

# PERENCANAAN DAN ANALISA STRUKTUR PARKIR ROTARI KAPASITAS DELAPAN MOBIL

Noviyanto Dwi Sasongko  
Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas 17 Agustus 1945 Surabaya  
Jl. Semolowaru 45 Surabaya 60118  
Telp. 031 – 5931800, Fax. 031 – 5927817  
[novi.dwisasongko@gmail.com](mailto:novi.dwisasongko@gmail.com)

## ABSTRACT

*An increasing number of car parking space in urban requiring more extensive. However, the narrowness of the land in the city of forcing people to innovate. Rotary park is one of the innovations to overcome the problem of the narrowness of the parking lot. This parking system is developed with vertical expansion. So with the narrow land can accommodate many cars. Planning is the dimension parked SUV that circulated in Indonesia. Repositioning of the car is done by using a chain conveyor. Thus, enabling users the time of entry and exit parking lot. Planning and analysis of the structure using static calculations. Dimensions of this park that is (p x l x t) 6290 mm x 4906 mm x 12135 mm with a reference mass of 2200 kg per car maximum capacity of eight cars.*

*Keywords: Rotary Park, Chain Conveyor, Steel Structure*

## I. PENDAHULUAN

Kemajuan teknologi dan peningkatan tingkat sosial masyarakat Indonesia menjadikan mobil sebagai salah satu barang yang mudah didapatkan. Sehingga laju pertumbuhan kepemilikan mobil dimasyarakat semakin besar pula. Hal ini menjadi salah satu masalah yang timbul pada tingkat kemacetan dan lahan parkir di tempat umum. Hingga memaksa manusia untuk berinovasi untuk mengatasi masalah tersebut.

Parkir mobil ditempat-tempat umum seperti di mall, hotel dan perkantoran telah didesain untuk dapat menampung mobil dalam jumlah besar. Namun demikian pembangunannya masih membutuhkan lahan yang luas. Parkir bawah tanah dan parkir bertingkat banyak kita jumpai ditempat-tempat tersebut. Akan menjadi masalah baru, jika parkir mobil didepan kantor yang memiliki lahan sempit.

Di negara-negara tetangga telah melakukan inovasi untuk menjawab masalah parkir yang sempit. Salah satunya yaitu parkir rotari yang dapat memanfaatkan lahan sempit dan efisien untuk menampung mobil dalam jumlah yang cukup banyak. Namun demikian, di Indonesia masih sangat kecil sekali untuk menggunakan sistem parkir ini.

Salah satu kontraktor yang masih berkembang di Sidoarjo, mendapat permintaan pelanggan untuk membuat sistem parkir rotari. Namun demikian, karena tidak adanya pengalaman pembuatan sistem parkir ini, hingga terjadi pembatalan order. Hal ini wajar saja, namun sangat disayangkan. Karena memang jarang sekali jenis parkir ini di sekitar kita. Padahal parkir rotari sangat dibutuhkan jika melihat semakin sempitnya lahan diperkotaan. Sehingga, perencanaan dan analisa kekuatan parkir rotari ini dibahas untuk menjawab masalah tersebut.

## II. TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Tegangan

Tegangan pada umumnya terbagi menjadi dua kelompok yaitu :

#### A. Tegangan Normal

Tegangan yang arah kerjanya dalam arah tegak lurus permukaan terpotong batang. Tegangan normal dapat disebabkan oleh beberapa faktor yaitu :

Gaya Normal

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A} = \left( \frac{N}{mm^2} \right)$$

Dimana :  $\sigma_n$  = tegangan normal (N/mm<sup>2</sup>)  
 $F_n$  = gaya normal (N)  
 $A$  = luas penampang (mm<sup>2</sup>)

#### Beban Tarik dan Tekan

Apabila batang ditarik oleh gaya F seperti pada gambar 2.2 maka tegangan yang terjadi adalah tegangan tarik. Tegangan tarik dapat ditulis dengan persamaan :

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \left( \frac{N}{mm^2} \right)$$

Dimana :  $\sigma_t$  = tegangan tarik (N/mm<sup>2</sup>)  
 $F_t$  = gaya tarik (N)  
 $A$  = luas penampang (mm<sup>2</sup>)

Sedangkan tegangan tekan terjadi bila suatu batang diberi gaya F yang saling berlawanan dan terletak dalam satu garis gaya. Tegangan tekan dapat ditulis:

$$\sigma_d = \frac{F_d}{A} = \left( \frac{N}{mm^2} \right)$$

Dimana :  $\sigma_d$  = tegangan tekan (N/mm<sup>2</sup>)  
 $F_d$  = gaya tekan (N)  
 $A$  = luas penampang (mm<sup>2</sup>)

### B. Tegangan Geser

Tegangan geser terjadi jika suatu benda bekerja dengan dua gaya yang berlawanan arah, sejajar sumbu batang. Tegangan geser dapat disebabkan karena adanya beberapa pembebanan seperti :

Gaya Geser

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} = \left( N/mm^2 \right)$$

Dimana :  $\tau$  = tegangan geser ( $N/mm^2$ )  
 $V$  = gaya geser (N)  
 $Q$  = momen ( $mm^3$ )  
 $I$  = momen Inersia ( $mm^4$ )  
 $b$  = lebar penampang (mm)

Momen Letur

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} = \left( N/mm^2 \right)$$

Dimana :  $\sigma$  = tegangan lentur ( $N/mm^2$ )  
 $M$  = momen lentur (N.mm)  
 $Y$  = jarak terjauh sumbu (mm)  
 $I$  = momen Inersia ( $mm^4$ )

### C. Beban Puntir / Torsi

Torsi yang bekerja pada poros akan menghasilkan tegangan geser. Untuk mendapatkan tegangan puntir dapat menggunakan persamaan berikut :

$$t = \frac{Tr}{J} = \left( N/mm^2 \right)$$

Dimana :  $t$  = tegangan puntir ( $N/mm^2$ )  
 $T$  = momen puntir (kg.mm)  
 $r$  = jari-jari (mm)  
 $J$  = momen Inersia ( $mm^4$ )

## 2.2 Teori Kegagalan Struktur

Analisa kegagalan adalah suatu kegiatan yang bertujuan untuk mengetahui penyebab terjadinya kerusakan. Secara keseluruhan jenis kegagalan pada material dapat terbentuk seperti fatigue, wear (keausan), korosi, fracture, impact dan lainnya.

Pada kegagalan secara statik dapat terbagi menjadi tiga teori, yaitu :

#### A. Teori tegangan normal maksimum

Kegagalan akan terjadi apabila tegangan utama maksimum sama atau lebih besar dibandingkan tegangan normal maksimum.

Secara umum teori tegangan normal maksimum adalah sebagai berikut :

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \sigma_{xy}^2}$$

$$Fs = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{max}}$$

### B. Teori Tegangan Geser Maksimum

Teori tegangan geser maksimum sering digunakan pada material yang bersifat ulet.

Secara umum teori tegangan geser maksimum adalah sebagai berikut

$$\tau_{max} = \sqrt{\left( \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$Fs = \frac{0,5 \cdot \sigma_{yp}}{\tau_{max}}$$

### C. Distorsi Energi

Aplikasi dari teori tegangan geser maksimum sering digunakan untuk kasus pada material ulet. Keadaan suatu material akan luluh jika adanya suatu pembebanan dengan S.

$$S \geq \sigma_{yp}$$

Teori distorsi energi dapat menggunakan teoritik sebagai berikut :

$$S^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_1 \sigma_2$$

## 2.3 Faktor Keamanan

Faktor keamanan dapat disebut dengan, N, merupakan ukuran keamanan relatif komponen pembawa beban. Untuk bahan ulet, faktor rancangan harus memiliki kriteria nilai sebagai berikut :

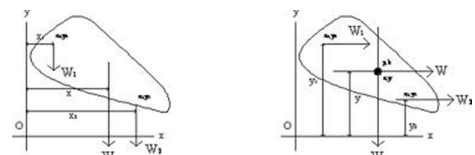
1.  $N = 1,25$  hingga  $2,00$ . Perancangan struktur yang menerima beban statis.
2.  $N = 2,00$  hingga  $2,50$ . Perancangan elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis.
3.  $N = 2,50$  hingga  $4,00$ . Perancangan pada struktur statis atau pembebanan dinamis.
4.  $N = 4,00$  atau lebih. Perancangan pada struktur statis atau pada elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian.

Sedangkan untuk bahan getas, faktor rancangan harus memiliki kriteria sebagai berikut ini :

1.  $N = 3,00$  hingga  $4,00$ . Perancangan struktur yang menerima beban secara statis.
2.  $N = 4,00$  hingga  $8,00$ . Pada perancangan struktur statis atau pembebanan secara dinamis.

## 2.4 Titik Berat dan Pusat Massa

Berat suatu benda adalah jumlah atau resultan dari berat partikel-partikel tersebut. Arah gaya gravitasi selalu menuju pusat bumi, maka gaya gravitasi yang dialami oleh tiap-tiap partikel juga mengarah ke pusat bumi dan resultan dari semua gaya tersebut berada pada titik tertentu.



Gambar 2.11 Titik berat benda

Titik berat merupakan titik keseimbangan sempurna atau sebuah pusat distribusi berat. Titik berat atau titik pusat massa dapat dinyatakan dalam titik koordinat (x, y) dan dapat ditentukan dengan rumus di bawah ini.

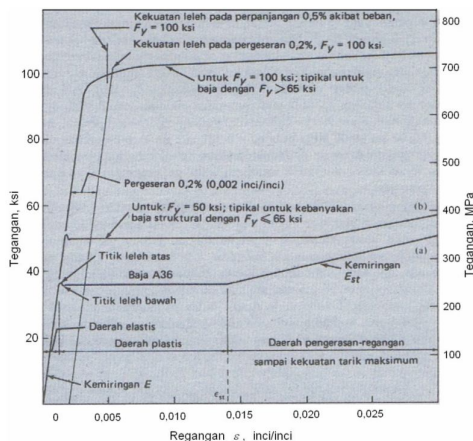
$$x = \frac{\sum x_i \cdot m_i}{\sum m_i} \quad y = \frac{\sum y_i \cdot m_i}{\sum m_i}$$

## 2.5 Material Baja

Baja adalah logam campuran yang terdiri dari besi (Fe) dan karbon (C). Selain karbon, sering juga ditambahkan unsur chrom (Cr), nikel (Ni), vanadium (V), molybdaen (Mo) untuk mendapatkan sifat lain sesuai aplikasi dilapangan seperti antikorosi, tahan panas, dan tahan temperatur tinggi.

Besi dan baja mempunyai kandungan unsur utama yang sama yaitu Fe, hanya kadar karbonlah yang membedakan besi dan baja. Berikut ini disajikan klasifikasi baja menurut komposisi kimianya:

- a. Baja Karbon (carbon steel), dibagi menjadi tiga yaitu;
  1. Baja karbon rendah (low carbon steel)  
Sifatnya mudah ditempa dan mudah di mesin (0,05% - 0,3% C).
  2. Baja karbon menengah (medium carbon steel)  
Kekuatan lebih tinggi daripada baja karbon rendah. Sifatnya sulit untuk dibengkokkan, dilas, dipotong (0,3% - 0,3% C).
  3. Baja karbon tinggi (high carbon steel)  
Sifatnya sulit dibengkokkan, dilas dan dipotong (0,6% - 1,5% C).
- b. Baja Paduan Rendah kekuatan tinggi (High Strength Low Alloy Steel)  
Tegangan lelehnya berkisar antara 40 ksi dan 70 ksi (275 Mpa dan 480 Mpa).
- c. Baja Paduan  
Baja paduan rendah dapat didinginkan (dalam air) dan dipanaskan kembali untuk mendapatkan tegangan leleh sebesar 80 ksi sampai 110 ksi (550 Mpa sampai 760 Mpa).



Gambar 2.12 Kurva tegangan regangan tipikal

## 2.6 Baja Profil dan Kegunaannya

### 1. Wide Flange (WF)

Baja bentuk W adalah komponen struktur yang memiliki bentuk penampangnya berbentuk huruf H dan digunakan pada hampir seluruh komponen struktur. Istilah lain profil yaitu IWF, WF, H-Beam, I-Beam.

### 2. Baja Channel atau UNP ini punya kegunaan yang hampir sama dengan baja WF, kecuali untuk kolom jarang baja UNP ini jarang digunakan karena strukturnya yang mudah mengalami tekukan disetiap sisinya.

### 3. Lipped Channel

Baja bentuk C mempunyai bentuk penampangnya sama dengan huruf C. Profil ini berguna khusus pada lokasi dimana hanya membutuhkan satu sisi flens. Istilah lain profil ini yaitu balok purlin, kanal C, C channel, profil C.

### 4. RHS (Rectangular Hollow Section) dan SHS (Square Hollow Section)

Merupakan baja profil berbentuk kotak dengan ukuran standar dan ketebalan yang bervariasi. Kegunaan profil ini lebih banyak untuk pagar rumah, kanopi dan model lain yang memerlukan nilai keindahan.

## 2.7 Konsep Kesetimbangan Struktur

Suatu partikel dalam keadaan keseimbangan jika resultan semua gaya yang bekerja pada partikel tersebut nol. Jika pada suatu partikel diberi 2 gaya yang sama besar, mempunyai garis gaya yang sama dan arah berlawanan, maka resultan gaya tersebut adalah NOL.

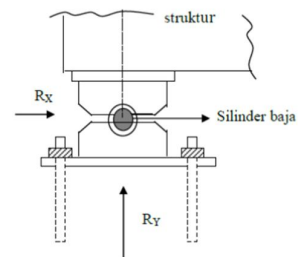
Syarat perlu dan cukup untuk keseimbangan suatu benda tegar secara analitis adalah :

- jumlah gaya arah x = 0 ( $\sum F_x = 0$ )
- jumlah gaya arah y = 0 ( $\sum F_y = 0$ )
- jumlah momen = 0 ( $\sum M = 0$ )

Ada 3 ( tiga ) jenis tumpuan yang biasa digunakan dalam suatu konstruksi yaitu tumpuan sendi / engsel, tumpuan roll dan tumpuan jepit.

### a. Tumpuan Sendi / Engsel

Bentuk perletakan sendi pada suatu struktur jembatan, yang bertugas untuk menyangga sebagian dari jembatan (Gambar 2.19).

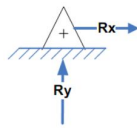


Gambar 2.19 Skema tumpuan sendi / engsel

Jadi sendi tidak punya reaksi momen.

Mampu menerima 2 reaksi gaya :

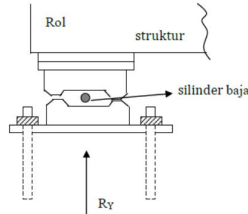
- gaya vertikal ( $F_y$ )
- gaya horisontal ( $F_x$ )



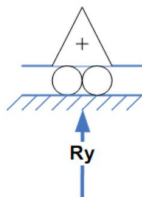
Tidak dapat menerima momen (M). Jika diberi beban momen, karena sifat sendi, maka akan berputar.

### b. Tumpuan Roll

Bentuk perletakan rol, pada suatu struktur jembatan yang bertugas untuk menyangga sebagian dari jembatan. (Gambar 2.20)



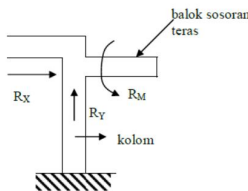
Gambar 2.20 Skema tumpuan roll



- Dapat memberikan reaksi gaya vertikal ( $R_Y = F_Y$ )
- Tidak dapat menerima gaya horizontal (FX).
- Tidak dapat menerima momen
- Jika diberi gaya horizontal, akan bergerak/ menggelinding karena sifat roll.

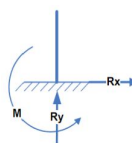
### c. Tumpuan Jepit

Bentuk perletakan jepit dari suatu struktur, bertugas untuk menahan balok sororan teras supaya tidak jatuh (Gambar 2.21)



Gambar 2.21 Skema tumpuan jepit

Dapat menerima semua reaksi:



- gaya vertikal ( $F_y$ )
- gaya horizontal ( $F_x$ )
- momen (M)
- dijepit berarti dianggap tidak ada gerakan sama sekali.

## 2.7 Sambungan Baut

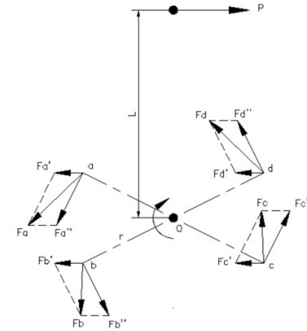
Sebuah ulir (screwed) dibuat dengan melakukan pemotongan secara kontinyu alur melingkar pada permukaan silinder. Sambungan ulir sebagian besar terdiri dari dua elemen yaitu baut (bolt) dan mur (nut).

Gaya-gaya yang berkerja pada baut misalnya beban statis aksial murni, beban puntir, beban geser dan beban tumbukan. Bila suatu baut bekerja gaya geser aksial murni pada penampang baut, maka baut akan menerima tegangan tarik,

$$\sigma_t = F/A = 4F/\pi d_1^2$$

dimana :  $\sigma_t$  = tegangan tarik (N/mm<sup>2</sup>)  
 $F$  = gaya aksial (N)  
 $d_1$  = diameter inti (mm)

Titik O, titik berat dari kelompok baut pada gambar 2.33, didapat secara simetri. Jika diagram benda bebas digambar, reaksi geser P akan melalui O dan reaksi momen M akan berpusat pada O.



Gambar 2.32 diagram benda bebas baut

Jarak dari titik berat ke pusat masing-masing baut adalah r. Beban geser utama per baut adalah

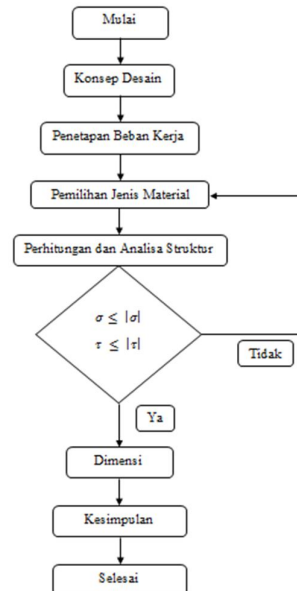
$$F' = \frac{P}{n}$$

Gaya geser kedua adalah

$$F'' = \frac{M r}{4 r^2} = \frac{M}{4 r}$$

Gaya geser utama dan kedua digambarkan menurut skala dan resultan didapat dengan menggunakan hukum jajaran genjang yang besarnya diperoleh dengan pengukuran.

## III. METODOLOGI



#### IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

##### 4.1 Perencanaan Kontruksi Dudukan Mobil

Titik berat pada bagian *chassis*, pemindah daya dan mesin berturut-turut yaitu,

$$(x_1, y_1) = (2349, 1033)$$

$$(x_2, y_2) = (1997, 412)$$

$$(x_3, y_3) = (890, 875)$$

Sehingga posisi titik berat mobil secara keseluruhan dapat ditentukan.

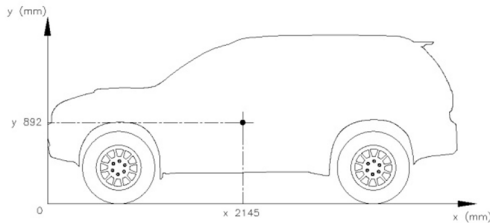
$$x = \frac{\sum x_i \cdot m_i}{\sum m_i} \quad y = \frac{\sum y_i \cdot m_i}{\sum m_i}$$

$$x = \frac{(2350 \cdot 1550 \text{ kg}) + (1997 \cdot 450 \text{ kg}) + (890 \cdot 200 \text{ kg})}{2200 \text{ kg}}$$

$$x = 2145$$

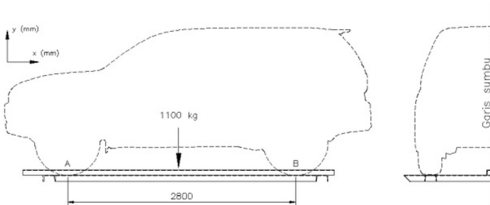
$$y = \frac{(1033 \cdot 1550 \text{ kg}) + (412 \cdot 450 \text{ kg}) + (875 \cdot 200 \text{ kg})}{2200 \text{ kg}}$$

$$y = 891,6 = 892$$



Gambar 4.4 Titik berat mobil

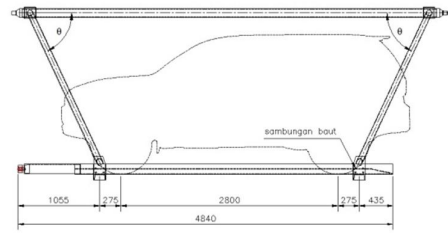
Dengan memperhatikan nilai titik berat benda yang sudah ditentukan, maka gaya reaksi pada masing roda dapat dihitung.



Gambar 4.7 Pembebanan pada kontruksi rangka alas

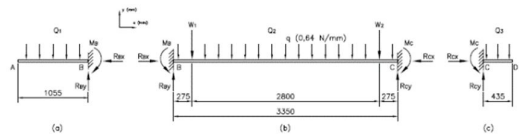
$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_a + R_b - w &= 0 \\ R_a + R_b &= w \dots (1) \\ \sum M_a &= 0 \\ (AB \cdot R_b) - (Aw \cdot w) &= 0 \\ (2800 \text{ mm} \cdot R_b) - (1364 \text{ mm} \cdot 10780 \text{ N}) &= 0 \\ R_b &= \frac{1364 \text{ mm} \cdot 10780 \text{ N}}{2800 \text{ mm}} = 5251,4 \text{ N} = 5,25 \text{ kN} \\ R_a &= 10,78 \text{ kN} - 5,25 \text{ kN} = 5,53 \text{ kN} \end{aligned}$$

Alas dan mobil merupakan bentuk benda yang simetris. Sehingga perhitungan dapat dilakukan dengan mengambil salah satu sisinya.



Gambar 4.11 Penyangga lantai

Pada tumpuan TC dan TD merupakan jenis tumpuan jepit. Sehingga perhitungannya dapat dikelompokkan menjadi tiga bagian.

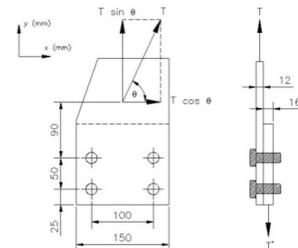


Gambar 4.13 (a) bebas-jepit (b) jepit-jepit (c) jepit-bebas

Pada span digunakan material UNP 150, maka

$$\begin{aligned} \sigma_b &\leq \frac{|\sigma_b|}{N} \\ \frac{R_a \cdot l}{I_y/e} &\leq \frac{|\sigma_b|}{N} \\ \frac{5530 \text{ N} \cdot 1364 \text{ mm} \cdot 22,8 \text{ mm}}{1,17 \times 10^6 \text{ mm}^4} &\leq \frac{282 \text{ MPa}}{1,5} \\ 146,9 \text{ MPa} &< 188 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Arah gaya yang bekerja pada sambungan baut membentuk sudut  $\theta$ . Diketahui besar gaya T adalah 7,94 kN dengan tegangan luluh (yield strenght) baut 450 Mpa.



Gambar 4.16 Gaya pada sambungan baut

$$\begin{aligned} \tau_s &\leq \frac{|\tau_s|}{N} \\ \frac{T_y}{A} &\leq \frac{|\tau_s|}{N} \\ \frac{4 \cdot 6950 \text{ N}}{(4) \pi \cdot d^2} &\leq \frac{261 \text{ MPa}}{2} \\ d &\geq 4,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kemudian perhitungan terhadap sumbu x (horizontal) yaitu,

$$T_x = T \cos \theta = 7,668 \text{ kN} \cdot \cos 65 = 3,24 \text{ kN}$$

##### 4.2 Perencanaan Rantai Konveyor

Mekanisme gerak parkir rotari ini menggunakan rantai konveyor untuk memindahkan posisi mobil. Penggunaan rantai

konveyor lebih mudah digunakan untuk berbagai sistem pemindah barang yang bersifat khusus.

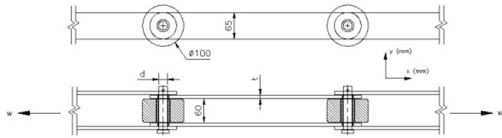
Massa total dari delapan mobil yaitu,

$$8 \text{ mobil} \times 3100 \text{ kg} = 24800 \text{ kg}$$

Rantai akan menerima beban  $\frac{1}{4}$  dari jumlah total massa.

$$m = 24800/4 = 6200 \text{ kg}$$

$$w = 6200 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 60760 \text{ N}$$



Gambar 4.20 Tegangan tarik pada rantai

Sehingga ketebalan plat pada rantai dapat ditentukan sebagai berikut.

$$\sigma_t \leq \frac{|\sigma_t|}{N}$$

$$\frac{w/2}{l \cdot t} \leq \frac{|\sigma_t|}{N}$$

$$\frac{30380 \text{ N}}{65 t} \leq \frac{235 \text{ MPa}}{2}$$

$$t \geq 3,97 \text{ mm}$$

Tebal minimal plat yaitu 4 mm. Direncanakan tebal plat untuk rantai yaitu 8 mm.

Pada pin terjadi tegangan geser. Direncanakan material pin menggunakan JIS SCM 440 dengan tegangan luluh (yield strength) 450 MPa.

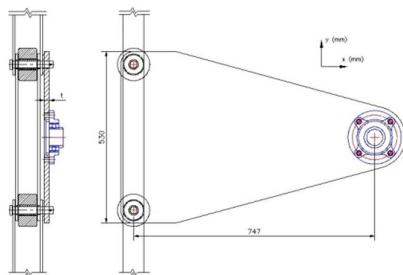
$$\tau_s \leq \frac{|\tau_s|}{N}$$

$$\frac{w/2}{\pi/4 \cdot d^2} \leq \frac{|\tau_s|}{N}$$

$$\frac{4 \cdot 30380 \text{ N}}{\pi \cdot d^2} \leq \frac{261 \text{ MPa}}{2}$$

$$d \geq 17,2 \text{ mm}$$

Diameter minimal pin yaitu 17,2 mm. Direncanakan pin rantai dengan diameter 22 mm.



Gambar 4.21 Rantai dengan penambahan lengan

$$\sigma_b \leq \frac{|\sigma_b|}{N}$$

$$\frac{w \cdot L}{t \cdot h^2/6} \leq \frac{|\sigma_b|}{N}$$

$$\frac{15190 \text{ N} \cdot 747 \text{ mm} \cdot 6}{530^2 t} \leq \frac{282 \text{ MPa}}{2}$$

$$t \geq 1,7 \text{ mm}$$

Direncanakan tebal plat lengan yaitu 16 mm. Hal ini dengan pertimbangan adanya baut tanam untuk penempatan pillow bearing, maka, tegangan geser pada pin yaitu

$$\tau_s \leq \frac{|\tau_s|}{N}$$

$$\frac{R_{AB}}{\pi/4 \cdot d^2} \leq \frac{|\tau_s|}{N}$$

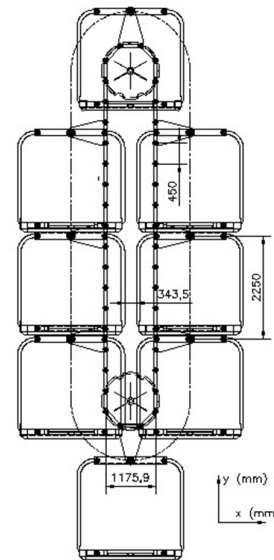
$$\frac{4 \cdot 29420 \text{ N}}{\pi \cdot 22^2} \leq \frac{261 \text{ MPa}}{2}$$

$$77,4 \text{ MPa} \leq 130,5 \text{ MPa}$$

Jadi, dari hasil perbandingan tegangan geser pin, desain dinyatakan aman.

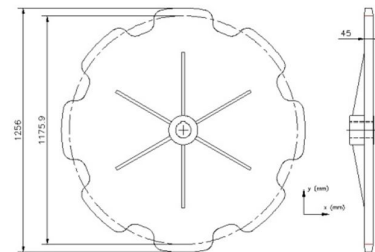
### 4.3 Perencanaan Sprocket Konveyor

Perencanaan sprocket konveyor dengan mengacu pada tabel standar sprocket. Perencanaan jumlah gigi disesuaikan dengan jarak antar mobil dan lebar konstruksi dudukan mobil.



Gambar 4.23 Rangkaian dudukan mobil

Kisaran jarak antar mobil yaitu 2250 mm. Berdasarkan jarak dan dimensi tersebut, jumlah gigi delapan menghasilkan sprocket dengan diameter pitch 1775,9 mm. Sehingga jarak alas dalam antara satu dengan lainnya sebesar 343,5 mm.



Gambar 4.24 Dimensi sprocket

### 4.4 Perencanaan Shaft Sprocket

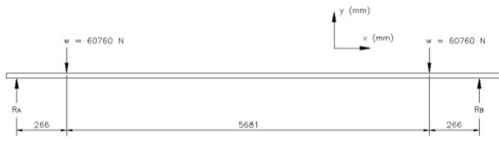
Direncanakan shaft sprocket menggunakan material JIS SCM 440 dengan yield strength 800 MPa. Diketahui gaya berat (w) yang mengakibatkan torsi pada shaft adalah 121520 N.

$$\tau_t \leq \frac{|\tau_t|}{N}$$

$$\frac{w \cdot d/2}{\pi/32 \cdot d^4} \leq \frac{|\tau_t|}{N}$$

$$\frac{121520 \text{ N} \cdot 32}{\pi \cdot d^3 \cdot 2} \leq \frac{568 \text{ MPa}}{2}$$

$$d \geq 20,58 \text{ mm}$$



Gambar 4.26 DBB shaft sprocket

Selain bekerja tegangan torsi, pada shaft sprocket juga bekerja tegangan geser yang dapat dihitung sebagai berikut.

$$\tau_s \leq \frac{|\tau_s|}{N}$$

$$\frac{w}{\pi/4 \cdot d^2} \leq \frac{|\tau_s|}{N}$$

$$\frac{4 \cdot 121520 \text{ N}}{\pi \cdot d^2} \leq \frac{464 \text{ MPa}}{2}$$

$$d \geq 25,8 \text{ mm}$$

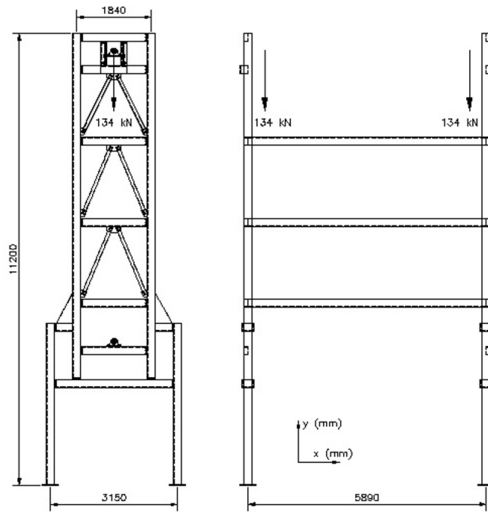
Direncanakan shaft sprocket dengan diameter 65 mm.

#### 4.5 Perencanaan Kontruksi Penopang

Kontruksi menggunakan material baja profil SHS (Square Hollow Section) dan RHS (Rectangular Hollow Section) dengan sistem sambungan las maupun baut untuk memudahkan pemasangan di lokasi.

$$w = 27342 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 267951,6 \text{ N} \approx 268 \text{ kN}$$

Maka, salah satu sisi menerima beban sebesar 134 kN.



Gambar 4.27 Kontruksi penopang

$$\Sigma F_y = 0$$

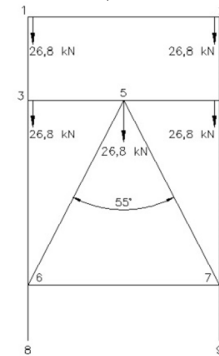
$$26,8 \text{ kN} - S_{56} \cos 26 - S_{57} \cos 26 = 0$$

$$S_{56} \cos 26^\circ + S_{57} \cos 26^\circ = 26,8 \text{ kN}$$

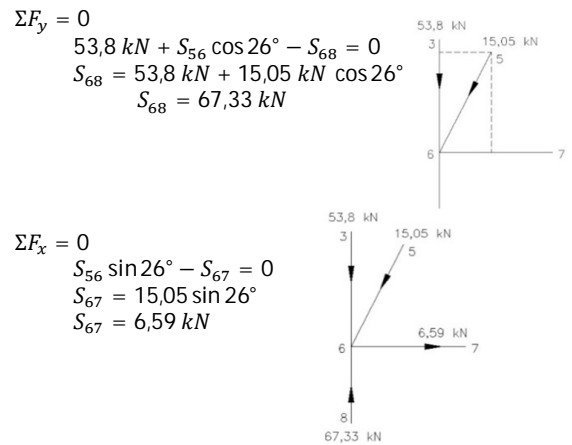
$$S_{56} = S_{57}$$

$$2 S \cos 26^\circ = 26,8 \text{ kN}$$

$$S_{56} = S_{57} = 13,4 / 0,89 = 15,05 \text{ kN}$$



Gambar 4.28 Gaya pada struktur



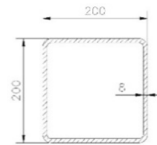
Pada batang vertikal 38 digunakan material jenis SHS dengan tegangan luluh (yield strenght) 235 MPa.

$$\sigma_c \leq \frac{|\sigma_c|}{N}$$

$$\frac{w}{A} \leq \frac{235 \text{ Mpa}}{2}$$

$$\frac{67330 \text{ N}}{A} \leq \frac{235 \text{ MPa}}{2}$$

$$A \geq 578,6 \text{ mm}^2$$



Direncanakan material menggunakan baja profil SHS 200 x 200 dengan luas penampang (A) yaitu 5979 mm<sup>2</sup>.

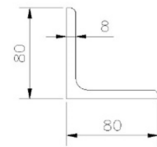
Sedangkan pada batang 56 digunakan material baja siku dengan tegangan luluh (yield strenght) 235 MPa.

$$\sigma_c \leq \frac{|\sigma_c|}{N}$$

$$\frac{S_{56}}{A} \leq \frac{235 \text{ Mpa}}{2}$$

$$\frac{15050 \text{ N}}{A} \leq \frac{235 \text{ MPa}}{2}$$

$$A \geq 128,1 \text{ mm}^2$$



Direncanakan material menggunakan baja siku 80 dengan luas penampang (A) yaitu 1230 mm<sup>2</sup>.

Selanjutnya yaitu pada batang 67 digunakan material baja profil RHS dengan tegangan luluh (yield strenght) 235 MPa.

$$\sigma_c \leq \frac{|\sigma_c|}{N}$$

$$\frac{S_{67}}{A} \leq \frac{235 \text{ Mpa}}{2}$$

$$\frac{6590 \text{ N}}{A} \leq \frac{235 \text{ MPa}}{2}$$

$$A \geq 56,1 \text{ mm}^2$$

Direncanakan material menggunakan baja profil RHS 200 x 100 dengan luas penampang (A) yaitu 3363 mm<sup>2</sup>.

Konstruksi penopang memiliki massa sebesar 1486 kg. Sehingga beban pada masing-masing kolom yang berjumlah empat buah yaitu sebagai berikut.

$$m = \left( \frac{27342 \text{ kg}}{2} \right) + 1486 \text{ kg} = 15157 \text{ kg}$$

$$= \frac{15157 \text{ kg}}{2} = 7578,5 \text{ kg}$$

$$w = 7578,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 74269,2 \text{ N}$$

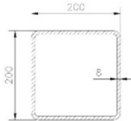
Konstruksi menggunakan material dengan tegangan luluh (yield strength) sebesar 235 MPa.

$$\sigma_c \leq \frac{|\sigma_c|}{N}$$

$$\frac{w}{A} \leq \frac{235 \text{ Mpa}}{2}$$

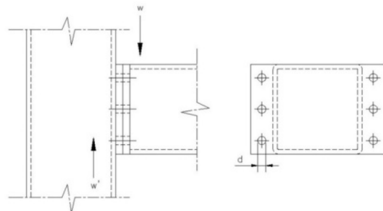
$$\frac{74269,2 \text{ N}}{A} \leq \frac{235 \text{ MPa}}{2}$$

$$A \geq 632,08 \text{ mm}^2$$



Direncanakan, material menggunakan baja profil SHS 200 x 200 dengan luas penampang (A) yaitu 5979 mm<sup>2</sup>.

Bagian konstruksi penopang dan kolom dihubungkan dengan sistem sambungan baut.



Gambar 4.29 Sambungan baut konstruksi penopang

Pada baut terjadi tegangan geser yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut.

$$\tau_s \leq \frac{|\tau_s|}{N}$$

$$\frac{w}{\pi/4 \cdot d^2 \cdot n} \leq \frac{|\tau_s|}{N}$$

$$\frac{4 \cdot 74269,2 \text{ N}}{\pi \cdot d^2 \cdot 6} \leq \frac{261 \text{ MPa}}{2}$$

$$d \geq 10,9 \text{ mm}$$

Direncanakan sambungan menggunakan baut diameter 16 mm yaitu baut M16.

#### 4.6 Perencanaan Daya Motor dan Kecepatan Putaran

Diketahui diameter pitch sproket konveyor adalah 1175,9 mm.

Keliling = 1175,9 mm · π = 3694,2 mm

Jadi, satu putaran sproket konveyor, penggantung mobil akan berjalan sepanjang 3,69 m.

Direncanakan putaran sproket konveyor ≈ 3 - 4 rpm

Putaran motor : 1450 rpm

Rasio gear box : 1 : 80

Rasio sproket : 1 : 5

$$N = 1450 : 80 : 5 = 3,625 \text{ rpm}$$

Jadi, kecepatan rantai konveyor adalah 13,4 m/menit.

Perhitungan daya motor berdasarkan beban maksimum satu sisi (4 mobil) yaitu (w<sub>2</sub>) 12400 kgf dan sisi kosong (w<sub>1</sub>) 3600 kgf dengan diameter pitch sproket yaitu 1175,9 mm. Sehingga momen torsi yang terjadi,

$$M_t = (w_2 - w_1) \frac{d}{2}$$

$$= (12400 - 3600) \text{ kgf} \cdot \frac{1175,9 \text{ cm}}{2}$$

$$= 517396 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Maka daya motor yaitu,

$$HP = \frac{M_t \cdot N}{71620} = \frac{517396 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \cdot 3,625 \text{ rpm}}{71620}$$

$$= 26,18 \text{ HP}$$

Jadi, daya motor minimal yang dibutuhkan yaitu 26,18 HP.

## V. KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil perencanaan, selanjutnya dapat ditarik kesimpulan antara lain sebagai berikut.

1. Konstruksi parkir rotari ini memiliki dimensi terluar (p x l x t) yaitu 6290 mm x 4906 mm x 12135 mm.
2. Perencanaan parkir rotari untuk mobil dimensi (p x l x t) yaitu, 1900 mm x 4600 mm x 2000 mm dengan massa 2200 kg kapasitas delapan mobil.
3. Pada saat pemindahan posisi mobil, putaran sproket konveyor yaitu 3,625 rpm dengan kecepatan 13,4 m/menit. Daya minimum motor penggerak yaitu 26,18 HP.

### 5.2 Saran

Perencanaan hendaknya dilakukan dengan analisa secara dinamis dan menggunakan simulasi gambar secara 3 dimensi untuk mendapatkan hasil yang lebih baik.

## DAFTAR PUSTAKA

- Shigley, Joseph E. dan Mitchell, Larry E. (1986). Perencanaan Teknik Mesin Edisi Keempat Jilid 1 dan 2. Erlangga: Jakarta.
- Setiawan, Agus (2015). Analisis Struktur. Erlangga: Jakarta.
- Achmad, Zainun Ir. M.Sc. (2006). Elemen Mesin I. Refika Aditama: Bandung.
- Pawirodikromo, Widodo (2014). Analisis Tegangan Bahan. Pustaka Pelajar: Yogyakarta.
- Wang, Chu-Kia. Wirawan, Kusuma dan Nataprawira, Mulyadi (1993). Analisis Struktur Lanjutan Jilid 1. Erlangga : Jakarta.