

ANALISIS PENGARUH KOEFISIEN *DAMPER* DAN KONSTANTA PEGAS PADA SUSPENSI TERHADAP *RIDE* DAN *HANDLING* DENGAN METODE PENGUJIAN *STEP STEER TEST* DAN *DOUBLE LANE CHANGE TEST*

Vinsensius Farel¹, Toni Prahasto², Joga Dharma Setiawan²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

*E-mail: vinsensiusfarel132@gmail.com

Abstrak

Penggunaan kendaraan semakin meningkat karena mampu meningkatkan efektivitas manusia saat berpergian, sehingga aspek kenyamanan dan handling menjadi fokus utama. Kenyamanan mengacu pada kemampuan sistem suspensi yang mampu meredam getaran ketika melewati permukaan jalan yang tidak rata, sementara *handling* berfungsi untuk mempertahankan kestabilan saat melakukan manuver. Tujuan penelitian ini untuk mengetahui pengaruh konstanta pegas dan koefisien *damper* pada kendaraan dengan penggerak *front-wheel drive* (FWD) dan *all-wheel drive* (AWD) terhadap *ride* dan *handling* saat melakukan *double lane change test* dan *step steer test*. Mendapatkan hasil analisis variasi koefisien damper suspensi kendaraan FWD dan AWD terhadap *ride* dan *handling* kendaraan. Analisis ini menggunakan *software* Altair MotionView 2022 dengan metode *multi-body dynamics*. Parameter data yang digunakan meliputi berat kendaraan, jenis suspensi, tinggi pusat gravitasi, spesifikasi roda, koefisien damper, dan konstanta pegas. Variasi simulasi tiga kondisi: mengurangi, menggunakan referensi model, dan meningkatkan nilai koefisien damper serta konstanta pegas. Pengujian dinamika kendaraan dilakukan menggunakan standar ISO *step steer test* dan *double lane change test*. Karakteristik kenyamanan dan handling kendaraan dapat ditentukan melalui parameter *steering wheel angle*, *lateral acceleration*, *yaw rate*, *roll angle*, *vehicle sideslip angle*. Hasil dari penelitian ini menentukan *ride* dan *handling* pada kendaraan FWD nilai konstanta pegas depan dan belakang 26,2 N/mm, 27,51 N/mm dan nilai koefisien *damper* suspensi depan dan belakang 5,60 dan 5,74. Pada kendaraan AWD nilai konstanta pegas pada suspensi depan dan belakang masing-masing 31,44 N/mm dan 26,2 N/mm dan koefisien *damper* masing-masing 6,14 dan 5,60 yang mana merupakan nilai konstanta pegas dan koefisien *damper* yang paling tinggi cenderung lebih stabil dan kendaraan memiliki karakteristik *understeer* saat melakukan pengujian *step steep test* dan *double lane change* berdasarkan parameter pengujian dinamika kendaraan.

Kata kunci: coefficient damper; handling; mitsubishi galant; ride; spring constant

Abstract

The use of vehicles is increasing because it can increase human effectiveness when traveling, so the aspects of comfort and handling are the main focus. Comfort refers to the ability of the suspension system to dampen vibrations when passing through uneven road surfaces, while handling serves to maintain stability when maneuvering. The purpose of this study is to determine the effect of spring constants and damper coefficients on vehicles with front-wheel drive (FWD) and all-wheel drive (AWD) on ride and handling when performing double lane change tests and step steer tests. Get the results of the analysis of variations in the damper coefficient of FWD and AWD vehicle suspensions on vehicle ride and handling. This analysis uses Altair MotionView 2022 software with multi-body dynamics method. The data parameters used include vehicle weight, suspension type, center of gravity height, wheel specifications, damper coefficient, and spring constant. Three conditions were simulated: reducing, using the reference model, and increasing the damper coefficient and spring constant values. Vehicle dynamics testing was conducted using the ISO standard step steer test and double lane change test. The comfort and handling characteristics of the vehicle can be determined through the parameters of steering wheel angle, lateral acceleration, yaw rate, roll angle, vehicle sideslip angle. The results of this study determine the ride and handling on FWD vehicles front and rear spring constant values of 26.2 N/mm, 27.51 N/mm and front and rear suspension damper coefficient values of 5.60 and 5.74. In AWD vehicles the spring constant values in the front and rear suspensions are 31.44 N/mm and 26.2 N/mm respectively and the damper coefficients are 6.14 and 5.60 respectively which are the highest spring constant and damper coefficient values tend to be more stable when testing step steep tests and double lane changes based on vehicle dynamics testing parameters.

Keywords: coefficient damper; handling; mitsubishi galant; ride; spring constant

1. Pendahuluan

Dinamika kenyamanan dan kestabilan kendaraan yang menjadi satu faktor terpenting pada kendaraan saat ini. Kenyamanan atau *ride* pada kendaraan harus mampu memberikan kenyamanan berkendara. Sedangkan kestabilan atau *handling* yang menentukan kemampuan kendaraan untuk tetap stabil saat melakukan manuver[1]. Pada sistem suspensi, tujuan utamanya adalah mengisolasi kendaraan dari getaran yang dihasilkan dari lintasan ke roda kendaraan saat berkendara, selain itu mengontrol gaya yang dihasilkan oleh roda kendaraan agar tetap memberikan kestabilan. Parameter pada suspensi yang mempengaruhi *ride* dan *handling* merupakan konstanta pegas dan koefisien *damper* [2]. Koefisien *damper* dan konstanta pegas mampu meningkatkan isolasi getaran dari sistem suspensi [3].

Karakteristik *handling* kendaraan dipengaruhi oleh gaya pada roda bagian depan dan belakang. Momen kendaraan terhadap sumbu vertikal merupakan parameter utama karena gaya traksi dihasilkan oleh roda dan kemampuan untuk menghasilkan gaya *cornering* dapat dikurangi, khususnya pada batas percepatan lateral kendaraan. Hal ini membuat kendaraan cenderung mengalami *oversteer* atau *understeer* pada kendaraan dengan penggerak *front wheel drive*. [4]. Kendaraan dengan penggerak *all-wheel drive* memiliki sistem untuk meningkatkan gaya traksi ketika salah satu roda memiliki traksi yang rendah dan dapat meningkatkan *handling*, *stability*, dan *safety* [5]. Dalam proses perancangan dinamika kendaraan, terdapat parameter yang menentukan dinamika kendaraan tersebut, seperti *lateral acceleration*, *yaw rate*, *roll angle*, dan *tire sideslip angle* [6].

Penelitian ini bertujuan untuk menjelaskan *ride* dan *handling* dari pengaruh variasi nilai *damper* dan konstanta pegas terhadap kendaraan berpengerak *front wheel drive* dan *all-wheel drive* dengan memanfaatkan lintasan yang sesuai dengan standar yang ada. Dalam penelitian ini juga, pengaruh karakter suspensi dan penggerak dari kendaraan referensi akan dilakukan evaluasi. Permodelan dan analisis sistem suspensi kendaraan menggunakan *software Motion view Altair 2022*.

2. Metode Penelitian

2.1 Referensi Kendaraan

Referensi model kendaraan pada penelitian ini referensinya adalah Mitsubishi Galant *all-wheel drive* dan *front wheel drive* tahun 1992. Terdapat perbedaan spesifikasi kendaraan antara Mitsubishi Galant dengan penggerak *all-wheel drive* dan *Front wheel drive* dapat dilihat pada Tabel 1 dan Tabel 2 sebagai berikut:



Gambar 1. Mitsubishi Galant tahun 1992

Tabel 1 Spesifikasi Mitsubishi Galant tahun 1992

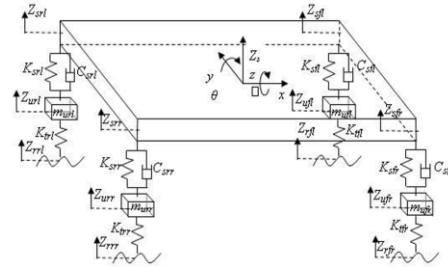
Parameter	all-wheel drive	front wheel drive
Titik pusat gravitasi	943,687 mm	983 mm
Massa total (W)	1405 kg	1230 kg
Massa kendaraan pada bagian depan (wf)	709,806 kg	651,162 kg
Massa kendaraan pada bagian belakang (wr)	695,053 kg	578,715 kg
Massa bersih kendaraan (un-sprung mass)	1840,4 kg	1167,6 kg
Tipe suspensi depan	Mcpherson strut	Mcpherson strut
Tipe suspensi belakang	Linked solid axle	Mcpherson strut
Tipe Ban	195 / 65 R14	185 / 70 R14
Jenis Ban	Radial	Radial
Diameter rims	14 in	14 in
Lebar Ban	195 mm	185 mm
Massa Ban	14,9 kg	15,6 kg

2.2 Permodelan Kendaraan

Permodelan kendaraan diasumsikan titik berat bodi kendaraan terletak pada titik pusat massa, yaitu massa *sprung* dari kendaraan. Titik ini menjadi acuan dalam perhitungan gerak dan rotasi pada kendaraan. Massa yang digunakan pada permodelan ini menggunakan *curb mass*. Sistem suspensi kendaraan antara massa *sprung* dan massa *un-sprung* dimodelkan sebagai pasif *viscous dampers* dan pegas. Kendaraan menggunakan 14 derajat kebebasan, yang terdiri dari 7 derajat kebebasan dari *ride dynamics* dan 7 derajat kebebasan *handling dynamics* [7].

2.2.1 Ride Dynamics

Massa *sprung* dan *un-sprung* permodelan kendaraan dengan 7 derajat kebebasan kendaraan terdiri dari satu bodi kendaraan (massa *sprung*) yang terhubung ke empat roda (massa *unsprung*) melalui pegas dan peredam di setiap sudut. Massa *sprung* dari kendaraan dapat melakukan tiga gerak linier searah sumbu-x,y, dan z. Bodi kendaraan itu sendiri dapat bergerak dalam tiga gerak rotasi, seperti gerakan *yaw*, *roll*, dan *pitch*



Gambar 2. 7 DOF vehicle ride model

Gaya pada massa *sprung* kendaraan dipengaruhi oleh gaya pada setiap roda. Perumusan ini menggunakan Hukum Newton II, dimana massa *sprung* (m_s) kendaraan dianggap konstan. Gaya akan dihasilkan ketika kendaraan memiliki percepatan vertikal ($\ddot{Z}_s$). Gaya yang dihasilkan dari setiap roda akan dijabarkan pada persamaan (2). Adapun penjumlahan dari gaya vertikal dari massa *sprung* kendaraan dijabarkan pada rumus (1).

$$\Sigma F_v = m_s \ddot{Z}_s$$

$$F_{fl} + F_{fr} + F_{rl} + F_{rr} = m_s \ddot{Z}_s \quad (1)$$

Gaya pada massa suspensi pada setiap roda dijumlahkan sebagai gaya yang dihasilkan dari komponen suspensi yang berarti gaya pegas dan gaya *dampers* yang mempengaruhi gaya vertikal dari massa *sprung* kendaraan. Penjumlahan gaya pegas dan gaya *dampers* pada roda depan kiri dirumuskan pada persamaan

$$F_{fl} = K_{sfl}(Z_{ufl} - Z_{sfl}) + C_{sfl}(\dot{Z}_{ufl} - \dot{Z}_{sfl}) \quad (2)$$

Posisi massa *sprung* kendaraan pada roda depan kiri dalam kondisi *bounce*, *pitch*, dan *roll* dapat dirumuskan pada persamaan (3)

$$Z_{sfl} = Z_s - a \sin \theta + 0.5w \sin \phi \quad (3)$$

Karena perhitungan menggunakan persamaan gerak linier, maka sudut dari *pitch* dan *roll* diasumsikan kecil untuk memudahkan perhitungan maka dapat dirumuskan menjadi persamaan (4) [8]

$$Z_{sfl} = Z_s - a\theta + 0.5w\theta \quad (4)$$

Dengan substitusi persamaan (4) bersama penurunannya (kecepatan massa *sprung* pada setiap roda) kedalam persamaan (2) akan dihasilkan suatu persamaan yang kemudian disubstitusikan kedalam persamaan (1) sehingga penjabaran dari gaya vertikal massa *sprung* dan massa *unsprung* dapat dirumuskan pada persamaan (5).

$$m_s \ddot{Z}_s = -2(K_{sf} + K_{sr})Z_s - 2(C_{sf} + C_{sr})\dot{Z}_s + 2(aK_{sf} - bC_{sr})\theta + 2(aC_{sf} - bC_{sr})\dot{\theta} + K_{sfl}Z_{ufl} + C_{sfl}\dot{Z}_{ufl} + K_{sfr}Z_{ufr} + C_{sfr}\dot{Z}_{ufr} + K_{srl}Z_{url} + C_{srl}\dot{Z}_{url} + K_{srr}Z_{urr} + C_{srr}\dot{Z}_{urr} \quad (5)$$

Persamaan momen kesetimbangan didapatkan untuk gerak *pitch* (θ) yang akan dijabarkan pada persamaan (6)

$$I_{yy}\ddot{\theta} = 2(aK_{sf} - bK_{sr})Z_s + 2(aC_{sf} - bC_{sr})\dot{Z}_s - 2(a^2K_{sf} + b^2K_{sr})\theta - 2(a^2C_{sf} + b^2C_{sr})\dot{\theta} + aK_{sfl}Z_{ufl} - aC_{sfl}\dot{Z}_{ufl} - aK_{sfr}Z_{ufr} - aC_{sfr}\dot{Z}_{ufr} + bK_{srl}Z_{url} + bC_{srl}\dot{Z}_{url} + bK_{srr}Z_{urr} + bC_{srr}\dot{Z}_{urr} \quad (6)$$

Persamaan momen kesetimbangan untuk gerak *roll* (ϕ) akan dijabarkan pada persamaan (7)

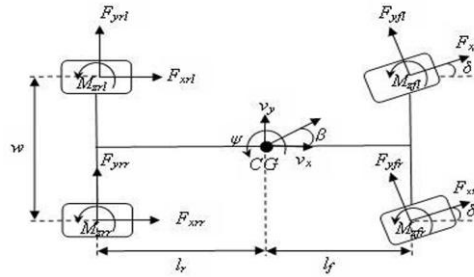
$$I_{xx}\ddot{\phi} = -0.5w^2(K_{sf} + K_{sr})\phi - 0.5w^2(C_{sf} + C_{sr})\dot{\phi} + 0.5wK_{sfl}Z_{ufl} + 0.5wC_{sfl}\dot{Z}_{ufl} - 0.5wK_{sfr}Z_{ufr} - 0.5wC_{sfr}\dot{Z}_{ufr} + 0.5wK_{srl}Z_{url} + 0.5wC_{srl}\dot{Z}_{url} - 0.5wK_{srr}Z_{urr} - 0.5wC_{srr}\dot{Z}_{urr} \quad (7)$$

Gaya kesetimbangan pada setiap roda, dapat dirumuskan pada persamaan (8) sebagai berikut

$$m_u \ddot{Z}_{ufl} = K_{sfl}Z_s + C_{sfl}\dot{Z}_s - aK_{sfl}\theta - aC_{sfl}\dot{\theta} + 0.5wK_{sfl}\phi + 0.5wC_{sfl}\dot{\phi} - K_{sfl}Z_{ufl} - C_{sfl}\dot{Z}_{ufl} \quad (8)$$

2.2.2 Handling Dynamics

Handling model pada penelitian ini terdiri dari 7 derajat kebebasan yang dijelaskan pada Gambar 3 dibawah ini. Tiga derajat kebebasan yang terdiri dari gerak terhadap arah lateral, longitudinal, dan tangensial. Satu derajat kebebasan gerak rotasi dari setiap roda. Pada permodelan *handling* kendaraan, diasumsikan kendaraan bergerak pada lintasan yang datar. Gerak terhadap bidang horizontal terdapat percepatan longitudinal dan lateral yang dapat dituliskan (a_x) dan (a_y). Kecepatan pada arah longitudinal dan lateral dapat dituliskan (v_x) dan (v_y).



Gambar 3. 7 DOF vehicle handling model

Percepatan arah longitudinal (a_x) yang berada pada titik pusat kendaraan dapat dirumuskan ketika kendaraan melaju searah sumbu-x dan melakukan manuver, maka terdapat percepatan arah longitudinal dan kecepatan arah lateral yang dipengaruhi oleh sudut yaw menggunakan persamaan (9)

$$\dot{v}_x = a_x + v_y \psi \quad (9)$$

Penjumlahan gaya arah longitudinal, Berdasarkan hukum Newton II, maka persamaan percepatan longitudinal dapat dirumuskan pada persamaan (2.10)

$$a_x = \frac{F_{xfl}\cos\delta + F_{yfl}\sin\delta + F_{xfr}\cos\delta + F_{yfr}\sin\delta + F_{xrl} + F_{xrr}}{m_t} \quad (10)$$

Percepatan arah lateral (a_y) menggunakan persamaan (11) sebagai berikut

$$\dot{v}_y = a_y - v_x \psi \quad (11)$$

Dengan menjumlahkan seluruh gaya pada arah lateral percepatan arah lateral (a_y) dirumuskan pada persamaan (12) sebagai berikut

$$a_y = \frac{F_{yfl} \cos \delta - F_{xfl} \sin \delta + F_{yfr} \cos \delta - F_{xfr} \sin \delta + F_{yrl} + F_{yrr}}{m_t} \quad (12)$$

Sudut kemudi dapat dituliskan (δ), yaw rate ($\dot{\psi}$), dan (m_t) merupakan massa total dari kendaraan. Kecepatan arah longitudinal dan lateral kendaraan dituliskan dengan mengintergralkan (v_x) dan (v_y). Kecepatan ini kemudian dapat menentukan *side slip angle* yang dituliskan sebagai (α). Sudut selip ban bagian depan dan belakang roda dapat dirumuskan menggunakan persamaan (13)

$$\alpha_f = \tan^{-1} \left(\frac{v_y + a\psi}{v_x} \right) - \delta_f \quad (13)$$

Dimana α_f dan α_r adalah sudut selip dari ban depan dan belakang dan a dan b merupakan jarak dari depan dan belakang ke titik pusat bodi kendaraan. Untuk melakukan kalkulasi dari selip longitudinal. Komponen longitudinal roda dapat diturunkan. Kecepatan longitudinal bagian depan dan belakang menggunakan persamaan (14) sebagai berikut

$$v_{wxf} = v_{tf} \cos \alpha_f \quad (14)$$

Dimana kecepatan dari ban depan dapat dirumuskan menggunakan persamaan (15)

$$v_{tf} = \sqrt{(v_y + a\psi)^2 + v_x^2} \quad (15)$$

Dimana komponen kecepatan longitudinal dari ban belakang dirumuskan menggunakan persamaan (16)

$$v_{wxr} = v_{tr} \cos \alpha_r \quad (16)$$

Dimana kecepatan dari ban belakang dapat dirumuskan menggunakan persamaan (17)

$$v_{tr} = \sqrt{(v_y + b\psi)^2 + v_x^2} \quad (17)$$

Dimana ω_r dan ω_f merupakan kecepatan angular dari ban depan dan belakang, kemudian R_w merupakan radius dan roda. Gerak *yaw* merupakan gerakan dependen dari gaya ban dan momen kelurusan dapat dinotasikan M_z yang bekerja pada setiap ban dirumuskan pada persamaan (2.19)

$$I_z \dot{\psi} = \frac{1}{J_z} \left[\frac{w}{2} (F_{xfl} \cos \delta - F_{xfr} \cos \delta + F_{xrl} - F_{xrr}) + \frac{w}{2} (F_{yfl} \sin \delta - F_{yfr} \sin \delta - b F_{yrl} - b F_{yrr}) \right. \\ \left. + a F_{yfl} \cos \delta + a F_{yfr} \cos \delta - a F_{xfl} \sin \delta - a F_{xfr} \sin \delta + M_{zfl} + M_{zfr} + M_{zrl} + M_{zrr} \right] \quad (18)$$

Dimana J_z merupakan momen inersia terhadap sumbu z atau tangensial. Gerak *roll* dan *pitch* bergantung pada percepatan longitudinal dan lateral. Bodi kendaraan yang mempengaruhi *pitch* dan *roll*, massa sprung dapat dinotasikan sebagai m_s yang menentukan efek handling pada gerak *pitch* dan *roll* menggunakan persamaan (2.20) dan (2.21)

$$\ddot{\phi} = \frac{-m_s c a_y + \phi(m_s g c - k_\phi) + \phi(-\beta_\phi)}{J_{sx}} \quad (19)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{-m_s c a_y + \theta(m_s g c - k_\theta) + \theta(-\beta_\theta)}{J_{sy}} \quad (20)$$

Dimana c merupakan ketinggian dari titik pusat gravitasi dari pusat massa sprung ke permukaan lintasan. Kemudian g merupakan percepatan gravitasi dan k_ϕ , β_ϕ , k_θ , dan β_θ merupakan *damping* dan pegas konstanta untuk *roll* dan *pitch*. Momen inersia dari massa sprung terhadap sumbu x dan y dapat dinotasikan dengan J_{sx} dan J_{sy} . [7]

2.3 Data Variasi Pengujian

Pengujian pada penelitian ini, koefisien *damper* dan konstanta pegas pada sistem suspensi harus dilakukan variasi data sebesar 31% untuk memastikan isolasi getaran pada sistem suspensi. Referensi nilai koefisien *damping* pada setiap suspensi akan menjadi variabel dalam penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 3. [9]

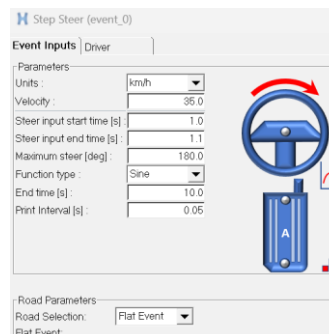
Tabel 3. Data variasi koefisien *damper* dan konstanta pegas

Variasi	<i>All-wheel drive</i>			<i>Front wheel drive</i>		
K_f (N/mm)	16.56	24	31.44	13.8	20	26.2
K_r (N/mm)	13.8	20	26.2	14.49	21	27.51
C_f	4.848	5.837	6.681	4.204	5.066	5.793
C_r	4.380	5.776	6.035	4.062	4.890	5.597

2.4 Pengujian Dinamika Kendaraan

2.4.1 Step Steer Test

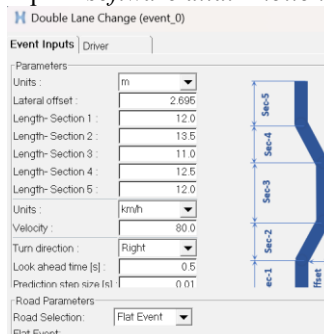
Pengujian *step steer analysis* pada penelitian ini menggunakan parameter dari ISO 7401. *Step steer* merupakan pengujian *handling* dinamika kendaraan. Fungsi utama dari pengujian ini adalah untuk mengevaluasi kemampuan kendaran ketika melakukan *cornering* dalam mempertahankan sudut roda kemudi dan kestabilan kendaraan [10]. Parameter utama meliputi sudut roda kemudi maksimum pada 180°. Hal ini memastikan bahwa respons kendaraan dapat merepresentasikan pengujian dalam berbagai kondisi. Karakteristik Input kemudi harus diterapkan secara bertahap. Ini harus berubah dari 10% hingga 90% dari nilai maksimum dalam 0,15 detik. [11]. Gambar 4 menjelaskan spesifikasi *step steer test* pada *software altair motion view*.



Gambar 4. Step steer test

2.3.1 Double Lane Change Test

Pengujian *double lane change* dalam penelitian ini mengikuti standar pengujian ISO 3888-2 yang berlaku dalam pengujian *double lane change* ini. Fungsi dari pengujian *double lane change* adalah untuk menentukan karakteristik *transient handling* kendaraan [12]. Total panjang dari lintasan pengujian 61 meter dan lebar dari *offset* lintasan sebesar 2.695 m. Kecepatan dalam pengujian *double lane change test* ditetapkan standar 80 km/jam selama pengujian berlangsung. Gambar 5 menjelaskan spesifikasi pada *software altair motion view* [13].



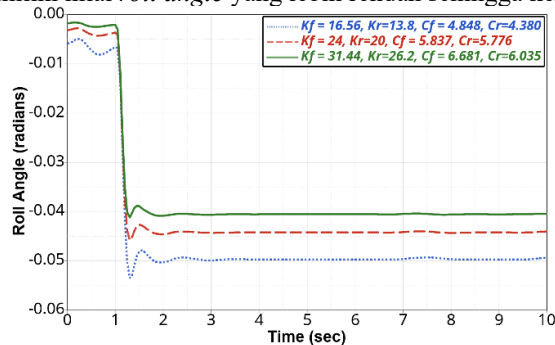
Gambar 5. Double lane change test

3. Hasil dan Pembahasan

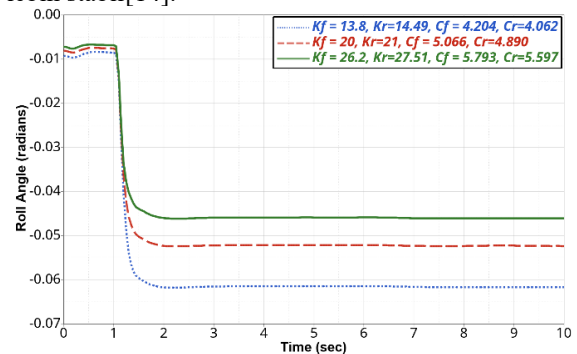
Pengujian ini dilakukan untuk mengidentifikasi pengaruh dari konstanta pegas dan koefisien *damper* terhadap respon kemudi Mitsubishi Galant *all-wheel drive* dan *front wheel drive* ketika melakukan pengujian *step steer* dan *double lane change*. Variasi pengujian kendaraan *all-wheel drive*, grafik berwarna biru, merah, dan hijau masing-masing menjelaskan variasi pengujian. Hasil pengujian *step steer* test pada kendaraan dapat dilihat pada Gambar 6(a) –(f)

3.1 Hasil Pengujian Step Steering

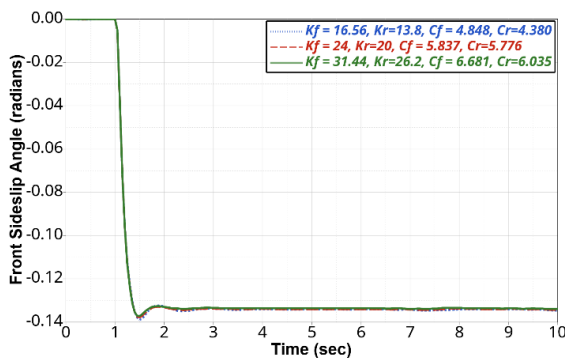
Pengujian *step steer* ini objektif dari pengujian bertujuan untuk menganalisis karakteristik sistem suspensi kendaraan dengan beberapa parameter *ride* dan *handling* kendaraan. Parameter pengujian *step steer test* yakni sudut belok sebesar 180° dan kecepatan kendaraan pada pengujian ini adalah 35 km/jam. Fungsi input sistem menggunakan sinusoidal. Gambar 6(a) dan (b) menjelaskan *roll angle* pada kendaraan *all-wheel drive* dan *front wheel drive* berdasarkan variasi konstanta pegas dan koefisien *damper*. Pada dengan grafik berwarna hijau menghasilkan nilai *roll angle* yang lebih rendah. Berdasarkan hasil grafik pengaruh variasi konstanta pegas dan koefisien *damper* kendaraan *all-wheel drive* memiliki nilai *roll angle* yang lebih rendah sehingga kendaraan lebih stabil [14].



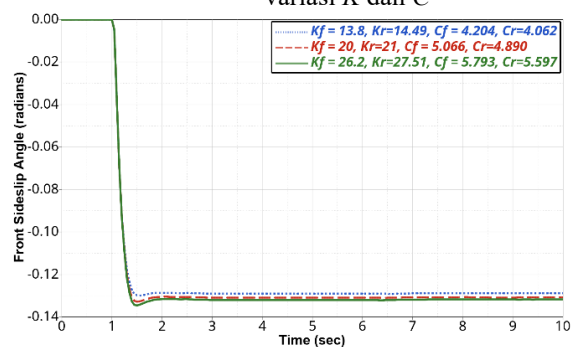
(a) Roll angle *all-wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C



(b) Roll angle *front wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

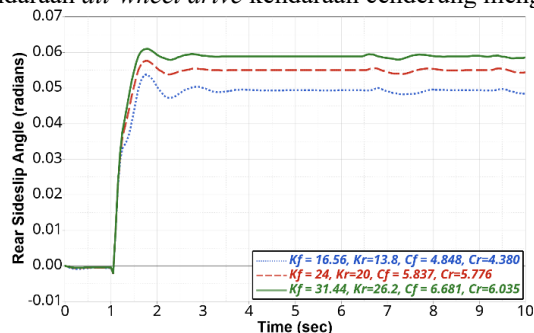


(c) Front sideslip angle *all-wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

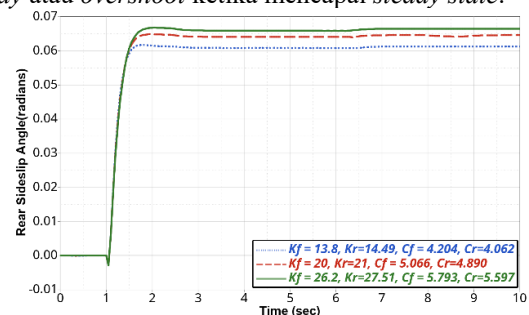


(d) Front sideslip angle *front wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

Gambar 6(c)-(f) menjelaskan grafik *front sideslip angle* dan *rear sideslip angle* pada kendaraan *front wheel drive* berdasarkan variasi konstanta pegas dan koefisien *damper* selama pengujian *step steer test*. Berdasarkan Gambar 6(c)-(f) ini, nilai sudut *sideslip angle* roda depan lebih besar dari roda belakang kendaraan maka kendaraan akan cenderung *understeer* [15]. Berdasarkan grafik kendaraan *all-wheel drive* memiliki nilai *rear sideslip angle* yang lebih rendah sehingga mampu mengurangi kecenderungan kendaraan *understeer*. Pada grafik *rear sideslip angle* pada kendaraan *all-wheel drive* kendaraan cenderung mengalami *delay* atau *overshoot* ketika mencapai *steady state*.



(e) Rear sideslip angle *all-wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

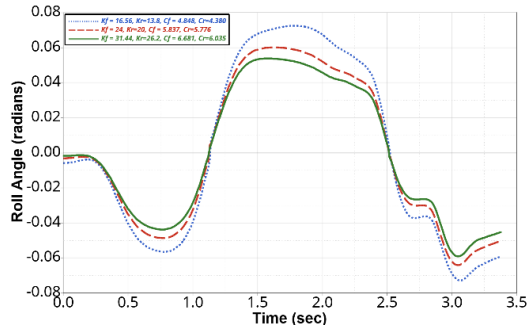


(f) Rear sideslip angle *front wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

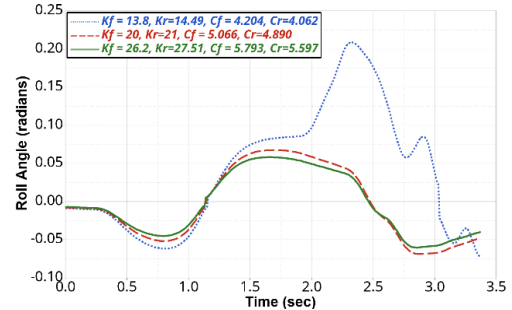
Gambar 6. Hasil pengujian *step steering*

3.2 Hasil Pengujian *double lane change*

Pengujian *double lane change test* bertujuan untuk mengetahui karakteristik kendaraan ketika melakukan manuver. Pengujian membutuhkan parameter lebar dan panjang jalan yang sesuai dengan ISO 3888 [16]. Adapun kecepatan kendaraan ketika melakukan pengujian *double lane change test* ini sebesar 80 km/h. Gambar 7(a)-(f) adalah hasil pengujian berdasarkan parameter *double lane change test* pada kendaraan Mitsubishi Galant *all-wheel drive* dan *front wheel drive* Tahun 1992.

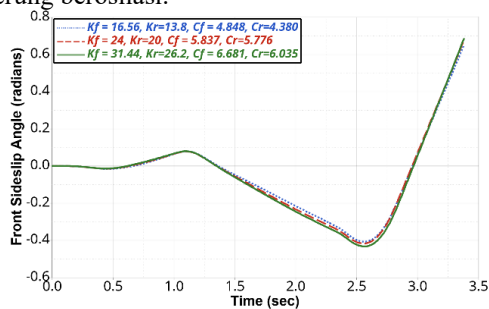


(a) Roll angle *all-wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

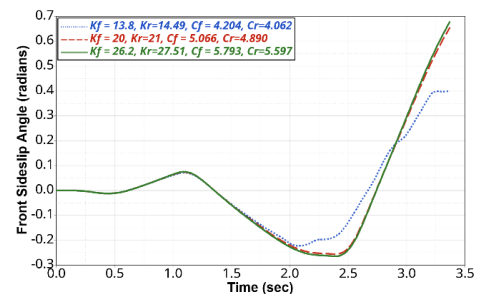


(b) Roll angle *front wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

Roll angle merupakan suatu parameter untuk menentukan kestabilan kendaraan. Nilai *roll angle* pada kendaraan penggerak depan berdasarkan variasi konstanta pegas dan koefisien *damper*. Pada kendaraan dengan nilai konstanta pegas dan koefisien *damper* yang lebih tinggi menghasilkan nilai *roll angle* yang lebih rendah [17]. Kendaraan *all-wheel drive* dan *front wheel drive* cenderung memiliki kesamaan, yaitu nilai konstanta pegas dan koefisien *damper* yang lebih tinggi memiliki *body roll* yang lebih rendah dan respon kemudi yang lebih cepat. Pada Gambar 7(a) dan (b) kendaraan dengan grafik berwarna biru memiliki kesamaan yaitu kendaraan mengalami respon yang lambat dan cenderung berosilasi.

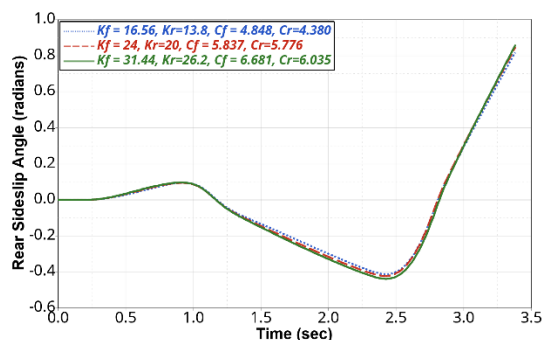


(c) Front sideslip angle *all-wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

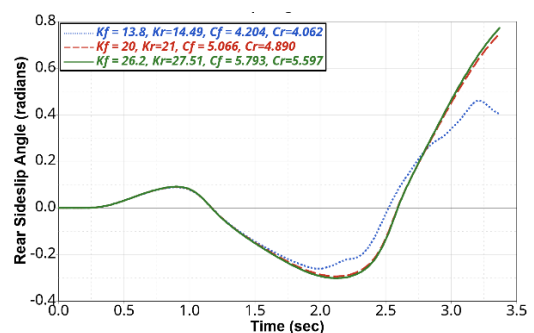


(d) Front sideslip angle *front wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

Berdasarkan analisis hasil grafik pada Gambar 7 (e) dan (f) saat melalui *double lane change* ini nilai *sideslip angle* sumbu roda bagian depan cenderung lebih kecil dibandingkan dengan sumbu roda bagian belakang sehingga kendaraan *all-wheel drive* ini cenderung memiliki karakteristik *understeer*. Saat memasuki lintasan ke-5 pada jangka waktu 2.5s sampai 3.5s dapat disimpulkan driver mengalami kesulitan dalam mengarahkan kendaraannya pada posisi *steady state* saat menuju akhir lintasan karena grafik *sideslip angle* tidak menunjukkan penurunan. Pada Gambar 7(c) dan (e) menunjukkan hasil *front* dan *rear sideslip angle* yang hampir mendekati *neutral steering* karena nilai *front* dan *rear sideslip angle* yang hampir sama [15].



(e) Rear sideslip angle *all-wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C



(f) Rear sideslip angle *front wheel drive* karena pengaruh variasi K dan C

Gambar 7. Hasil pengujian *step steering* pada *front wheel drive*

4. Kesimpulan

Melalui hasil simulasi variasi konstanta pegas dan koefisien *damper* kendaraan Mitsubishi Galant *all-wheel drive* dan *front wheel drive* tahun 1992. Berdasarkan hasil simulasi mengenai variasi konstanta pegas dan koefisien *damper* terhadap karakteristik *ride* dan *handling* kendaraan, terdapat beberapa kesimpulan dari penelitian yang sudah dilakukan mengenai karakteristik kendaraan dalam bentuk tabel sebagai berikut:

1. Pengaruh peningkatan konstanta pegas dan koefisien *damper* sebesar 31% pada kendaraan *all-wheel drive* dan *front wheel drive* dalam pengujian *step steer* cenderung mampu mengurangi *body roll* dari kendaraan. Nilai *sideslip angle* tetap menunjukkan *front sideslip angle* yang lebih besar sehingga kendaraan *understeer*. Kendaraan dengan penggerak *all-wheel drive* cenderung lebih stabil. Ketika melakukan pengujian *double lane change test* kendaraan *all-wheel drive* cenderung memiliki karakteristik manuver yang tajam dan kemampuan pengendalian kendaraan yang cukup baik, namun karakteristik kendaraan tergolong *understeer* ketika melakukan pengujian ini.

5. Daftar Pustaka

- [1] T. J. Yuen, R. Rahizar, Z. A. Mohd Azman, A. Anuar, and D. Afandi, "Design optimization of full vehicle suspension based on ride and handling performance," *Lect. Notes Electr. Eng.*, vol. 195 LNEE, no. VOL. 7, pp. 75–86, 2013, doi: 10.1007/978-3-642-33835-9_8.
- [2] M. Zehsaz, F. Vakili-TAHAMI, and A. Paykani, "Investigation on the effects of stiffness and damping coefficients of the suspension system of a vehicle on the ride and handling performance," *UPB Sci. Bull. Ser. D Mech. Eng.*, vol. 76, no. 1, pp. 55–70, 2014.
- [3] Y. Shen, L. Chen, X. Yang, D. Shi, and J. Yang, "Improved design of dynamic vibration absorber by using the inerter and its application in vehicle suspension," *J. Sound Vib.*, vol. 361, pp. 148–158, 2016, doi: 10.1016/j.jsv.2015.06.045.
- [4] B. Mashadi, N. Ebrahimi, and J. Marzbanrad, "Effect of front-wheel drive or rear-wheel drive on the limit handling behaviour of passenger vehicles," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 221, no. 4, pp. 393–403, 2007, doi: 10.1243/09544070JAUTO380.
- [5] J. W. Griffin and A. A. Popov, "Multibody dynamics simulation of an all-wheel-drive motorcycle for handling and energy efficiency investigations," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 56, no. 7, pp. 983–1001, 2018, doi: 10.1080/00423114.2017.1296962.
- [6] H. F. Grip, L. Imsland, T. A. Johansen, J. C. Kalkkuhl, and A. Suissa, "Vehicle Sideslip Estimation: Design, implementation, and experimental validation," *IEEE Control Syst.*, vol. 29, no. 5, pp. 36–52, 2009, doi: 10.1109/MCS.2009.934083.
- [7] F. Ahmad, K. Hudha, F. Imaduddin, and H. Jamaluddin, "Modelling, validation and adaptive PID control with pitch moment rejection of active suspension system for reducing unwanted vehicle motion in longitudinal direction," *Int. J. Veh. Syst. Model. Test.*, vol. 5, no. 4, pp. 312–346, 2010, doi: 10.1504/IJVSMT.2010.038036.
- [8] H. Qi, N. Zhang, Y. Chen, and B. Tan, "A comprehensive tune of coupled roll and lateral dynamics and parameter sensitivity study for a vehicle fitted with hydraulically interconnected suspension system," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 235, no. 1, pp. 143–161, 2021, doi: 10.1177/0954407020944287.
- [9] H. H. Huang and M. J. Tsai, "Vehicle cornering performance evaluation and enhancement based on CAE and experimental analyses," *Appl. Sci.*, vol. 9, no. 24, 2019, doi: 10.3390/app9245428.
- [10] D. A. Panke and N. H. Ambhore, "Experimental Testing of Transient and Steady State Handling Characteristics of Passenger Vehicle," *Int. J. Curr. Eng. Technol.*, vol. 32824, no. 5, pp. 3282–3285, 2014, [Online]. Available: <http://inpressco.com/category/ijcet>
- [11] I. Standard, "Iso 7401 Iso 7401:2011(E) Copyright Protected Document," vol. 2011, 2011, [Online]. Available: www.iso.org
- [12] X. Yang and J. Gander, "Driver's Preview Strategy and its Impact on NATO Double Lane Change Maneuver," *SAE Int. J. Mater. Manuf.*, vol. 4, no. 1, pp. 1025–1035, 2011, doi: 10.4271/2011-01-0980.
- [13] I. Standard, "ISO 3888-1:2018 Passenger cars — Test track for a severe lane-change manoeuvre — Part 1: Double lane-change," *Int. Organ. Stand.*, vol. 2018, 2018.
- [14] S. Yun, J. Lee, W. Jang, D. Kim, M. Choi, and J. Chung, "Dynamic Modeling and Analysis of a Driving Passenger Vehicle," *Appl. Sci.*, vol. 13, no. 10, 2023, doi: 10.3390/app13105903.
- [15] S. A. E. International and S. A. E. Transactions, "The Basic Nature of Vehicle Understeer- Oversteer," vol. 74, pp. 387–422, 1966.
- [16] Á. Fehér, S. Aradi, and T. Bécsi, "Hierarchical evasive path planning using reinforcement learning and model predictive control," *IEEE Access*, vol. 8, pp. 187470–187482, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.3031037.
- [17] P. H. Cronjé and P. S. Els, "Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar," *J. Terramechanics*, vol. 47, no. 3, pp. 179–189, 2010, doi: 10.1016/j.jterra.2009.09.003.