

PERANCANGAN KONTRUKSI SISTEM KEMUDI TIPE *RACK AND PINION* PADA MOBIL HEMAT ENERGI “HAIZUM”

Bayu Azis Firmansyah^[1], Priyagung Hartono^[2],
M. Basjir^[3].

[1], [2], [3]Jurusan Teknik Mesin Universitas Islam Malang
Jl. MT. Haryono 193 Malang 65144, Indonesia
bayuazisfirm96@gmail.com,
priyagung@unisma.ac.id
m.basjir@unisma.ac.id

ABSTRAK

Mobil yang merupakan transportasi di era globalisasi terdiri dari berbagai macam sistem dan komponen yang membantu mempermudah pengoperasiannya, salah satu sistem yang terdapat pada mobil yaitu sistem kemudi, pada tiap kendaraan memiliki sistem kemudi yang beragam oleh karena itu pada perancangan kali ini akan merancang konstruksi sistem kemudi tipe *rack and pinion* pada mobil hemat energi “HAIZUM” dengan spesifikasi mobil yang memiliki jarak antar sumbu roda depan dan belakang dengan panjang 130 cm, berat keseluruhan mobil 164 kg, panjang sumbu roda depan 100 cm, dan tinggi dari tanah 10 cm, mobil KMHE “HAIZUM” menggunakan mesin motor honda grand 100 cc dan sistem transmisi menggunakan *sprocket chain*. Dari hasil perancangan sistem kemudi dengan perhitungan distribusi beban yang dialami rangka sebesar 164 kg yang dibagi 4 roda menghasilkan beban merata pada rack sebesar 0,08 kg/mm dan juga defleksi yang dialami pegas akibat pembebanan sebesar 1,4 cm. Pada hasil perencanaan poros gandar dengan panjang poros 15 cm, beban roda 706 N dan menggunakan bahan baja ST 60 menghasilkan perencanaan diameter 11,87 mm maka di dapatkan spesifikasi bantalan roda dengan No.6001 yang miliki keandalan umur bantalan 29.404 jam. Hasil perancangan perhitungan beban *steering wheel* dengan sudut kemiringan batang kemudi 54° panjang batang kemudi 52 cm menghasilkan beban sebesar 2,39 N. Hasil yang dihitung dari perhitungan diatas mendapatkan sudut belok sebesar 23,41° dan pergeseran roda sebesar 14,82 mm. Berdasarkan regulasi teknik KMHE radius belok yang ditentukan adalah 6 m sedangkan pada mobil KMHE “HAIZUM” dengan sudut putar minimal sebesar 13,29° menghasilkan radius belok maksimal 5,190 m dan sudut putar maksimum 47,73° menghasilkan radius belok minimal 1,280 m.

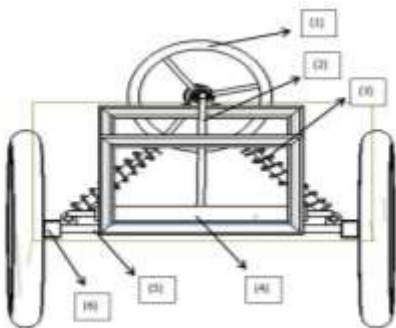
Kata Kunci : *Sistem kemudi, rack and pinion, sudut belok, radius belok.*

PENDAHULUAN

Perancangan mobil hemat energi tidak terlepas dari perencanaan sistem kemudi, sistem kemudi terdiri dari beberapa komponen yang saling berhubungan antara satu dengan yang lain terdiri dari roda kemudi, poros utama kemudi, tempat poros utama kemudi dan *steering gear* pada kemudi yang berfungsi mengarahkan roda depan dengan merubah putaran menjadi gerakan ke kanan atau ke kiri. Sistem kemudi pada mobil KMHE umumnya terdiri dari dua jenis yaitu tipe manual dan tipe *rack and pinion*. Rack adalah roda gigi yang menempel pada poros, saat poros berputar maka ulir akan menggerakkan roda gigi yang terhubung dengan *tie rod* sehingga tie rod akan mentranslasikan putaran pada kemudi menjadi gerakan untuk membelokkan roda

Sistem kemudi rack and pinion biasanya memerlukan gaya yang relatif kecil untuk memutar roda kemudi yang biasanya terdapat pada kendaraan berpenumpang atau kendaraan kecil oleh karena itu sistem kemudi rack and pinion memiliki konstruksi yang ringan dan sederhana.

METODOLOGI PENELITIAN



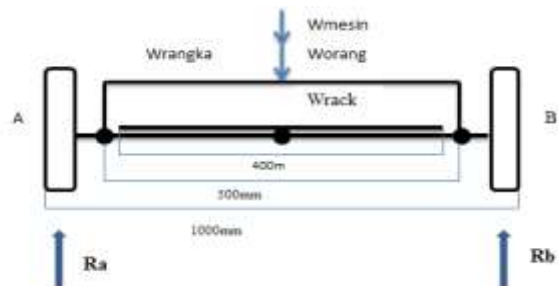
Gambar 1. Desain sistem kemudi

Gambar 1. Menunjukkan bagian sistem kemudi mobil hemat energi “HAIZUM” meliputi :

- Roda Kemudi / Steering Wheel
- Poros Kemudi
- Shock / Pegas
- *Rack and Pinion*
- Poros Gandar
- Bearing / Bantalan

Perancangan konstruksi sistem kemudi mobil hemat energi “HAIZUM” meliputi perhitungan distribusi beban yang dialami rangka, dengan rumus :

$$\frac{\text{berat keseluruhan}}{\text{jumlah roda}} = \frac{164}{4} = 41 \text{ kg}$$



Gambar 2. Distribusi beban kemudi

Gambar2. Menjelaskan titik beban reaksi pada RA RB dengan beban rangka, mesin, dan pengemudi. Setelah diketahui distribusi beban dilanjutkan perhitungan beban reaksi yang ditumpu oleh satu roda :

Beban *Rack and Pinion* (Wrack) = 4 kg
Beban Orang (Worag) = 80 kg
Beban Mesin (Wmesin) = 22,5 kg
Panjang *Rack and Pinion* (Lrack) = 400 mm
Panjang rangka depan (Lrangka) = 500 mm
Jarak sumbu roda depan = 1000mm
Jarak Lengan ayun ke poros = 100 mm
Jarak poros = 150 mm

$$\begin{aligned}\sum f_y &= W_m + W_o + W_r + Q_{\text{rack}} = R_A + R_B \\ &= 22,5 + 80 + 41 + 0,08 = R_A + R_B\end{aligned}$$

Pada perhitungan RB diperoleh beban seberat 72kg maka beban pada RA sama dengan RB yakni 72kg

Setelah beban diketahui dilanjutkan dengan perhitungan komponen *shock absorber* dengan mencari :

Diketahui :

Beban (w) = 72 kg
 Panjang bebas pegas = 280 mm
 Jumlah total lilitan (n) = 17
 Diameter kawat (d) = 6,4 mm
 Diameter pegas (D) = 43 mm

- Perhitungan panjang rapat

$$nxd = 17 \times 6,4 = 108,8 \text{ mm}$$

- Indeks Pegas (C)

$$C = \frac{D}{d} = \frac{43\text{mm}}{6,4\text{mm}} = 6,71 \text{ mm}$$

- Pitch Pegas (P)

$$P = \frac{\text{panjang pegas}}{n-1} = \frac{280\text{mm}}{17-1} = 17,5 \text{ mm}$$

- Diameter pegas rata-rata

diameter luar pegas – diameter kawat

$$43 \text{ mm} - 6,4 \text{ mm} = 36,6 \text{ mm}$$

- Factor Wahl (K)

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C}$$

$$= \frac{4 \times 6,71 - 1}{4 \times 6,71 - 4} + \frac{0,615}{6,71}$$

$$= \frac{25,84}{22,84} + \frac{0,615}{6,71}$$

$$= 1,131 + 0,067$$

$$= 1.198$$

- Faktor Geser (Sf)

$$Sf = 1 + \frac{1}{2 \times 6,71} = 1,07$$

- Defleksi Pegas

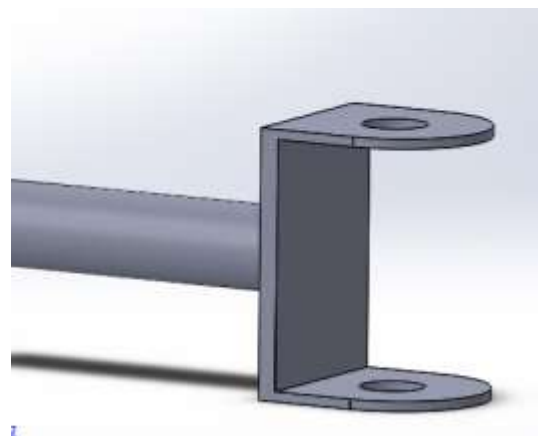
$$\delta = \frac{8WD^3n}{d^4G}$$

$$= \frac{8.164.43^3.17}{6,4^4.210}$$

$$= \frac{778.532.544}{55.050.240}$$

$$= 14,142 \text{ mm}$$

Pada perhitungan pegas mobil KMHE didapat defleksi pegas sebesar 14,142 mm



Gambar 3. Perencanaan Poros Gandar

Data awal perencanaan gandar

Panjang poros (l) = 150 mm
 Beban roda 72 kgf = 706 Newton
 Bahan yang direncanakan = Baja ST 60
 Tegangan Tarik bahan = 60 kg/mm²
 Massa jenis bahan = 7.89 10³ x m³
 Faktor keamanan (Sf₁) = 6
 Faktor keamanan (Sf₂) = 1.3

- Tegangan geser ijin

$$(\tau) \tau_a = \frac{\sigma_b}{sf1.sf2}$$

Dimana :

σ_b = kekuatan tarik bahan 60kg/mm²

Sf1 = faktor keamanan untuk bahan poros

Sf2 = faktor keamanan poros beralur pasak 1,3 – 3,0. Diambil 1,3

$$\tau a = \frac{60}{6,0 \cdot 1,3}$$

$$= 7.69 \text{ kg/mm}^2$$

- Perhitungan momen lentur

$$ML = F.L$$

$$= 706.150$$

$$= 105.900 \text{ kg/mm}$$

- Perhitungan diameter poros gandar

$$d_s = \left[\frac{10.2}{\sigma_b} \times m \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{10.2}{2,5} \times 105.900 \right]^{1/3}$$

$$= 11,87 \text{ mm}$$

Hasil perencanaan poros dengan ukuran diameter 11,87 mm di bulatkan ukurannya dengan menyesuaikan ukuran poros yaitu menjadi 12 mm untuk menyesuaikan dengan diameter dalam dari bantalan.

Perencanaan dan Perhitungan Bantalan

- Beban ekivalen dinamis

$$Pr = X.V.Fr + Y.Fa$$

Dimana :

V: faktor bagian bantalan yang berputar untuk cincin dalam = 1.2
X : faktor radial = 1.2
Y : faktor aksial = 2.3
Fa : Gaya radial = 7.75 kg
Fr : Gaya aksial = 3.1 kg

$$Pr = (0.5 \times 1 \times 7.75 + (2.30 \times 3.1))$$

$$= 11.005 \text{ kg}$$

- Faktor Kecepatan

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n} \right)^{1/3}$$

$$fn = \left(\frac{33.3}{5500} \right)^{1/3} = 0,18$$

- Faktor Umur Bantalan

$$f_h = f_n \frac{C}{P}$$

$$f_h = 0.18 \frac{400}{11.005}$$

$$= 6.54248 \text{ jam}$$

- Umur Nominal Bantalan

$$L_h = 500 f_h^3$$

$$= 500 \cdot (6.54248)^3$$

$$= 140.022 \text{ jam}$$

- Keandalan Umur Bantalan

$$Ln = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h$$

Dimana :

a1 = 0,21 untuk keandalan bantalan 99%

a2 = 1 untuk bahan baja

a3 = 1 untuk kerja normal

$$Ln = 0,21 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 140.022$$

$$= 29.404 \text{ jam}$$

Untuk pengecekan umur bantalan baik apa tidaknya mempunyai syarat yang ditentukan :

$$Ln \geq 30000$$

$$29.404 \leq 30000 \text{ (baik)}$$

Perhitungan beban pada steering wheel

Pada sudut kemiringan batang kemudi di tetapkan 54°

dengan mengikuti rangka kemudi dengan panjang 52cm.

▪ Moment Pada Batang Kemudi

$$\sum MA = 0$$

$$M-F.L = 0$$

$$4 \text{ kg/m} - F.L = 0$$

$$4 \text{ kg} = F.0,52 \text{ m}$$

$$\frac{4 \text{ kg}}{0,52} = F$$

$$F = 7,6 \text{ kg}$$

$$= 76 \text{ Newton}$$

▪ Perhitungan beban pada steering wheel

Asumsi untuk *Aligning Torque* (M_2) ditetapkan penulis sebesar 4kg.m . Untuk rack and pinion steering system beban pada beban pada steering wheel dapat dihitung sebagai berikut :

• Gaya yang timbul pada *rack* akibat *aligning torque*

$$F_R = 2.M_2 \frac{\cos \beta}{S.COS(90-\alpha-\beta)}$$

$$F_R = 2.4 \frac{\cos 19^\circ}{50 . COS(90-17-19)}$$

$$F_R = 2.4 \frac{\cos 19^\circ}{50 . COS(54)}$$

$$F_R = 8 \frac{0,94}{29,38}$$

$$F_R = 6,25 \text{ kg}$$

$$= 2,5 \text{ Newton}$$

• Gaya yang timbul akibat percepatan pergeseran Rack :

$$Fr = m . a$$

Keterangan :

m : Massa untuk batang Roda Gigi Rack (asumsi 2 Kg)
 a : Percepatan pada saat pergeseran Rack (0,8 cm/s²)

$$Fr = m . a$$

$$Fr = 2 . 0,8$$

$$Fr = 1,6 \text{ N}$$

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

$$W_3 = \frac{FR.9,81 + Fr + 9,81}{9,81} . \cos \varphi . \frac{d1}{d2}$$

Keterangan :

φ

: Sudut Intersecting Shaft roda gigi (45,5°)

$d1$: Diameter Pitch Circle Pinion (13,5 mm)

$d2$: Diameter Steering Wheel (14 inch)

$$W_3 = \frac{2,5.9,81 + 1,6 + 9,81}{9,81} . \cos 45,5$$

$$\frac{13,5}{355,6}$$

$$= \frac{12,31 + 11,41}{9,81} . 0,99$$

$$= \frac{23,72}{9,81} . 0,99$$

$$= 2,39 \text{ N}$$

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

Diketahui :

Jarak sumbu roda depan - belakang (*wheel base*) = 1300 mm

Jarak sumbu roda depan (*wheel track*) = 1000 mm

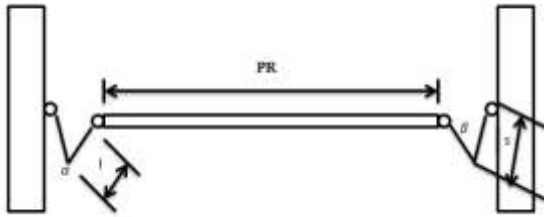
R (*wheel track* + setengah putaran mobil) = 1000 + 2500 = 3500 mm

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

$$= Tg^{-1} \left(\frac{1300}{3500 - \frac{1000}{2}} \right)$$

$$= Tg^{-1} 0,78 = 23,41^\circ$$

Prilaku Ackerman



Gambar 4. Geometry perancangan

Keterangan :

PR : Panjang Rack (400 mm)
 L : Panjang Rack End (150 mm)
 s : Jarak antara Lengan Ayun dengan C (50 mm)
 α : Sudut Ackermann (17°)
 β : Sudut antara Rack dengan Rack End (19°)
 δ_1 : Sudut belok yang diperoleh hasil hitung ($23,41^\circ$)

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

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

$$\begin{aligned} X &= 15 \cos \left(\frac{\arcsin(15 \sin 19 - \{ 5 \cdot \sqrt{2-2 \cdot \cos 19 (90-17-\frac{23}{2})} \}}{15} \right) + 10 \\ &\quad \sqrt{2-2 \cdot \cos 15 \cdot \sin(90-17-\frac{23}{2})} - 15 \cdot \cos 19 \\ &= 15 \cos \left(\frac{\arcsin(15 \sin 19 - \{ 9.65 \}}{15} \right) + 10 \sqrt{2-2 \cos 15 \cdot \sin(43)} \\ &= 15 \cos(1.62) + (7.24) \end{aligned}$$

$$= 15 \cos(8,86)$$

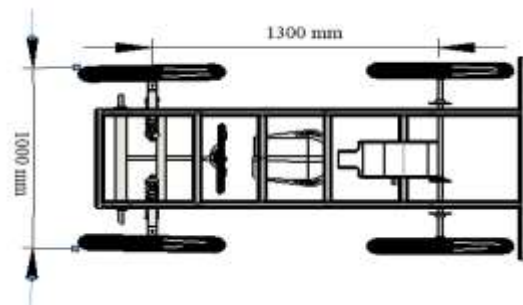
Jadi besarnya gerak roda dengan menggunakan *stering whell* yang dikenal metode ackerman dengan menggerakkan kedua roda, didapat besar pergeseran roda adalah 14,82 mm pada tiap – tiap roda.

Perhitungan Radius Belok

Menghitung besar sudut manuver pada besarnya sudut putar roda kemudi yaitu digunakan rumus persamaan.

$$R = \frac{tr}{2} + \frac{L}{\sin \delta}$$

R = Turning radius (meter)
 tr = Track width (meter)
 L = Wheel base (meter)
 δ = Steering angle



Gambar 5. Geometry perancangan

Berdasarkan regulasi teknis KMHE 2019, besar sudut steering angle minimal yang ditentukan adalah sebagai berikut:

Dimana :

R (radius yang ditentukan regulasi)=6 meter
 tr (jarak sumbu roda) =100 cm = 1 meter
 L = 130 cm= 1,3 meter

$$6 \text{ m} = \frac{1 \text{ meter}}{2} + \frac{1.3 \text{ meter}}{\sin \delta}$$

$$\delta = \sin^{-1} \frac{1,3 \text{ meter}}{6 \text{ meter} - \frac{1 \text{ meter}}{2}}$$

$$= 13,29^\circ$$

Jadi pada hasil perhitungan sudut putar maksimum yang telah ditentukan di atas maka sudut putar hasil rancangan *Urban Concept* dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} R &= 6 \text{ meter} \\ tr &= 100 \text{ cm} = 1 \text{ meter} \\ L &= 1850 \text{ mm} = 185 \text{ cm} = 1,85 \text{ m} \\ 6 \text{ m} &= \frac{1 \text{ meter}}{2} + \frac{1,85 \text{ meter}}{\sin \delta} \end{aligned}$$

$$\delta = \sin^{-1} \frac{1,85 \text{ m}}{6 \text{ m} - \frac{1 \text{ m}}{2}}$$

$$= 47,73^\circ$$

Dari hasil diatas bisa kita temukan radius putaran roda depan pada rancangan *Urban Concept* dengan menggunakan rumus

$$R = \frac{L}{\delta t - Lt - Lr} + 57,3$$

Dimana :

R = Radius Putar (m)
 δt = Sudut belok minimal ($^\circ$)
 Lt = Lebar jarak sumbu roda depan (m)
 Lr = Lebar jarak sumbu roda belakang (m)

Diketahui :

L = 1,3 m
 Lt = 1 m
 Lr = 1 m
 $\delta t = 13,29^\circ$

Dari hasil diatas bisa kita temukan radius putaran roda depan pada rancangan *Urban Concept* dengan menggunakan rumus

$$R = \frac{L}{\delta t - Lt - Lr} + 57,3$$

Dimana :

R = Radius Putar (m)
 δt = Sudut belok minimal ($^\circ$)
 Lt = Lebar jarak sumbu roda depan (m)
 Lr = Lebar jarak sumbu roda belakang (m)

Diketahui :

L = 1,3 m
 Lt = 1 m
 Lr = 1 m
 $\delta t = 13,29^\circ$

Jadi :

$$\begin{aligned} R &= \frac{L}{\delta t - Lt - Lr} + 57,3 \\ &= \frac{1,3}{13,29 - 1 - 1} + 57,3 \\ &= 5,190 \text{ m (Radius belok sesuai regulasi KMHE)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R &= \frac{L}{\delta - Lt - Lr} + 57,3 \\ &= \frac{1,3}{47,73 - 1 - 1} + 57,3 \\ &= 1,281 \text{ m} \end{aligned}$$

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan perencanaan dapat kita tarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Beban reaksi yang diterima 1 roda depan adalah 706 Newton
2. Menentukan *shock absorber* pada sistem kemudi bertujuan untuk mengurangi getaran dan berat yang dialami roda, selain itu dengan adanya *shock absorber* kenyamanan kendaraan ketika mengemudi akan didapatkan.
3. Berdasarkan moment yang sudah diketahui, maka langkah selanjutnya adalah merencanakan poros gandar yang akan digunakan, didapat hasil diameter 11.87 mm.

4. Sedangkan jenis bantalan yang digunakan sesuai poros gandar diameter dalam 12mm dengan nomor seri 6001.
5. Beban pada system steering sebesar 2,39 N ini dianggap ringan sehingga kendaraan ini dapat di gerakkan dengan mudah karena beban masih dalam standart yang di persyaratkan yaitu 2 sampai 7 N.
6. Dengan dimensi yang sudah direncanakan besar sudut belok minimal yaitu $13,29^\circ$ radius belok 5,180 m dan dengan sudut belok maksimal $47,73^\circ$ didapatkan radius belok 1,281 m
7. Heriana Erik, Ruslan Wegie, dan Ismail Asrul, “ *Modifikasi Kemudi Manual Menjadi Tipe Rack and Pinion Pada Angkutan Pedesaan*” Jakarta, 2017.
8. Toyota Astra Motor, 1994, Training Manual Wheel Steering System Step 2, Jakarta, PT. Toyota Astra Motor.
9. Kurniawan Hendra, Fuazen, Suwarno Eko, dan Julianto Eko, “*Perencanaan Sistem Kemudi “Rack And Pinion”, Mobil Hemat Energi Shell Eco Marathon Asia 2018 Emisia Borneo 01*” Jurnal Ilmiah. Pontianak, 2018.

Dengan spesifikasi hasil hitung perencanaan sistem kemudi rack and pinion hasil rancangan, maka dapat ditarik garis besar bahwa perencanaan tersebut sesuai dengan regusi KMHE 2019

DAFTAR PUSTAKA

1. Khurmi RS Gupta, JK., 2005, *Text Book of Machine Design Eurasia*, Publishing House, Ltd Ram Nagar, New Delhi.
2. Sularso, Ir, MSME dan Suga Kiyokatsu, 1997. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan*.
3. Pahlevi, M.R.Khan, Wasiwitono, “*Perancangan mekanisme uji karakteristik sistem kemudi*”, Surabaya.
4. Timoshenko, Stephen P, dan James M. Gere, “*Mekanika Bahan Jilid 1*”, Penerbit PT. Erlangga, Jakarta, 1972.
5. Gillispie. Thomas D, “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*”, Penerbit Society of Automotive Engineers Inc, Warranddale, 1994.
6. Sutantra, I nyoman Sutantra, “*Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya*” Penerbit Guna Widya, Bandung, 2001.