

Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Variasi Oli dan Diameter *Orifice* terhadap Gaya Redam *Shock Absorber* Dan Respon Dinamis Sepeda Motor Yamaha Jupiter Z 2008

Newanda Asa Wahid dan Wiwiek Hendrowati

Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: wiiwiek@me.its.ac.id

Abstrak—Sepeda motor merupakan moda transportasi yang paling banyak diminati oleh masyarakat Indonesia. Dalam hal kenyamanan, maka komponen sepeda motor yang berperan penting adalah sistem suspensi. Sistem suspensi berfungsi menyerap getaran berlebih akibat profil permukaan jalan, sehingga meningkatkan kenyamanan dan keamanan. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian untuk mendapatkan sistem suspensi yang terbaik. Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisis pengaruh perubahan parameter sistem suspensi sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008 khususnya pada komponen *monotube hydraulic shock absorber* yang didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan. Parameter yang divariasikan adalah tipe oli dan diameter *orifice*, dimana terdapat 5 macam tipe oli dengan rentang nilai massa jenis (ρ) sebesar 845 – 874 kg/m³, dan viskositas (ν) sebesar 11,3 – 46 mm²/s, sementara untuk diameter *orifice* yaitu saat kompresi (D_{comp}) sebesar 1,2 – 1,5 mm, saat ekspansi (D_{exp}) sebesar 0,8 – 1 mm. Input yang digunakan pada simulasi adalah input sinusoidal dan input *bump modified*. Dari penelitian ini didapatkan hasil bahwa sistem suspensi modifikasi *monotube hydraulic shock absorber* yang menghasilkan gaya redam optimal memiliki nilai parameter viskositas kinematis oli 46 mm²/s, massa jenis oli 845 kg/m³, diameter *orifice* kompresi 0,00135 m, dan diameter *orifice* ekspansi 0,0009 m. Nilai gaya redam optimal yang dihasilkan sistem suspensi modifikasi adalah sebesar 1171,3 N, lebih tinggi hingga 546,44 N dibandingkan dengan gaya redam sistem suspensi asli yang bernilai 624,86 N pada frekuensi 2 Hz. Pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi asli maupun modifikasi, untuk input *bump*, respon kendaraan dan penumpang mencapai *steady state* kurang dari 2 detik dan 5 detik, sedangkan untuk input sinusoidal responnya mencapai *steady state* kurang dari 2 detik dan 3 detik. Penggunaan suspensi asli maupun modifikasi menghasilkan nilai perpindahan RMS yang meningkat mulai kecepatan 10 km/jam hingga 20 km/jam, kemudian mulai menurun saat kecepatan 40 km/jam hingga 80 km/jam. Apabila ditinjau dengan standar ISO 2631, penggunaan suspensi modifikasi menghasilkan kenyamanan yang sedikit lebih baik dibanding dengan suspensi asli pada semua kecepatan.

Kata Kunci— *monotube hydraulic shock absorber*, viskositas, massa jenis, *orifice*, gaya redam.

I. PENDAHULUAN

BERDASARKAN data Badan Pusat Statistik, jumlah sepeda motor yang beroperasi di Indonesia semakin meningkat, tercatat pada tahun 2013 jumlahnya telah mencapai 84.732.652 unit sepeda motor. Hal ini menunjukkan tingginya minat masyarakat terhadap sepeda motor, sehingga produsen-produsen bersaing memproduksi

sepeda motor yang irit, ramah lingkungan, dan tentunya nyaman. Dalam hal kenyamanan, maka faktor utama yang berperan adalah sistem suspensi.

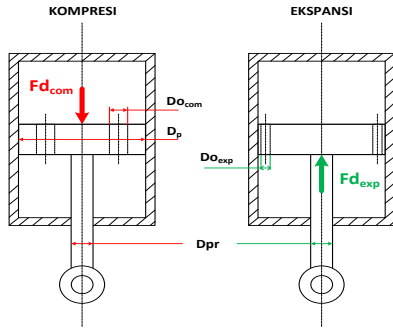
Sistem suspensi motor merupakan bagian penting pada *chassis* sepeda motor yang berfungsi menyerap getaran berlebih akibat permukaan jalan. Jenis sistem suspensi yang banyak digunakan di Indonesia khususnya pada *body* sepeda motor bagian belakang adalah suspensi *monotube hydraulic shock absorber*. Untuk meningkatkan keamanan dan kenyamanan berkendara maka telah ditetapkan standar internasional mengenai getaran pada kendaraan yang harus dipenuhi, yaitu ISO 2631/1974^[3], sehingga sistem suspensi harus memiliki nilai kekakuan dan redaman yang sesuai.

Perubahan parameter yang dilakukan khususnya pada komponen peredam hidrolis seperti massa jenis oli, viskositas oli dan diameter *orifice* akan mempengaruhi karakteristik redaman dari sistem suspensi tersebut, serta dapat mempengaruhi respon dinamis dari sepeda motor saat sistem suspensi tersebut dipasangkan pada motor. Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini dilakukan perancangan ulang dan analisis sistem suspensi sepeda motor Yamaha Jupiter Z 2008 yang didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan untuk memperoleh desain yang lebih baik.

II. URAIAN PENELITIAN

Sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* yang terdapat pada sepeda motor Yamaha Jupiter Z ini, memiliki parameter yang mempengaruhi gaya redamannya, yaitu diameter *orifice* kompresi dan ekspansi, nilai densitas dan viskositas oli, serta luasan pada sisi kompresi dan sisi ekspansi. Parameter-parameter tersebut kemudian divariasikan, kemudian diperoleh parameter optimal dan diaplikasikan pada setengah kendaraan sepeda motor.

Simulasi dilakukan pada dua sistem, yaitu sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dengan penggunaan parameter asli dan dimodifikasi, dan sistem setengah kendaraan. Kedua sistem tersebut ditunjukkan pada gambar 1 dan 2. Pada saat eksekusi simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama, input sinusoidal yang akan menghasilkan respon *steady-state* pada pengetesan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber*. Kedua, input *bump* yang dimodifikasi yang akan menghasilkan respon transien pada sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber*.



Gambar. 1. Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber*

Berdasarkan pemodelan suspensi seperti gambar 1 diatas, dan ditinjau melalui persamaan kesetimbangan energi kinetik dengan *head loss*, maka diperoleh persamaan gaya redam suspensinya sebagai berikut:

➤ Sistem Suspensi *monotube hydraulic shock absorber*

- Gaya Redam Siklus Kompresi

$$F_d = \Delta P \cdot A_p = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + h_{IT} \right] \cdot \rho \cdot A_p$$

$$F_{d_{kom}} = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{o1}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + \frac{32Lv}{D_{o1}^2} \dot{x}_{o1} + K \frac{\dot{x}_{o1}^2}{2} \right] \rho \cdot A_p \quad (1)$$

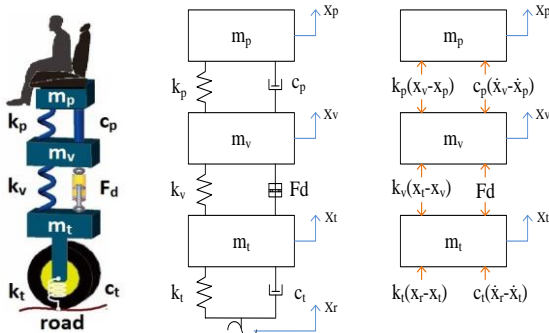
$$(4.4)$$

- Gaya Redam Siklus Ekspansi

$$F_d = \Delta P \cdot A_p = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_o} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + h_{IT} \right] \cdot \rho \cdot A_p$$

$$F_{d_{eks}} = \left[\frac{1}{2} \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{o2}} \right)^2 - 1 \right) \dot{x}_s^2 + \frac{32Lv}{D_{o2}^2} \dot{x}_{o2} + K \frac{\dot{x}_{o2}^2}{2} \right] \rho \cdot (A_p - A_{pr}) \quad (2)$$

Berikut adalah gambar 2 mengenai pemodelan sistem setengah kendaraan sepeda motor:



Gambar. 2. Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor Bagian Belakang

Berdasarkan pemodelan pada gambar 2 diperoleh persamaan dan state variable sebagai berikut:

➤ Sistem Setengah Kendaraan pada Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

- Persamaan gerak untuk massa ban (m_t) dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_t \ddot{x}_t \quad (3)$$

$$k_t(x_r - x_t) + c_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) - k_v(x_t - x_v) - F_D = m_t \ddot{x}_t$$

$$\dot{v}_t = \frac{1}{m_t} [k_t(x_r - x_t) + c_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) - k_v(x_t - x_v) - F_D] \quad (4)$$

- Persamaan gerak untuk massa kendaraan (m_v) dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_v \ddot{x}_v \quad (5)$$

$$k_v(x_t - x_v) + F_d - k_p(x_v - x_p) - c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p) = m_v \ddot{x}_v$$

$$\dot{v}_v = \frac{1}{m_v} [k_v(x_t - x_v) + F_d - k_p(x_v - x_p) - c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p)] \quad (6)$$

- Persamaan gerak untuk massa penumpang (m_p) dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\sum F_y = m_p \ddot{x}_p \quad (7)$$

$$k_p(x_v - x_p) + c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p) = m_p \ddot{x}_p$$

$$\dot{v}_p = \frac{1}{m_p} [k_p(x_v - x_p) + c_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p)] \quad (8)$$

Parameter-parameter untuk pemodelan pada gambar 1 dan 2 diperoleh dari jurnal dan dari pengujian secara langsung.

Tabel 1.
Parameter sistem suspensi asli *hydraulic shock absorber*

Parameter	Nilai
Koefisien discharge orifice (ξ)	0,3
Diameter piston (D_p)	0,016 m
Diameter piston rod (D_{pr})	0,008 m
Diameter orifice kompresi ($D_{o,com1}$)	0,0015 m
Diameter orifice ekspansi ($D_{o,exp1}$)	0,001 m
Massa jenis oli <i>shock absorber</i> awal (ρ_0)	859 Kg/m ³
Viskositas kinematis oli (ν_0)	11,30 mm ² /s

Tabel 2.
Parameter Variasi Jenis Oli

No.	Brand	Parameter	Nilai
1.	Motul Shock Oil (2,5-20)	Massa jenis (ρ_1)	874 kg/m ³
		Viskositas kinematis (ν_1)	16,10 mm ² /s
2.	Agip Fork (5wt)	Massa jenis (ρ_3)	857 kg/m ³
		Viskositas kinematis (ν_3)	22,00 mm ² /s
3.	Maxima (10wt)	Massa jenis (ρ_5)	869 kg/m ³
		Viskositas kinematis (ν_5)	32,00 mm ² /s
4.	Repsol Moto Fork Oil (10wt)	Massa jenis (ρ_4)	845 kg/m ³
		Viskositas kinematis (ν_4)	46,00 mm ² /s

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dan sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* dengan parameter asli dan parameter modifikasi. Respon dinamis pada sistem suspensi *monotube hydraulic* yang dibahas pada bab ini adalah respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam. Pada grafik respon gaya redam yang dihasilkan, nilai positif adalah nilai pada kondisi kerja kompresi, dan nilai negatif adalah nilai pada kondisi kerja ekspansi. Pada sistem setengah kendaraan, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan getaran yang dialami oleh penumpang terhadap perubahan waktu.

Simulasi pertama yang dilakukan adalah simulasi dari sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber*, diawali dengan penggunaan parameter asli yang akan digunakan sebagai acuan atau pembandingan. Hal pertama yang dilakukan

dalam simulasi adalah pemilihan variasi jenis oli, yang mencakup variasi viskositas dan massa jenis, dimana variasi viskositas oli 11,3 – 46 cSt, dan variasi massa jenis oli 845 – 874 kg/m³. Kemudian dari setiap variasi jenis oli akan divariasikan diameter *orifice*-nya, dimana diameter *orifice* kompresi 0,0015 m; 0,00135 m; 0,0012 m, dan diameter *orifice* ekspansi 0,001 m; 0,0009 m; 0,0008 m. Input yang digunakan yaitu input sinusoidal, dimana variasi frekuensinya 0.5 – 2 Hz. Untuk nilai amplitudo ditentukan konstan sebesar 2 cm. Dari simulasi ini akan didapatkan nilai gaya redam sistem suspensi dengan parameter asli dan modifikasi. Dari hasil simulasi tersebut kemudian dibandingkan untuk memperoleh variasi parameter modifikasi yang menghasilkan gaya redam yang optimal, dimana selanjutnya akan digunakan pada simulasi sistem setengah kendaraan sepeda motor.

Sistem suspensi *monotube hydraulic shock absorber* yang optimal kemudian diaplikasikan pada sistem setengah kendaraan motor dengan input yang digunakan, yaitu input sinusoidal yang mewakili variasi kecepatan motor, dan input bump yang dimodifikasi dengan *severity parameter* (ψ) bernilai 1; 5; 20 yang mewakili variasi beban *impact*. Dari kedua input ini didapatkan respon dinamis dari penumpang maupun sepeda motor. Kemudian respon dinamis tersebut dibandingkan dengan standar ISO 2631 untuk mengetahui kriteria kenyamanan dan ketahanan penumpang berdasarkan nilai percepatan RMS.

III. HASIL DAN ANALISA

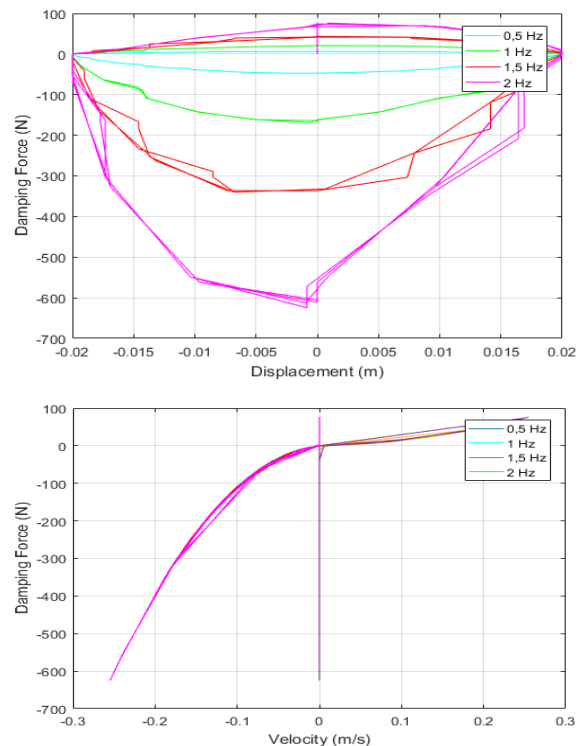
Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* saat penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi.

3.1 Respon Dinamis Sistem Suspensi *Monotube Hydraulic Shock Absorber* Dengan Variasi Diameter *Orifice*, Viskositas Oli, dan Massa Jenis Oli

Dalam pemilihan gaya redam optimal, maka terdapat kriteria-kriteria yang harus dipenuhi, yaitu:

- 1) Nilai gaya redam yang besar
 Nilai gaya redam yang besar akan cenderung menghasilkan respon yang lebih rendah, terutama pada kecepatan tinggi, namun harus tetap diperhatikan agar rasio redamannya $0 < \xi < 1$ (*underdamp*).
- 2) Karakteristik redaman yang dihasilkan
 Perlu dilihat karakteristik redamannya berdasarkan rasio redaman yang dihasilkan, hal ini bertujuan agar terhindar dari redaman yang *overdamp* dan *critical damp*.
- 3) Kenyamanan yang dihasilkan
 Semakin kecil nilai percepatan RMS yang dihasilkan, maka kenyamanan semakin baik.

Berikut ini merupakan grafik yang dihasilkan dari simulasi untuk pengetesan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* saat penggunaan *system suspensi asli* dengan input sinusoidal. Gambar 3 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan variasi frekuensi 0.5 Hz; 1 Hz; 1.5 Hz; 2 Hz.



Gambar 3. Grafik respon gaya redam suspensi asli terhadap perpindahan dan kecepatan dengan variasi frekuensi 0.5 Hz; 1 Hz; 1.5 Hz; 2 Hz.

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Perlu diketahui bahwa respon gaya redam parameter asli juga diperoleh melalui simulasi MATLAB dengan menggunakan rumus gaya redam (F_d) persamaan 1 dan 2, sehingga hasil dari suspensi asli maupun modifikasi membentuk grafik yang relatif sama, namun dengan nilai yang berbeda.

Berikut ini adalah detail hasil simulasi gaya redam:

Tabel 3. Detail hasil simulasi gaya redam

JENIS OLI	F _d kompresi (N)	F _d ekspansi (N)	ξ	Ket.
	2 Hz	2 Hz	C/Cc	
	76,24	624,86	0.494096	underdamp
Yamaha (KYB)	116,21	952,40	0.736275	underdamp
	186,15	1525,6	1.17775	overdamp
	81,44	657,78	0.509426	underdamp
Motul	124,13	1002,6	0.776466	underdamp
	198,85	1605,9	1.244044	overdamp
	84,52	671,51	0.521028	underdamp
Agip 5wt	128,82	1023,5	0.794282	underdamp
	206,36	1639,5	1.272426	overdamp
	93,71	726,49	0.565569	underdamp
Maxima 10wt	142,84	1107,3	0.862026	underdamp
	228,81	1773,7	1.380775	overdamp
	102,03	768,48	0.600373	underdamp
Repsol 10wt	155,51	1171,3	0.915061	underdamp
	249,11	1876,2	1.465921	overdamp

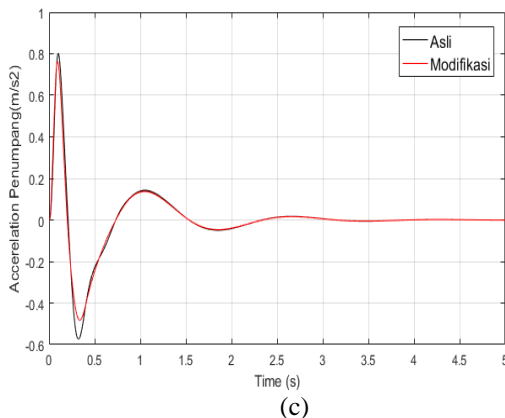
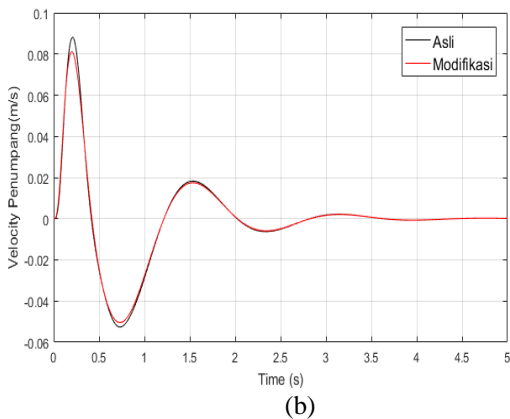
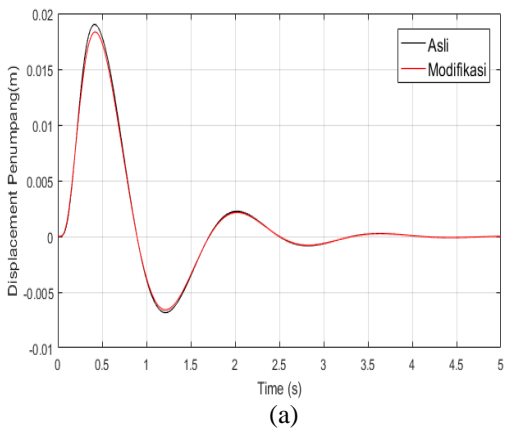
Dari data-data di atas dan dengan memperhatikan percepatan RMS penumpang, maka diperoleh variasi

parameter suspensi yang menghasilkan redaman yang optimal, yaitu variasi ke-14, dimana digunakan jenis oli Repsol 10wt, dengan diameter *orifice* kompresi dan ekspansi masing-masing $Do_{com}=0,00135$ m, dan $Do_{exp}=0,0009$ m. Variasi ini terpilih karena menghasilkan gaya redam yang besar yaitu 1171,3 N, kemudian memiliki rasio redaman di bawah redaman kritis, dan menghasilkan respon percepatan pada penumpang lebih nyaman dibanding dengan suspensi asli.

3.2 Respon Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Motor pada Penggunaan Sistem Suspensi Asli dan Modifikasi

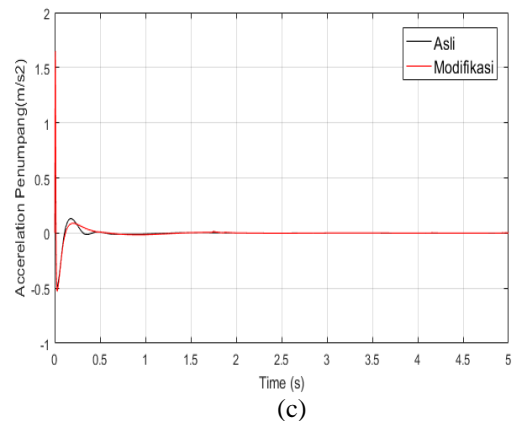
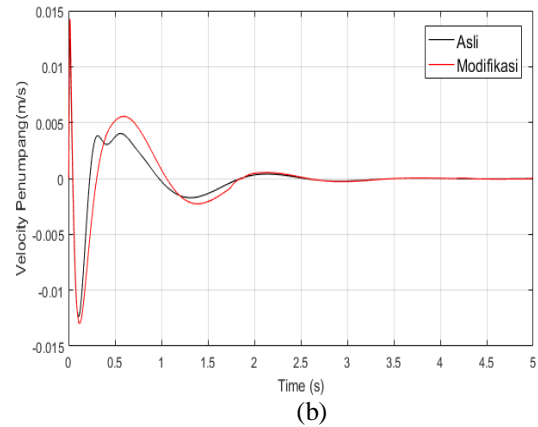
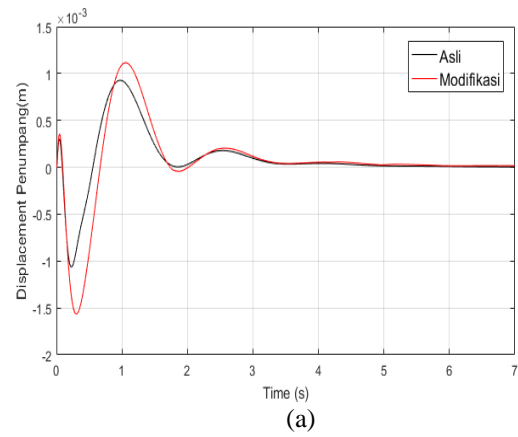
➤ Input *Bump* yang Dimodifikasi

- *Severity parameter* = 1



Gambar 4. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang sepeda motor terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$)

- *Severity parameter* = 20



Gambar 5. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$)

Dari gambar 4 dan 5 di atas, untuk *low impact* ($\gamma = 1$), didapatkan respon *transient* mencapai *steady state* sebelum 4 detik. Sementara untuk *more severe impact* ($\gamma = 20$), respon *transient* yang didapat berbeda-beda, respon perpindahan mencapai kondisi *steady state* sebelum 5 detik, respon kecepatan mencapai *steady state* sebelum 4 detik, dan respon percepatan mencapai *steady state* sebelum 3 detik.

Ketika *low impact*, nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0190 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0183 m sistem suspensi modifikasi. Kemudian pada gambar 4(b), nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0881 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0811 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada gambar 4(c) nilai maksimum percepatan sebesar 0,8023 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,763 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

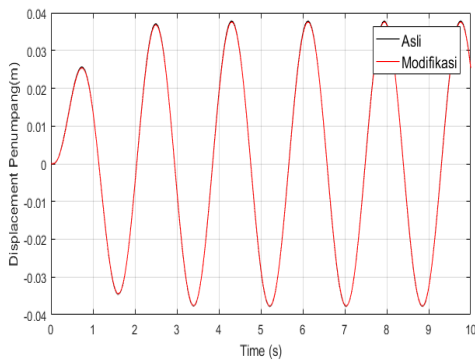
Sementara itu untuk *more severe impact* pada gambar 5(a), nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar

0,0009 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0011 m sistem suspensi modifikasi. Pada gambar 5(b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0125 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0143 m/s sistem suspensi modifikasi. Pada gambar 5(c) nilai maksimum percepatan sebesar 1,4491 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli dan 1,6495 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

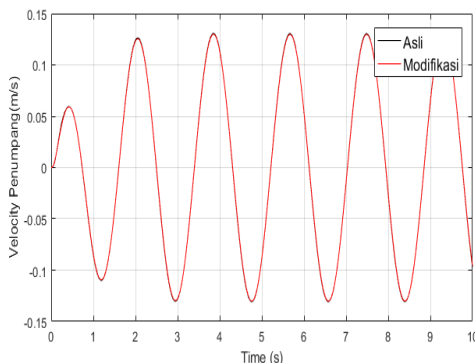
Dari kedua kondisi di atas, maka diperoleh bahwa sistem suspensi modifikasi lebih cocok digunakan untuk *low impact* ($\gamma = 1$), karena menghasilkan respon yang lebih kecil dibanding suspensi asli.

➤ Input Sinusoidal

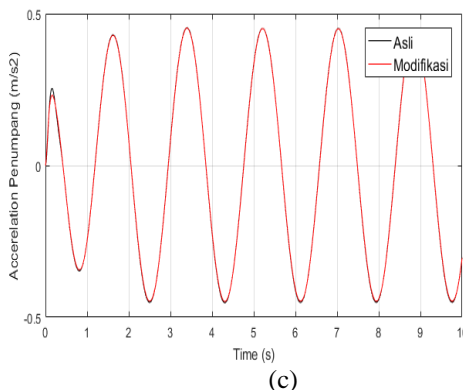
- Kecepatan = 20 km/h



(a)



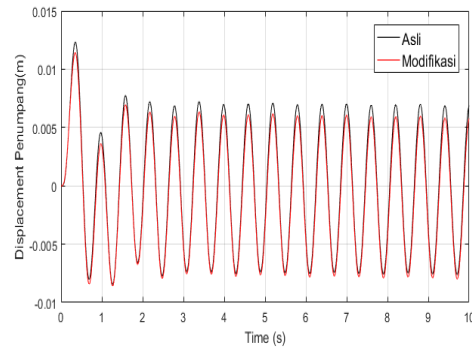
(b)



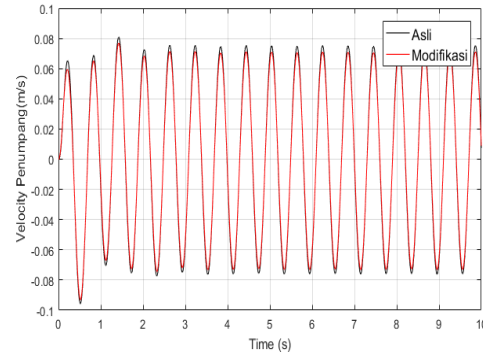
(c)

Gambar 6. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang terhadap waktu pada v=20km/jam

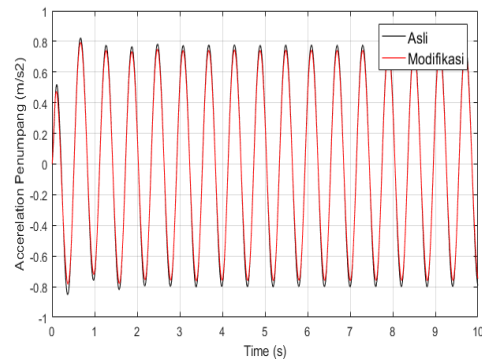
- Kecepatan = 60 km/h



(a)



(b)



(c)

Gambar 7. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang terhadap waktu pada v=60km/jam

Dari simulasi menggunakan input sinusoidal didapatkan hasil seperti pada gambar 6 untuk kecepatan kendaraan 20km/jam dan gambar 7 untuk kecepatan 60 km/jam. Pada kecepatan 20km/jam, respon mencapai kondisi *steady state* sebelum 3 detik. Sementara pada kecepatan 60km/jam, mencapai *steady state* sebelum 2 detik.

Pada gambar 6(a), nilai maksimum perpindahan sebesar 0,0378 m saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,0375 m dengan sistem suspensi modifikasi. Pada gambar 6(b), nilai maksimum kecepatan sebesar 0,1307 m/s saat menggunakan system sistem suspensi asli dan 0,1299 m/s saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada gambar 6(c), nilai maksimum percepatan sebesar 0,4536 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,4525 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

Sementara itu untuk kecepatan 60 km/jam pada gambar 7(a), nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0123 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0114 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada gambar 7(b), nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0808 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0767 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada gambar 7(c),

nilai maksimum percepatan sebesar $0,822 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspeni asli, dan $0,7935 \text{ m/s}^2$ saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

Apabila dibandingkan, maka terlihat dari *trendline* dan nilai respon perpindahan, kecepatan, dan percepatannya bahwa ketiga grafik cenderung berhimpit, hal ini dikarenakan gaya redam yang dihasilkan tidak terlalu besar dibandingkan dengan gaya pegas suspensinya, sehingga pengaruhnya terbilang kecil.

Sementara itu, untuk menganalisa kenyamanan kendaraan digunakanlah standar ISO 2631 dengan meninjau percepatan RMS penumpang. Nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang saat kecepatan kendaraan 80 km/h pada penggunaan sistem suspensi modifikasi adalah sebesar $0,6 \text{ m/s}^2$ dan $0,672 \text{ m/s}^2$ saat penggunaan sistem suspensi asli. Dari penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi, hasil dari nilai RMS dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi memiliki nilai RMS yang sedikit lebih rendah jika dibandingkan dengan penggunaan sistem suspensi asli. Berdasarkan standar ISO 2631 diperoleh bahwa kriteria kenyamanan kendaraan dengan penggunaan suspensi asli maupun modifikasi adalah sama. Namun apabila dilihat dari nilai percepatan RMS modifikasi yang sedikit lebih kecil dibanding suspensi asli, maka dapat disimpulkan bahwa penggunaan suspensi modifikasi memberikan kenyamanan yang relatif lebih baik, terutama pada kecepatan tinggi.

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem suspensi asli maupun modifikasi *monotube hydraulic shock absorber*, serta sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan penggunaan *monotube hydraulic shock absorber*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Sistem suspensi modifikasi *monotube hydraulic shock absorber* yang menghasilkan gaya redam optimal memiliki nilai parameter viskositas kinematis oli $46 \text{ mm}^2/\text{s}$, massa jenis oli 845 kg/m^3 , diameter *orifice* kompresi $0,00135 \text{ m}$, dan diameter *orifice* ekspansi $0,0009 \text{ m}$;
2. Nilai gaya redam optimal yang dihasilkan sistem suspensi modifikasi adalah sebesar $1171,3 \text{ N}$ saat ekspansi, lebih tinggi hingga $546,44 \text{ N}$ dibandingkan dengan gaya redam ekspansi sistem suspensi asli yang bernilai $624,86 \text{ N}$ pada frekuensi 2 Hz . Untuk gaya redam kompresi sebesar $142,84 \text{ N}$, lebih tinggi $66,6 \text{ N}$ dibanding suspensi asli yang gaya redam kompresinya sebesar $76,24 \text{ N}$ pada frekuensi 2 Hz ;
3. Untuk input *bump*, pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi maupun asli, respon kendaraan dan penumpang mencapai *steady state* kurang dari 2 detik dan 5 detik. Saat *low impact* ($\gamma=1$), penggunaan suspensi modifikasi menghasilkan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang lebih kecil dibanding dengan penggunaan suspensi asli. Sedangkan untuk *less severe impact* ($\gamma=5$) dan *more severe impact* ($\gamma=20$), penggunaan suspensi modifikasi menghasilkan respon yang lebih besar dibanding penggunaan suspensi asli;
4. Untuk input sinusoidal, pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi maupun asli, respon kendaraan dan penumpang mencapai *steady state* kurang dari 2 detik dan 3 detik. Pada semua kecepatan kendaraan ($v = 20 \text{ km/jam}$; $v = 40 \text{ km/jam}$; $v = 60 \text{ km/jam}$), penggunaan suspensi modifikasi

menghasilkan respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang lebih kecil dibanding penggunaan suspensi asli;

5. Berdasarkan standar ISO 2631, disimpulkan bahwa penggunaan sistem suspensi modifikasi menghasilkan kenyamanan yang lebih baik dibandingkan dengan penggunaan sistem suspensi asli. Hal ini dikarenakan nilai RMS percepatan getaran penumpang yang dihasilkan suspensi modifikasi lebih kecil dibanding suspensi asli, terutama saat 100 km/jam yaitu sebesar $0,726 \text{ m/s}^2$ dan $0,639 \text{ m/s}^2$.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Bapak Dr. Harus Laksana Guntur ST, M.Eng dan Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. yang telah membantu penulis dalam melakukan penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rao, Singiresu S. 2011. Mechanical Vibrations Fifth Edition. Miami: Pearson Education, Inc.
- [2] Sutantra, Nyoman I. 2001. Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya. Surabaya: Penerbit Guna Widya.
- [3] ISO: Guide for The Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 1997. International Standart 2631. International Organization for Standardization.
- [4] Fox dan McDonald's. 2011. Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition. Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [5] Hestingrum, Yunita dan Laksana Guntur, Harus. 2015. Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Oleo-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Penumpang Pesawat Boeing 747-400 Proses *Landing* dan *Takeoff*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [6] Rahmawati, Istina dan Laksana Guntur, Harus. 2016. Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro Pneumatic* Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Mobil. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [7] Oliviani, Chika dan Laksana Guntur, Harus. 2014. Analisa Kenyamanan Kendaraan Roda Dua dengan Pemodelan Pengendara sebagai Sistem Multi D.O.F. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [8] Nugraha, Beni Setya. 2005. "Modul *Chasis* Sepeda Motor". Yogyakarta: Universitas Negeri Yogyakarta.
- [9] Mulyo, Citro. 2013. "Modul Melakukan Perbaikan Sistem Suspensi". Peralang: Sekolah Menengah Kejuruan Nusa Mandiri Peralang.
- [10] Peterverdone.2012."Suspension Oil Tuning Based On ISO Viscosity Grade".
<http://www.peterverdone.com/wiki/index.php?title=Suspension_Fluid>.
- [11] Greg. 2015. Calculating Motorcycle Center Of Mass. New Mexico: University of New Mexico.
- [12] Wardani, Aulia. 2015. Pemodelan Dan Analisis Pengaruh Variasi Luasan Orifice Terhadap Gaya Redam, Daya Listrik Bangkitan, Dan Respon Dinamis Pada *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRS). New Mexico: University of New Mexico.
- [13] Kusuma, Budi Perdana. 2015. Studi Empirik Pengaruh Perubahan Viskositas Fluida Terhadap Respon Dinamis Dari *Hydraulic Motor Regenerative Shock Absorber* (HMRS). New Mexico: University of New Mexico.