

Perancangan Ulang dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Multiguna Pedesaan Dengan Standar Kenyamanan ISO 2631

Bayu Estu Suprayogi dan I Nyoman Sutantra

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

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

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

Abstrak—Dalam upaya pengembangan kendaraan transportasi, ITS beserta MENRISSTEK mengembangkan produk otomotif mobil multiguna pedesaan. Mobil ini memiliki tiga fungsi utama, yaitu mobil pengangkut barang, mobil penumpang dan mobil toko. Karena mobil ini ditujukan tidak hanya untuk jalan kota namun juga jalan pedesaan, serta mempunyai variasi fungsi yang berbeda, maka sistem suspensi menjadi aspek penting yang memegang peranan kenyamanan dan keamanan pengendara. Karena dirasa suspensi yang sudah ada sekarang memiliki tingkat kenyamanan yang masih buruk, maka dilakukan perancangan ulang. Tahap perancangan dimulai dari mencari nilai kekakuan pegas suspensi dengan beban statis dan dinamis kendaraan, kemudian mencari nilai konstanta redaman suspensi dengan melakukan pemodelan dan simulasi menggunakan bantuan software. Hasil yang didapatkan, nilai kekakuan pegas suspensi depan sebesar 53024,26015 N/m, kekakuan pegas suspensi belakang sebesar 40630,38127 N/m, dengan konstanta redaman suspensi depan sebesar 2675,5 Ns/m, serta suspensi belakang sebesar 2342 Ns/m. Tahap analisa selanjutnya dilakukan untuk membandingkan parameter hasil perancangan ulang dan parameter aktual. Dari analisa kenyamanan menggunakan grafik ISO 2631, didapatkan bahwa tingkat kenyamanan suspensi hasil perancangan ulang pada frekuensi diatas 3,2 Hz lebih baik daripada suspensi aktual, namun pada frekuensi dibawah 3,2 Hz tingkat kenyamanan suspensi aktual lebih baik daripada suspensi perancangan ulang. Sedangkan untuk kemampuan ban menapak, prosentase ban menapak jalan dengan suspensi hasil perancangan ulang akan lebih baik daripada dengan suspensi aktual. Sebagai saran untuk memperbaiki tingkat kenyamanan, dilakukan pemodelan dengan variasi parameter bantalan kursi dengan hasil bahwa tingkat kenyamanan paling baik adalah menggunakan bantalan kursi tipe Jay J2 Deep Contour.

Kata Kunci—Half Car, ISO 2631, Keamanan Kendaraan, Kenyamanan Kendaraan, Sistem Suspensi

I. PENDAHULUAN

TRANSPORTASI merupakan salah satu aspek yang memiliki peran penting dalam kehidupan masyarakat. Dalam hal ini, ITS beserta MENRISTEK mengembangkan produk otomotif mobil multiguna pedesaan dengan tujuan untuk mendukung produktifitas masyarakat pedesaan. Mobil ini merupakan mobil multifungsi dengan model utama berupa mobil pick-up. Fungsi-fungsi tersebut antara lain adalah sebagai mobil pengangkut barang, mobil penumpang, mobil toko dan mobil perontok padi. Fungsi yang bervariasi tersebut ditunjang dengan variasi box pada belakang mobil, dimana

box ini menyesuaikan fungsinya dan dapat dilepas-pasang.

Karena variasi fungsi tersebut, maka mobil multiguna memiliki variasi pembebanan yang berbeda untuk tiap variasi box. Disamping itu, jalan yang akan dilewati oleh mobil ini tidak hanya jalan perkotaan, namun juga jalan pedesaan yang rawan rusak dan bergelombang. Oleh karena itu, sistem suspensi memegang peranan penting dalam menunjang aspek kenyamanan dan keamanan kendaraan.

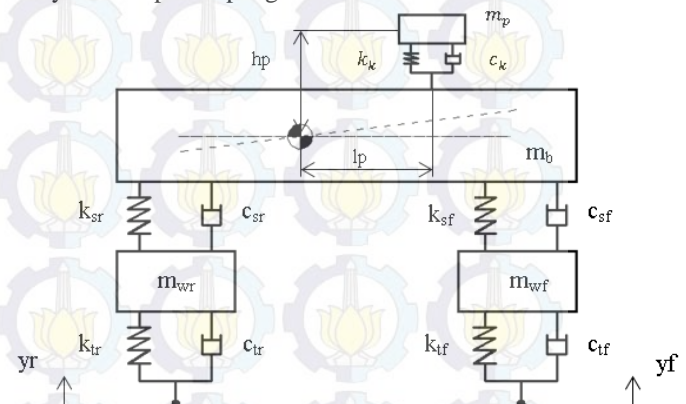
Pada penelitian ini dilakukan perancangan ulang dan analisa sistem suspensi mobil multiguna pedesaan sehingga dapat menjadi saran untuk pengembangan mobil multiguna selanjutnya.

II. URAIAN PENELITIAN

A. Pemodelan Kendaraan

Pemodelan ini digunakan untuk mempermudah analisa getaran yang terjadi pada kendaraan karena menggambarkan interpretasi getaran yang terjadi pada kendaraan tersebut. Pada penelitian ini, pemodelan kendaraan untuk melakukan perancangan ulang suspensi dan analisa hasil perancangan menggunakan model setengah kendaraan (*half car*) seperti pada gambar 1.

Model setengah kendaraan dipilih karena dalam kondisi aktual, momen *pitching* saat mengalami perlambatan dapat berpengaruh pada suspensi depan yang mempengaruhi aspek kenyamanan penumpang dan keamanan kendaraan.



Gambar. 1. Model Setengah Kendaraan

m_p : massa pengemudi
 m_b : massa bodi kendaraan

- m_{wf}, m_{wr} : massa unsprung depan dan belakang
- k_{sf}, k_{sr} : konstanta kekakuan pegas depan dan belakang
- c_{sf}, c_{sr} : konstanta redaman suspensi depan dan belakang
- k_{tf}, k_{tr} : konstanta kekakuan ban depan dan belakang
- c_{tf}, c_{tr} : konstanta redaman ban depan dan belakang
- k_k : konstanta kekakuan bantalan kursi pengemudi
- c_k : konstanta redaman bantalan kursi pengemudi
- y_f, y_r : eksitasi dari profil jalan yang tidak rata pada ban depan dan belakang

B. Konstanta Kekakuan dan Redaman Ban

Pada penelitian ini, untuk mencari kekakuan dan redaman ban digunakan referensi dari perumusan dan hasil pengujian oleh Philips sebagai berikut [2] :

Ban bias : $K_t = 100,0 + 41,6667$ (Tekanan Ban) (1)

Ban radial : $K_t = 430,0 + 27,9167$ (Tekanan Ban) (2)

Tabel 1.
Data redaman ban hasil percobaan Philips

Jenis Ban	Tekanan Ban (psi)	Koefisien Redaman (kN.s/m)
Ban Bias 5.6x13	15	4.59
	20	4.89
	25	4.52
	30	4.09
	35	4.09
Ban Radial 165x13	15	4.45
	20	3.68
	25	3.44
	30	3.43
	35	2.86

C. Konstanta Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Nilai kekakuan dan redaman bantalan kursi sangat tergantung dari tipe bantalan tersebut. Pada penelitian ini, digunakan hasil percobaan Yasmin Garcia-Mendez, BS yang melakukan percobaan untuk berbagai tipe macam bantalan kursi. Hasil percobaan ini dirangkum pada tabel 2.

Tabel 2.
Data parameter kekakuan dan redaman bantalan kursi

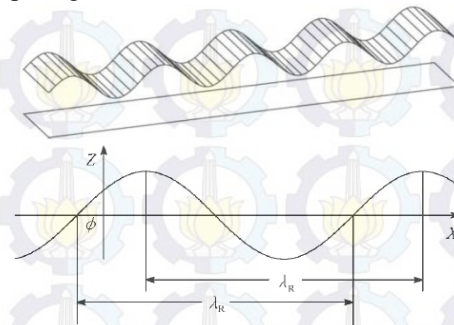
Load (N)	Vector with Vicair		Meridian Wave		ROHO HIGH PROFILE		Jay J2 Deep Contour	
	K	C	K	C	K	C	K	C
300	32,1	318	40,2	301	43,18	389	26,7	365
400	50,3	478	50,5	322	51,74	475	27,9	406
500	59,4	542	57,6	337	64,84	596	28,7	377
600	71,6	665	64,8	372	77,39	688	36,9	508
700	80,9	748	69,7	392	86,47	760	36,1	522
800	95	840	76	397	94,22	834	40	571
Rate of Increase/100 N	12	101	6,97	21	10,63	91	2,82	43

D. Profil Eksitasi Jalan

Getaran pada suspensi dipengaruhi oleh profil permukaan jalan. Profil ini dalam kondisi nyata adalah dalam fungsi acak, namun pada penelitian ini digunakan pendekatan dengan profil sinusoidal dan profil polisi tidur.

Profil sinusoidal berupa gelombang harmonis ditunjukkan

pada gambar 2.



Gambar. 2. Profil Jalan Sinusoidal [10]

Profil sinusoidal tersebut dapat ditulis dalam bentuk fungsi matematis sebagai berikut :

$$Z(t) = Z_0 \sin\left(2\pi \frac{V}{\lambda} t + \phi\right) \tag{3}$$

Z_0 : amplitudo

V : kecepatan kendaraan

λ : panjang gelombang

ϕ : beda fasa

Profil polisi tidur diambil berdasarkan Keputusan Menteri Perhubungan Nomor 3 Tahun 1994 dengan profil standar seperti ditunjukkan pada gambar 3.

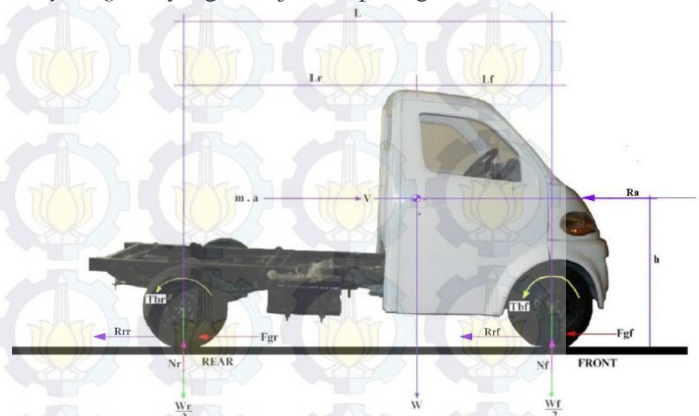


Gambar. 3. Profil Polisi Tidur [12]

E. Beban Dinamis saat Kendaraan Bergerak Lurus Mengalami Perlambatan Maksimum

Dalam perancangan ulang sistem suspensi mobil multiguna ini, beban dinamis yang diperhitungkan adalah saat kendaraan mengalami perlambatan maksimum, karena pada kondisi ini terjadi momen *pitching* sehingga gaya pada roda depan menjadi sangat besar yang nantinya tersalurkan ke suspensi depan kendaraan.

Untuk menghitung gaya-gaya yang bekerja, dibuat *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 4.



Gambar. 4. Free Body Diagram Mobil Multiguna Bergerak Lurus Mengalami Perlambatan Maksimum

Dari *free body diagram* pada gambar 4, dapat ditulis persamaan momen pada roda depan dan belakang serta

persamaan gaya arah longitudinal kendaraan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \sum M_{roda\ belakang} &= 0 \\ W_f L + m a h &= W L_r + R_a h \\ W_f &= \frac{1}{L} \left[W L_r + h \left(\frac{W}{g} a - R_a \right) \right] \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{roda\ depan} &= 0 \\ W_r L + m a h &= W L_f + R_a h \\ W_r &= \frac{1}{L} \left[W L_f + h \left(R_a - \frac{W}{g} a \right) \right] \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m a \\ -R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr} - R_a &= -m a \end{aligned} \quad (6)$$

Persamaan diatas dapat ditulis dalam bentuk lain sebagai berikut :

$$R_a - \frac{W}{g} a = -R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr} \quad (7)$$

$$-\left(\frac{W}{g} a - R_a \right) = -R_{rr} - R_{rf} - F_{gf} - F_{gr} \quad (8)$$

$$\frac{W}{g} a - R_a = R_{rr} + R_{rf} + F_{gf} + F_{gr} \quad (9)$$

Dengan melakukan substitusi persamaan diatas dengan persamaan momen pada roda depan dan belakang didapatkan persamaan beban dinamis pada roda depan dan belakang sebagai berikut :

$$W_r = \frac{1}{L} \left[W L_f + h(-R_r - F_g) \right] \quad (10)$$

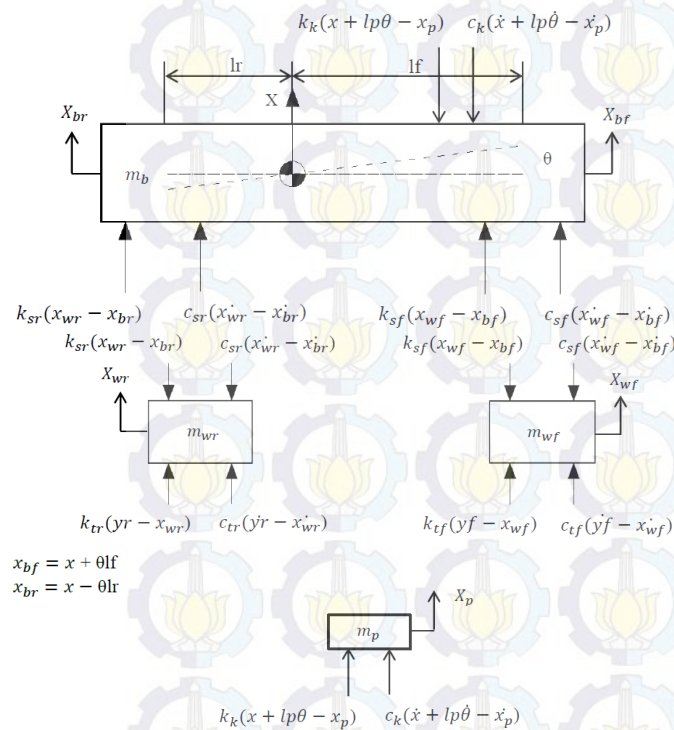
$$W_r = \frac{W}{L} \left[L_f + h(-f_r - \mu) \right] \quad (10)$$

$$W_f = \frac{1}{L} \left[W L_r + h(R_r + F_g) \right] \quad (11)$$

$$W_f = \frac{W}{L} \left[L_r + h(f_r + \mu) \right] \quad (11)$$

III. PERANCANGAN DAN SIMULASI

A. Penurunan Persamaan Gerak



Gambar 5. Free Body Diagram Model Setengah Kendaraan

Dari free body diagram pada gambar 5, dapat ditulis persamaan gerak untuk massa *unsprung* depan, *unsprung*

belakang, bodi kendaraan serta pengemudi sebagai berikut :

Persamaan gerak massa *unsprung* depan :

$$\begin{aligned} \sum F - m_{wf} \ddot{x}_{wf} &= 0 \\ m_{wf} \ddot{x}_{wf} + (c_{tf} + c_{sf}) \dot{x}_{wf} - c_{tf} \dot{y}_f - c_{sf} \dot{x} - c_{sf} \theta l_f + \\ (k_{tf} + k_{sf}) x_{wf} - k_{tf} y_f - k_{sf} x - k_{sf} \theta l_f &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Persamaan gerak massa *unsprung* belakang :

$$\begin{aligned} \sum F - m_{wr} \ddot{x}_{wr} &= 0 \\ m_{wr} \ddot{x}_{wr} + (c_{tr} + c_{sr}) \dot{x}_{wr} - c_{tr} \dot{y}_r - c_{sr} \dot{x} + c_{sr} \theta l_r + \\ (k_{tr} + k_{sr}) x_{wr} - k_{tr} y_r - k_{sr} x + k_{sr} \theta l_r &= 0 \end{aligned} \quad (13)$$

Persamaan gerak massa bodi kendaraan :

$$\begin{aligned} \sum F - m_b \ddot{x} &= 0 \\ m_b \ddot{x} + (c_{sr} + c_{sf}) \dot{x} + (c_{sf} l_f - c_{sr} l_r) \dot{\theta} - c_{sr} \dot{x}_{wr} - \\ c_{sf} \dot{x}_{wf} + (k_{sr} + k_{sf}) x + (k_{sf} l_f - k_{sr} l_r) \theta - k_{sr} x_{wr} - \\ k_{sf} x_{wf} + k_k x + k_k l_p \theta - k_k x_p + c_k \dot{x} + c_k l_p \dot{\theta} - \\ c_k \dot{x}_p &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \sum M - I_b \ddot{\theta} &= 0 \\ I_b \ddot{\theta} + (-c_{sr} l_r + c_{sf} l_f) \dot{x} + (c_{sr} l_r^2 + c_{sf} l_f^2) \dot{\theta} + \\ c_{sr} l_r \dot{x}_{wr} - c_{sf} l_f \dot{x}_{wf} + (-k_{sr} l_r + k_{sf} l_f) x + (k_{sr} l_r^2 + \\ k_{sf} l_f^2) \theta + k_{sr} l_r x_{wr} - k_{sf} l_f x_{wf} + k_k l_p x + k_k l_p^2 \theta - \\ k_k l_p x_p + c_k l_p \dot{x} + c_k l_p^2 \dot{\theta} - c_k l_p \dot{x}_p &= 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Persamaan gerak massa pengemudi :

$$\begin{aligned} \sum F - m_p \ddot{x}_p &= 0 \\ -m_p \ddot{x}_p + k_k (x + l_p \theta - x_p) + c_k (\dot{x} + l_p \dot{\theta} - \dot{x}_p) &= 0 \end{aligned} \quad (16)$$

B. Penyusunan Matriks State Space

Dalam simulasi untuk mendapatkan respon kendaraan, digunakan metode *state space* dengan perumusan sebagai berikut :

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t) \quad (17)$$

$$Y(t) = C(t)X(t) + D(t)U(t) \quad (18)$$

X(t) adalah *state vector*, Y(t) adalah *output vector*, U(t) adalah *input vector*, A(t) adalah *state space matrix*, B(t) adalah *input matrix*, C(t) adalah *output matrix*, D(t) adalah *direct transmission matrix* dengan penyusunan variabel-variabel *state* sebagai berikut :

$$X(t) = \begin{bmatrix} x_{wf} \\ \dot{x}_{wf} \\ x_{wr} \\ \dot{x}_{wr} \\ x \\ \dot{x} \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ x_p \\ \dot{x}_p \end{bmatrix} \quad Y(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_{wf} \\ \ddot{x}_{wr} \\ \ddot{x}_p \\ x \\ \theta \\ x_{wf} \\ x_{wr} \\ x_p \\ \theta \end{bmatrix} \quad U(t) = \begin{bmatrix} \dot{y}_f \\ y_f \\ \dot{y}_r \\ y_r \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & a_{25} & a_{26} & a_{27} & a_{28} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} & a_{47} & a_{48} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} & a_{67} & a_{68} & a_{69} & a_{70} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ a_{81} & a_{82} & a_{83} & a_{84} & a_{85} & a_{86} & a_{87} & a_{88} & a_{89} & a_{90} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{105} & a_{106} & a_{107} & a_{109} & a_{109} & a_{110} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{ctf}{mwf} & \frac{kif}{mwf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{ctr}{mwr} & \frac{ktr}{mwr} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} & a_{67} & a_{68} & a_{69} & a_{70} \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & a_{25} & a_{26} & a_{27} & a_{28} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} & a_{47} & a_{48} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{105} & a_{106} & a_{107} & a_{108} & a_{109} & a_{110} \\ a_{81} & a_{82} & a_{83} & a_{84} & a_{85} & a_{86} & a_{87} & a_{88} & a_{89} & a_{90} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{ctf}{mwf} & \frac{kif}{mwf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{ctr}{mwr} & \frac{ktr}{mwr} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Nilai konstanta pada matriks A dan C adalah sebagai berikut :

$$a_{21} = \frac{-(Ktf+Ksf)}{mwf} ; a_{22} = \frac{-(Ctf+Csf)}{mwf} ; a_{25} = \frac{Ksf}{mwf}$$

$$a_{26} = \frac{Csf}{mwf} ; a_{27} = \frac{Ksf Lf}{mwf} ; a_{28} = \frac{Csf Lf}{mwf}$$

$$a_{43} = \frac{-(Ktr+Ksr)}{mwr} ; a_{44} = \frac{-(Ctr+Csr)}{mwr} ; a_{45} = \frac{Ksr}{mwr}$$

$$a_{46} = \frac{Csr}{mwr} ; a_{47} = \frac{-Ksr Lr}{mwr} ; a_{48} = \frac{-Csr Lr}{mwr}$$

$$a_{61} = \frac{Ksf}{mb} ; a_{62} = \frac{Csf}{mb} ; a_{63} = \frac{Ksr}{mb}$$

$$a_{64} = \frac{Csr}{mb} ; a_{65} = \frac{-(Ksr+Ksf+Kk)}{mb}$$

$$a_{66} = \frac{mb}{-(Csr+Csf+Kk)}$$

$$a_{67} = \frac{-(Ksf Lf - Ksr Lr + Kk Lp)}{mb} ; a_{68} = \frac{-(Csf Lf - Csr Lr + Ck Lp)}{mb}$$

$$a_{69} = \frac{Kk}{mb} ; a_{70} = \frac{Ck}{mb} ; a_{81} = \frac{Ksf Lf}{Ib}$$

$$a_{82} = \frac{Csf Lf}{Ib} ; a_{83} = \frac{-Ksr Lr}{Ib} ; a_{84} = \frac{-Csr Lr}{Ib}$$

$$a_{85} = \frac{-(-Ksr Lr + Ksf Lf + Kk Lp)}{Ib} ; a_{86} = \frac{-(-Csr Lr + Csf Lf + Ck Lp)}{Ib}$$

$$a_{87} = \frac{-(-Ksr Lr^2 + Ksf Lf^2 + Kk Lp^2)}{Ib} ; a_{88} = \frac{-(-Csr Lr^2 + Csf Lf^2 + Ck Lp^2)}{Ib}$$

$$a_{89} = \frac{Kk Lp}{Ib} ; a_{90} = \frac{Ck Lp}{Ib} ; a_{105} = \frac{Kk}{mp}$$

$$a_{106} = \frac{Ck}{mp} ; a_{107} = \frac{Kk Lp}{mp} ; a_{108} = \frac{Ck Lp}{mp}$$

$$a_{109} = \frac{-Kk}{mp} ; a_{110} = \frac{-Ck}{mp}$$

C. Hasil Perancangan

Hasil perhitungan beban statis dan dinamis untuk perancangan pegas ditunjukkan pada tabel 3.

Tabel 3. Hasil perhitungan beban statis dan dinamis

	Mobil Pengangkut Barang	Mobil Penumpang	Mobil Toko
Lf (m)	1,56030303	1,56030303	1,56030303
Lr (m)	1,02969697	1,02969697	1,02969697
L (m)	2,59	2,59	2,59
h (m)	0,579278788	0,803836364	0,803836364
Berat Maksimal (N)	16186,5	16186,5	16186,5
Wf statis untuk satu roda depan (N)	3217,604247	3217,604247	3217,604247
Wr statis untuk satu roda belakang (N)	4875,645753	4875,645753	4875,645753
fr (rata-rata pada kendaraan penumpang, jalan aspal)	0,08	0,08	0,08
μ (rata-rata untuk roda lock pada aspal kering)	0,75	0,75	0,75

Dari beban statis dan dinamis tersebut, dapat dihitung nilai kekakuan pegas suspensi berdasarkan beban statis atau dinamis maksimal dan defleksi maksimal suspensi.

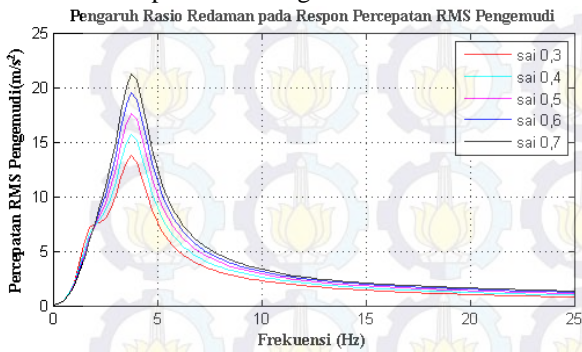
Tabel 4. Hasil perhitungan konstanta kekakuan pegas suspensi

Perhitungan Kekakuan Pegas Suspensi	
Defleksi max.suspensi depan (m)	0,1
Defleksi max.suspensi belakang (m)	0,12
Wf max (N)	5302,426015
Wr max (N)	4875,645753
Ksf (N/m)	53024,26015
Ksr (N/m)	40630,38127

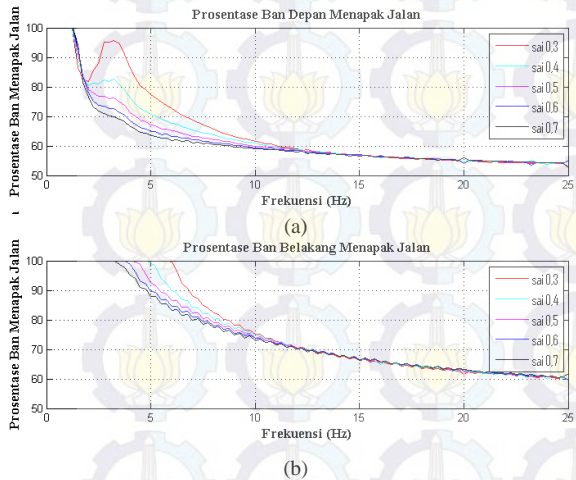
Untuk mencari nilai konstanta redaman suspensi, dilakukan simulasi dengan input berupa jalan sinusoidal dan output berupa rms percepatan pengemudi dan kemampuan ban menapak jalan. Hasil simulasi ini dapat dilihat pada gambar 6 dan 7.

Dari gambar 6, dapat dilihat bahwa tingkat kenyamanan paling bagus yang ditunjukkan dengan nilai percepatan pengemudi terendah ada pada rasio redaman 0,3. Untuk kemampuan ban menapak pada gambar 7, prosentase ban depan dan belakang menapak jalan juga ada pada rasio redaman 0,3. Sehingga, rasio redaman yang dipilih adalah 0,3 dengan nilai redaman suspensi depan sebesar 2675,5 Ns/m dan

nilai redaman suspensi belakang sebesar 2342 Ns/m.



Gambar. 6. Respon RMS Percepatan Pengemudi untuk Beberapa Variasi Rasio Redaman Suspensi

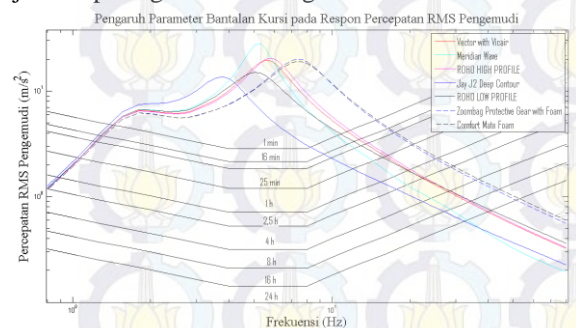


Gambar. 7. Respon Prosentase Ban Menapak Jalan untuk Beberapa Variasi Rasio Redaman Suspensi

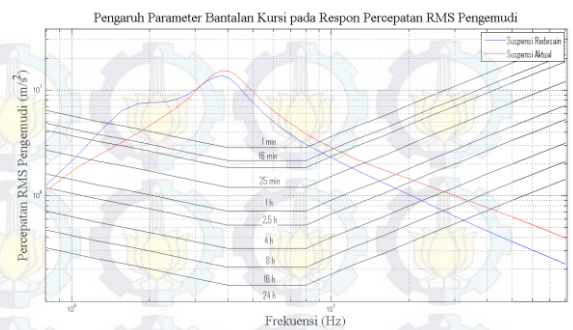
D. Analisa Respon Hasil Perancangan dan Parameter Aktual

Pada analisa respon sistem suspensi, dilakukan simulasi dengan variasi parameter bantalan kursi hasil percobaan *Yasmin Garcia Mendez* untuk mencari tipe bantalan kursi yang mampu memberikan tingkat kenyamanan paling bagus bagi pengemudi. Hasil simulasi ini ditunjukkan pada gambar 8. Dari hasil tersebut, didapatkan bahwa tingkat kenyamanan yang paling bagus adalah dengan tipe bantalan *Jay J2 Deep Contour*.

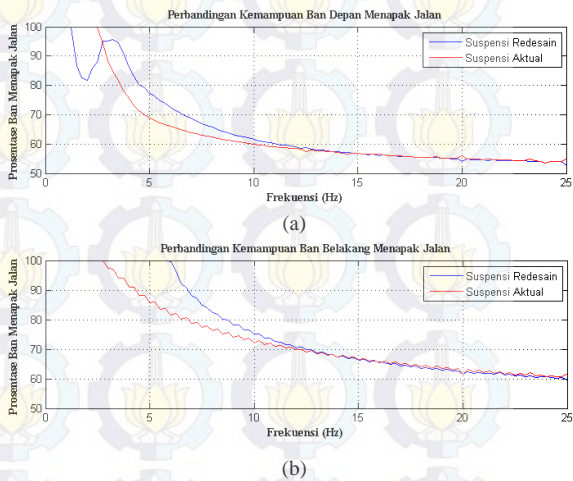
Analisa selanjutnya adalah dengan membandingkan tingkat kenyamanan dan prosentase ban menapak jalan untuk parameter hasil perancangan dan parameter aktual, seperti ditunjukkan pada gambar 9 dan gambar 10.



Gambar. 8. Pengaruh Tipe Bantalan Kursi pada Tingkat Kenyamanan Pengemudi



Gambar. 9. Respon Perbandingan Percepatan RMS Pengemudi Antara Parameter Suspensi Aktual dan Perancangan Ulang



Gambar. 10. Respon Perbandingan Prosentase ban Menapak Jalan Antara Parameter Suspensi Aktual dan Perancangan Ulang

Dari gambar 9, didapatkan bahwa tingkat kenyamanan suspensi hasil perancangan ulang pada frekuensi diatas 3,2 Hz lebih baik daripada suspensi aktual, namun pada frekuensi dibawah 3,2 Hz tingkat kenyamanan suspensi aktual lebih baik daripada suspensi perancangan ulang. Sedangkan pada gambar 10, prosentase ban menapak jalan dengan suspensi hasil perancangan ulang akan lebih baik daripada dengan suspensi aktual.

IV. KESIMPULAN/RINGKASAN

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa terhadap respon dinamis mobil multiguna dengan model setengah kendaraan, dapat disimpulkan bahwa :

1. Perancangan ulang mobil multiguna pedesaan menghasilkan kekakuan pegas depan (K_{sf}) = 53024,26 N/m, konstanta redaman suspensi depan (C_{sf}) = 2675,5 Ns/m, kekakuan pegas belakang (K_{sr}) = 40630,38 N/m, dan konstanta redaman suspensi belakang (C_{sr}) = 2342 Ns/m.
2. Analisa kenyamanan dengan membandingkan tipe bantalan kursi didapatkan bahwa tingkat kenyamanan paling baik adalah dengan menggunakan tipe *Jay J2 Deep Contour*.
3. Analisa perbandingan respon kendaraan antara suspensi hasil perancangan ulang dan suspensi aktual menunjukkan bahwa suspensi hasil perancangan ulang mampu memberikan kenyamanan lebih baik dari

suspensi aktual, serta memiliki kemampuan ban menapak yang lebih baik dari suspensi aktual.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] *Sutantra, I.Nyoman*, Teknologi Otomotif, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2010.
- [2] *S.Rao, Singiresu*, Mechanical Vibration, Prentice Hall PTR, Singapore, 2004.
- [3] *G.Rill, George*, Vehycle Dynamics, University of Applied Sciences, October, 2006.
- [4] *Chi Hung, Nguyen*, Studies on Design of Passive Suspension System for Railway Vehycle, Phd Thesis, Kyoto Institute of Technology, Kyoto, 2008.
- [5] *Khurmi, R.S ., J.K Gupta*, A Textbook of Machine Design, Eurasia Publishing House (PVT.) LTD., New Delhi, 2005.
- [6] *Kim, Hyung Min dkk*, Analytical Target Cascading in Automotive Vehycle Design, Journal of Mechanical Design, University of Michigan, Michigan, 2013.
- [7] *Zessar, Faldy*, Desain dan Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2013
- [8] *Huda, Amirul*, Analisa Sistem Suspensi Kendaraan Multiguna Pedesaan (GEA), Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2012
- [9] *Pramono, Agus Sigit*, Rancang Bangun Kendaraan Multiguna Pedesaan, Laporan Kemajuan 2 Tahap Ke-3 Insentif Riset SINas, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2014
- [10] *Dixon, John C.*, Suspension Geometry and Computation, John Wiley and Sons, Ltd, Publication, United Kingdom, 2009
- [11] *Savaresi, Sergio M. dkk*, Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles, Elsevier Ltd, United Kingdom, 2010
- [12] Keputusan Menteri Perhubungan Nomor 3 Tahun 1994