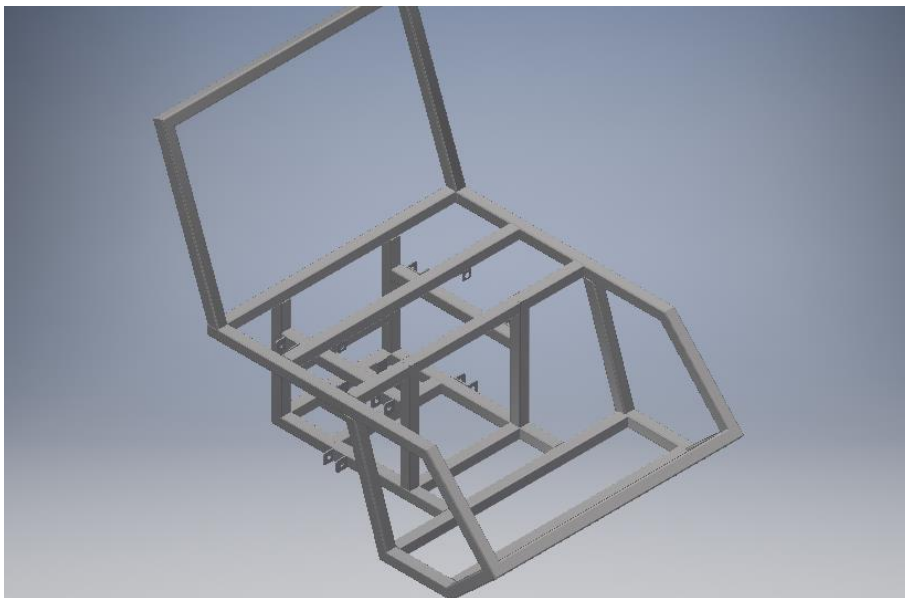


## **BAB IV**

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Modifikasi Rangka Becak**

Hasil dari modifikasi pada rangka becak dengan ukuran sesuai pada becak umumnya. Umumnya material yang digunakan untuk pembuatan rangka becak menggunakan besi siku atau besi L. Sehingga pada proses modifikasi ini juga akan mengubah material untuk rangka becak. Pada Gambar 4.1 adalah hasil desain modifikasi rangka becak.

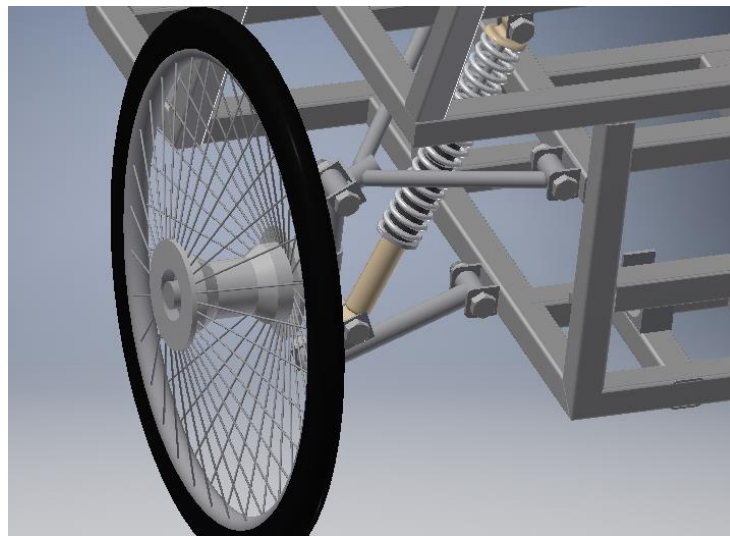


**Gambar 4.1** Desain Rangka Becak

Kesimpulan pada desain rangka becak ini akan menggunakan material besi hollow karena karakteristik material ini sederhana, ringan dan kokoh. Total berat modifikasi rangka ini adalah 24.897 kg. Penggunaan material ini juga akan mempermudah untuk pemasangan body becak nantinya. Pada desain rangka becak bagian kaki penumpang di buat agak miring supaya rangka becak dan roda depan tidak bertabrakan pada saat berbelok.

## 4.2 Modifikasi Kaki-Kaki dan Suspensi

Pada modifikasi ini dilakukan observasi terlebih dahulu tentang kaki-kaki mobil gokart dan suspensi yang akan digunakan. Kali ini menggunakan kaki-kaki gokart yang akan diaplikasikan pada modifikasi becak sebagai penghubung antara rangka becak dengan as roda. Pada umumnya suspensi becak menggunakan pear daun dengan ukuran kecil. Dibawah ini adalah hasil desain pada bagian kaki-kaki dan suspensi, bisa dilihat pada Gambar 4.2



**Gambar 4.2** Desain Kaki-kaki dan Suspensi Becak

Kesimpulan pada perancangan desain modifikasi ini menggunakan kaki-kaki yang digunakan pada mobil gokart. Material yang digunakan untuk pembuatan kaki-kaki becak dengan pipa baja. Suspensi becak nantinya akan menggunakan suspensi sepeda motor. Fungsi dari desain modifikasi ini, nantinya pada saat berada di jalan yang tidak merata atau jalan berlubang, gaya kejut akan diteruskan ke pear spring.

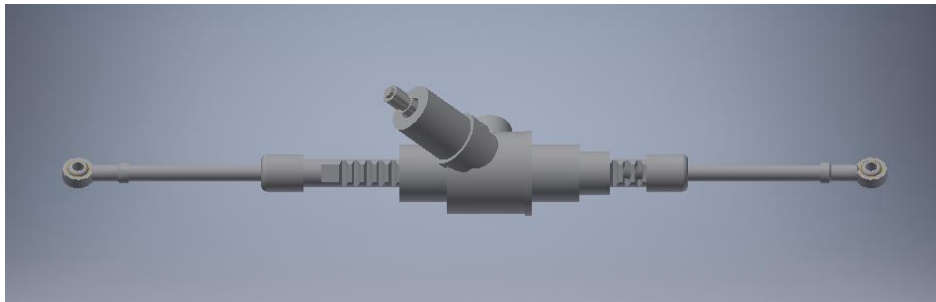
Maka selama perjalanan di jalan tidak merata, penumpang tetap merasakan kenyamanan. Ban yang digunakan untuk bagian depan tidak menggunakan ban becak pada umumnya akan tetapi menggunakan ban sepeda bmx yang memiliki diameter ban kecil. Modifikasi kaki-kaki juga untuk mempermudah pemasangan sistem kemudi.

### 4.3 Modifikasi Sistem Kemudi

Untuk mengatasi sistem kemudi supaya menjadi ringan dan stabil, maka dilakukan modifikasi dengan menambahkan sistem kemudi mobil jenis *Rack and Pinion* yang akan diaplikasikan pada becak. Sebelum dilakukan modifikasi, maka dilakukan observasi pada sistem kemudi *Rack and Pinion* pada mobil Suzuki Baleno. Bentuk *Rack and Pinion* mobil Suzuki Baleno bisa dilihat pada Gambar 4.3. Setelah didapat hasil pengukuran pada sistem kemudi ini, maka dilanjutkan perancangan modifikasi sistem kemudi yang disesuaikan pada becak, seperti pada Gambar 4.4



**Gambar 4.3** *Rack and Pinion* Mobil Suzuki Baleno



**Gambar 4.4** Modifikasi Sistem Kemudi

Pada Gambar 4.4 adalah hasil modifikasi yang akan diaplikasikan pada becak. Jenis sistem kemudi *Rack and Pinion* yang dipilih karena sistem kemudi ini dimanfaatkan pada kendaraan berukuran kecil hingga sedang. Dari hasil pengukuran pada sistem kemudi *Rack and Pinion*, akan ditentukan perhitungan gaya pelayanan atau tarikan stang kemudi, panjang lengan rack, dan pergeseran batang kemudi, yaitu:

1. Menentukan gaya pelayanan pada sistem kemudi, antara lain:

*Pinion* dibuat dari bahan (baja celup dingin dan temper, dengan  $\sigma_{a1} = \sigma_{a2} = \sigma_{OP} = 10,2 \frac{Kg}{mm^2}$  sama dengan 100 Mpa) (Sularso dan Suga, 2004), dengan demikian desain akan didasarkan pada *pinion*.

- a. Perhitungan modul gigi pada *pinion* jumlah gigi = 20

Untuk mencari modul gigi menggunakan persamaan 3.1, diketahui nilai  $h$  atau tinggi *pinion* sebesar 3 mm sesuai hasil pengukuran yang telah dilakukan. Maka modul atau  $m$  yaitu 1.09 sama dengan modul standar 1 mm.

$$m = \frac{h}{2,7341} = \frac{3}{2,7341} \\ = 1,09 \text{ sama dengan modul standar } 1 \text{ mm}$$

- b. Jumlah gigi yang formatif atau setara untuk *pinion*

Pada persamaan 3.2, diketahui nilai  $Z_p$  dari jumlah gigi *pinion* yaitu  $20/m$  dengan kemiringan pada gigi *pinion*  $45^\circ$ . Maka jumlah gigi ekuivalen atau  $Z_E$  adalah  $56,59/m$  ( $m = \text{modul}$ ).

$$Z_E = \frac{Z_p}{\cos^3 \alpha} = \frac{20/m}{\cos^3 45^\circ} = \frac{20/m}{(0,707)^3} = \frac{56,59}{m}$$

- c. Faktor bentuk gigi untuk *pinion*

Pada persamaan 3.3, diketahui nilai  $Z_E$  dari jumlah gigi ekuivalen yaitu  $56,59/m$ . Maka hasil yang didapat untuk faktor bentuk gigi atau  $y_p$  adalah  $0,175 - 0,014 m$  ( $m = \text{modul}$ ).

$$y_p = 0,175 - \frac{0,841}{Z_E} \\ = 0,175 - \frac{0,841}{56,59/m} = 0,175 - 0,014 m$$

d. Perhitungan kecepatan perifer

Pada persamaan 3.4, diketahui diameter pinion sebesar 20 mm diubah menjadi 0,02 m dan putaran pinion dengan mengasumsikan 600 rpm. Maka hasil yang didapat untuk kecepatan atau  $v$  adalah 0,62 m/s.

$$v = \frac{\pi \times D_p \times N_p}{60} = \frac{\pi \times 0,02 \times 600}{60} = 0,62 \text{ m/s}$$

e. Faktor kecepatan

Pada persamaan 3.5, diketahui kecepatan perifer yang didapat adalah 0,62 m/s. maka hasil perhitungan ini diperoleh faktor kecepatan atau  $C_v$  sebesar 0,48.

$$C_v = \frac{0,75}{0,75 + \sqrt{v}} = \frac{0,75}{0,75 + \sqrt{0,62}} = 0,48$$

Untuk lebar muka maksimum ( $b$ ) pada gigi heliks dapat diambil sebesar 12,5  $m$  hingga 20  $m$ , dimana  $m$  adalah modul. Oleh karena itu dibuat (hasil pengukuran), (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$b = 37 \text{ mm}$$

f. Beban tangensial ( $W_T$ )

Pada persamaan 3.6, diketahui bahan *pinion* atau  $\sigma_{OP}$  sebesar 100 MPa, panjang *pinion* adalah 37 mm, faktor kecepatan adalah 0,48 dan faktor bentuk gigi adalah 0,175 – 0,014  $m$ .

$$\begin{aligned} W_{Ta} &= (\sigma_{OP} \times C_v) b \times \pi \times m \times y_p \\ &= (100 \times 0,48) 37 \text{ m} \times \pi \times m \times (0,175 - 0,014 \text{ m}) \\ &= 5579 \text{ m}^2 (0,175 - 0,014 \text{ m}) = 898 \text{ N} \end{aligned}$$

g. Beban gigi tangensial pada *pinion*, seperti pada Gambar 3.9

Menggunakan persamaan 3.7 dari hasil pengukuran sistem kemudi mobil Suzuki Baleno, diketahui bahwa

diameter pinion sebesar 20 mm, beban tangensial maksimum sebesar 898 N.

$$W_{Ta} \leq \frac{T}{D_p/2} = 898 \leq \frac{T}{D_p/2} = T = \frac{898 \times D_p}{2}$$

$$T \leq \frac{898 \times 20}{2} = 8980 \text{ N.mm}$$

- h. Perhitungan torsi yang ditransmisikan oleh pinion, seperti pada Gambar 3.10

Dengan menggunakan persamaan 3.8, diketahui torsi sudah didapat dari perhitungan diatas yaitu 8980 N.mm. Untuk nilai L adalah panjang stang kemudi sebesar 250 mm. Sehingga dilakukan perhitungan untuk mencari F atau gaya dorong pada stang kemudi. Maka gaya dorong pada stang kemudi sebesar 17,96 N

$$T = 2 \times F \times L = 8980 = 2 \times F \times L$$

$$F = \frac{8980}{2 \times 250} = 17,96 \text{ N}$$

Untuk memecahkan ungkapan ini dengan metode hit and trial dan menggunakan persamaan 3.9 untuk mencari gaya pelayanan, diketahui gaya dorong sebesar 17,96 N, diameter pinion sebesar 20 mm, dan panjang stang kemudi adalah 250 mm. Maka gaya pelayan yang diperoleh yaitu 449 N

$$F_1 = F \times \frac{D_p}{2 \times L} = 17,96 \times \frac{2 \times 250}{20} = 449 \text{ N}$$

Kesimpulannya bahwa nilai dari  $F_1$  atau gaya pelayanan lebih kecil dari nilai  $W_{Ta}$  atau gaya tangensial maksimum, dimana  $F_1 = 449 \text{ N} < W_{Ta} = 898 \text{ N}$ .

## 2. Menentukan panjang lengan *rack*

Menentukan panjang lengan *rack* menggunakan persamaan 3.10, diketahui jumlah gigi *rack* sebanyak 25 seperti pada gambar 3.11. Berdasarkan hasil pengukuran pada waktu observasi dan  $m$  adalah modul. Kesimpulan bahwa panjang lengan *rack* yang dibutuhkan antara 110 sampai 115 mm.

$$\begin{aligned} L_{rack} &= Z_{rack} \times \pi \times \frac{m}{\cos \alpha} = 25 \times \pi \times \frac{1}{\cos 45^\circ} \\ &= 110 \text{ sampai } 115 \text{ mm} \end{aligned}$$

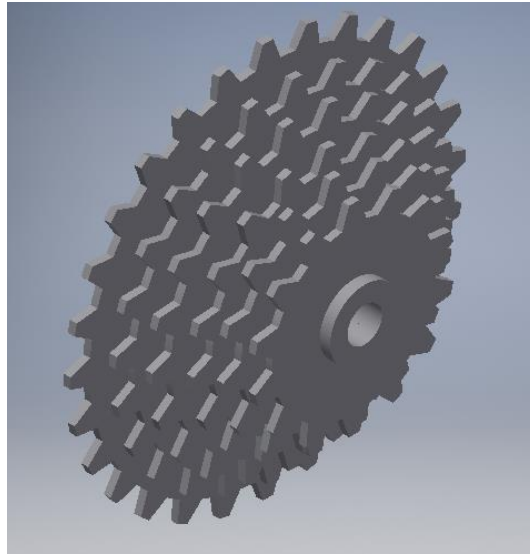
## 3. Menghitung pergeseran batang kemudi

Menentukan jarak pergeseran batang kemudi menggunakan persamaan 3.12. Diketahui panjang *rack* adalah 110 mm dengan sudut belok sebesar 35 derajat dan dapat dilihat pada Gambar 4.8. Kesimpulan pada pergeseran batang kemudi sebesar 55 mm.

$$a = \frac{L_{rack}}{2} = \frac{110}{2} = 55 \text{ mm}$$

## 4.4 Modifikasi Sistem Penggerak

Pada saat jalan menanjak pengemudi membutuhkan tenaga yang besar. Sehingga dilakukan modifikasi pada sistem penggerak becak supaya gaya kayuh menjadi ringan dan tidak memerlukan tenaga yang besar. Maka pada rangkaian sistem penggerak digunakan *sprocket* bertingkat untuk meringankan gaya kayuh sepeda. *Sprocket* bertingkat yang digunakan memiliki 6 tingkatan dari yang besar sampai kecil, seperti pada Gambar 4.5



**Gambar 4.5** *Sprocket* bertingkat

Dalam sistem penggerak ini dilakukan perhitungan untuk menentukan panjang rantai dan jarak center tiap tingkatan *sprocket* dan mencari daya pada tiap tingkatan *sprocket*, yaitu:

1. Menentukan panjang rantai dan jarak center, seperti pada Gambar 3.13

**a. Tingkatan Pertama**

Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 28, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 515 mm. Maka sejumlah mata rantai atau K adalah 100.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{28 + 36}{2} + \frac{2 \times 515}{16} + \left[ \frac{28 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{16}{515}$$

$$K = 32 + 64,37 + 3,22$$

$$K = 100$$



Maka nilai  $K$  yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

Untuk menentukan jarak pusat menggunakan persamaan 3.13. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang tingkatan pertama sebanyak 28, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan sejumlah mata rantai sebanyak 100. Maka hasil perhitungan jarak pusat adalah 518,36 mm

$$x = \frac{p}{4} \left[ K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 + Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 100 - \frac{28+36}{2} + \sqrt{\left( 100 - \frac{28+36}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{36+28}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 100 - \frac{28 + 36}{2} + 61,59 \right]$$

$$x = \frac{16}{4} [129,59] = 518,36 \text{ mm}$$

Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui  $K$  atau sejumlah mata rantai sebanyak 100 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, maka panjang rantai atau  $L$  yaitu 1600 mm diubah ke meter menjadi 1,6 m

$$L = K \cdot p = 100 \times 16 = 1600 \text{ mm} = 1,6 \text{ m}$$

#### b. Tingkatan Kedua

Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 24, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 515 mm. Maka sejumlah mata rantai atau  $K$  adalah 97.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{24 + 36}{2} + \frac{2 \times 515}{16} + \left[ \frac{24 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{16}{515}$$

$$K = 30 + 64,37 + 2,83$$

$$K = 97$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

Untuk menentukan jarak pusat menggunakan persamaan 3.13. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang tingkatan pertama sebanyak 24, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan sejumlah mata rantai sebanyak 97. Maka hasil perhitungan jarak pusat adalah 505,24 mm

$$x = \frac{p}{4} \left[ K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 + Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 97 - \frac{24+36}{2} + \sqrt{\left( 97 - \frac{24+36}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{36+24}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 97 - \frac{24 + 36}{2} + 61,31 \right]$$

$$x = \frac{16}{4} [126,31] = 505,24 \text{ mm}$$

Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 97 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, maka panjang rantai atau L yaitu 1552 mm diubah ke meter menjadi 1,552 m

$$L = K.p = 97 \times 16 = 1552 \text{ mm} = 1,552 \text{ m}$$

### c. Tingkatan Ketiga

Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 21, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 515 mm. Maka sejumlah mata rantai atau K adalah 95.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{21 + 36}{2} + \frac{2 \times 515}{16} + \left[ \frac{21 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{16}{515}$$

$$K = 28,5 + 64,37 + 2,55$$

$$K = 95$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

Untuk menentukan jarak pusat menggunakan persamaan 3.13. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang tingkatan pertama sebanyak 21, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan sejumlah mata rantai sebanyak 95. Maka hasil perhitungan jarak pusat adalah 511,4 mm

$$x = \frac{p}{4} \left[ K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 + Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 95 - \frac{21+36}{2} + \sqrt{\left( 95 - \frac{21+36}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{36+21}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 95 - \frac{21 + 36}{2} + 61,35 \right]$$

$$x = \frac{16}{4} [127,85] = 511,4 \text{ mm}$$

Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 95 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, maka panjang rantai atau L yaitu 1520 mm diubah ke meter menjadi 1,52 m

$$L = K \cdot p = 95 \times 16 = 1520 \text{ mm} = 1,52 \text{ m}$$

#### d. Tingkatan Keempat

Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 18, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 515 mm. Maka sejumlah mata rantai atau K adalah 94.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{18 + 36}{2} + \frac{2 \times 515}{16} + \left[ \frac{18 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{16}{515}$$

$$K = 27 + 64,37 + 2,29$$

$$K = 94$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

Untuk menentukan jarak pusat menggunakan persamaan 3.13. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang tingkatan pertama sebanyak 18, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan sejumlah mata rantai sebanyak 94. Maka hasil perhitungan jarak pusat adalah 517,72 mm

$$x = \frac{p}{4} \left[ K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 + Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 94 - \frac{18+36}{2} + \sqrt{\left(94 - \frac{18+36}{2}\right)^2 - 8 \left(\frac{36+18}{2 \times \pi}\right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 94 - \frac{18 + 36}{2} + 62,43 \right]$$

$$x = \frac{16}{4} [129,43] = 517,72 \text{ mm}$$

Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 94 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, maka panjang rantai atau L yaitu 1504 mm diubah ke meter menjadi 1,504 m

$$L = K \cdot p = 94 \times 16 = 1504 \text{ mm} = 1,504 \text{ m}$$

#### e. Tingkatan Kelima

Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 15, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 515 mm. Maka sejumlah mata rantai atau K adalah 92.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{15 + 36}{2} + \frac{2 \times 515}{16} + \left[ \frac{15 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{16}{515}$$

$$K = 25,5 + 64,37 + 2,04$$

$$K = 92$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

Untuk menentukan jarak pusat menggunakan persamaan 3.13. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang tingkatan pertama sebanyak 15, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36,

pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan sejumlah mata rantai sebanyak 92. Maka hasil perhitungan jarak pusat adalah 515,64 mm

$$x = \frac{p}{4} \left[ K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 + Z_1}{2 \pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 92 - \frac{15+36}{2} + \sqrt{\left( 92 - \frac{15+36}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{36+15}{2 \pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 92 - \frac{15 + 36}{2} + 62,41 \right]$$

$$x = \frac{16}{4} [128,91] = 515,64 \text{ mm}$$

Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 92 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, maka panjang rantai atau L yaitu 1472 mm diubah ke meter menjadi 1,472 m

$$L = K \cdot p = 92 \times 16 = 1472 \text{ mm} = 1,472 \text{ m}$$

#### f. Tingkatan Keenam

Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 14, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 515 mm. Maka sejumlah mata rantai atau K adalah 91.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2 \pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{14 + 36}{2} + \frac{2 \times 515}{16} + \left[ \frac{14 + 36}{2 \pi} \right]^2 \frac{16}{515}$$

$$K = 25 + 64,37 + 1,96$$

$$K = 91$$

Maka nilai  $K$  yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

Untuk menentukan jarak pusat menggunakan persamaan 3.13. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang tingkatan pertama sebanyak 14, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, dan sejumlah mata rantai sebanyak 91. Maka hasil perhitungan jarak pusat adalah 510.16 mm

$$x = \frac{p}{4} \left[ K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left( K - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{Z_2 + Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 91 - \frac{14+36}{2} + \sqrt{\left( 91 - \frac{14+36}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{36+14}{2 \times \pi} \right)^2} \right]$$

$$x = \frac{16}{4} \left[ 91 - \frac{15 + 36}{2} + 62,04 \right]$$

$$x = \frac{16}{4} [127,54] = 510,16 \text{ mm}$$

Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui  $K$  atau sejumlah mata rantai sebanyak 91 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 16 mm, maka panjang rantai atau  $L$  yaitu 1456 mm diubah ke meter menjadi 1,456 m

$$L = K \cdot p = 91 \times 16 = 1456 \text{ mm} = 1,456 \text{ m}$$

## 2. Menghitung untuk mencari daya, seperti pada Gambar 3.15

Pada perhitungan ini untuk menentukan gaya pada *sprocket* besar dengan persamaan 3.15. Diketahui berat rata-rata orang sekitar 75 kg, dan percepatan gravitasi sebesar  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Maka gaya yang dihasilkan adalah

$$F = m \times g = 75 \times 9,81 = 735,75 \text{ N} = 0,73575 \text{ kN}$$

Pada persamaan 3.16, diketahui  $F$  adalah 0,73575 kN dan panjang lengan pedal 200 mm.

$$T_2 = F \times L = 0,73575 \times 200 = 147,15 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Pada persamaan 3.17, diketahui  $F$  adalah 0,73575 kN, jarak *sprocket* adalah 75 mm, dan panjang lengan pedal 200 mm.

$$F_1 = \frac{L}{L_2} \times F = \frac{200}{75} \times 0,73575 = 1,96 \text{ N}$$

Pada perhitungan ini untuk menentukan laju orang bersepeda santai menggunakan persamaan 3.18. Diketahui diameter ban sebesar 600 mm dan  $N_1$  adalah asumsi laju kecepatan rata-rata sebesar 100 r.p.m.

$$v = \frac{\pi \times D_b \times N_1}{60} = \frac{\pi \times 600 \times 100}{60} = 3141,59 \text{ m/s}$$

Pada persamaan 3.19, diketahui kecepatan sebesar 3141,59 m/s dan diameter ban sebesar 600 mm.

$$N_1 = \frac{60 \times v}{\pi \times D_b} = \frac{60 \times 3141,59}{\pi \times 600} = 100 \text{ r.p.m}$$

#### a. Tingkatan Pertama

- Perhitungan rasio kecepatan penggerak rantai menggunakan persamaan 3.20. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 28 dan jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36. Maka rasio kecepatan 1,28.

$$V.R. = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{28} = 1,28$$

Setelah dilakukan pengukuran pada rantai roller dengan jumlah gigi sprocket atau pinion yang lebih kecil ( $Z_1$ ) untuk rasio kecepatan 1,28

$$\begin{aligned} \therefore \text{Bahwa daya desain adalah} \\ = \text{Nilai daya} \times \text{Faktor Layanan } (K_s) \end{aligned}$$



Faktor layanan ( $K_s$ ) adalah produk dari berbagai faktor  $K_1$ ,  $K_2$ , dan  $K_3$ . Nilai-nilai faktor-faktor ini diambil sebagai berikut: (Khurmi dan Gupta, 2005).

Faktor beban ( $K_1$ ) untuk beban variabel dengan kejutan berat = 1.5 (Khurmi dan Gupta, pasal 1).

Faktor pelumasan ( $K_2$ ) untuk menjatuhkan pelumasan = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 2).

Faktor peringkat ( $K_3$ ) selama 8 jam per hari = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 3).

$$\therefore \text{Faktor layanan, } K_s = K_1 \times K_2 \times K_3 = 1.5 \times 1 \times 1 = 1.5$$

$$\text{Maka daya desain} = 1,96 \times 1.5 = 2,94 \text{ kW}$$

Dari Tabel 3.1 (Sularso dan Suga, 2004), Bahwa sesuai dengan kecepatan pinion 100 r.p.m. Daya yang ditransmisikan untuk rantai No. 50 dari Tabel 3.1, yaitu

$$\text{Pitch, } p = 15,875 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter roller, } d = 10,16 \text{ mm}$$

Lebar minimum rol

$$w = 9,53 \text{ mm}$$

$$\text{Kekuatan putus, } W_B = 3200 \text{ kg} = 31381,28 \text{ N}$$

- Persamaan 3.21 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* kecil. Diketahui diameter pitch 15,875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 28.

$$d_1 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_1} \right) = 15,875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{28} \right) \text{ mm}$$

$$d_1 = 15,875 \times 7,53 = 119,53 \text{ mm} = 0,11953 \text{ m}$$

- Persamaan 3.22 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* besar. Diketahui diameter pitch 15,875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 36.

$$d_2 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_2} \right) = 15,875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{36} \right) \text{ mm}$$

$$d_2 = 15,875 \times 9,89 = 157 \text{ mm} = 0,157 \text{ m}$$

- Menentukan kecepatan garis pitch dari *sprocket* yang lebih kecil menggunakan persamaan 3.23. Diketahui lingkaran pitch *sprocket* kecil adalah 0,11953 m dan  $N_1$  adalah asumsi laju kecepatan rata-rata sebesar 100 r.p.m.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{\pi \times 0,11953 \times 100}{60} = 0,62 \text{ m/s}$$

∴ Muat pada rantai,

$$w = \frac{\text{Nilai daya}}{\text{Kecepatan garis pitch}} = \frac{1,96}{0,62} = 3,16 \text{ kN}$$

$$= 3160 \text{ N}$$

∴ Menggunakan persamaan 3.24 untuk menentukan faktor keamanan

$$\frac{W_B}{W} = \frac{31381,28}{3160} = 9,93$$

Jarak pusat minimum antara *sprocket* yang lebih kecil dan lebih besar harusnya 30 hingga 50 kali pitch. Maka dianggap 30 kali lebih tinggi (Khurmi dan Gupta, 2005).

∴ Menggunakan persamaan 3.25 untuk menentukan jarak antara sambungan sproket,

$$= 30 p = 30 \times 15,875 = 477 \text{ mm}$$

Untuk mengakomodasi lerengan awal dalam rantai, nilai jarak pusat dikurangi 2 hingga 5 mm.

∴ Menggunakan persamaan 3.26 untuk menentukan jarak pusat yang benar

$$x = 477 - 4 = 473 \text{ mm}$$

- Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 28, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada

rantai sebesar 15,875 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 473 mm.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{28 + 36}{2} + \frac{2 \times 473}{15,875} + \left[ \frac{28 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{15,875}{473}$$

$$K = 32 + 59,59 + 3,48$$

$$K = 94$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

- Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 94 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 15,875 mm

$$L = K \cdot p = 94 \times 15,875 = 1492 \text{ mm} = 1,492 \text{ m}$$

#### b. Tingkatan Kedua

- Perhitungan rasio kecepatan penggerak rantai menggunakan persamaan 3.20. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 28 dan jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36. Maka rasio kecepatan 1,5.

$$V.R. = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{24} = 1,5$$

Setelah dilakukan pengukuran pada rantai roller dengan jumlah gigi sprocket atau pinion yang lebih kecil ( $Z_1$ ) untuk rasio kecepatan 1.5

∴ Bahwa daya desain adalah

$$= \text{Nilai daya} \times \text{Faktor Layanan} (K_s)$$

Faktor layanan ( $K_s$ ) adalah produk dari berbagai faktor  $K_1$ ,  $K_2$ , dan  $K_3$ . Nilai-nilai faktor-faktor ini diambil sebagai berikut: (Khurmi dan Gupta, 2005).

Faktor beban ( $K_1$ ) untuk beban variabel dengan kejut berat = 1.5 (Khurmi dan Gupta, pasal 1).

Faktor pelumasan ( $K_2$ ) untuk menjatuhkan pelumasan = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 2).

Faktor peringkat ( $K_3$ ) selama 8 jam per hari = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 3).

$\therefore$  Faktor layanan,  $K_s = K_1 \times K_2 \times K_3 = 1.5 \times 1 \times 1 = 1.5$

Maka daya desain =  $1,96 \times 1.5 = 2,94$  kW

Dari Tabel 3.1 (Sularso dan Suga, 2004), Bahwa sesuai dengan kecepatan pinion 100 r.p.m. Daya yang ditransmisikan untuk rantai No. 50 dari Tabel 3.1, yaitu

Pitch,  $p = 15,875$  mm

Diameter roller,  $d = 10,16$  mm

Lebar minimum rol

$w = 9,53$  mm

Kekuatan putus,  $W_B = 3200$  kg = 31381,28N

- Persamaan 3.21 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* kecil. Diketahui diameter pitch 15,875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 24.

$$d_1 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_1} \right) = 15,875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{24} \right) \text{ mm}$$

$$d_1 = 15,875 \times 1,06 = 16,82 \text{ mm} = 0,01682 \text{ m}$$

- Persamaan 3.22 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* besar. Diketahui diameter pitch 15,875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 36.

$$d_2 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_2} \right) = 15,875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{36} \right) \text{ mm}$$

$$d_2 = 15,875 \times 9,89 = 157 \text{ mm} = 0,157 \text{ m}$$

- Menentukan kecepatan garis pitch dari *sprocket* yang lebih kecil menggunakan persamaan 3.23. Diketahui lingkaran pitch *sprocket* kecil adalah 0,01682 m dan  $N_1$  adalah asumsi laju kecepatan rata-rata sebesar 100 r.p.m.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{\pi \times 0,01682 \times 100}{60} = 0,09 \text{ m/s}$$

∴ Muat pada rantai,

$$w = \frac{\text{Nilai daya}}{\text{Kecepatan garis pitch}} = \frac{1,96}{0,62} = 3,16 \text{ kN}$$

$$= 3160 \text{ N}$$

∴ Menggunakan persamaan 3.24 untuk menentukan faktor keamanan

$$\frac{W_B}{W} = \frac{31381,28}{3160} = 9,93$$

Jarak pusat minimum antara *sprocket* yang lebih kecil dan lebih besar harusnya 30 hingga 50 kali pitch. Maka dianggap 30 kali lebih tinggi (Khurmi dan Gupta, 2005).

∴ Menggunakan persamaan 3.25 untuk menentukan jarak antara sambungan sproket,

$$= 30 p = 30 \times 15,875 = 477 \text{ mm}$$

Untuk mengakomodasi lerengan awal dalam rantai, nilai jarak pusat dikurangi 2 hingga 5 mm.

∴ Menggunakan persamaan 3.26 untuk menentukan jarak pusat yang benar

$$x = 477 - 4 = 473 \text{ mm}$$

- Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 24, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada

rantai sebesar 15,875 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 473 mm.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{24 + 36}{2} + \frac{2 \times 473}{15,875} + \left[ \frac{24 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{15,875}{473}$$

$$K = 30 + 59,59 + 3,06$$

$$K = 92$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

- Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 92 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 15,875 mm

$$L = K \cdot p = 92 \times 15,875 = 1460 \text{ mm} = 1,46 \text{ m}$$

### c. Tingkatan Ketiga

- Perhitungan rasio kecepatan penggerak rantai menggunakan persamaan 3.20. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 21 dan jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36. Maka rasio kecepatan 1,71.

$$V.R. = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{21} = 1,71$$

Setelah dilakukan pengukuran pada rantai roller dengan jumlah gigi sprocket atau pinion yang lebih kecil ( $Z_1$ ) untuk rasio kecepatan 1,71

∴ Bahwa daya desain adalah

$$= \text{Nilai daya} \times \text{Faktor Layanan} (K_s)$$

Faktor layanan ( $K_s$ ) adalah produk dari berbagai faktor  $K_1$ ,  $K_2$ , dan  $K_3$ . Nilai-nilai faktor-faktor ini diambil sebagai berikut: (Khurmi dan Gupta, 2005).

Faktor beban ( $K_1$ ) untuk beban variabel dengan kejut berat = 1.5 (Khurmi dan Gupta, pasal 1).

Faktor pelumasan ( $K_2$ ) untuk menjatuhkan pelumasan = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 2).

Faktor peringkat ( $K_3$ ) selama 8 jam per hari = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 3).

$\therefore$  Faktor layanan,  $K_s = K_1 \times K_2 \times K_3 = 1.5 \times 1 \times 1 = 1.5$

Maka daya desain =  $1,96 \times 1.5 = 2,94$  kW

Dari Tabel 3.1 (Sularso dan Suga, 2004), Bahwa sesuai dengan kecepatan pinion 100 r.p.m. Daya yang ditransmisikan untuk rantai No. 50 dari Tabel 3.1, yaitu

Pitch,  $p = 15,875$  mm

Diameter roller,  $d = 10,16$  mm

Lebar minimum rol

$w = 9,53$  mm

Kekuatan putus,  $W_B = 3200$  kg = 31381,28N

- Persamaan 3.21 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* kecil. Diketahui diameter pitch 15,875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 21.

$$d_1 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_1} \right) = 15,875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{21} \right) \text{ mm}$$

$$d_1 = 15,875 \times 1,32 = 20,95 \text{ mm} = 0,0295 \text{ m}$$

- Persamaan 3.22 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* besar. Diketahui diameter pitch 15,875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 36.

$$d_2 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_2} \right) = 15,875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{36} \right) \text{ mm}$$

$$d_2 = 15,875 \times 9,89 = 157 \text{ mm} = 0,157 \text{ m}$$

- Menentukan kecepatan garis pitch dari *sprocket* yang lebih kecil menggunakan persamaan 3.23. Diketahui lingkaran pitch *sprocket* kecil adalah 0.0295 m dan  $N_1$  adalah asumsi laju kecepatan rata-rata sebesar 100 r.p.m.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{\pi \times 0,0295 \times 100}{60} = 0,15 \text{ m/s}$$

∴ Muat pada rantai,

$$w = \frac{\text{Nilai daya}}{\text{Kecepatan garis pitch}} = \frac{1,96}{0,62} = 3,16 \text{ kN}$$

$$= 3160 \text{ N}$$

∴ Menggunakan persamaan 3.24 untuk menentukan faktor keamanan

$$\frac{W_B}{W} = \frac{31381,28}{3160} = 9,93$$

Jarak pusat minimum antara *sprocket* yang lebih kecil dan lebih besar harusnya 30 hingga 50 kali pitch. Maka dianggap 30 kali lebih tinggi (Khurmi dan Gupta, 2005).

∴ Menggunakan persamaan 3.25 untuk menentukan jarak antara sambungan sproket,

$$= 30 p = 30 \times 15.875 = 477 \text{ mm}$$

Untuk mengakomodasi lerengan awal dalam rantai, nilai jarak pusat dikurangi 2 hingga 5 mm.

∴ Menggunakan persamaan 3.26 untuk menentukan jarak pusat yang benar

$$x = 477 - 4 = 473 \text{ mm}$$

- Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 21, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada



rantai sebesar 15.875 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 473 mm.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{21 + 36}{2} + \frac{2 \times 473}{15.875} + \left[ \frac{21 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{15.875}{473}$$

$$K = 28.5 + 59.59 + 2.76$$

$$K = 90$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

- Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 90 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 15.875 mm

$$L = K.p = 90 \times 15.875 = 1429 \text{ mm} = 1.429 \text{ m}$$

#### d. Tingkatan Keempat

- Perhitungan rasio kecepatan penggerak rantai menggunakan persamaan 3.20. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 18 dan jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36. Maka rasio kecepatan 2.

$$V.R. = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{18} = 2$$

Setelah dilakukan pengukuran pada rantai roller dengan jumlah gigi sprocket atau pinion yang lebih kecil ( $Z_1$ ) untuk rasio kecepatan 2

∴ Bahwa daya desain adalah

$$= \text{Nilai daya} \times \text{Faktor Layanan} (K_s)$$

Faktor layanan ( $K_s$ ) adalah produk dari berbagai faktor  $K_1$ ,  $K_2$ , dan  $K_3$ . Nilai-nilai faktor-faktor ini diambil sebagai berikut: (Khurmi dan Gupta, 2005).

Faktor beban ( $K_1$ ) untuk beban variabel dengan kejut berat = 1.5 (Khurmi dan Gupta, pasal 1).

Faktor pelumasan ( $K_2$ ) untuk menjatuhkan pelumasan = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 2).

Faktor peringkat ( $K_3$ ) selama 8 jam per hari = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 3).

∴ Faktor layanan,  $K_s = K_1 \times K_2 \times K_3 = 1.5 \times 1 \times 1 = 1.5$

Maka daya desain =  $19.2 \times 1.5 = 28.8 \text{ kW}$

Dari Tabel 4.1 (Sularso dan Suga, 2004), Bahwa sesuai dengan kecepatan pinion 100 r.p.m. Daya yang ditransmisikan untuk rantai No. 50 dari Tabel 4.1, yaitu

Pitch,  $p = 15.875 \text{ mm}$

Diameter roller,  $d = 10.16 \text{ mm}$

Lebar minimum rol

$w = 9.53 \text{ mm}$

Kekuatan putus,  $W_B = 3200 \text{ kg} = 31381,28 \text{ N}$

- Persamaan 3.21 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* kecil. Diketahui diameter pitch 15.875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 28.

$$d_1 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_1} \right) = 15.875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{18} \right) \text{ mm}$$

$$d_1 = 15.875 \times (-1.83) = 14.04 \text{ mm} = 0.01404 \text{ m}$$

- Persamaan 3.22 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* besar. Diketahui diameter pitch 15.875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 36.

$$d_2 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_2} \right) = 15.875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{36} \right) \text{ mm}$$

$$d_2 = 15.875 \times 9.89 = 157 \text{ mm} = 0.157 \text{ m}$$

- Menentukan kecepatan garis pitch dari *sprocket* yang lebih kecil menggunakan persamaan 3.23. Diketahui lingkaran pitch *sprocket* kecil adalah 0.01404 m dan  $N_1$  adalah asumsi laju kecepatan rata-rata sebesar 100 r.p.m.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{\pi \times 0.01404 \times 100}{60} = 0.07 \text{ m/s}$$

∴ Muat pada rantai,

$$w = \frac{\text{Nilai daya}}{\text{Kecepatan garis pitch}} = \frac{1.96}{0.62} = 3.16 \text{ kN}$$

$$= 3160 \text{ N}$$

∴ Menggunakan persamaan 3.24 untuk menentukan faktor keamanan

$$\frac{W_B}{W} = \frac{31381.28}{3160} = 9.93$$

Jarak pusat minimum antara *sprocket* yang lebih kecil dan lebih besar harusnya 30 hingga 50 kali pitch. Maka dianggap 30 kali lebih tinggi (Khurmi dan Gupta, 2005).

∴ Menggunakan persamaan 3.25 untuk menentukan jarak antara sambungan sproket,

$$= 30 p = 30 \times 15.875 = 477 \text{ mm}$$

Untuk mengakomodasi lerengan awal dalam rantai, nilai jarak pusat dikurangi 2 hingga 5 mm.

∴ Menggunakan persamaan 3.26 untuk menentukan jarak pusat yang benar

$$x = 477 - 4 = 473 \text{ mm}$$

- Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 18, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada

rantai sebesar 15.875 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 473 mm.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{18 + 36}{2} + \frac{2 \times 473}{15.875} + \left[ \frac{18 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{15.875}{473}$$

$$K = 35 + 59.59 + 2.47$$

$$K = 96$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

- Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 96 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 15.875 mm

$$L = K.p = 96 \times 15.875 = 1524 \text{ mm} = 1.524 \text{ m}$$

#### e. Tingkatan Kelima

- Perhitungan rasio kecepatan penggerak rantai menggunakan persamaan 3.20. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 15 dan jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36. Maka rasio kecepatan 2.4.

$$V.R. = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{15} = 2.4$$

Setelah dilakukan pengukuran pada rantai roller dengan jumlah gigi sprocket atau pinion yang lebih kecil ( $Z_1$ ) untuk rasio kecepatan 2.4

∴ Bahwa daya desain adalah

$$= \text{Nilai daya} \times \text{Faktor Layanan} (K_s)$$

Faktor layanan ( $K_s$ ) adalah produk dari berbagai faktor  $K_1$ ,  $K_2$ , dan  $K_3$ . Nilai-nilai faktor-faktor ini diambil sebagai berikut: (Khurmi dan Gupta, 2005).

Faktor beban ( $K_1$ ) untuk beban variabel dengan kejut berat = 1.5 (Khurmi dan Gupta, pasal 1).

Faktor pelumasan ( $K_2$ ) untuk menjatuhkan pelumasan = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 2).

Faktor peringkat ( $K_3$ ) selama 8 jam per hari = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 3).

$\therefore$  Faktor layanan,  $K_s = K_1 \times K_2 \times K_3 = 1.5 \times 1 \times 1 = 1.5$

Maka daya desain =  $19.2 \times 1.5 = 28.8 \text{ kW}$

Dari Tabel 4.1 (Sularso dan Suga, 2004), Bahwa sesuai dengan kecepatan pinion 100 r.p.m. Daya yang ditransmisikan untuk rantai No. 50 dari Tabel 4.1, yaitu

Pitch,  $p = 15.875 \text{ mm}$

Diameter roller,  $d = 10.16 \text{ mm}$

Lebar minimum rol

$w = 9.53 \text{ mm}$

Kekuatan putus,  $W_B = 3200 \text{ kg} = 31381,28 \text{ N}$

- Persamaan 3.21 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* kecil. Diketahui diameter pitch 15.875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 15.

$$d_1 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_1} \right) = 15.875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{15} \right) \text{ mm}$$

$$d_1 = 15.875 \times (-1.86) = 29.52 \text{ mm} = 0.02952 \text{ m}$$

- Persamaan 3.22 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* besar. Diketahui diameter pitch 15.875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 36.

$$d_2 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_2} \right) = 15.875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{36} \right) \text{ mm}$$

$$d_2 = 15.875 \times 9.89 = 157 \text{ mm} = 0.157 \text{ m}$$

- Menentukan kecepatan garis pitch dari *sprocket* yang lebih kecil menggunakan persamaan 3.23. Diketahui lingkaran pitch *sprocket* kecil adalah 0.02952 m dan  $N_1$  adalah asumsi laju kecepatan rata-rata sebesar 100 r.p.m.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{\pi \times 0.02952 \times 100}{60} = 0.15 \text{ m/s}$$

∴ Muat pada rantai,

$$w = \frac{\text{Nilai daya}}{\text{Kecepatan garis pitch}} = \frac{1.96}{0.62} = 3.16 \text{ kN}$$

$$= 3160 \text{ N}$$

∴ Menggunakan persamaan 3.24 untuk menentukan faktor keamanan

$$\frac{W_B}{W} = \frac{31381.28}{3160} = 9.93$$

Jarak pusat minimum antara *sprocket* yang lebih kecil dan lebih besar harusnya 30 hingga 50 kali pitch. Maka dianggap 30 kali lebih tinggi (Khurmi dan Gupta, 2005).

∴ Menggunakan persamaan 3.25 untuk menentukan jarak antara sambungan sproket,

$$= 30 p = 30 \times 15.875 = 477 \text{ mm}$$

Untuk mengakomodasi lerengan awal dalam rantai, nilai jarak pusat dikurangi 2 hingga 5 mm.

∴ Menggunakan persamaan 3.26 untuk menentukan jarak pusat yang benar

$$x = 477 - 4 = 473 \text{ mm}$$

- Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 15, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada

rantai sebesar 15.875 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 473 mm.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{15 + 36}{2} + \frac{2 \times 473}{15.875} + \left[ \frac{15 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{15.875}{473}$$

$$K = 25.5 + 59.59 + 2.21$$

$$K = 88$$

Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

- Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 88 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 15.875 mm

$$L = K.p = 88 \times 15.875 = 1397 \text{ mm} = 1.397 \text{ m}$$

#### f. Tingkatan Keenam

- Perhitungan rasio kecepatan penggerak rantai menggunakan persamaan 3.20. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 14 dan jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36. Maka rasio kecepatan 2.5.

$$V.R. = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{14} = 2.5$$

Setelah dilakukan pengukuran pada rantai roller dengan jumlah gigi sprocket atau pinion yang lebih kecil ( $Z_1$ ) untuk rasio kecepatan 2.5

∴ Bahwa daya desain adalah

$$= \text{Nilai daya} \times \text{Faktor Layanan} (K_s)$$

Faktor layanan ( $K_s$ ) adalah produk dari berbagai faktor  $K_1$ ,  $K_2$ , dan  $K_3$ . Nilai-nilai faktor-faktor ini diambil sebagai berikut: (Khurmi dan Gupta, 2005).

Faktor beban ( $K_1$ ) untuk beban variabel dengan kejut berat = 1.5 (Khurmi dan Gupta, pasal 1).

Faktor pelumasan ( $K_2$ ) untuk menjatuhkan pelumasan = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 2).

Faktor peringkat ( $K_3$ ) selama 8 jam per hari = 1 (Khurmi dan Gupta, pasal 3).

$\therefore$  Faktor layanan,  $K_s = K_1 \times K_2 \times K_3 = 1.5 \times 1 \times 1 = 1.5$

Maka daya desain =  $19.2 \times 1.5 = 28.8$  kW

Dari Tabel 4.1 (Sularso dan Suga, 2004), Bahwa sesuai dengan kecepatan pinion 100 r.p.m. Daya yang ditransmisikan untuk rantai No. 50 dari Tabel 4.1, yaitu

Pitch,  $p = 15.875$  mm

Diameter roller,  $d = 10.16$  mm

Lebar minimum rol

$w = 9.53$  mm

Kekuatan putus,  $W_B = 3200$  kg = 31381,28N

- Persamaan 3.21 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* kecil. Diketahui diameter pitch 15.875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 28.

$$d_1 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_1} \right) = 15.875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{14} \right) \text{ mm}$$

$$d_1 = 15.875 \times 4.31 = 68.42 \text{ mm} = 0.06842 \text{ m}$$

- Persamaan 3.22 adalah untuk menghitung lingkaran pitch *sprocket* besar. Diketahui diameter pitch 15.875 mm dan jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 36.

$$d_2 = p \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{Z_2} \right) = 15.875 \operatorname{cosec} \left( \frac{180}{36} \right) \text{ mm}$$

$$d_2 = 15.875 \times 9.89 = 157 \text{ mm} = 0.157 \text{ m}$$



- Menentukan kecepatan garis pitch dari *sprocket* yang lebih kecil menggunakan persamaan 3.23. Diketahui lingkaran pitch *sprocket* kecil adalah 0.06842 m dan  $N_1$  adalah asumsi laju kecepatan rata-rata sebesar 100 r.p.m.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 N_1}{60} = \frac{\pi \times 0.06842 \times 100}{60} = 0.35 \text{ m/s}$$

∴ Muat pada rantai,

$$w = \frac{\text{Nilai daya}}{\text{Kecepatan garis pitch}} = \frac{1.96}{0.62} = 3.16 \text{ kN}$$

$$= 3160 \text{ N}$$

∴ Menggunakan persamaan 3.24 untuk menentukan faktor keamanan

$$\frac{W_B}{W} = \frac{31381.28}{3160} = 9.93$$

Jarak pusat minimum antara *sprocket* yang lebih kecil dan lebih besar harusnya 30 hingga 50 kali pitch. Maka dianggap 30 kali lebih tinggi (Khurmi dan Gupta, 2005).

∴ Menggunakan persamaan 3.25 untuk menentukan jarak antara sambungan sproket,

$$= 30 p = 30 \times 15.875 = 477 \text{ mm}$$

Untuk mengakomodasi lerengan awal dalam rantai, nilai jarak pusat dikurangi 2 hingga 5 mm.

∴ Menggunakan persamaan 3.26 untuk menentukan jarak pusat yang benar

$$x = 477 - 4 = 473 \text{ mm}$$

- Menghitung panjang rantai dari jumlah yang diperoleh dan menggunakan persamaan 3.12. Diketahui jumlah gigi *sprocket* belakang sebanyak 14, jumlah gigi *sprocket* depan sebanyak 36, pitch atau jarak pin pada

rantai sebesar 15.875 mm, dan jarak *sprocket* depan dan belakang sebesar 473 mm.

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left[ \frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{x}$$

$$K = \frac{14 + 36}{2} + \frac{2 \times 473}{15.875} + \left[ \frac{14 + 36}{2 \times \pi} \right]^2 \frac{15.875}{473}$$

$$K = 25 + 59.59 + 2.12$$

$$K = 86$$

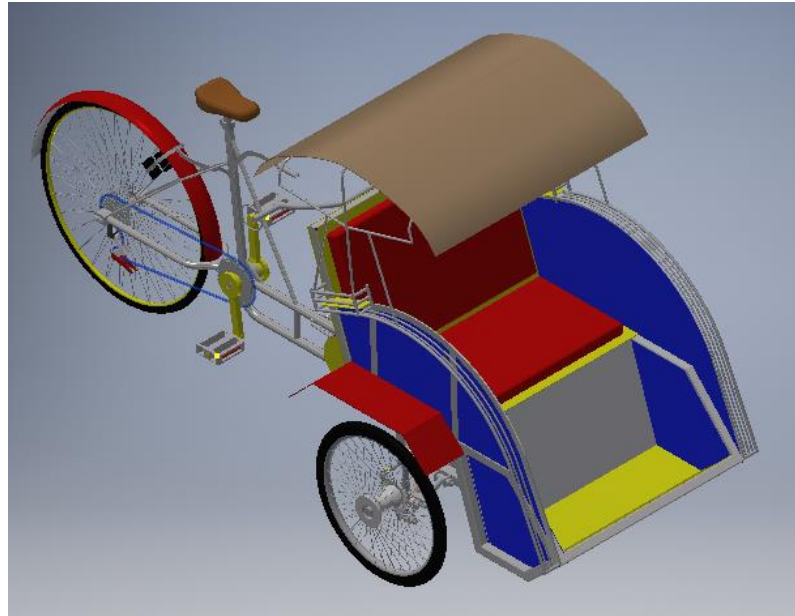
Maka nilai K yang diperoleh dari ekspresi di atas harus didekati dengan bilangan genap terdekat.

- Menghitung panjang rantai dengan menggunakan persamaan 3.14. Diketahui K atau sejumlah mata rantai sebanyak 86 dan pitch atau jarak pin pada rantai sebesar 15.875 mm

$$L = K \cdot p = 86 \times 15.875 = 1365 \text{ mm} = 1.365 \text{ m}$$

#### 4.5 Modifikasi Body Becak

Pada umumnya body becak terbuat dari material kayu sehingga becak menjadi lebih berat. Bahan pada body becak juga tidak tahan air maka akan mengalami pengeroposan. Sehingga dilakukan modifikasi pada body becak dengan menggunakan material komposit atau *fiberglass*, Karena karakteristik dari komposit sangat ringan, dapat dilihat pada Gambar 4.6 adalah bentuk becak yang sudah dipasang body.

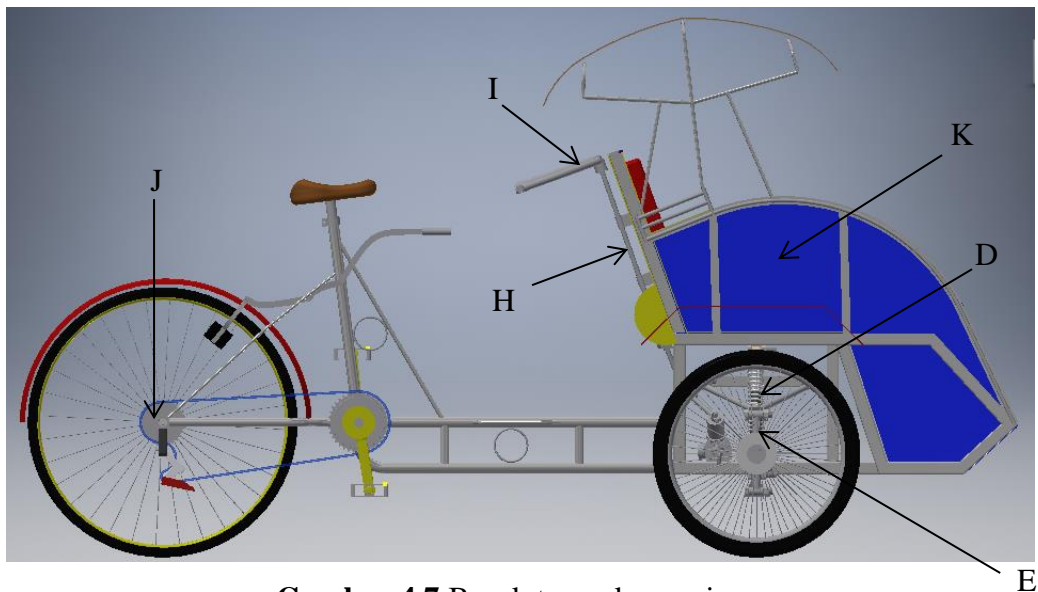


**Gambar 4.6** Body becak

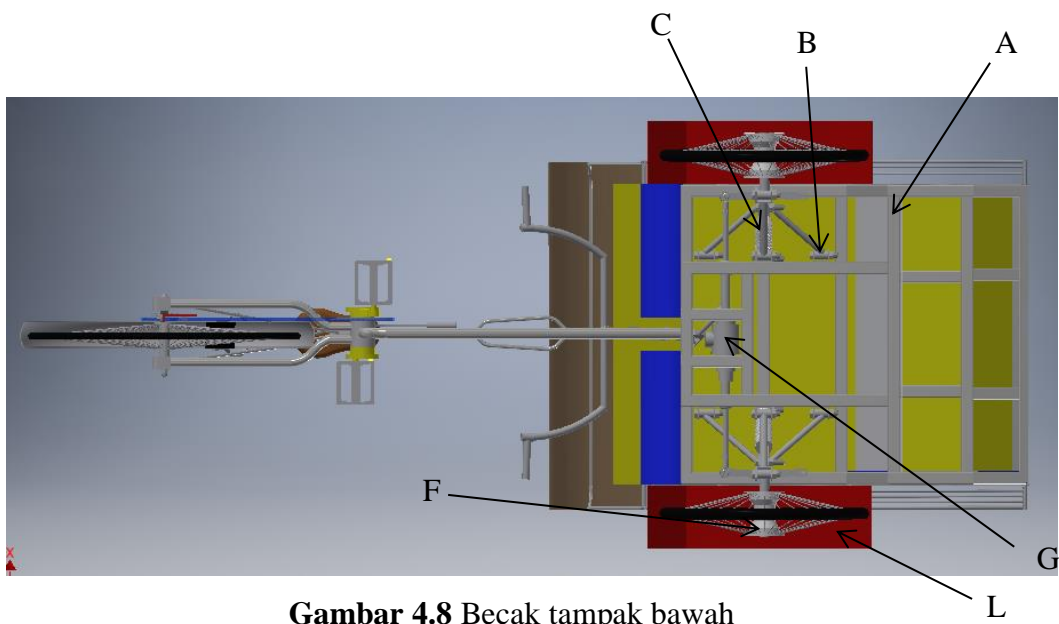
#### **4.6 Bagian yang dimodifikasi**

Dari kesimpulan di atas akan menjelaskan, bagian mana saja yang akan dimodifikasi pada becak, antara lain:

- A. Rangka becak, seperti pada Gambar 4.8.
- B. Kaki-kaki bagian atas, seperti pada Gambar 4.8.
- C. Kaki-kaki bagian bawah, seperti pada Gambar 4.8.
- D. Suspensi sepeda motor, seperti pada Gambar 4.7.
- E. As roda, seperti pada Gambar 4.7.
- F. Ban BMX, seperti pada Gambar 4.8.
- G. Sistem kemudi jenis *Rack and Pinion*, seperti pada Gambar 4.8.
- H. Batang kemudi, seperti pada Gambar 4.7.
- I. Stang kemudi, seperti pada Gambar 4.7.
- J. *Sprocket* bertingkat, seperti pada Gambar 4.7.
- K. Body becak, seperti pada Gambar 4.7.
- L. *Spack bor*, seperti pada Gambar 4.8.



**Gambar 4.7** Becak tampak samping



**Gambar 4.8** Becak tampak bawah