

Redesign Sistem Peredam Sekunder dan Analisis Pengaruh Variasi Nilai Koefisien Redam Terhadap Respon Dinamis Kereta Api Penumpang Ekonomi (K3)

Dewani Intan Asmarani Permana dan Harus Laksana Guntur

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

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

Abstrak—Kereta api merupakan salah satu jasa angkutan umum darat yang sangat diminati. Medan yang dilalui oleh kereta api akan menimbulkan getaran yang dapat menyebabkan penumpang merasa kurang nyaman. Untuk itu perlu adanya pengembangan sistem suspensi sekunder sekunder kereta api untuk mencapai respon yang diinginkan, yaitu kenyamanan bagi penumpang kereta dengan kondisi medan yang bervariasi maupun saat terjadi perubahan kecepatan. Dalam penelitian ini, dilakukan pemodelan dan simulasi dari perubahan parameter yang ada pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan memvariasikan nilai koefisien redaman dan memodifikasi diameter orifice berdasarkan gaya redam sistem suspensi sekunder kereta api terhadap displacement maupun kecepatan. Simulasi dilakukan dengan menggunakan software Matlab dengan input sinusoidal. Frekuensi sistem suspensi divariasikan dari 0.5 Hz hingga 2 Hz dengan kenaikan setiap 0.5 Hz. Dari hasil simulasi didapatkan bahwa nilai konstanta redaman sebesar 40700 Ns/m memiliki respon yang paling baik, yaitu pada kecepatan 50 km/jam hingga 100 km/jam ditinjau dari respon perpindahan, kecepatan, maupun percepatan yang dialami oleh sistem suspensi sekunder kereta api. Berdasarkan RMS perpindahan, RMS percepatan, maupun bode diagram dari sistem kendaraan dengan variasi konstanta redaman sebesar 40700 Ns/m juga merupakan yang paling baik jika dibandingkan dengan konstanta redaman lainnya. Pada sistem suspensi sekunder, perubahan variasi diameter orifice mempengaruhi besarnya gaya redam. Variasi diameter paling kecil menghasilkan nilai gaya redam yang paling besar. Selain itu, variasi diameter sebesar 2,356 mm merupakan nilai yang paling sesuai untuk dipasangkan pada sistem kendaraan kereta api dengan konstanta redaman sebesar 40700 Ns/m.

Kata Kunci—bogie, sistem suspensi sekunder, diameter orifice, koefisien redam.

I. PENDAHULUAN

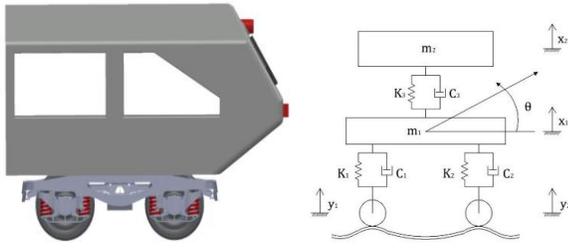
ERA globalisasi semakin menuntut manusia untuk bergerak lebih cepat. Oleh karena itu, kehidupan manusia di zaman modern ini tidak pernah lepas akan kebutuhan jasa transportasi. Dalam bidangnya, transportasi terbagi

menjadi tiga bagian, yakni darat, laut, dan udara. Kereta api merupakan salah satu alternatif jasa angkutan umum darat yang masih sangat diminati. Hal ini menuntut perkeretaapian di Indonesia untuk meningkatkan kuliatas dari kereta api. Sebagai transportasi massal dengan durasi perjalanan relatif panjang, kereta api hendaknya memiliki tingkat kenyamanan yang tinggi bagi para penumpang. Medan yang dilalui oleh kereta api akan menimbulkan getaran yang menyebabkan para penumpang merasa kurang nyaman. Pada kereta penumpang, getaran tersebut diredam oleh sistem suspensi yang terdiri dari suspensi primer dan suspensi sekunder. Kriteria getaran yang dapat diterima oleh penumpang kendaraan telah tercantum dalam ISO 2631 [1]. Demi memenuhi kriteria yang telah ditetapkan pada ISO 2631, perlu adanya pengembangan sistem suspensi sekunder kereta api untuk mencapai respon yang diinginkan, yaitu kenyamanan bagi penumpang kereta dengan kondisi medan yang bervariasi maupun saat terjadi perubahan kecepatan dan perubahan massa muatan.

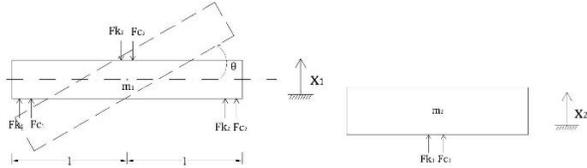
Salah satu cara untuk meningkatkan performa pada sistem suspensi sekunder kereta api yakni dengan memodifikasi nilai koefisien redaman pada sistem suspensi sekunder kereta api. Nilai koefisien redaman didapatkan dari hasil pemodelan dinamis sistem $\frac{1}{4}$ kendaraan kereta api lalu disimulasikan dengan Simulink. Grafik yang diperoleh dari hasil simulasi akan dianalisis hingga mendapatkan nilai koefisien redaman yang paling efektif ditinjau dari segi kenyamanan. Berdasarkan nilai koefisien redaman tersebut kemudian akan dirancang dimensi yang sesuai sehingga memenuhi kebutuhan.

II. URAIAN PENELITIAN

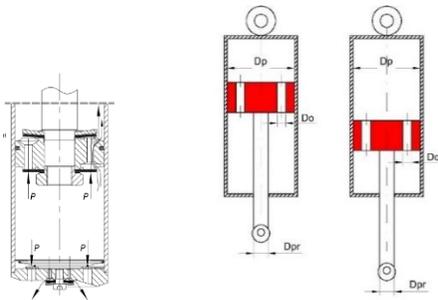
Dalam penelitian ini akan dianalisis respon dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api berdasarkan variasi nilai koefisien redaman dan frekuensi, serta memodifikasi diameter orifice berdasarkan gaya redam sistem suspensi sekunder kereta api terhadap displacement maupun kecepatan. Penelitian ini dimulai dengan memodelkan sistem seperempat kendaraan kereta api. Berikut ini adalah pemodelan fisik dan dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api.



Gambar 1. Model fisik dan dinamis sistem seperempat kendaraan kereta api.



Gambar 2. Free Body Diagram sistem seperempat kendaraan kereta api.



Gambar 3. Model fisik dan dinamis sistem suspensi hidrolik.

Tabel 1.
Parameter Free Body Diagram

Simbol	Keterangan
K_1	Konstanta kekakuan dari suspensi primer 1 (N)
Fk_1	Gaya pegas dari suspensi primer 1 (N)
K_2	Konstanta kekakuan dari suspensi primer 2 (N)
Fk_2	Gaya pegas dari suspensi primer 2 (N)
K_3	Konstanta kekakuan dari suspensi sekunder (N)
Fk_3	Gaya pegas dari suspensi sekunder (N)
C_1	Konstanta redaman dari suspensi primer 1 (N)
Fc_1	Gaya redam dari suspensi primer 1 (N)
C_2	Konstanta redaman dari suspensi primer 2 (N)
Fc_2	Gaya redam dari suspensi primer 2 (N)
C_3	Konstanta redaman dari suspensi sekunder (N)
Fc_3	Gaya redam dari suspensi sekunder (N)
X_1	Displacement dari suspensi primer (m)
X_2	Displacement dari suspensi sekunder (m)
Y_1	Displacement dari base roda depan (m)
Y_2	Displacement dari base roda belakang (m)
θ	Sudut rolling pada suspensi primer (derajat)
l	Jarak pusat bogie pada setiap suspensi (N)

Setelah mendapatkan model dinamis seperti Gambar 1, maka dibuat free body diagram seperti Gambar 2.

Berdasarkan Gambar 2, maka dibuat persamaan gerak sebagai berikut :

a. Massa translasi suspensi primer

$$\sum F = M_1 \ddot{X}_1 \tag{1}$$

$$F_{c1} + F_{c2} - F_{c3} + F_{k1} + F_{k2} - F_{k3} = M_1 \ddot{X}_1 \tag{2}$$

b. Massa rotasi suspensi primer

$$\sum M_1 = J \ddot{\theta} \tag{3}$$

$$F_{c1} \cdot l - F_{c2} \cdot l + F_{k1} \cdot l - F_{k2} \cdot l = J \ddot{\theta} \tag{4}$$

c. Massa translasi suspensi sekunder

$$\sum F = M_2 \ddot{X}_2 \tag{5}$$

$$F_{c3} + F_{k3} = M_2 \ddot{X}_2 \tag{6}$$

Tabel 1 merupakan parameter pada persamaan gerak sistem seperempat kendaraan kereta api dan Gambar 3 merupakan pemodelan fisik dan dinamis dari sistem suspensi sekunder.

Berikut adalah langkah-langkah perumusan gaya redam yang didapatkan dari hukum Pascal:

$$F = \Delta P \cdot A \tag{7}$$

Mencari perumusan perbedaan tekanan dengan prinsip Bernoulli :

$$P_o + \frac{1}{2} \rho V_o^2 + \rho g z_o = P_p + \frac{1}{2} \rho V_p^2 + \rho g z_p \tag{8}$$

Mencari perbedaan tekanan pada penelitian diasumsikan $z_o = z_p$, sedangkan g dianggap sama, maka persamaan menjadi :

$$\frac{P_p - P_o}{\rho} = \frac{V_o^2 - V_p^2}{2} \tag{9}$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (V_o^2 - V_p^2) \tag{10}$$

Dari hukum konservasi massa didapatkan persamaan sebagai berikut :

• Ekspansi

$$F_D = \Delta P \cdot A_e \tag{11}$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (V_{oe}^2 - V_{pe}^2) A_e \tag{12}$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) (A_p - A_{pr}) \tag{13}$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) v_p^2 \left(\left(\frac{A_p}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \tag{14}$$

$$F_D = \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) x^2 \tag{15}$$

• Kompresi

$$F_D = \Delta P \cdot A_k \tag{16}$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} (V_{ok}^2 - V_{pk}^2) A_k \tag{17}$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} V_p \right)^2 - V_p^2 \right) A_p \tag{18}$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) A_p V_p^2 \tag{19}$$

$$F_D = \frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) x^2 \tag{20}$$

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem seperempat kendaraan kereta api dan penurunan rumus dari sistem suspensi hidrolik langkah selanjutnya yaitu membuat blok diagram berdasarkan pemodelan yang telah dilakukan untuk melakukan simulasi pada MATLAB. Simulasi pada sistem seperempat kendaraan menggunakan input sinusoidal pada variasi nilai konstanta redam dengan variasi damping ratio 0.01 hingga 0.5 dan variasi kecepatan 20 km/jam hingga 80 km/jam dengan kenaikan 20 km/jam. Sedangkan sistem suspensi hidrolik pada variasi diameter orifice 1 mm hingga 3 mm dan variasi frekuensi mulai dari 0.5 Hz hingga 2 Hz dengan kenaikan 0.5 Hz. Semua simulasi menggunakan amplitudo jalan 0.02 m. Parameter-parameter untuk melakukan simulasi terdapat pada Tabel berikut :

Tabel 2.
Parameter sistem seperempat kendaraan

Parameter	Nilai	Keterangan
Massa <i>carbody</i> (m_1)	10000 kg	m_1
Massa <i>bogie</i> (m_2)	1500 kg	m_2
Koefisien pegas suspensi primer (k_1 & k_2)	750.000 N/m	k_1 & k_2
Koefisien <i>damping</i> suspensi primer (c_1 & c_2) (parameter awal)	15.000 Ns/m	c_1 & c_2
Koefisien pegas suspensi sekunder (k_3)	400.000 N/m	k_3
Koefisien <i>damping</i> suspensi sekunder (c_3)	80.000 Ns/m	c_3

Tabel 3.
Parameter sistem suspensi hidrolis

Massa jenis fluida (ρ)	Diameter orifice (Doe) (parameter awal)	Diameter piston (Dp)	Diameter piston rod (Dpr)	Frekuensi
	0.001 m			0.5 Hz
860 kg/m ³	0.002 m	0.05 m	0.0354 m	1 Hz
	0.002368 m			1.5 Hz
	0.003 m			2 Hz

Dari pemodelan dan simulasi pada sistem seperempat kendaraan kereta api didapatkan grafik respon dinamis yang berupa respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dialami oleh kendaraan terhadap waktu. Kemudian grafik respon dinamis tersebut dianalisis dan dibandingkan dengan nilai RMS percepatan yang telah disimulasikan. Nilai RMS tersebut lalu diplot pada grafik ketahanan berkendaraan ISO 2631 untuk dianalisis ketahanan kendaraan berdasarkan waktu yang digunakan sebagai parameter pada simulasi sistem suspensi sekunder kereta api. Dari simulasi sistem suspensi sekunder didapatkan grafik gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan. Grafik gaya redam tersebut dianalisis, kemudian dipilih gaya redam terbaik untuk memilih diameter yang paling cocok sehingga lebih mampu mengurangi getaran pada *carbody* kereta api akibat energi eksitasi dari permukaan jalan yang tidak rata.

III. HASIL DAN ANALISIS

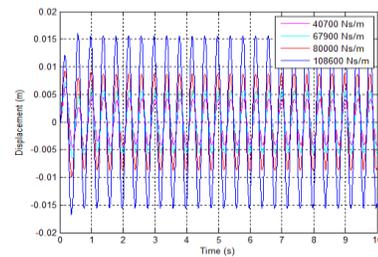
Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem seperempat kendaraan kereta api dan sistem suspensi sekunder terhadap variasi yang dilakukan. Respon dinamis dari pemodelan dan simulasi akan dijabarkan pada sub-bab dibawah ini.

A. Respon Dinamis Kendaraan dari Sistem Seperempat Kendaraan Kereta Api Tipe Ekonomi

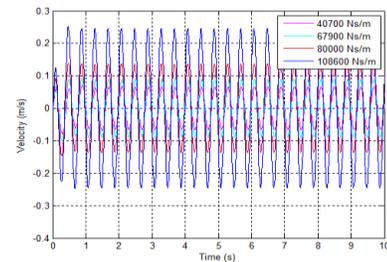
Input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis sistem seperempat kendaraan akibat beban harmonik, serta untuk melihat waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai

kondisi *steady state*. Variasi kecepatan yang digunakan 20 km/jam, 40 km/jam, 60 km/jam, 80 km/jam, dan 90 km/jam

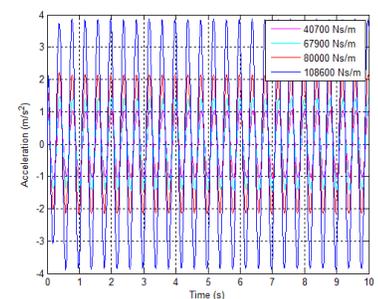
Grafik pada gambar 3, 4, dan 5 menunjukkan hasil dari simulasi respon dinamis yang dialami oleh *carbody* kereta api pada kecepatan 90 km/jam, sedangkan data nilai dari respon dinamis tersebut terdapat pada tabel 8. Dari grafik dan tabel tersebut menunjukkan bahwa sistem suspensi dengan nilai konstanta redaman paling rendah memiliki respon kendaraan yang paling baik dibandingkan variasi lainnya dikarenakan memiliki nilai perpindahan yang lebih kecil. Untuk variasi pada kecepatan lain, hasil respon dinamis ditunjukkan pada tabel 4, 5, 6 dan 7.



Gambar 3. Grafik respon perpindahan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan ($V=90$ km/jam).



Gambar 4. Grafik respon kecepatan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan ($V=90$ km/jam).



Gambar 5. Grafik respon percepatan terhadap waktu pada sistem seperempat kendaraan ($V=90$ km/jam).

Tabel 4.
Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan ($V=20$ km/jam)

Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
40700	0,0219	0,0763	0,2665
67900	0,0203	0,0708	0,2473
80000	0,0198	0,069	0,2408
108600	0,0186	0,0647	0,2258

Tabel 5.

Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan (V=40 km/jam)

Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
40700	0,025	0,1705	1,1704
67900	0,0224	0,1564	1,0882
80000	0,0246	0,1718	1,3608
108600	0,0248	0,1739	1,8048

Tabel 6.

Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan (V=60 km/jam)

Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
40700	0,0101	0,1018	1,0368
67900	0,0116	0,1268	1,2724
80000	0,016	0,1692	1,698
108600	0,0247	0,2587	2,7067

Tabel 7.

Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan (V=80 km/jam)

Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
40700	0,0074	0,0753	1,0485
67900	0,0084	0,099	1,4117
80000	0,0104	0,1495	2,0559
108600	0,019	0,2625	3,649

Tabel 8.

Nilai respon dinamis simulasi seperempat kendaraan (V=90 km/jam)

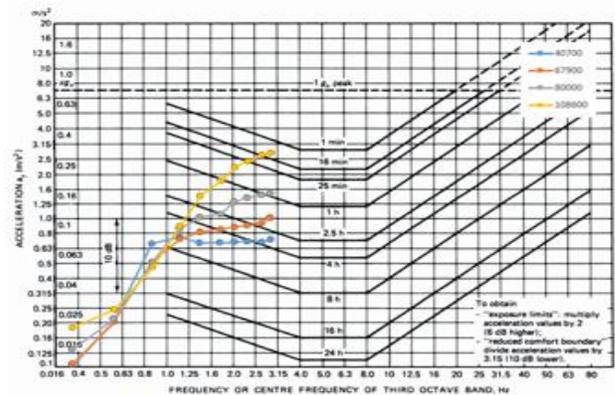
Variasi (Ns/m)	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
40700	0,0064	0,0719	1,0805
67900	0,0072	0,0922	1,4609
80000	0,0092	0,1402	2,2067
108600	0,0161	0,2529	3,8747

B. Perbandingan RMS (Root Mean Square) Percepatan Setiap Variasi Sistem Seperempat Kendaraan

Pada simulasi ini digunakan standar kenyamanan ISO 2631 untuk menganalisis optimalisasi sistem suspensi sekunder dalam ketahanan berkendara akibat eksitasi sinusoidal yang terjadi. Dengan menggunakan standar tersebut dapat diketahui lama ketahanan saat berkendara.

Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan 10 km/jam hingga 100 km/jam dengan kenaikan setiap 10 km/jam. Dari kecepatan tersebut akan diperoleh nilai frekuensi dalam satuan Hz menggunakan persamaan $f = \frac{v}{\lambda}$, dengan mengasumsikan nilai λ (panjang jalan) sebesar 10 m. Setelah itu, nilai RMS percepatan hasil simulasi yang terdapat pada tabel 9, akan diplot pada grafik kenyamanan ISO 2631. Pada gambar 6 dapat diketahui plotting RMS percepatan kendaraan terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan berdasarkan ISO 2631.

Berdasarkan grafik ISO 2631 pada gambar 6, kendaraan dengan variasi konstanta redaman paling kecil, yakni 40700 Ns/m memiliki ketahanan yang paling tinggi pada frekuensi 1,389 Hz hingga 2,778 Hz, atau setara dengan kecepatan 50 km/jam hingga 100 km/jam. Dari analisis ketahanan berkendara, dapat disimpulkan untuk kedua sistem suspensi bahwa semakin bertambahnya kecepatan maka respon ketahanan berkendara semakin menurun. Nilai respon ketahanan kendaraan dapat diketahui pada Tabel 10.



Gambar 6. Grafik ketahanan berkendara berdasarkan ISO 2631.

Tabel 9.

Nilai RMS percepatan dari sistem seperempat kendaraan

Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Percepatan (m/s ²)			
		40700 Ns/m	67900 Ns/m	80000 Ns/m	108600 Ns/m
10	0,278	0,0952	0,1055	0,1383	0,19
20	0,556	0,2174	0,2062	0,2208	0,2498
30	0,833	0,6623	0,5078	0,5045	0,4807
40	1,111	0,7636	0,74	0,8363	0,884
50	1,389	0,6663	0,8042	1,0398	1,4018
60	1,667	0,6402	0,8349	1,1539	1,877
70	1,944	0,6472	0,8724	1,2588	2,2427
80	2,222	0,6736	0,9135	1,3544	2,4608
90	2,5	0,7107	0,9593	1,4569	2,6059
100	2,778	0,7516	1,0004	1,5469	2,6766

Tabel 10.

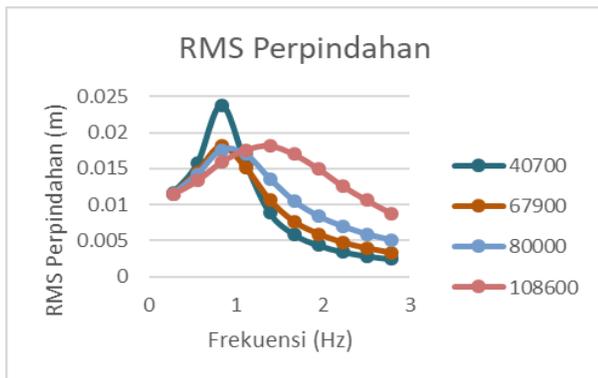
Perbandingan nilai ketahanan berkendara setiap variasi konstanta redaman

Kecepatan (km/jam)	Ketahanan Berkendara			
	40700 Ns/m	67900 Ns/m	80000 Ns/m	108600 Ns/m
10	>24 jam	>24 jam	>24 jam	>24 jam
20	>24 jam	>24 jam	>24 jam	>24 jam
30	8,3 jam	11,5 jam	11,8 jam	12 jam
40	6,5 jam	6,2 jam	5,7 jam	5,6 jam
50	6,5 jam	4,7 jam	4 jam	2,2 jam
60	5,5 jam	4 jam	2,6 jam	1 jam
70	5 jam	3,2 jam	1,8 jam	30 menit
80	4 jam	2,7 jam	1,5 jam	26 menit
90	4 jam	2,5 jam	1 jam	16 menit
100	3,5 jam	2 jam	1 jam	16 menit

C. Perbandingan RMS Perpindahan Setiap Variasi Sistem Suspensi Seperempat Kendaraan

Grafik pada gambar 7 menunjukkan hasil simulasi RMS perpindahan pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan penggunaan variasi konstanta redaman sistem suspensi sekunder dan disimulasikan pada variasi kecepatan kendaraan 10 km/jam hingga 100 km/jam dengan kenaikan setiap 10 km/jam dan dengan mengasumsikan λ (panjang jalan) sebesar 10 m.

Dari grafik pada gambar 7 dan tabel 11 dapat disimpulkan bahwa pada kecepatan 50 km/jam hingga 100 km/jam, kendaraan dengan sistem suspensi dengan konstanta redaman sebesar 40.700 Ns/m memiliki nilai yang cenderung paling baik jika dibandingkan dengan sistem suspensi variasi lainnya karena memiliki nilai RMS perpindahan yang paling rendah.



Gambar 7. Perbandingan RMS perpindahan dari respon kendaraan yang menggunakan sistem seperempat kendaraan.

Tabel 11.

Nilai RMS perpindahan dari sistem seperempat kendaraan

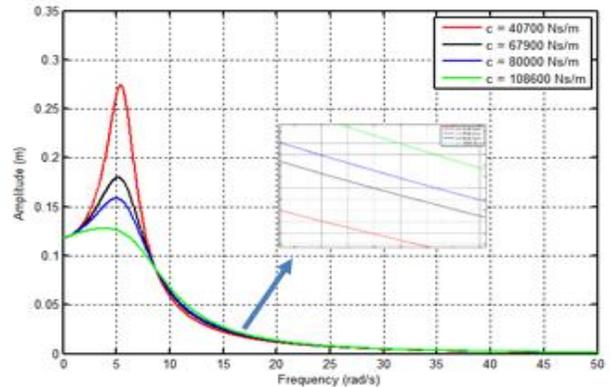
Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	RMS Perpindahan (m/s ²)			
		40700 Ns/m	67900 Ns/m	80000 Ns/m	108600 Ns/m
10	0,278	0,0116	0,0115	0,0115	0,0114
20	0,556	0,0157	0,0145	0,0142	0,0133
30	0,833	0,0238	0,0181	0,0176	0,0159
40	1,111	0,0158	0,0151	0,017	0,0176
50	1,389	0,0089	0,0106	0,0136	0,0182
60	1,667	0,0059	0,0076	0,0105	0,017
70	1,944	0,0044	0,0059	0,0084	0,015
80	2,222	0,0035	0,0047	0,007	0,0126
90	2,5	0,0029	0,0039	0,0059	0,0106
100	2,778	0,0025	0,0033	0,0051	0,0088

D. Bode Diagram

Grafik pada gambar 8 menunjukkan bode diagram dari hasil simulasi pada sistem seperempat kendaraan kereta api dengan penggunaan variasi konstanta redaman suspensi sekunder yang disimulasikan pada variasi frekuensi dengan satuan rad/s dan dengan mengasumsikan λ (panjang jalan) sebesar 10 m.

Pada gambar 8 tersebut, menunjukkan gain dari sistem seperempat kendaraan kereta api dalam bentuk amplitudo dari masing-masing variasi nilai koefisien redaman. Amplitudo tertinggi terjadi pada saat frekuensi natural pertama terjadi yakni sebesar 5,6005 rad/s, dimana dari grafik tersebut terlihat bahwa

nilai koefisien redaman sebesar 108.600 Ns/m merupakan nilai koefisien redaman yang memiliki amplitudo terendah. Namun, kereta api tipe K3 di Indonesia memiliki kecepatan rata-rata 90 km/jam, dimana frekuensi kerjanya yakni sebesar 2,5 Hz atau setara dengan 15,7079 rad/s. Pada frekuensi tersebut, nilai koefisien redaman yang memiliki amplitudo terendah yakni 40.700 Ns/m. Sehingga koefisien redaman sebesar 40.700 Ns/m dipilih sebagai acuan untuk pemilihan diameter *orifice* yang baru.



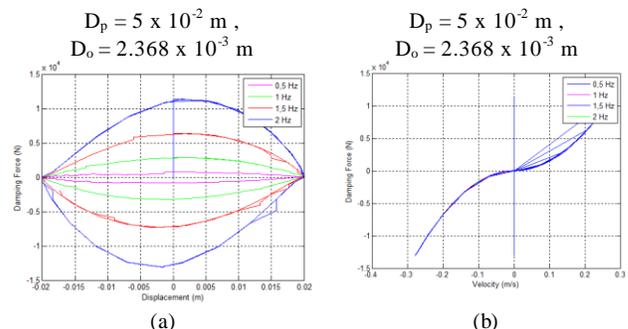
Gambar 8. Bode diagram dari sistem seperempat kendaraan.

E. Respon Dinamis Sistem Suspensi Sekunder

Setelah membahas hasil respon dari simulasi sistem seperempat kendaraan kereta api dan mendapatkan nilai konstanta redam yang paling baik, langkah selanjutnya yakni membahas respon dari simulasi sistem suspensi sekunder untuk mendapatkan diameter *orifice* yang paling sesuai.

Pada gambar 9 dan tabel 12 menunjukkan respon gaya redam ekspansi maupun kompresi terhadap perpindahan dan kecepatan. Berdasarkan grafik dan tabel tersebut, dapat disimpulkan bahwa semakin besar frekuensi maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori pada persamaan $f = \frac{v}{\lambda}$, bahwa frekuensi (f) berbanding lurus dengan kecepatan (v), dan kecepatan (x) juga berbanding lurus dengan gaya redam (Fd), sesuai dengan teori pada persamaan $Fd = cx$. Berdasarkan rumusan gaya redam (Fd), didapatkan nilai koefisien redam yang terdapat pada Tabel 13.

Berdasarkan tabel 13 diameter 2,368 mm sesuai dengan nilai konstanta redaman 40.700 Ns/m. Oleh karena itu, diameter *orifice* tersebut sesuai dengan yang dibutuhkan pada sistem seperempat kendaraan kereta api tipe ekonomi (K3).



Gambar 9. Grafik respon gaya redam pada sistem suspensi (a) perpindahan, (b) kecepatan.

Tabel 12.

Nilai gaya redam maksimum pada masing-masing diameter *orifice* ($D_o = 1-3 \text{ mm}$)

Dia Orifice (D_o)	Gaya Redam							
	0,5 Hz		1 Hz		1,5 Hz		2 Hz	
	Kom	Eks	Kom	Eks	Kom	Eks	Kom	Eks
1	25730	22390	103310	89250	230700	201290	411200	357980
2	1608	1399.5	6457	5578	14410	12581	25700	22374
2.368	818.4	712.15	3285	2838	7337	6402	13080	6401.7
3	317.6	276.44	1275	1102	2848	2485	5077	4419

Tabel 13.

Nilai Konstanta Redaman pada Masing-Masing Diameter Orifice

Diameter Orifice (m)	Konstanta Redaman (Ns/m)
0,001	1.280.800
0,002	80.050
0,002368	40.710
0,003	15.812

IV. KESIMPULAN

- a. Respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan yang dialami oleh kendaraan untuk konstanta redam 40700

Ns/m memiliki nilai yang paling baik jika dibandingkan variasi konstanta redam lainnya pada kecepatan 50 km/jam hingga 100 km/jam.

- b. Berdasarkan grafik kenyamanan ISO 2631 ketahanan kendaraan dengan sistem seperempat kendaraan kereta api dengan variasi nilai koefisien redaman paling kecil memiliki nilai yang terbaik, yakni 40700 Ns/m.
- c. Semakin kecil nilai diameter *orifice* yang digunakan pada sistem suspensi, akan menghasilkan gaya redam yang semakin besar pula.
- d. Diameter *orifice* 2,368 mm merupakan diameter yang sesuai untuk digunakan pada sistem suspensi seperempat kendaraan dengan konstanta redaman sebesar 40700 Ns/m.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. W. Kencono, *Handbook of Energy & Economic Statistics of Indonesia*. Jakarta: Pusdatin ESDM, 2014.