

## **MODIFIKASI KEMUDI MANUAL MENJADI TIPE RACK AND PINION PADA ANGKUTAN PEDESAAN**

**Erik Heriana \*)**, **Wegie Ruslan \*\*)**, **Asrul Ismail \*\*\*)**  
Program Studi Magister Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta

### **ABSTRAK**

*Sarana dan prasarana yang baik sangat erat kaitannya dengan hasil sebuah pekerjaan, hal inilah yang mendorong untuk menciptakan sebuah alat transportasi desa yang dapat menunjang kegiatan dan mobilitas civitas akademika yang tinggi, sehingga akan menghasilkan hasil yang maksimal.. Sebagai wujud kepedulian terhadap masalah di pedesaan, maka penulis bermaksud untuk mengkaji sebuah konsep kendaraan angkutan pedesaan roda empat dengan kapasitas berpenumpang lima orang dan barang 500 kg lebih yang sekaligus menjadi tonggak perubahan angkutan pedesaan di Indonesia.*

*Metodologi yang digunakan penulis adalah dengan metoda kajian perhitungan desain ulang untuk proses modifikasi sistem kemudi pada kendaraan angkutan pedesaan roda empat yang nyaman dan aman. Perhitungan diawali dengan mengkaji sudut belok kendaraan, kemudian mengkaji steering geometri dan beban yang diterima kemudi.*

*Dari hasil kajian ini dapat disimpulkan bahwa kendaraan angkutan pedesaan roda empat yang di desain mempunyai Sistem steering kendaraan ini menggunakan Rack and Pinion dengan sudut roda bagian luar dan bagian dalam masing – masing adalah dan . Pergeseran rack sebesar 7,47 cm mengakibatkan rasio steering 13, rasio steering ini adalah perbandingan dari hasil pergeseran rack dalam satu putaran dibagi dengan luas roda. Beban pada system steering sebesar 3,14 N ini dianggap ringan sehingga kendaraan ini tidak perlu menggunakan power steering, karena beban masih dalam standar yang dipersyaratkan yaitu 2 sampai dengan 7 N.*

*Kata kunci : Sistem, kemudi ringan, nyaman dan aman.*

### **ABSTRACT**

*Good facilities and infrastructure that is closely associated with the results of a job, it is the driving force to create a transportation country to operate, easy to maintain, that can support the activities and the high mobility of the academic community, so it will produce results maximum .. As we care about the problem of the country in the country of Indonesia, the author intends to examine a four-wheeled rural transport vehicle concept with a passenger capacity of five people and carry to 500 kg who also became a milestone towards Indonesia rural transport vehicles.*

*The methodology used by the author is the calculation method of the study design steering system on four-wheeled rural transport vehicles comfortable and safe. The calculation begins by reviewing the turn angle of the vehicle, and then examines the steering geometry and load received steering.*

*From the results of this study it can be concluded that the four-wheel electric vehicles in the design of these vehicles have steering System Rack And Pinion using the outer wheel angle and the inside of each - each is and . Shift of 7.47 cm resulted rack steering ratio 13 steering ratio is a comparison of the results in a single rack shift divided by the area round the wheel. The load on the steering system 3,14 N is considered to be mild so that these vehicles do not need to use power steering, because the burden is still within the required standard is 2 to 7 N.*

*Keywords: system, steering comfortable and safety factor.*

**PENDAHULUAN**

Berkembangnya dunia otomotif, khususnya mobil tentunya sangat sesuai dengan tingkat kebutuhan manusia itu sendiri akan kendaraan, dimana setiap pemunculan produk mobil baru sudah barang tentu menawarkan perkembangan teknologi yang memberikan kemudahan dan kenyamanan serta keamanan yang lebih baik bagi pengemudi maupun penumpang mobil. Salah satu jenis angkutan pedesaan mobil kolot/tua er tahun ‘92 ke bawah yang masih banyak digunakan pedesaan adalah Carry Futura, T.120.SS, Daihatsu Zebra yang merupakan produksi dari Industri yang berada di kita. Kendaraan tersebut masih di pergunakan di daerah Cicalong –Padalarang Kabupaten Bandung Barat dan Cisarua Kota Cimahi (yang terkenal banyak belokan /manuver tajam dan tanjakan).

Kelemahan yang sangat dirasakan oleh para pemilik kendaraan ini adalah bahwa jarak radius putar mobil ini bisa dikatakan kurang baik, selain itu untuk membelokkan mobil ini diperlukan tenaga ekstra. Dalam pengendalianpun bisa dikatakan kurang responsive dan handling dari mobilpun dirasakan kurang baik.

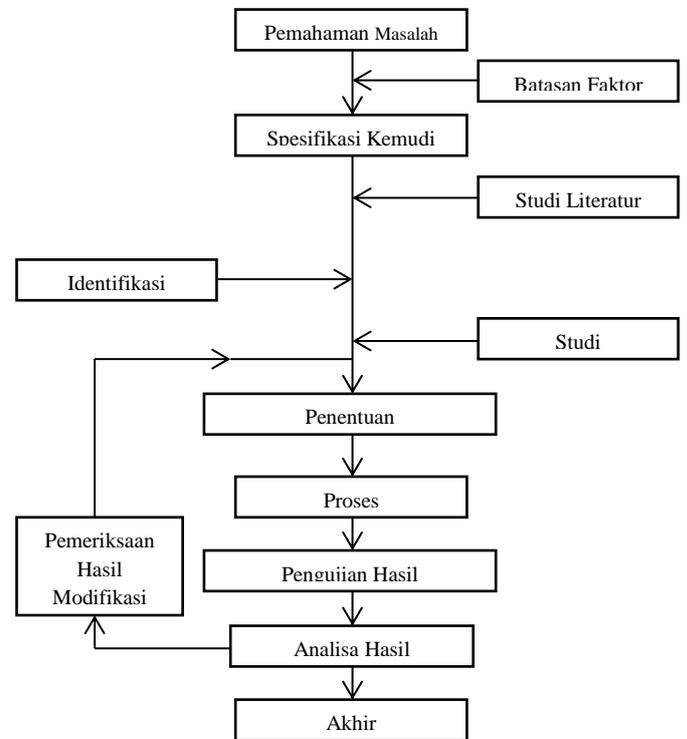
Jenis Angkutan pedesaan yang tua sendiri untuk Steering system-nya adalah Steer House yang menggunakan Worm Gear (roda gigi cacing), dimana secara teoritis elemen mesin sendiri merupakan jenis roda gigi yang dalam hal mentransmisikan daya memiliki efisiensi yang rendah. Kemudian dari sisi Linkage system ini pun ternyata memberikan hasil dimana handling kurang baik dan kurang responsive.

Berdasarkan pendahuluan diatas perlu diadakan indentifikasi masalah yang dipengaruhi, struktur bodi, kendaraan yang hemat energi, arodinamis dan berat dapat lihat pada saat berbelok atau manuver. Dengan tujuan :

1. Menghasilkan gaya hambat (drag) aerodinamik, gaya angkat (lift) aerodinamik, gaya samping (side) aerodinamik, dan hambatan ketika kendaraan berjalan.

2. Menghasilkan desain perubahan sistem kemudi yang baik di mobil angkutan pedesaan tua dan berdampak pada kenyamanan dalam berkendara.
3. Menghasilkan desain yang aerodinamik dan mempercepat aliran udara pada bagian bawah, sehingga kecepatannya lebih baik.
4. Menekan biaya teknologi kendaraan dalam mobil tua karena desain kendaraan yang lebih ringan namun memenuhi persyaratan keamanan.

**METODE PENELITIAN**



**Gambar 1.1 Skema Metode Perancangan Ulang Modifikasi**

Tujuan penelitian adalah pertimbangan dalam mengemudi angkutan pedesaan kolot/tua dan berat saat manuver/ berbelok menjadi penyebab untuk meningkatnya kenyamanan dan keamanan oleh supir angkutan tua, kelemahan dari mobil memiliki angkutan pedesaan kolot/tua dan berat saat manuver/ berbelok dan perbaikan sistem kemudi, maka dimodifikasilah sistem kemudi kendaraan yang optimal sehingga memenuhi stabilitas kendaraan dan model yang menarik serta lebih ringan sehingga dapat mengatasi

masalah kenyamanan dan keamanan pengemudi angkutan tua

Pengumpulan data-data yang dibutuhkan, dilakukan dengan mengambil hasil perancangan ulang / pemodifikasian dan data dari mobil ELDIS 1.3 (Angkutan Pedesaan Tua tahun 1991) itu sendiri. Data-data angkutan pedesaan tersebut, yaitu:

- Data Kendaraan:
  - Berat Kendaraan : 1420 Kg
  - Berat pada roda depan : 490 Kg
  - Wheel Base : 1960 mm
  - Pivot Center : 1560 mm
  - Jarak Tie Rod Center : 44,1 inch
  - Jarak Tie Rod ke Ball Joint: 4,3 inch = 110 cm
  - Front Wheel Track : 1140 mm
  - Rear Wheel Track : 1380 mm
  - $\frac{1}{2}$  Ackermann Angle ( $\alpha$ ) sebesar :  $27,88^{\circ}$

- Gaya-gaya yang terjadi :
  - Gaya yang terjadi akibat pergeseran Rack : 246,66 Kg
  - Gaya geser yang terjadi untuk Rumah Steer jauh lebih kecil dari 246,66 Kg
  - Gaya dorong ke depan dari mekanisme gerak : 131,3205 Kg
  - Asumsi untuk  $\omega$  : 0,465 rad/s

### HASIL DAN PEMBATASAN

Pada Rack & Pinion steering system, steering geometry yang didapat adalah hasil dari analisa kinematis yang dilakukan pada linkage systemnya (berupa desain akhir dari Rack & Pinion Steering System).

- Pergeseran Rack

$$X = l \cdot \cos \left[ \frac{\arcsin \left( l \cdot \sin \beta - \left\{ s \cdot \sqrt{2 - 2 \cdot \cos \delta_1 \cdot \cos \left( 90 - \alpha - \frac{\delta_1}{2} \right)} \right\}}{l} \right)}{\right]} + s \cdot \sqrt{2 - 2 \cdot \cos \delta_1} \cdot \sin \left( 90 - \alpha - \frac{\delta_1}{2} \right) - l \cdot \cos \beta$$

Untuk perubahan sudut roda bagian luarnya didapat pula persamaan, yaitu:

$$l \cdot \sin \left[ \arctan \left( \frac{l \cdot \sin \beta}{l \cdot \cos \beta - X} \right) \right] = l \cdot \sin \beta + s \cdot \sqrt{2 - 2 \cdot \cos \delta_o} \cdot \cos \left( 90 - \alpha - \frac{\delta_o}{2} \right)$$

Keterangan:

- $l$  : Panjang Rack End
- $s$  : Steer Arm (Jarak Pivot center dengan Tie Rod)
- $\alpha$  :  $\frac{1}{2}$  Ackermann angle
- $\beta$  : Sudut antara perpanjangan Rack dan Rack End

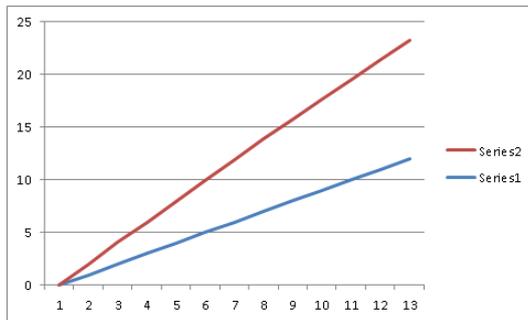
Kedua persamaan diatas merupakan persamaan yang untuk Rack & Pinion steering system akan selalu digunakan. Tentunya faktor yang akan membedakan untuk setiap mobil adalah Wheel Base (jarak center roda depan dengan center roda belakang) dan pivot center (jarak antara kedua pivot atau balljoint sebagai pusat perputaran).

Untuk Angkutan Pedesaan memiliki data sebagai berikut :

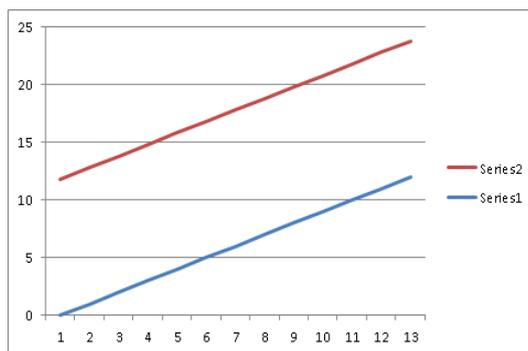
- Berat kendaraan : 1520 Kg
- Berat pada roda depan : 490 Kg
- Wheel Base : 1960 mm
- Pivot Center : 46,1 inch = 1170 cm
- Jarak Tie Rod Center : 44,1 inch
- Jarak Tie Rod ke Ball Joint: 4,3 inch = 110 cm
- Front Wheel Track : 1440 mm
- Rear Wheel Track : 1380 mm

- $\frac{1}{2}$ Ackermann Angle( $\alpha$ ) sebesar :27,88°

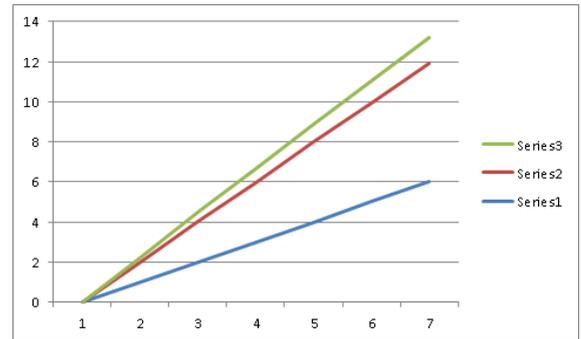
Dari manual *Service Book* untuk angkutan Angkutan Pedesaan tahun 1991 didapat bahwa Inner Wheel Angle ( $\delta_1$ ) maksimum adalah 34° dan Outer Wheel Angle ( $\delta_0$ ) maksimumnya adalah 28°, sedangkan jika menurut teorema Ackermann untuk  $\delta_1 = 34^\circ$  maka  $\delta_0 = 26,02^\circ$ , hal inilah yang biasanya dikatakan *error curve* dalam steering geometry. Pada dasarnya *error curve* ini masih ditolelir sejauh tidak terlalu ekstrim perbandingannya terhadap teorema Ackermann dan inilah yang harus kita eliminir dan dengan Rack & Pinion Steering System penulis berharap dapat mengeliminir *error curve* ini.



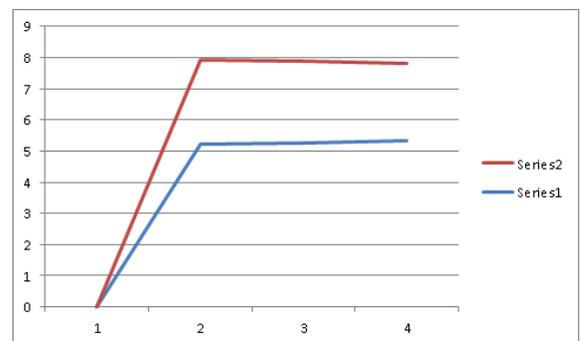
**Grafik 1.2 Perbandingan Inner dan Outer Wheel Angle dengan penggunaan Rack & Pinion Steering System**



**Grafik 1.3 Beban pada Steering Wheel untuk Rack & Pinion Steering System**



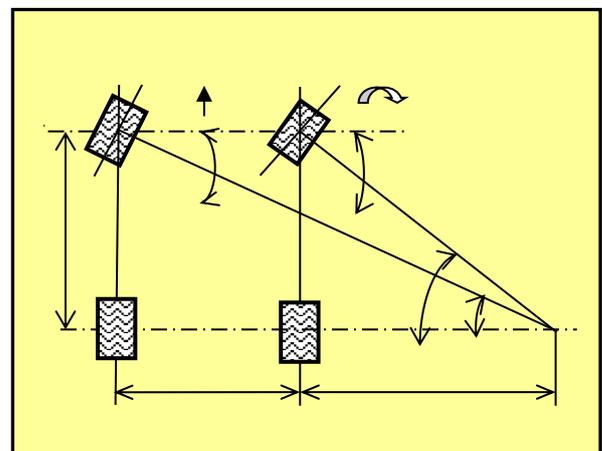
**Grafik 1.4 Perbandingan Inner dan Outer Wheel**



**Grafik 1.5 Perubahan Kecepatan dan Percepatan pada Pergerakan Rack**

**Perhitungan dan Analisis Sistem Kemudi Sudut Belok Kendaraan**

Sudut belok dihitung untuk mencari radius belok roda depan kendaraan roda empat maka dari analisa gambar dapat dihitung dengan rumus berikut:



**Gambar 1.6. “ Sudut Belok “**

dari spesifikasi kendaraan yang ada bahwa :  
 Wheel Base (L) = 2450 mm  
 Wheel Track (T) = 1560 mm  
 Dan Radius Putar (R) = 7020 mm  
 Maka

$$\delta_o = Tg^{-1} \frac{L}{\left(R + \frac{T}{2}\right)}$$

$$\delta_o = Tg^{-1} \frac{2450}{\left(7020 + \frac{1560}{2}\right)}$$

$$\delta_o = Tg^{-1} 0,31$$

$$\delta_o = 17,44^{\circ}$$

sehingga sudut belok roda sisi luar (outer) adalah

$$\delta_i = Tg^{-1} \frac{L}{\left(R - \frac{T}{2}\right)}$$

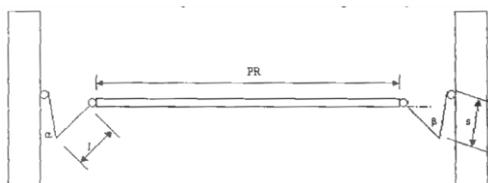
$$\delta_i = Tg^{-1} \frac{2450}{\left(7020 - \frac{1560}{2}\right)}$$

$$\delta_i = Tg^{-1} 0,39$$

$$\delta_i = 21,43^{\circ}$$

#### 4.6.2 Prilaku Ackerman

Mekanisme *steering* Tipe Ackerman. Secara skematis komponen utama yang digunakan pada mekanisme *steering* type ini dapat dilihat pada Gambar



Gambar 1.7 “Bagan Rack & Pinion Steering Geometry”.

#### Keterangan:

PR : Panjang Rack (62,5 cm)  
 l : Panjang Rack End (27,9 cm)  
 s : Jarak antara Ball Joint (Pivot Center) dengan Tie Rod (11,45cm)  
 alpha : Sudut Ackermann (29,04<sup>0</sup>)  
 beta : Sudut antara Rack dengan Rack End (30,82<sup>0</sup>)

Sedangkan dari kedua persamaan utama untuk Rack & Pinion steering system diatas maka diperoleh hasil perhitungan sebagai berikut:

o Pergeseran Rack

$$X = l \cdot \cos \left[ \frac{\arcsin \left( l \cdot \sin \beta - \left\{ s \cdot \sqrt{2 - 2 \cdot \cos \delta_1 \cdot \cos \left( 90 - \alpha - \frac{\delta_1}{2} \right)} \right\} \right)}{l} \right]$$

$$+ s \cdot \sqrt{2 - 2 \cdot \cos \delta_1} \cdot \sin \left( 90 - \alpha - \frac{\delta_1}{2} \right) - l \cdot \cos \beta$$

$$X = 27,9 \cdot \cos \left[ \frac{\arcsin \left( 27,9 \cdot \sin 30,28 - \left\{ 11,45 \cdot \sqrt{2 - 2 \cdot \cos 21,43 \cdot \cos \left( 90 - 29,04 - \frac{21,43}{2} \right)} \right\} \right)}{27,9} \right]$$

$$+ 11,45 \cdot \sqrt{2 - 2 \cdot \cos 21,43} \cdot \sin \left( 90 - 29,04 - \frac{21,43}{2} \right) - 27,9 \cdot \cos 30,28$$

$$X = 7,47 \text{ cm}$$

#### Steering Ratio

Merupakan perbandingan antara besarnya perubahan sudut pada Steering Wheel dengan perbandingan sudut Steering Wheel dengan sudut pada roda.

$$\delta_x = \frac{x \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot r}$$

$$\delta_x = \frac{7,47 \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot 33,02}$$

$$\delta_x = \frac{7,47 \cdot 360}{2 \cdot \pi \cdot 33,02}$$

$$\delta_x = 13$$

#### Beban Pada Steering Wheel

Seperti yang telah disebutkan pada Bab II Tesis ini beban pada steering wheel merupakan faktor yang penting bagi produsen mobil maupun pengendaranya. Seharusnya semua faktor yang akhirnya mempengaruhi beban pada steering wheel benar-benar diperhitungkan.

Asumsi untuk Aligning Torque (M<sub>2</sub>) ditetapkan penulis sebesar 6 Kg.m dan

kerugian torsi gaya yang terjadi dikalikan dengan faktor pengali 1.1.

Untuk Rack & Pinion steering system beban pada steering wheel dapat dihitung sebagai berikut:

- Gaya yang timbul pada Rack akibat Aligning Torque:

$$F_R = 2 \cdot M_2 \cdot \frac{\cos \beta}{s \cdot \cos(90 - \alpha - \beta)}$$

$$F_R = 2 \cdot 6 \cdot \frac{\cos 30,82}{11,45 \cdot \cos(90 - 29,04 - 30,82)}$$

$$F_R = 2 \cdot 6 \cdot \frac{0,85}{11,45 \cdot \cos(30,14)}$$

$$F_R = 2 \cdot 6 \cdot \frac{0,85}{9,90}$$

$$F_R = 1,03 \text{ N}$$

- Gaya yang timbul akibat percepatan pergeseran Rack:

$$F_r = m \cdot a$$

Keterangan :

$m$  : Massa untuk batang Roda Gigi Rack (asumsi 2 Kg)

$a$  : Percepatan pada saat pergeseran Rack ( $0,7 \text{ cm/s}^2$ )

$$F_r = m \cdot a$$

$$F_r = 2 \cdot 0,7$$

$$F_r = 1,4 \text{ N}$$

- Sedangkan akibat kerugian lainnya diasumsikan sebesar 9,81 N Dengan demikian persamaan untuk beban pada steering wheel adalah :

$$W_3 = \frac{F_R \cdot 9,81 + F_r + 9,81}{9,81} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{d_1}{d_2}$$

Keterangan :

$\varphi$  : Sudut Intersecting Shaft roda gigi ( $45,5^\circ$ )

$d_1$  : Diameter Pitch Circle Pinion (13,5 mm)

$d_2$  : Diameter Steering Wheel (14 inch)

$$W_3 = \frac{1,03 \cdot 9,81 + 1,4 + 9,81}{9,81} \cdot \cos 45,5 \cdot \frac{13,5}{355,6}$$

$$W_3 = \frac{1,03 \cdot 9,81 + 11,21}{9,81} \cdot 0,99$$

$$W_3 = \frac{19,91 + 11,21}{9,81} \cdot 0,99$$

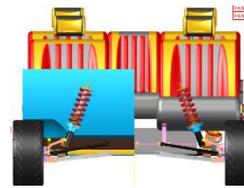
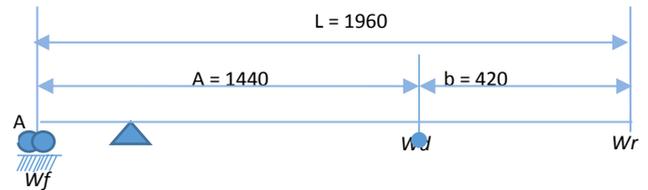
$$W_3 = \frac{31,12}{9,81} \cdot 0,99$$

$$W_3 = \frac{30,80}{9,81}$$

$$W_3 = 3,14 \text{ N}$$

#### 4.9 Beban yang diterima Roda

Berat yang ditanggung oleh Suspensi dan Roda bagian depan (wf) :



Spesifikasi	Ukuran
Jarak dari sumbu roda	1440
Kemiringan kedalam	19°
Kemiringan kebelakang	0°
Panjang pegas	240
Panjang Suspensi	350

Gambar 1.8. “ Kondisi Pembebanan yang diterima oleh Shock Absorber “.

$$w_{f1} = F_t \sin 71^\circ$$

$$F_t = \frac{w_{f1}}{\sin 71^\circ}$$

$$= \frac{3520}{0,95}$$

$$= 3705,3 \text{ N}$$

Massa yang ditanggung oleh masing – masing roda depan adalah :

$$= 377,7 \text{ kg} = \frac{3705,3}{9,81} m_{f1} = \frac{F_t}{g}$$

Momen pada titik B :

$$\sum M_b = 0$$

$$W_f \cdot L - W_d \cdot b = 0$$

$$W_f = \frac{b}{L} \times W_d$$

$$W_f = \frac{1440}{1960} \times 15107,4$$

$$W_f = 0,7 \times 15107,4$$

$$W_f = 11099,02 \text{ N}$$

Berat yang ditanggung oleh masing – masing roda depan ( $W_{f1}$ ) adalah :

$$= 5549,01 \text{ N} = \frac{11099,01}{2} W_{f1}$$

$$= \frac{W_f}{2}$$

### Analisis Perhitungan

Dari hasil perhitungan untuk sudut belok bahwa menunjukkan sudut roda bagian terluar lebih besar daripada sudut roda bagian dalam yaitu  $\delta_i = 21,43^0$  dan

$\delta_o = 17,44^0$ . Desain system kemudi pada kendaraan ini merupakan perilaku belok kendaraan yang ideal, kendaraan akan berbelok mengikuti gerakan *ackerman* dimana tidak terjadi sudut slip pada setiap roda.

Pergeseran *rack* terjadi sejauh 7,47 cm mengakibatkan rasio steering nya adalah 13. Standar untuk rasio steering adalah 13 – 16, menunjukan bahwa desain system kemudi ini masih dalam standar yang dipersyaratkan kenyamanan. Beban pada steering wheel adalah  $W_3 = 3,14 \text{ N}$  ini menunjukan bahwa system steering ini tidak perlu menggunakan power steering dikarenakan beban cukup ringan untuk memutar roda, dimana standar beban steering wheel antara 2 – 7 N.

### KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dapat disimpulkan bahwa desain system steering pada kendaraan angkutan pedesaan roda dan 5 penumpang untuk di desa sebagai berikut :

1. Sistem steering kendaraan ini menggunakan Rack And Pinion dengan sudut roda bagian luar dan bagian dalam masing – masing adalah  $\delta_i = 21,43^0$  dan  $\delta_o = 17,44^0$ .
2. Pergeseran rack sebesar 7,47 cm mengakibatkan rasio steering 13, rasio steering ini adalah perbandingan dari hasil pergeseran rack dalam satu putaran dibagi dengan luas roda.
3. Beban pada system steering sebesar 3,14 N ini dianggap ringan sehingga kendaraan ini tidak perlu menggunakan

power steering, karena beban masih dalam standar yang dipersyaratkan yaitu 2 sampai dengan 7 N.

### DAFTAR PUSTAKA

1. Khurmi, R.S., Gupta, J.K., *A Text Book of Machine Design*, Eurasia Publishning House ( Pvt ) Ltd, RamNagar, New Delhi, 1982.
2. A Thomas D, Gillispie, *Fundamentals of Vehicle Dynamic*, Society of Otomotif Engineers Inc, Warrendale, 1994.
3. ASularso. MSME. Ir, Kiyokatsu Suga. 1997. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. PT. Pradnya Paramita: Jakarta.
4. Teknologi Otomotif, Prof Ir I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D.
5. ISO 2631-1:1985 Evaluation of human Exposure to Whole-body vibration Part 1 : General Requirement. Direvisi dengan Iso 2631-1-1997.
6. [Erasmus Darwin's Improved Design for Steering Carriages](#) by Desmond King-Hele , 2002, The Royal Society, London. Accessed April 2008.
7. Toyota Astra Motor, 1994, Training Manual Steering System Step 2, Jakarta, PT.Toyota Astra Motor.
8. Toyota Astra Motor, 1994, Training Manual Wheel Alignment & Tires Step 2, Jakarta, PT.Toyota Astra Motor.
9. Astra International Training Center, Basic Mechanic Training 3, Astra Internasional.
10. Toyota Service Training, 1996, New Step 1, Jakarta, PT.Toyota Astra Motor.
11. “Advantages Of Active Steering For Vehicle Dynamics Control” Professor J Ackermann, Dr T B • Unte, And D Odenthal, German Aerospace Center, D