

PERANCANGAN SISTEM SUSPENSI BERBASIS PADA MOBIL CITROEN 2CV UNTUK DIGUNAKAN PADA LAHAN PERKEBUNAN

*Fajar Nur Hidayat¹, Toni Prahasto², Achmad Widodo²

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: fjrnurh@gmail.com

Abstrak

Perkebunan merupakan bagian penting yang menyokong perekonomian Indonesia. Pada medan perkebunan, ditemui banyak kontur jalan yang tidak rata. Suspensi bertujuan untuk menjaga agar semua roda tetap rata di tanah, mengurangi efek benturan dan memastikan kenyamanan penumpang. Salah satu kendaraan yang dikenal memiliki kenyamanan yang baik adalah mobil Citroen 2CV. Tujuan dalam penelitian ini adalah Menganalisis kinematika gerak angular maupun linear dari *knuckle*, *arm*, dan *sliding rod*; Mensimulasikan posisi *chassis* terhadap respons kontak antara roda dengan kontur jalan. Penelitian ini dimulai dengan melakukan studi literatur dan mencari referensi geometri mobil Citroen 2CV, kemudian dilanjutkan dengan simulasi dan analisis. Mekanisme *linkage* yang digunakan adalah *sliding crank mechanism*. Hasil simulasi yang telah dilakukan didapatkan perpindahan angular *knuckle* sebesar $\Delta\theta = 41$ deg, menyebabkan perpindahan *sliding rod* sejauh $\Delta s = 59,78$ mm. Kecepatan angular *knuckle* konstan sebesar $\omega = 60$ deg/s menyebabkan perubahan kecepatan *sliding rod* sebesar $\Delta V = 7,51$ mm/s. Percepatan angular sebesar $\alpha = 0$ deg/s² karena kecepatan konstan menyebabkan perubahan percepatan *sliding rod* sebesar $\Delta a = 65,68$ mm/s². Pada variasi peletakan pegas pertama, dengan kontur jalan yang memiliki *bump* setinggi 100 mm, *chassis* mengalami perpindahan sebesar $\Delta s = 0,18$ m. Perubahan kecepatan sebesar $\Delta V = 10,08$ m/s, dan perubahan percepatan sebesar $\Delta a = 9.759,75$ m/s². Pada variasi peletakan pegas kedua, dengan kontur jalan yang memiliki *bump* setinggi 100 mm, *chassis* mengalami perpindahan sebesar $\Delta s = 0,21$ m. Perubahan kecepatan sebesar $\Delta V = 6,37$ m/s, dan perubahan percepatan sebesar $\Delta a = 420,14$ m/s². Dari penelitian yang telah dilakukan dapat diberikan masukan untuk menambah variasi kontur jalan dan kecepatan, serta menambahkan variasi kekakuan pegas dan koefisien peredaman.

Kata kunci: *chassis*; kontur jalan; kinematika; *sliding crank mechanism*; suspensi

Abstract

Plantations are an important part of supporting the Indonesian economy. In plantation terrain, many uneven road contours are found. The purpose of the suspension is to keep all the wheels flat on the ground, reduce the impact of impact and ensure passenger comfort. One vehicle that is known to have good comfort is the Citroen 2CV car. The purpose of this study is to analyze the kinematics of angular and linear motion of the *knuckle*, *arm*, and *sliding rod*; Simulates the position of the *chassis* in response to contact between the wheels and the road contour. This research begins by conducting a literature study and looking for references to the geometry of the Citroen 2CV car, then proceeds with simulation and analysis. The linkage mechanism used is a *sliding crank mechanism*. The simulation results that have been carried out show that the angular *knuckle* displacement is $\Delta\theta = 41$ deg, causing the *sliding rod* to move as far as $\Delta s = 59,78$ mm. The constant angular *knuckle* speed of $\omega = 60$ deg/s causes a change in the *sliding rod* speed of $\Delta V = 7,51$ mm/s. The angular acceleration of $\alpha = 0$ deg/s² because the constant velocity causes a change in the acceleration of the *sliding rod* by $\Delta a = 65,68$ mm/s². In the variation of the placement of the first spring, with a road contour that has a bump as high as 100 mm, the *chassis* has a displacement of $\Delta s = 0,18$ m. The change in speed is $\Delta V = 10,08$ m/s, and the change in acceleration is $\Delta a = 7.780,75$ m/s². In the second variation of the placement of the spring, with a road contour that has a bump as high as 100 mm, the *chassis* has a displacement of $\Delta s = 0,21$ mm. The change in speed is $\Delta V = 6,37$ m/s, and the change in acceleration is $\Delta a = 420,14$ m/s². From the research that has been done, input can be given to increase the variation of road contours and speed, as well as add variations of spring stiffness and damping coefficient.

Keywords: *chassis*; kinematics; road contour; *sliding crank mechanism*; suspension

1. Pendahuluan

Sub sektor tanaman perkebunan adalah bagian integral dari sektor pertanian yang banyak memberikan kontribusi nyata bagi pembangunan perekonomian di Indonesia. Berdasarkan data dari Ditjenbun (2017) berdasarkan total nilai ekspor komoditas perkebunan, pada tahun 2015 mencapai US\$ 23.933,- milyar atau setara dengan Rp.311.138,- triliun (1 US\$ = Rp.13.000,-), hal ini diharapkan membawa angin segar terhadap kontribusi subsektor tanaman perkebunan yang imbasnya terhadap perekonomian nasional yang tumbuh positif dan memperkokoh pembangunan tanaman perkebunan dari berbagai aspek dan bermuara pada meningkatnya kesejahteraan petani kecil [1].

Menurut data Badan Pusat Statistik tahun 2020, jumlah perkebunan yang ada di Indonesia mengalami peningkatan dari tahun sebelumnya. Pada jenis tanaman perkebunan rakyat, minyak kelapa sawit pada tahun 2019 memiliki total luas kebun 5.896.800 Ha. Pada tahun 2020 terjadi peningkatan luas areal perkebunan menjadi 6.003.800 Ha. Tanaman karet pada tahun 2019 memiliki luas areal kebun 3.269.100 Ha. Pada tahun 2020 meningkat menjadi 3.305.400 Ha. Tanaman pala juga mengalami peningkatan luas kebun. Pada tahun 2019, kebun pala memiliki luas areal sebesar 240.600 Ha. Pada tahun 2020 luas total areal kebun pala meningkat menjadi 244.800 Ha [2]. Pada jenis tanaman perkebunan besar juga terjadi peningkatan luas areal kebun. Perkebunan teh dan perkebunan tebu menjadi komoditas yang meningkat. Pada tahun 2019, luas perkebunan teh adalah 59.800 Ha. Pada tahun 2020 mengalami peningkatan menjadi 61.500 Ha. Perkebunan tebu juga mengalami peningkatan luas areal perkebunan. Pada tahun 2020 luas perkebunan tebu adalah 192.100 Ha. Sebelumnya pada tahun 2019 luas areal perkebunan tebu adalah 173.900 Ha [3].

Dengan meningkatnya luas perkebunan yang ada di Indonesia, maka dibutuhkan kendaraan untuk dapat memobilisasi kegiatan masyarakat dengan baik. Pada medan perkebunan, ditemui banyak kontur jalan yang tidak rata. Kenyamanan pada suatu kendaraan sangat lah penting di dalam sebuah perjalanan karena kendaraan harus mampu meredam dan mengurangi getaran yang terjadi akibat jalan yang tidak rata ataupun jalan yang ekstrim untuk dilalui [4].

Selain kokoh dan tahan benturan, desain kendaraan jelas penting juga harus stabil. Untuk stabilitas maksimum, pusat gravitasi harus dijaga serendah mungkin. Selain itu, penambahan sistem suspensi memiliki peran penting. Suspensi bertujuan untuk menjaga agar semua roda tetap rata di tanah, mengurangi efek benturan dan memastikan kenyamanan penumpang [5]. Suspensi pada kendaraan dimulai sejak abad XVI, pada saat itu suspensi digunakan pada kereta kuda agar nyaman. Suspensi pada dasarnya merupakan bagian dari chassis. Chassis terdiri dari beberapa bagian yaitu rangka kendaraan, sistem suspensi, sistem kemudi, dan roda. Sistem suspensi terdiri dari pegas, peredam, dan komponen pendukung lain. Komponen pendukung suspensi antara lain lengan ayun dan stabilizer..

Salah satu kendaraan yang terkenal dengan keandalannya di medan perkebunan adalah mobil Citroen 2CV. Mobil ini diproduksi oleh Citroen pada tahun 1936. Mobil Citroen 2CV menggunakan tipe suspensi *hydropneumatic* dengan memanfaatkan udara dan cairan sebagai peredam kejut. Citroen 2CV memiliki konfigurasi link suspensi yang cukup sederhana. Pada perancangan ini mengambil basis dari konfigurasi link suspensi yang ada pada mobil Citroen 2CV sebagai kendaraan yang akan digunakan di wilayah perkebunan.

2. Dasar Teori dan Metode Penelitian

2.1. Dasar Teori

2.1.1. Suspensi Kendaraan

Suspensi adalah kumpulan komponen tertentu yang berfungsi meredam kejutan, getaran yang terjadi pada kendaraan akibat permukaan jalan yang tidak rata sehingga dapat meningkatkan kenyamanan berkendara dan pengendalian kendaraan. Sistem suspensi kendaraan terletak di antara bodi (kerangka) dengan roda [4].

Suspensi pada mobil digunakan untuk menyerap getaran. Getaran tersebut terjadi ketika mobil berjalan, dan suspensi inilah yang berfungsi untuk menyerapnya. Sistem suspensi ini juga berfungsi untuk menjaga kenyamanan saat mobil digunakan berkendara.

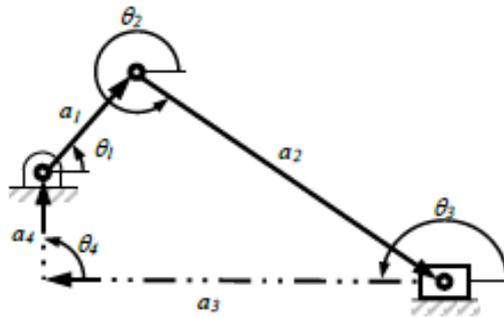
Selain untuk meredam getaran, sistem suspensi juga menjadi penghubung antara sistem kaki-kaki dengan *chassis* kendaraan atau dengan body kendaraan. Suspensi harus mampu menopang bobot body dan segala komponen yang ada di atasnya.

2.1.2. Kinematika *Offset Sliding Crank Mechanism*

Kinematika merupakan salah satu bagian dari dinamika yang bisa di deskripsikan dengan gerakan suatu body atau bagan yang tidak memiliki referensi terhadap gaya yang menghasilkan gerakan ataupun yang dihasilkan oleh gerakan. Kinematika sering kali dideskripsikan sebagai “geometry of motion” [6]. Kinematika berkuat dengan sesuatu yang bergerak, oleh karena itu kinematika didefinisikan sebagai ilmu geometri dari sebuah gerakan yang meliputi posisi, kecepatan, percepatan, dan waktu tanpa memperhitungkan penyebab terjadinya gerakan [7].

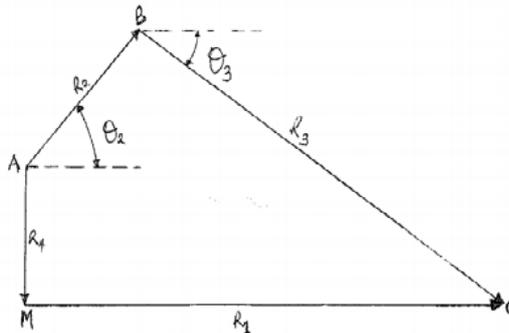
Sebuah linkage slider-crank offset ditunjukkan pada Gambar 1. dan memberikan contoh jejak singularitas dan kurva gerak. *Linkage* terdiri dari empat *link*, tiga *revolute joint*, dan satu *prismatic joint* pada garis lurus yang tetap. Variabel masukan *linkage* ditunjuk sebagai $x = \theta_1$. Variabel gabungan lainnya adalah $y = \{\theta_2; \mathbf{a}_3\}$ dan parameter desain adalah $p = a_1$. Parameter fisik meliputi a_2, θ_3, a_4 , dan θ_4 . Garis lurus dan offset adalah tegak lurus, membuat $\gamma = \theta_3 - \theta_4 = \pi/2$ [8].

Gambar 1 di bawah ini menunjukkan skematik diagram *offset sliding crank mechanism*



Gambar 1. Skematik diagram *offset sliding crank mechanism*

Pendekatan utama untuk analisis kinematika menggunakan mekanisme *close vector loop* dengan pendekatan kecepatan/percepatan relatif, loop vektor dan loop matriks.



Gambar 2. Representasi vektor *offset slider crank mechanism*

Skema *sliding crank mechanism* dengan satu derajat kebebasan ditunjukkan pada Gambar 2. Terdiri dari empat bagian komponen, yaitu *ground* R1, *crank* R2, *connecting rod* R3, *offset heigh* R4, dan *Slider* C. Untuk meneliti kinematika dan dinamika *sliding crank mechanism*, kerangka acuan tetap A-BM dipasang ke *crank* R2 dari mekanisme, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2. di mana titik asal A adalah titik awal *crank* R2 [9]. Parameter geometrik mekanisme dapat digambarkan sebagai berikut:

Panjang *crank* R2 adalah \overrightarrow{AB} , panjang *connectinf rod* R3 adalah \overrightarrow{BC} . R1 merepresentasikan poisi *slider* C dalam frame tetap. θ_2 adalah sudut *input* aktif. θ_3 adalah sudut *output* pasif. \overrightarrow{AM} adalah panjang *offset* R4.

Berdasarkan penjelasan di atas dan referensi gambar 2.9, maka dapat dibuat persamaan berikut:

$$R_2 + R_3 - R_1 - R_4 = 0$$

$$R_2 + R_3 = R_1 + R_4$$

$$r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 - r_1 \sin 0 - h \sin 90 = 0$$

$$r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 - r_1 \cos 0 - h \cos 90 = 0$$

Maka persamaan posisi adalah:

$$r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 - h = 0$$

$$r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 - r_1 = 0$$

Persamaan kecepatan dapat didapatkan dengan menurunkan persamaan posisi.

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega$$

Untuk penurunan fungsi trigonometri sebagai berikut:

$$\frac{d\sin\theta}{dt} = \cos\theta$$

$$\frac{d\cos\theta}{dt} = -\sin\theta$$

Maka persamaan kecepatan didapatkan sebagai berikut:

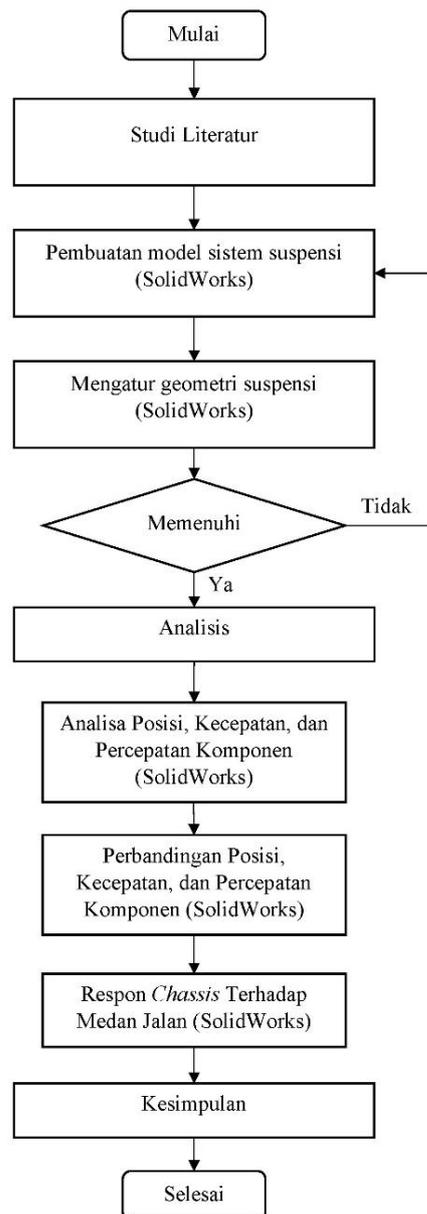
$$\begin{aligned} \omega_2 r_2 \cos \theta_2 - \omega_3 r_3 \cos \theta_3 &= 0 \\ -\omega_2 r_2 \sin \theta_2 - \omega_3 r_3 \sin \theta_3 &= \dot{r}_1 \end{aligned}$$

Percepatan atau akselerasi adalah perubahan kecepatan terhadap waktu. Hal tersebut bekerja sesuai dengan perubahan arah yang terjadi dari analisis kecepatan [10]. Persamaan percepatan dapat didapatkan dengan menurunkan persamaan posisi sebanyak dua kali atau dengan menurunkan persamaan kecepatan sebanyak satu kali. Maka didapat persamaan kecepatan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} -a_2 r_2 \sin \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - a_3 r_3 \sin \theta_3 - r_3 \omega_3^2 \cos \theta_3 &= \ddot{r}_1 \\ a_2 r_2 \cos \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 + a_3 r_3 \cos \theta_3 - r_3 \omega_3^2 \sin \theta_3 &= 0 \end{aligned}$$

2.1.3. Diagram Alir Penelitian

Pada penelitian ini, perancangan sistem suspensi kendaraan mengacu pada diagram alir yang ditunjukkan pada Gambar 3. berikut.



Gambar 3. Diagram Alir Penelitian

2.1.4. Tahapan Simulasi

Tahapan simulasi yang dilakukan adalah sebagai berikut:

2.1.4.1. Aktivasi

- Membuka tab SolidWorks add-ins dan memilih SolidWorks motion.
- Membuka tab motion study pada bagian bawah dan mengganti dropdown animation menjadi motion analysis.

2.1.4.2. Menambahkan Parameter

- Menambahkan *gravity*.
- Menentukan *contact group*.
- Menentukan parameter kekakuan pegas dan *damping coefficient*.

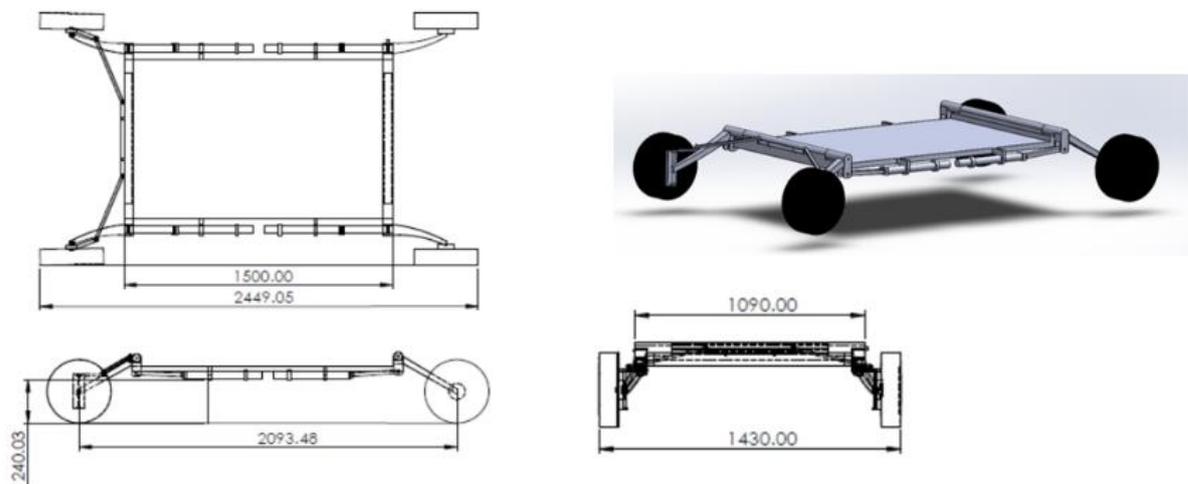
2.1.4.3. Running

- Menjalankan simulasi.
- Memunculkan *plot* hasil simulasi.

3. Hasil dan Pembahasan

3.1. Hasil Perancangan

Hasil perancangan suspensi yang mengambil konsep dari mobil Citroen 2CV dapat dilihat pada Gambar 4. berikut.



Gambar 4. Hasil rancangan Suspensi 2CV

Dimensi kendaraan dapat dilihat pada Tabel 1. berikut

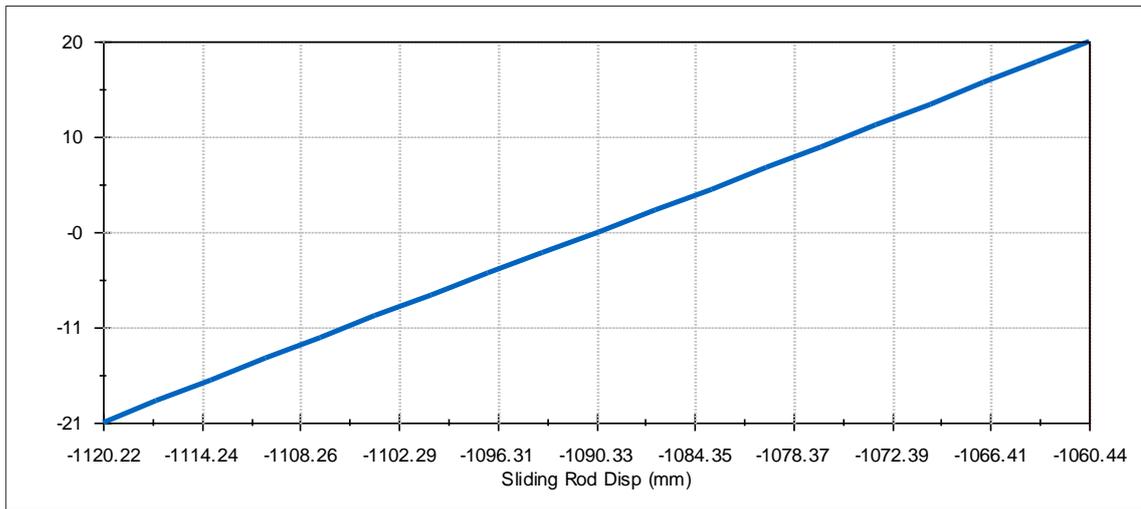
Tabel 1. Dimensi Kendaraan

No	Nama	Ukuran (mm)
1	<i>Track Width</i>	1430
2	<i>Length</i>	2449,05
3	<i>Wheelbase</i>	2043,98
4	<i>Groundclearance</i>	240,48

3.2. Analisis Kinematika Suspensi Mobil Citroen 2CV

3.2.1. Analisis Posisi *Knuckle* dengan *Sliding Rod*

Berikut ini adalah hasil dari analisis posisi *knuckle* dan *sliding rod*. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 5.

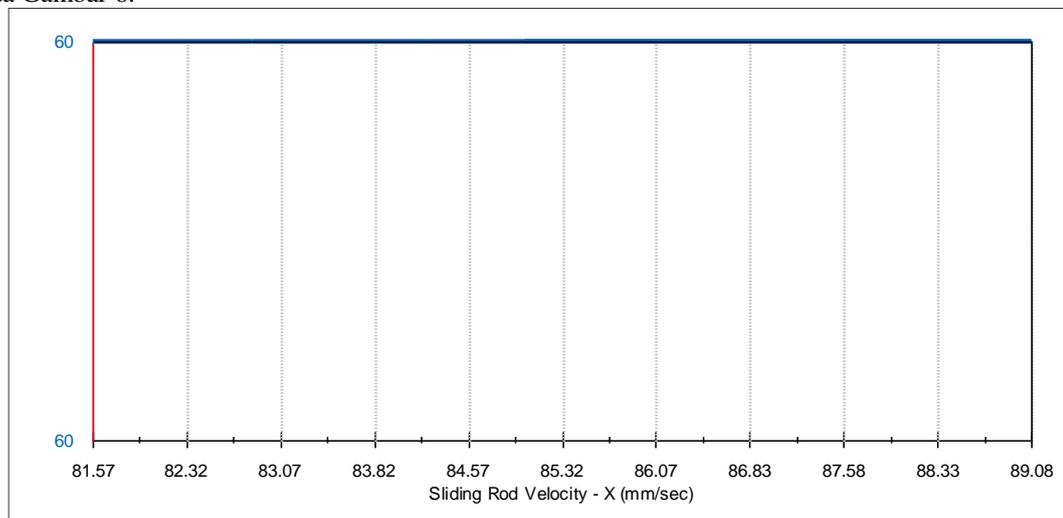


Gambar 5. Grafik posisi knuckle dengan sliding rod

Pada grafik di atas dapat diketahui bahwa perpindahan posisi knuckle dimulai dari posisi -21° dan sara konstan berpindah hingga posisi 20° sehingga total perpindahan knuckle adalah 41° . Perpindahan posisi sliding rod dimulai dari posisi $-1120,22$ mm dan sara konstan berpindah hingga posisi $-1060,44$ mm. Maka total perpindahan sliding rod adalah $59,78$ mm.

3.2.2. Analisis Kecepatan Knuckle Dengan Sliding Rod

Berikut ini adalah hasil dari analisis kecepatan knuckle dan sliding rod. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 6.

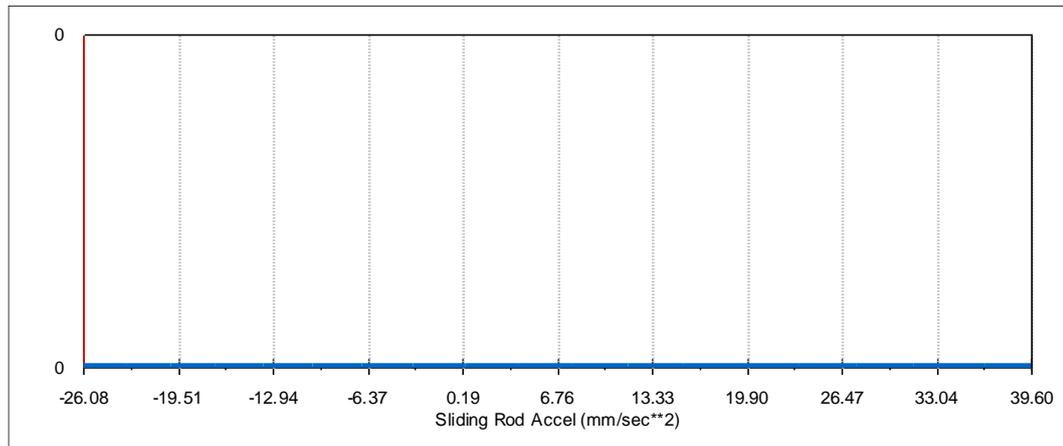


Gambar 6. Grafik kecepatan knuckle dengan sliding rod

Pada grafik di atas dapat diketahui bahwa knuckle bergerak dengan kecepatan konstan sebesar 60 deg/s. Hali ini menyebabkan perubahan kecepatan sliding rod. Kecepatan sliding rod memiliki nilai terendah sebesar $81,57$ mm/s dan mengalami kecepatan tertinggi dengan kecepatan $89,08$ mm/s. Sehingga total perubahan kecepatan sliding rod adalah $7,51$ mm/s.

3.2.3. Analisis Percepatan Knuckle dengan Sliding Rod

Berikut ini adalah hasil dari analisis percepatan knuckle dan sliding rod. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 7.

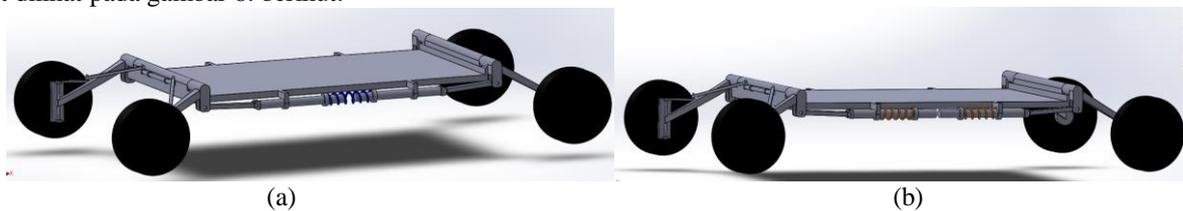


Gambar 7. Grafik Percepatan *knuckle* dengan *sliding rod*

Pada grafik yang terdapat pada gambar 4.10 dapat diketahui bahwa *knuckle* bergerak dengan kecepatan konstan sehingga menyebabkan besarnya percepatan menjadi 0 deg/s^2 . Hali ini menyebabkan perubahan percepatan *sliding rod*. Percepatan *sliding rod* memiliki nilai terendah sebesar $-26,08 \text{ mm/s}^2$ dan mengalami percepatan tertinggi dengan percepatan $39,60 \text{ mm/s}^2$. Sehingga total perubahan percepatan *sliding rod* adalah $65,68 \text{ mm/s}^2$.

3.3. Analisis Kinematika Chassis Mobil Citroen 2CV

Pada analisis ini, digunakan medan jalan dengan bump setinggi 100 mm. Kendaraan dijalankan dengan kecepatan 60 km/h. Pada analisis ini terdapat dua variasi peletakan pegas. Variasi pertama dengan meletakkan pegas di antara sliding rod. Variasi kedua dengan meletakkan pegas pada masing-masing sliding rod. Variasi peletakan pegas dapat dilihat pada gambar 8. berikut.



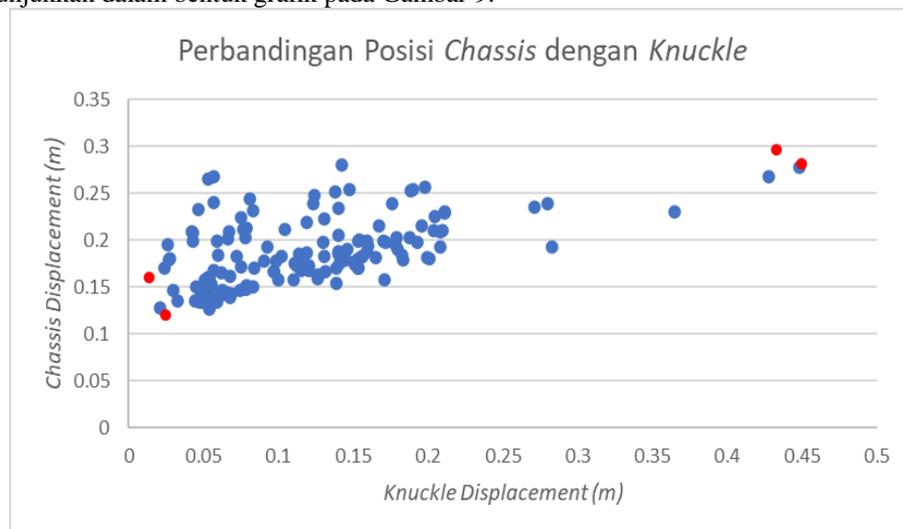
Gambar 8. (a) Variasi pegas pertama; (b) variasi pegas kedua

3.3.1. Analisis Kinematika Chassis Mobil Citroen 2CV Variasi Pertama

Pada variasi pertama digunakan pegas dengan kekakuan sebesar 400 N/mm. Penggunaan peredam dengan *damping coefficient* sebesar 2,2 N/(mm/s).

3.3.1.1. Analisis Posisi *Knuckle* Dengan Chassis

Berikut ini adalah hasil analisis posisi *chassis* terhadap posisi *knuckle* akibat kontak dengan permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 9.

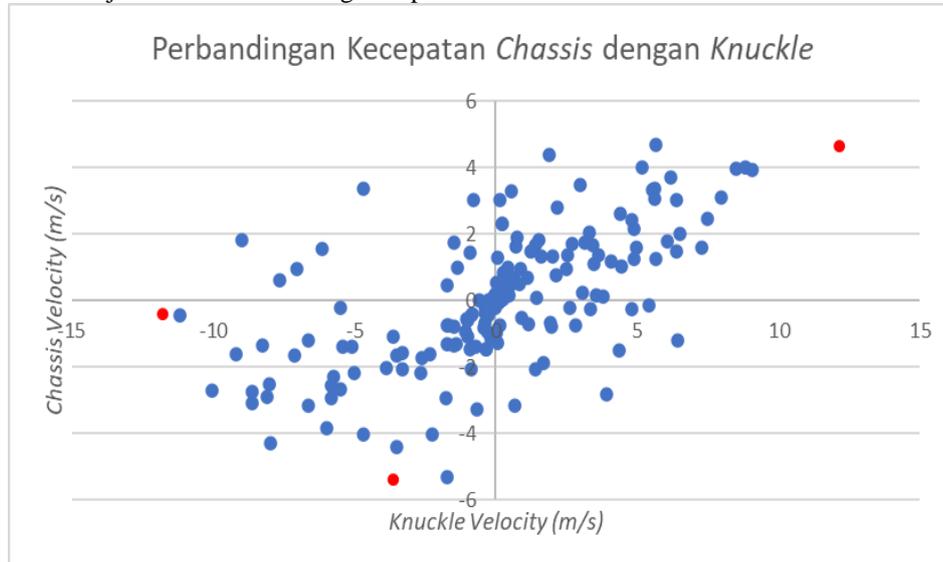


Gambar 9. Grafik Posisi *Knuckle* Dengan Chassis

Pada grafik yang terdapat pada gambar 9. dapat diketahui bahwa perubahan posisi *knuckle* terjadi dari posisi minimum 0,01 m hingga posisi maksimum 0,45 m. Respons *chassis* terhadap perpindahan *knuckle* tersebut adalah *chassis* mengalami perpindahan dari posisi minimal 0,12 m hingga posisi maksimal 0,30 m. Besar perpindahan *chassis* adalah 0,18 m. Dari gambar 9. diketahui bahwa sebagian besar persebaran titik terjadi pada perpindahan *knuckle* 0,01 m hingga 0,23 m dan perpindahan *chassis* terjadi pada posisi 0,13 m hingga 0,28 m.

3.3.1.2. Analisis Kecepatan *Knuckle* dengan *Chassis*

Berikut ini adalah hasil analisis kecepatan *chassis* terhadap kecepatan *knuckle* akibat kontak dengan permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 10.



Gambar 10. Grafik Kecepatan *Knuckle* dengan *Chassis*

Pada grafik di atas dapat diketahui bahwa perubahan kecepatan *knuckle* terjadi dari kecepatan minimum -12 m/s hingga kecepatan maksimum 12,14 m/s. Respons *chassis* terhadap perubahan kecepatan *knuckle* tersebut adalah *chassis* mengalami perubahan kecepatan dari kecepatan minimum -5,39 m/s hingga kecepatan maksimum 4,69 m/s. Besar perubahan kecepatan *chassis* adalah 10,08 m/s. Dari gambar 10. diketahui bahwa sebagian besar persebaran titik terjadi pada perubahan kecepatan *knuckle* -8 m/s hingga kecepatan 8 m/s dan perubahan kecepatan *chassis* terjadi pada kecepatan -3,71 m/s hingga 3,68 m/s.

3.3.1.3. Analisis Percepatan *Knuckle* dengan *Chassis*

Berikut ini adalah hasil analisis percepatan *chassis* terhadap kecepatan *knuckle* akibat kontak dengan permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 11.

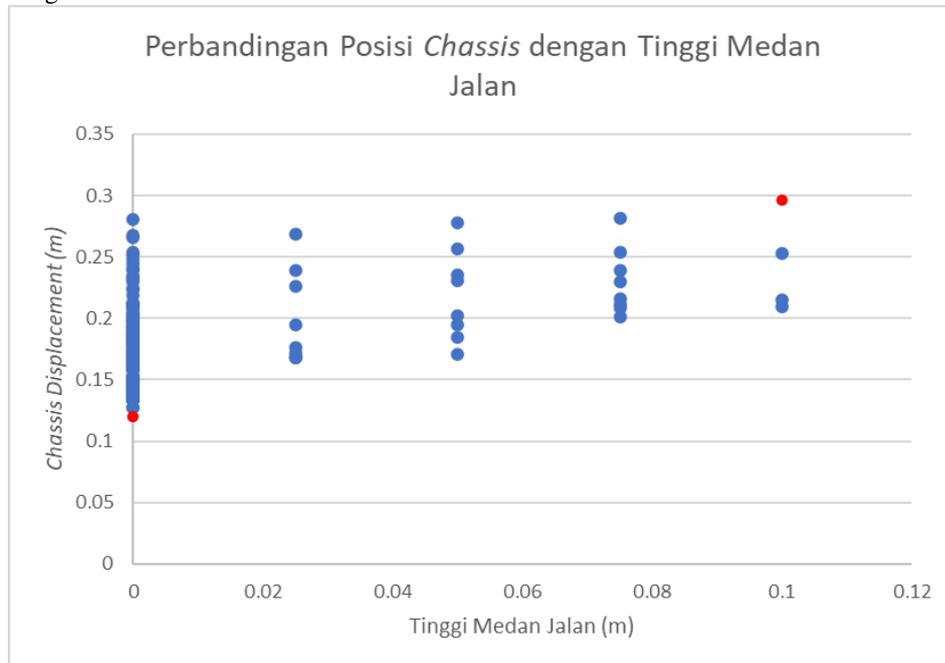


Gambar 11. Grafik Percepatan *Knuckle* dengan *Chassis*

Pada grafik di atas dapat diketahui bahwa perubahan percepatan *knuckle* terjadi dari percepatan minimum -8850 m/s^2 hingga percepatan maksimum 7653 m/s^2 . Respons *chassis* terhadap perubahan percepatan *knuckle* tersebut adalah *chassis* mengalami perubahan percepatan dari percepatan minimum $-3921,43 \text{ m/s}^2$ hingga percepatan maksimum $7480,75 \text{ m/s}^2$. Besar perubahan percepatan *chassis* adalah $11.402,18 \text{ m/s}^2$. Dari gambar 11. diketahui bahwa sebagian besar persebaran titik terjadi pada perubahan percepatan *knuckle* -993 m/s^2 hingga percepatan 917 m/s^2 dan perubahan percepatan *chassis* terjadi pada kecepatan -294 m/s^2 hingga 1500 m/s^2 .

3.3.1.4. Analisis Posisi *Chassis* dengan Tinggi Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis posisi *chassis* terhadap tinggi permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada gambar 12.

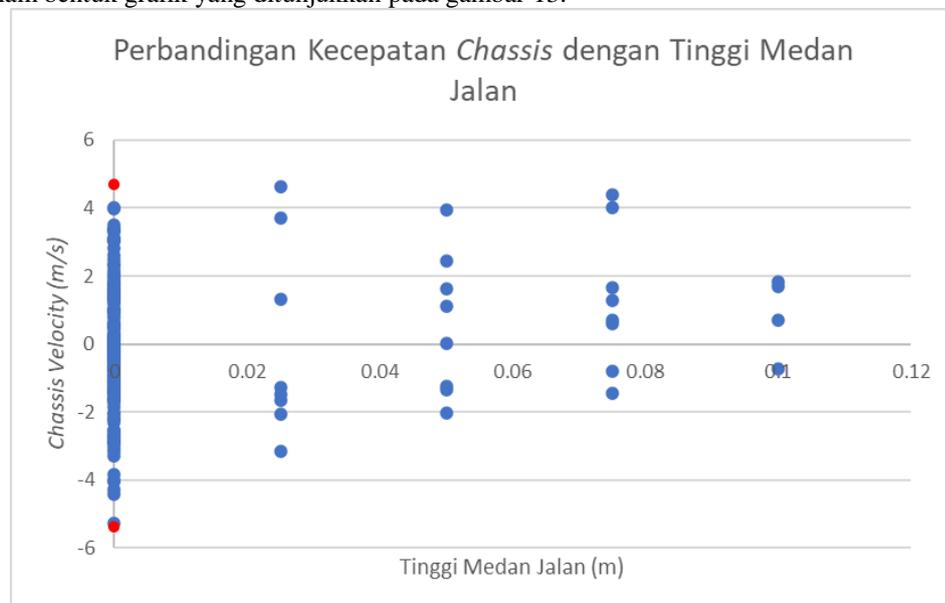


Gambar 12. Grafik perbandingan posisi *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Pada grafik di atas diketahui bahwa ketinggian maksimal permukaan jalan adalah 0.1 m. *Chassis* mengalami perubahan posisi dari minimum 0,1193 m hingga posisi maksimum 0,295 m. Dari gambar 12. diketahui bahwa persebaran titik sebagian besar berada pada ketinggian jalan 0 m dan posisi *chassis* 0,1193 m hingga 0,28 m.

3.3.1.5. Analisis Kecepatan *chassis* dengan Tinggi Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis kecepatan *chassis* terhadap ketinggian permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik yang ditunjukkan pada gambar 13.



Gambar 13. Grafik perbandingan kecepatan *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa *chassis* mengalami perubahan kecepatan dari kecepatan minimum -5,39 m/s hingga kecepatan maksimum 4,69 m/s. Dari gambar 13. dapat dilihat bahwa persebaran titik sebagian besar terjadi pada ketinggian permukaan jalan 0 m dan perubahan kecepatan *chassis* dari kecepatan -4,14 m/s hingga 4 m/s.

3.3.1.6. Analisis Percepatan *Chassis* dengan ketinggian Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis percepatan *chassis* terhadap ketinggian permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik yang ditampilkan pada gambar 14.

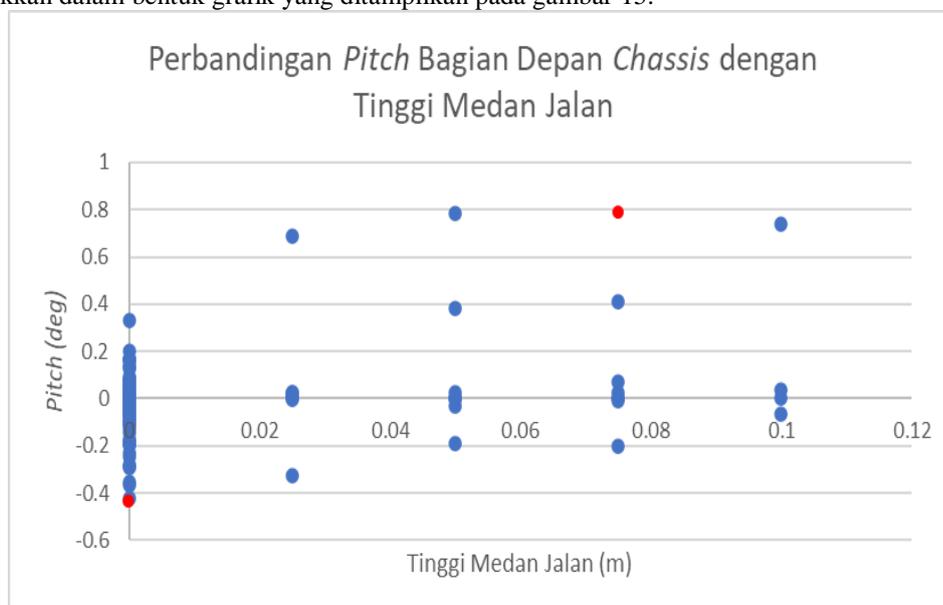


Gambar 14. Grafik perbandingan percepatan *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa *chassis* mengalami perubahan percepatan dari percepatan minimum -2279 m/s² hingga percepatan maksimum 7480,75 m/s². Dari gambar 14. dapat dilihat bahwa persebaran titik sebagian besar terjadi pada ketinggian permukaan jalan 0 m dan perubahan percepatan *chassis* dari percepatan -316 m/s² hingga 1068 m/s².

3.3.1.7. Analisis Sudut *Pitch* Bagian Depan *Chassis* Dengan Ketinggian Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis sudut *pitch* bagian depan *chassis* terhadap ketinggian permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik yang ditampilkan pada gambar 15.

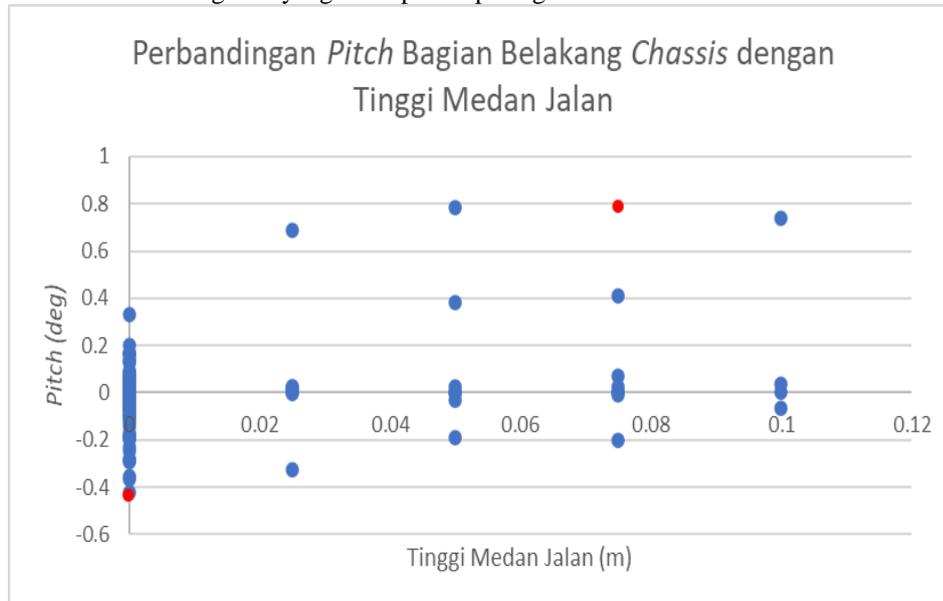


Gambar 15. Grafik perbandingan sudut *pitch* bagian depan *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa *chassis* memiliki perubahan sudut *pitch* dari sudut minimum -0.43 deg hingga sudut maksimum 0.78 deg. Sehingga perubahan sudut *pitch chassis* adalah 1.21 deg. Dari gambar 15. dapat dilihat bahwa sebagian besar persebaran titik perubahan sudut *pitch* terjadi pada ketinggian permukaan jalan 0 m dan perubahan sudut *pitch* dari sudut -0.29 deg hingga 0.20 deg.

3.3.1.8. Analisis Sudut *Pitch* Bagian Belakang *Chassis* Dengan Ketinggian Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis sudut *pitch* bagian belakang *chassis* terhadap ketinggian permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik yang ditampilkan pada gambar 16.



Gambar 16. Grafik perbandingan sudut *pitch* bagian belakang *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

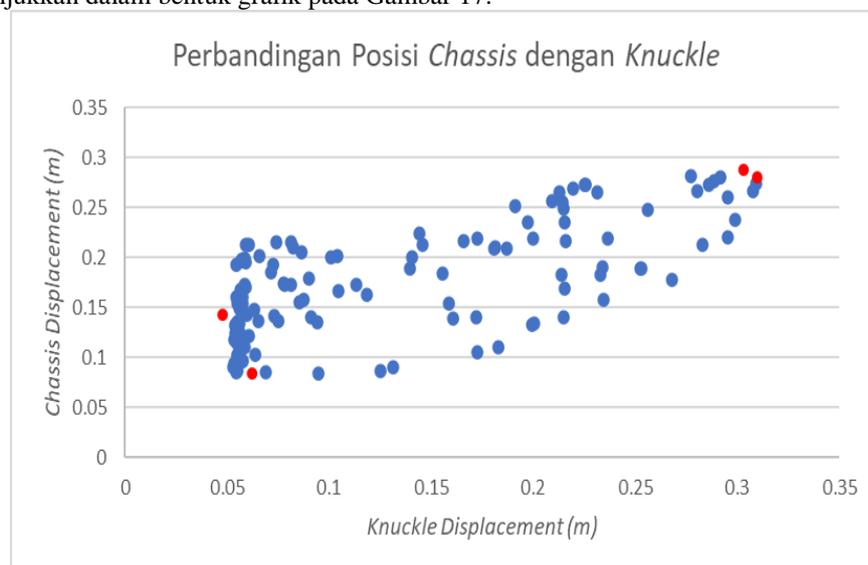
Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa *chassis* memiliki perubahan sudut *pitch* dari sudut minimum -0.43 deg hingga sudut maksimum 0.78 deg. Sehingga perubahan sudut *pitch chassis* adalah 1.21 deg. Dari gambar 16. dapat dilihat bahwa sebagian besar persebaran titik perubahan sudut *pitch* terjadi pada ketinggian permukaan jalan 0 m dan perubahan sudut *pitch* dari sudut -0.29 deg hingga 0.20 deg.

3.3.2. Analisis Kinematika *Chassis* Mobil Citroen 2CV Variasi Kedua

Pada variasi kedua digunakan pegas dengan kekakuan sebesar 400 N/mm. Penggunaan peredam dengan *damping coefficient* sebesar 2.2 N/(mm/s).

3.3.2.1. Analisis Posisi *Knuckle* Dengan *Chassis*

Berikut ini adalah hasil analisis posisi *chassis* terhadap posisi *knuckle* akibat kontak dengan permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 17.

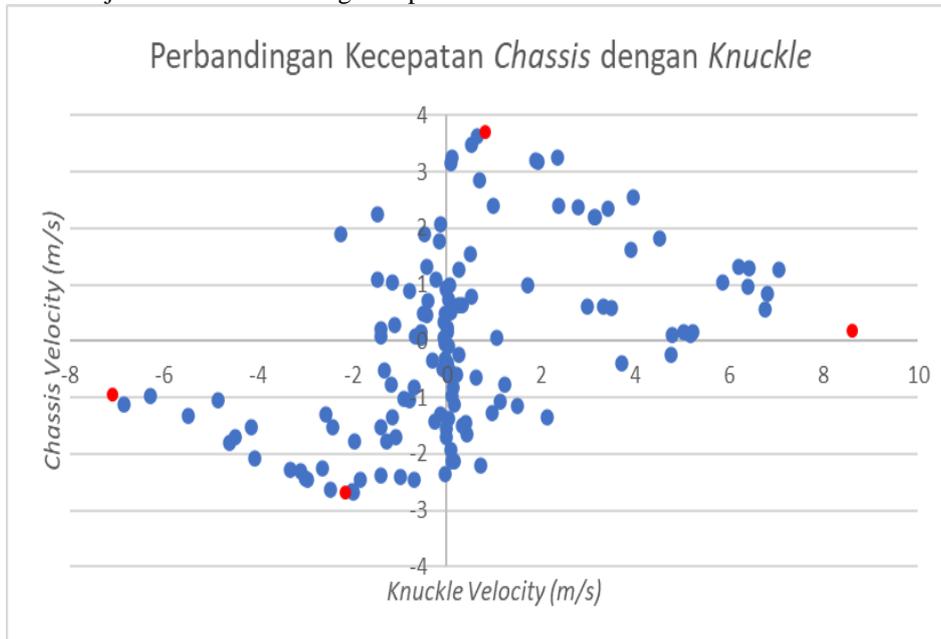


Gambar 17. Grafik Posisi *Knuckle* Dengan *Chassis*

Pada grafik yang terdapat pada gambar 17. dapat diketahui bahwa perubahan posisi *knuckle* terjadi dari posisi minimum 0,04 m hingga posisi maksimum 0,31 m. Respons *chassis* terhadap perpindahan *knuckle* tersebut adalah *chassis* mengalami perpindahan dari posisi minimum 0,08 m hingga posisi maksimum 0,29 m. Besar perpindahan *chassis* adalah 0,21 m.

3.3.2.2. Analisis Kecepatan *Knuckle* dengan *Chassis*

Berikut ini adalah hasil analisis kecepatan *chassis* terhadap kecepatan *knuckle* akibat kontak dengan permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 18.

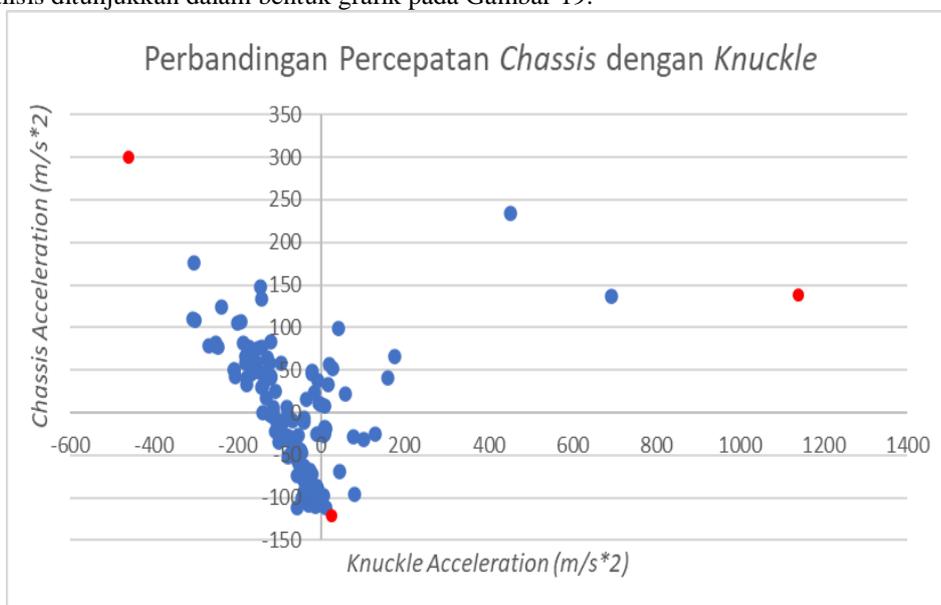


Gambar 18. Grafik Kecepatan *Knuckle* dengan *Chassis*

Pada grafik di atas dapat diketahui bahwa perubahan kecepatan *knuckle* terjadi dari kecepatan minimum -7 m/s hingga kecepatan maksimum 8,6 m/s. Respons *chassis* terhadap perubahan kecepatan *knuckle* tersebut adalah *chassis* mengalami perubahan kecepatan dari kecepatan minimum -2,69 m/s hingga kecepatan maksimum 3,68 m/s. Besar perubahan kecepatan *chassis* adalah 6,37 m/s. Dari gambar 18. diketahui bahwa sebagian besar persebaran titik terjadi pada perubahan kecepatan *knuckle* -3 m/s hingga kecepatan 5 m/s dan perubahan kecepatan *chassis* terjadi pada kecepatan -2,69 m/s hingga 3,68 m/s.

3.3.2.3. Analisis Percepatan *Knuckle* dengan *Chassis*

Berikut ini adalah hasil analisis percepatan *chassis* terhadap kecepatan *knuckle* akibat kontak dengan permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada Gambar 19.

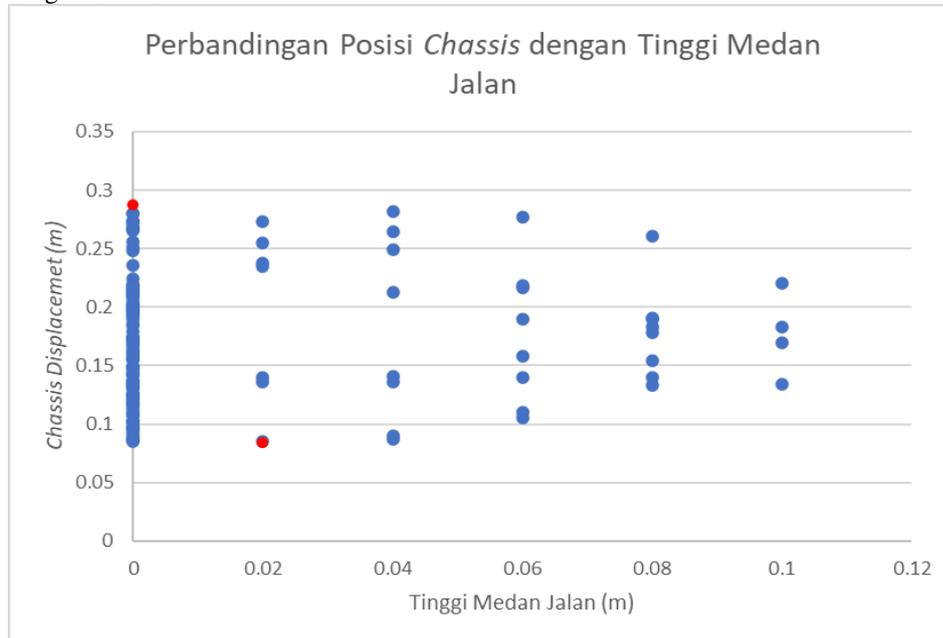


Gambar 19. Grafik Percepatan *Knuckle* dengan *Chassis*

Pada grafik yang terdapat pada gambar 16. dapat diketahui bahwa perubahan percepatan *knuckle* terjadi dari percepatan minimum 459 m/s^2 hingga percepatan maksimum 1141 m/s^2 . Respons *chassis* terhadap perubahan percepatan *knuckle* tersebut adalah *chassis* mengalami perubahan percepatan dari percepatan minimum $-121,24 \text{ m/s}^2$ hingga percepatan maksimum $298,90 \text{ m/s}^2$. Besar perubahan percepatan *chassis* adalah $420,14 \text{ m/s}^2$. Dari gambar 19. dapat diketahui bahwa persebaran titik sebagian besar terjadi pada perubahan percepatan *knuckle* $-203,3 \text{ m/s}^2$ hingga percepatan $26,19 \text{ m/s}^2$ dan perubahan percepatan *chassis* terjadi pada percepatan $121,24 \text{ m/s}^2$ hingga percepatan $81,08 \text{ m/s}^2$.

3.3.2.4. Analisis Posisi *Chassis* dengan Ketinggian Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis posisi *chassis* terhadap tinggi permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik pada gambar 20.



Gambar 20. Grafik perbandingan posisi *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Pada grafik di atas diketahui bahwa ketinggian maksimal permukaan jalan adalah 0.1 m. *Chassis* mengalami perubahan posisi dari posisi minimum 0,083 m hingga posisi maksimum 0,287 m. Dari gambar 20. diketahui bahwa persebaran titik sebagian besar berada pada ketinggian jalan 0 m dan posisi *chassis* 0,085 m hingga 0,21 m.

3.3.2.5. Analisis Kecepatan *Chassis* dengan Tinggi Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis kecepatan *chassis* terhadap ketinggian permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik yang ditunjukkan pada gambar 21.



Gambar 21. Grafik perbandingan kecepatan *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa *chassis* mengalami perubahan kecepatan dari kecepatan minimum -2,68 m/s hingga kecepatan maksimum 3,49 m/s. Dari gambar 21. dapat dilihat bahwa persebaran titik sebagian besar terjadi pada ketinggian permukaan jalan 0 m dan perubahan kecepatan *chassis* dari kecepatan -2,66 m/s hingga 1,27 m/s.

3.3.2.6. Analisis Percepatan *Chassis* dengan ketinggian Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis percepatan *chassis* terhadap ketinggian permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik yang ditampilkan pada gambar 22.



Gambar 22. Grafik perbandingan percepatan *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa *chassis* mengalami perubahan percepatan dari percepatan minimum -121 m/s^2 hingga percepatan maksimum 298 m/s^2 . Dari gambar 22. dapat dilihat bahwa persebaran titik sebagian besar terjadi pada ketinggian permukaan jalan 0 m dan perubahan percepatan *chassis* dari percepatan -121 m/s^2 hingga 80 m/s^2 .

3.3.2.7. Analisis Sudut *Pitch* Bagian Depan *Chassis* Dengan Ketinggian Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis sudut *pitch* bagian depan *chassis* terhadap ketinggian permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik yang ditampilkan pada gambar 23.



Gambar 23. Grafik perbandingan sudut *pitch* bagian depan *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa *chassis* memiliki perubahan sudut *pitch* dari sudut minimum $-0,07$ deg hingga sudut maksimum $0,18$ deg. Sehingga perubahan sudut *pitch chassis* adalah $0,25$ deg. Dari gambar 23. dapat dilihat bahwa sebagian besar persebaran titik perubahan sudut *pitch* terjadi pada ketinggian permukaan jalan 0 m dan perubahan sudut *pitch* dari sudut $-0,03$ deg hingga $0,02$ deg.

3.3.2.8. Analisis Sudut *Pitch* Bagian Belakang *Chassis* Dengan Ketinggian Permukaan Jalan

Berikut ini adalah hasil analisis sudut *pitch* bagian belakang *chassis* terhadap ketinggian permukaan jalan. Hasil analisis ditunjukkan dalam bentuk grafik yang ditampilkan pada gambar 24.



Gambar 24. Grafik perbandingan sudut *pitch* bagian belakang *chassis* dengan ketinggian permukaan jalan

Berdasarkan gambar di atas, dapat diketahui bahwa *chassis* memiliki perubahan sudut *pitch* dari sudut minimum $-0,07$ deg hingga sudut maksimum $0,18$ deg. Sehingga perubahan sudut *pitch chassis* adalah $0,25$ deg. Dari gambar 24. dapat dilihat bahwa sebagian besar persebaran titik perubahan sudut *pitch* terjadi pada ketinggian permukaan jalan 0 m dan perubahan sudut *pitch* dari sudut $-0,03$ deg hingga $0,02$ deg.

4. Kesimpulan dan Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan tentang “Perancangan Sistem Suspensi Kendaraan Berbasis Pada Mobil Citroen 2CV untuk Digunakan Pada Lahan Perkebunan” maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

- Berdasarkan geometri dan kinematika yang telah dibuat, didapatkan hasil yaitu perpindahan angular knuckle sebesar $\Delta\theta = 41$ deg, menyebabkan perpindahan sliding rod sejauh $\Delta s = 59,78$ mm. Kecepatan angular knuckle konstan sebesar $\omega = 60$ deg/s menyebabkan perubahan kecepatan sliding rod sebesar $\Delta V = 7,51$ mm/s. Percepatan angular sebesar $\alpha = 0$ deg/s² karena kecepatan konstan menyebabkan perubahan percepatan sliding rod sebesar $\Delta a = 65,68$ mm/s².
- Pada variasi peletakan pegas pertama, dengan kontur jalan yang memiliki bump setinggi 100 mm, chassis mengalami perpindahan sebesar $\Delta s = 0,18$ m. Kecepatan terendah sebesar $V = -5,39$ m/s, kecepatan tertinggi sebesar $V = 4,69$ m/s. Percepatan terendah sebesar $a = -2279$ m/s², percepatan tertinggi sebesar $a = 7480,75$ m/s². Perubahan sudut *pitch* sebesar $1,21$ deg.
- Pada variasi peletakan pegas kedua, dengan kontur jalan yang memiliki bump setinggi 100 mm, chassis mengalami perpindahan sebesar $\Delta s = 0,21$ m. Kecepatan terendah sebesar $V = -2,69$ m/s, kecepatan tertinggi sebesar $V = 3,68$ m/s. Percepatan terendah sebesar $a = -121,24$ m/s², percepatan tertinggi sebesar $a = 298,90$ m/s². Perubahan sudut *pitch* sebesar $0,25$ deg.

Saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya sebagai berikut:

- Melakukan penelitian lanjutan menggunakan metode elemen hingga untuk mendapatkan data kekuatan dari tiap komponen yang telah dibuat.
- Membuat variasi kekakuan pegas dan koefisien peredam untuk menurunkan kecepatan dan percepatan *chassis*.
- Membuat lebih banyak variasi kontur permukaan jalan dan variasi kecepatan.

5. Daftar Pustaka

- [1] Lawalata M, Thenu SFW, Tamaela M. MALUKU TENGAH STUDY OF THE DEVELOPMENT OF BANDA NUTMEG PLANTATION POTENCY IN BANDA NEIRA DISTRICT CENTRAL MALUKU REGENCY Kecamatan Banda Neira Kabupaten Maluku Tengah yang merupakan komoditas potensial yang sangat menjanjikan di pasaran dunia dengan jumla. 2016;132–50.
- [2] BPS.go.id. Luas Areal Tanaman Perkebunan Rakyat Menurut Jenis Tanaman (Ribu Hektar), 2019-2021 [Internet]. bps.go.id. 2021 [dikutip 28 Februari 2022]. Tersedia pada: <https://www.bps.go.id/indicator/54/770/1/luas-areal-tanaman-perkebunan-rakyat-menurut-jenis-tanaman.html>.
- [3] BPS.go.id. Luas Tanaman Perkebunan Besar Menurut Jenis Tanaman (Ribu Hektar), 2019-2021 [Internet]. bps.go.id. 2021 [dikutip 28 Februari 2022]. Tersedia pada: <https://www.bps.go.id/indicator/54/1847/1/luas-tanaman-perkebunan-besar-menurut-jenis-tanaman.html>.
- [4] Maulana MA, Mulyono A, Ardyanto D, Teknik J, Kendaraan O, Kodiklat P, et al. PADA ROBOT TEMPUR KOTA. 2020;1–12.
- [5] Larminie J, Lowry J. Electric Vehicle Technology Explained: Second Edition. Electric Vehicle Technology Explained: Second Edition. 2012.
- [6] Meriam JL, Kraige LG. Engineering Mechanics: Dynamics. Applied Mechanics Reviews. Wiley; 2012. 748 hal.
- [7] Myszka DH. MACHINES AND MECHANISMS Fourth Edition. 2012.
- [8] Alkestiri SM, Murray AP, Myszka DH, Wampler CW. Singularity traces of single degree-of-freedom planar linkages that include prismatic and revolute joints. J Mech Robot. 2016;8(5).
- [9] Thaddaeus J. Synthesis and Simulation of an Offset Slider-Crank Mechanism. 2016;7(10):1842–52.
- [10] Rattan SS. Theory of Machines. New York: Tata McGraw-Hill Education Pvt. Ltd.; 2009. 720 hal.