* Sprung-mass Acceleration dengan Metode Ziegler-Nichols pada HBAS.



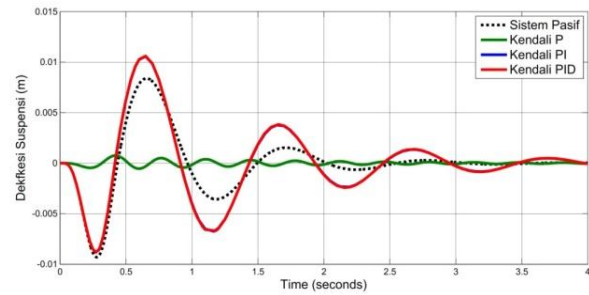
Gambar 11. Respon *Bumpy Road* Suspensi Defleksi dengan Metode Ziegler-Nichols pada HBAS.



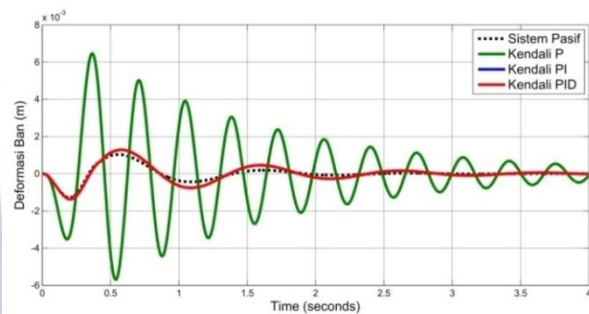
Gambar 12. Respon *Bumpy Road* Deformasi Ban dengan Metode Ziegler-Nichols pada HBAS.



Gambar 13. Respon *Bumpy Road* Percepatan Sprung-mass dengan Metode Auto Tuning pada HBAS.



Gambar 14. Respon *Bumpy Road* Defleksi Suspensi dengan Metode Auto Tuning pada HBAS.



Gambar 15. Respon *Bumpy Road* Deformasi Ban dengan Metode Auto Tuning pada HBAS.

Analisis Unjuk Kerja Suspensi Aktif

Setelah didapatkan hasil respon dari pengukuran berupa percepatan sprung-mass dengan kedua metode tersebut didapatkan beberapa hasil yang melihat dari *magnitude* dan *settling time*-nya. Kemudian dilanjutkan untuk menganalisis nilai kenyamanan dengan menghitung nilai RMS-nya sesuai (Kristiadi, 2014). Dalam menentukan nilai RMS, maka digunakan input berupa ketidakrataaan jalan (*white noise*) pada sistem suspensi aktif baik LBAS dan HBAS dengan kendali P, PI, PID serta penggunaan kedua metode *tuning* PID.

Tabel 3. Nilai RMS dari LBAS dan HBAS

Kendali	Metode	LBAS			HBAS		
		Acc	Sus	Tire	Acc	Sus	Tire
P	AT	0,4574	0,01	0,0013	0,1233	0,0015	0,01
	ZN	0,4942	0,015	0,0014	0,1759	0,0022	0,0093
PI	AT	0,4921	0,0093	0,0014	0,6622	0,0122	0,0018
	ZN	0,396	0,016	0,0013	0,1975	0,0025	0,0096
PID	AT	0,5431	0,0079	0,0015	0,6637	0,0121	0,0018
	ZN	0,3579	0,018	0,0013	0,1413	0,0018	0,011

Comfort Gain Sistem Suspensi Aktif

Perhitungan nilai *comfort gain* menggunakan persamaan (2.24). Peninjauan nilai *comfort gain* ini juga dilakukan oleh (Kristiadi, 2014) dengan mencari nilai

RMS yang telah dinormalisasi pada masing-masing kendali baik pada kendali P, PI, dan PID dan nantinya akan dibandingkan hasil dari nilai *comfort gain*-nya. Berdasarkan tabel 4. dapat dilihat bahwa, nilai *comfort gain* dari kendali P, PI, dan PID pada LBAS dengan metode *Auto Tuning* memiliki nilai positif, yang artinya responnya lebih baik dari sistem pasif-nya dan jika dilihat dari ketiganya, yang mempunyai nilai yang optimal adalah pada kendali P. Namun, pada metode Ziegler-Nichols terdapat harga negatif pada respon berupa suspensi defleksi.

Tabel 4. Nilai *Comfort Gain* LBAS dan HBAS

Kendali	Metode	LBAS (%)			HBAS (%)		
		Acc	Sus	Tire	Acc	Sus	Tire
P	AT	18,67	4,76	13,33	78,08	85,71	-566,67
	ZN	12,13	-42,86	6,67	68,72	79,05	-520,00
PI	AT	12,50	11,43	6,67	-17,75	-16,19	-20,00
	ZN	29,59	-52,38	13,33	64,88	76,19	-540,00
PID	AT	3,43	24,76	0,001	-18,01	-15,24	-20,00
	ZN	36,36	-71,43	13,33	74,88	82,86	-633,33

Pada HBAS hasilnya banyak harga negatif dari kedua metode tersebut, yang artinya metode ini belum tepat untuk sistem suspensi aktif HBAS. Dapat dilihat, bahwa respon dari deformasi ban semua bernilai negatif, walaupun respon dari percepatan *sprung-mass* dan defleksi suspensi ada yang mencapai nilai 80%, mungkin karena pengukuran yang dilakukan hanya pada percepatan *sprung-mass* saja, sehingga respon dari deformasi ban sangat buruk. Jika dilihat dari ketiga responnya, maka kendali P lebih dengan metode *Auto Tuning* yang paling bisa digunakan, mengingat hanya menggunakan satu parameter kendali yaitu Proportional (P).

PENUTUP

Simpulan

Dalam mendesain parameter PID pada sistem suspensi aktif dilakukan beberapa tahapan mulai dari model fisik (sistem suspensi), model dinamis (model seperempat kendaraan), model matematika, pemodelan state-space, block simulink kemudian *Tuning* PID.

Performa *Low Bandwidth Active Suspension* (LBAS) dengan kendali P menggunakan metode *Auto Tuning* lebih baik dari sistem pasif-nya. Performa tersebut adalah sebagai berikut:

- RMS (*root mean square*) percepatan *sprung-mass* sebesar 0,4574 m/s² dengan nilai *Comfort Gain* sebesar 18,67% dan termasuk pada *level A Little Comfortable* sesuai ISO 2631.
- RMS defleksi suspensi sebesar 0,01 m dengan nilai *Comfort Gain* sebesar 4,76%.

- RMS deformasi ban sebesar 0,0013 m dengan nilai *Comfort Gain* sebesar 13,33%.

Performa *High Bandwidth Active Suspension* (HBAS) lebih baik dari sistem pasif dan dari LBAS pada kendali P menggunakan metode *Auto Tuning* walaupun pada deformasi ban-nya tidak baik. Performa tersebut adalah sebagai berikut:

- RMS percepatan *sprung-mass* sebesar 0,1233 m/s² dengan nilai *Comfort Gain* sebesar 78,08% dan termasuk pada *Not Uncomfortable* sesuai ISO 2631.
- RMS defleksi suspensi sebesar 0,0015 m dengan nilai *Comfort Gain* sebesar 85,71%
- RMS deformasi ban sebesar 0,01 dengan nilai *Comfort Gain* sebesar -566,67%.

Saran

Penelitian ini dilakukan dengan kondisi yang ideal, semua dianggap linier, dan juga tidak memodelkan aktuator dan perlu adanya penelitian lebih lanjut mengenai sistem suspensi aktif dengan analisa ketangguhan sistem kendali, agar ketika parameter berubah-ubah sistem kendali masih dapat digunakan dengan baik.

DAFTAR PUSTAKA

Abdi, Ferly Isnomo. 2016. *Kendali PID Pada Low Bandwidth Active Suspension (LBAS)*. Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya.

Chen, Hong. Guo, Kong-Hui. 2005. *Constrained H-infinity Control of Active Suspensions: An LMI Approach*. IEEE, Vol. 13, No. 3.

Chiou, J.S. 2009. *Using Fuzzy Logic Controller and Evolutionary Genetic Algorithm for Automotive Active Suspension System*. *International Research Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 6:703-710

Guo, Li-Xin, Zhang, Li-Ping. 2012. *Robust H ∞ Control of Active Vehicle Suspension Under Non-Stationary Running*. Elsevier. *Journal of Sound and Vibration* 331 (2012) 5824-5837.

Koch, G., Fritsch, O., Lohman, B. 2010. *Potential of Low Bandwidth Active Suspension Control with Continuously Variable Damper*. Elsevier, *Control Engineering Practice* 18 (2010) 1251-1262.

Kristiadi, Stefanus Rangga. 2014. *Pengaruh Jumlah Sensor pada Low Bandwidth Active Suspension*. Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Surabaya.

Ogata, K. 1994. *Teknik Kontrol Automatic*, Jilid 1. Jakarta: Erlangga.

Sutantra, I Nyoman., Sampurno, Bambang. 2010. *Teknologi Otomotif*. Surabaya: Gunawidya.