

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PENGGERAK MECANUM WHEEL ROBOT TEMPUR KOTA

Ferdinan Simanjuntak¹, Ike Widyastuti^{2*}, Gunarko¹

¹Jurusan Teknik Otoranpur, Poltekad Malang

²Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Merdeka Malang

*Email *corresponding author*: ike.widyastuti@unmer.ac.id

Abstrak

Robot tempur kota dirancang untuk membantu pertempuran di medan perkotaan dengan kontrol jarak jauh serta pergerakan khusus dari roda mecanum wheel. Pergerakan khusus dari roda ini memungkinkan robot dapat bergerak kesegala arah serta dapat berputar ditempat 3600 kembali kearah semula. Efektifitas waktu dan fleksibilitas gerakan dalam menentukan target atau musuh pada setiap sudut dengan cepat adalah salah satu syarat penting dalam pertempuran perkotaan. Perencanaan sistem transmisi penggerak mecanum wheel robot tempur kota ini dilengkapi dengan 4 kaki roda penggerak dimana setiap kaki roda mecanum wheel menggunakan motor dc sebagai sistem penggerak utama yang dirangkai dengan komponen mesin lain seperti poros, pasak, kopling cakar, gearbox transmisi dengan rangkaian roda gigi cacing, sproket kecil dan besar yang terhubung dengan rantai rol dan bantalan gelinding pada roda mecanum. Transmisi penggerak pada setiap kaki telah dihubungkan dengan sistem program arduino yang terhubung ke hp sebagai kontrol gerak mecanum wheel robot tempur kota. Dalam perencanaan sistem transmisi penggerak mecanum wheel robot tempur kota ini diperoleh hasil dengan beban maksimal 150 kg, dengan daya motor (P) 0,350 kW, diameter roda gigi 42 mm, diameter ulir cacing 25 mm, diameter sproket besar 145 mm, diameter sproket kecil 45 mm dan daya pada gigi cacing 0,101 kW, daya pada ulir cacing 0,300 kW, daya pada sproket besar 0,209 kW, daya pada sproket kecil 0,190 kW, rantai yang digunakan ANSI no.35 dengan diameter rol 5,08 mm, beban maksimal rantai 115,4 kg dan diameter poros 1, 2, 3, 4 yaitu 12, 12, 15, 20 mm dengan panjang pasak 1, 2, 3, 4 yaitu 14, 14, 16, 18. Umur nominal bantalan digunakan selama 5 jam/hari selama 8,899 tahun.

Kata Kunci : Mecanum wheel, Gearbox

Abstract

City combat robots are designed to help combat on urban terrain with remote control and special movement of the Mecanum Wheel. The special movement of the wheel allows the robot to move in all directions and can rotate in the 3600 back to its original direction. Effectiveness of time and flexibility of movement in determining targets or enemies at any angle quickly is one of the important conditions in urban battles. The planning of the mecanum wheel robotic drive transmission system of the city combat robot is equipped with 4 foot drive wheels where each foot of the mecanum wheel uses a dc motor as the main drive system coupled with other engine components such as shafts, pegs, claw couplings, transmission gearboxes with worm gear circuits, small and large sprocket connected by roller chains and rolling bearings on Mecanum wheels. The drive transmission on each leg has been connected to the Arduino program system which is connected to the cellphone as the motion control of the Mecanum Wheel City Combat Robot. In planning the city robotic mecanum wheel drive transmission system the results obtained with a maximum load of 150 kg, with motor power (P) 0.350 kW, 42 mm gear diameter, 25 mm worm screw diameter, 145 mm large sprocket diameter, 45 small sprocket diameter mm and power in worm gear 0,101 kW, power in worm thread 0,300 kW, power in large sprocket 0,209 kW, power in small sprocket 0,190 kW, chain used ANSI no.35 with roller diameter 5.08 mm, chain maximum load 115, 4 kg and shaft diameters 1, 2, 3, 4 ie 12, 12, 15, 20 mm with lengths of pins 1, 2, 3, 4 ie 14, 14, 16, 18. Nominal bearing life is used for 5 hours / day for 8,899 years..

Keywords: Mecanum wheel, Gearbox

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Seiring dengan perkembangan zaman di era teknologi yang begitu canggih, kemajuan ilmu pengetahuan dan teknologi mutlak dibutuhkan, sehingga berdampak pula terhadap

modernisasi alat utama sistem persenjataan dalam bidang pertahanan suatu negara. Sehingga kekuatan pertahanan suatu negara juga sangat dipengaruhi oleh kekuatan militer yang dimiliki.

Mecanum wheel robot tempur kota adalah salah satu Alutsista karya dari Politeknik TNI AD yang digunakan untuk menggerakkan robot tempur ke segala arah. Pada pembuatan robot tempur kota yang menggunakan motor DC sebagai transmisi penggerak mecanum wheel mengalami kendala pada torsi, gaya dan daya saat mengerjakan mecanum wheel robot dengan beban konstruksi total robot yang diterima. Hal tersebut akan mempengaruhi mecanum wheel saat bekerja.

Berdasarkan fakta diatas penulis akan membahas Tugas Akhir dengan judul “Perencanaan Sistem Transmisi Penggerak Mecanum Wheel Robot Tempur Kota” maka perlu adanya perencanaan sistem transmisi penggerak mecanum wheel robot tempur kota yang menggunakan satu motor DC yang terdapat pada tiap-tiap roda. Sehingga diharapkan mecanum wheel dapat bergerak cepat dan lincah saat dioperasikan dalam ruangan sempit karena dapat bergerak ke segala arah.

Rumusan Masalah

Berikut adalah rumusan masalah di dalam penelitian ini, yaitu:

Bagaimana perencanaan sistem transmisi sebagai penggerak *mecanum wheel* dapat bergerak ke segala arah dengan baik?

Batasan Masalah

Masalah yang tidak dibahas dalam penelitian ini adalah:

1. Perencanaan rantai rol dan sproket.
2. Perencanaan roda gigi cacing pada gearbox.

3. Perencanaan kopling cakar.
4. Perencanaan komponen pendukung transmisi yaitu poros, pasak dan bantalan.
5. Pemilihan motor penggerak.

Tujuan Penelitian

Tujuan dalam penelitian ini adalah dapat merencanakan sistem transmisi sebagai penggerak *mecanum wheel* sehingga dapat bergerak ke segala arah.

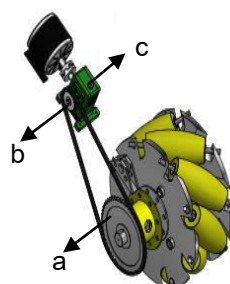
TINJAUAN PUSTAKA

Umum

Sistem transmisi yang direncanakan untuk menggerakkan *mecanum wheel* robot tempur kota adalah suatu alat Alutsista yang dimodifikasi dari sistem penggerak roda ban ataupun rantai yang dirancang oleh Politeknik TNI AD. Alat ini dirancang dengan tujuan meningkatkan efisiensi waktu gerak dimana pergerakan robot ini dapat bergerak kesegala arah serta dapat berputar ditempat 360^0 sehingga sangat efektif digunakan untuk pertempuran ruangan.

Sistem Transmisi Mecanum Wheel

Transmisi memiliki fungsi utama yaitu untuk mengatur perbandingan putaran mesin dengan poros penggerak sehingga menghasilkan momen puntir yang diinginkan. Pada sistem transmisi roda *mecanum wheel* yang diketahui yaitu momen puntir yang terdapat pada poros.

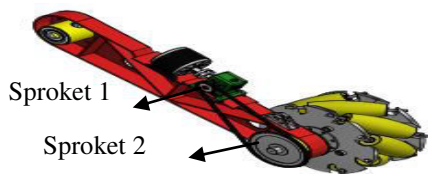


Keterangan:

- a. Sproket 2
- b. Sproket 1
- c. Roda gigi cacing

Gambar 1. Sistem Transmisi yang Direncanakan
 a. Perencanaan transmisi. Sebelum merencanakan transmisi yang akan digunakan, adapun rumus-rumus yang digunakan dalam perencanaan transmisi adalah :

1) Perhitungan frekuensi putaran setiap roda gigi.



Gambar 2. Perbandingan Sproket 1 dan Sproket 2

Maka perbandingan sproket 1 dengan sproket 2. Sehingga dapat diketahui dengan persamaan berikut. (Sumber : J.J.M. HAGENDROORN., Konstruksi Mesin, 1989, hal 27).

$$\frac{z1}{z2} = \frac{n2}{n1} \quad (\text{Rps}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

Dimana:

z1 : Jumlah gigi pada sproket 1.

z2 : Jumlah gigi pada sproket 2.

n1 : Frekuensi putaran sproket 1(Rps).

n2 : Frekuensi putaran sproket 2(Rps).

2) momen puntir pada transmisi.

$$M_p = F \cdot r \quad (\text{Nm}) \quad \dots\dots\dots (3)$$

Dimana:

M_p : Momen puntir (N.m).

R : Jari-jari roda gigi (m).

F : Gaya yang diterima roda gigi (N).

3) Kecepatan sudut.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (\text{Rad/s}) \quad \dots\dots\dots (4)$$

Dimana:

ω : Kecepatan sudut (rad/detik).

n : Frekuensi putaran dalam (Rps).

4) Daya pada transmisi.

$$P = M_p \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (\text{Watt}) \quad \dots\dots\dots (5)$$

Dimana:

P : Daya (Watt).

n : Frekuensi putaran dalam (Rps).

5) Kecepatan keliling.

$$v = \omega \cdot r \quad (\text{m/s}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

Dimana:

v : Kecepatan keliling (m/dtk).

ω : Kecepatan sudut (rad/detik).

r : Jari-jari roda gigi (m).

6) Gaya pada roda gigi transmisi.

$$F = M_p / r \quad (\text{N}) \quad \dots\dots\dots (7)$$

Dimana:

F : Gaya yang diterima roda gigi (N).

M_p : Momen puntir (N.m).

r : Jari-jari roda gigi (m).

7) Efisiensi gigi yang direncanakan pada gigi 1 dan gigi 2.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (\%) \quad \dots\dots\dots (8)$$

Dimana:

η : Efisiensi pada perbandingan dua putaran gigi.

P1 : Daya pada sproket 1.

P2 : Daya pada sproket 2.

b. Jenis-jenis transmisi yang digunakan.
 Transmisi yang digunakan

menggunakan susunan roda gigi yaitu menggunakan perbandingan gigi cacing dan ulir cacing sehingga perhitungan pada transmisi menggunakan perhitungan roda gigi cacing.

1) Roda gigi cacing.

Roda gigi merupakan komponen penghubung untuk mentransmisikan daya dari motor menuju suatu komponen melalui poros. Roda gigi yang digunakan dalam perancangan sebagai gigi reduksi putaran dari motor adalah jenis roda gigi cacing. Adapun rumus-rumus yang digunakan dalam perencanaan roda gigi cacing pada *gearbox* adalah:

a) Perbandingan gigi transmisi.

$$i = \frac{z_2}{z_1} \dots \dots \dots (9)$$

Dimana :

- Z₁ : jumlah gigi pada roda cacing
- Z₂ : jumlah ulir cacing

b) Jarak bagi diametral.

$$DP = \frac{25,4}{m_n} \dots \dots \dots (10)$$

c) Perhitungan modul.

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \gamma} \dots \dots \dots (11)$$

Dimana :

- m_s : modul aksial
- m_n : modul normal
- Y : sudut kisar

d) Taksiran kasar harga modul aksial.

$$m_s = \frac{2a-12,7}{z_2+6,28} \dots \dots \dots (12)$$

Dimana :

- a : jarak sumbu poros

$$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2} \dots \dots \dots (13)$$

e) Diameter lingkaran jarak bagi.

$$d_1 = \frac{z_1 m_s}{\sin \gamma} \quad d_2 = z_2 m_s \dots \dots \dots (14)$$

Dimana :

- m_s : Modul aksial (mm).
- z : Jumlah gigi.
- Y : sudut kisar

Proporsi Bagian Ulir Rodagigi Cacing (Poros Cacing)

f) Tinggi kepala.

$$h_k = m_n$$

g) Tinggi kaki.

$$h_f = 1,157 \cdot m_n \dots \dots \dots (15)$$

h) Kelonggaran puncak.

$$c = 0,157 \cdot m_n \dots \dots \dots (16)$$

i) Tinggi gigi.

$$H = 2,157 \cdot m_n \dots \dots \dots (17)$$

j) Diameter lingkaran luar cacing.

$$d_{k1} = d_1 + 2 h_k \dots \dots \dots (18)$$

k) Diameter lingkaran kaki cacing.

$$d_{r1} = d_1 - 2 h_f \dots \dots \dots (19)$$

Proporsi Bagian Rodagigi Cacing

l) Diameter lingkaran kepala rodagigi.

$$d_t = d_2 + 2 h_f \dots \dots \dots (20)$$

m) Diameter lingkaran kaki rodagigi.

$$d_{r2} = d_2 - 2 h_f \dots \dots \dots (21)$$

n) Lebar rodagigi cacing.

$$b = 0,577 \cdot d_{k1} \dots \dots \dots (22)$$

atau

$$b = 2,38 (\pi m_s / \cos \gamma) + 6,35 \dots \dots \dots (23)$$

o) Lebar sisi gigi efektif.

$$b_s = d_{k1} \sin(\phi/2) \dots \dots \dots (24)$$

Dimana:

- φ : Lengkungan gigi rodagigi cacing
- p) Jari-jari lengkungan puncak gigi roda cacing.

$$r_t = \frac{d_1}{2} - h_k \dots\dots\dots (25)$$

q) Diameter luar rodagigi cacing.

$$d_{k2} = d_t + 2 \left(\frac{d_1}{2} - h_k \right) (1 - \cos \emptyset). \dots\dots\dots (26)$$

r) Beban lentur yang diijinkan.

$$F_{ab} = \sigma_{ba} \cdot b_e \cdot m_n \cdot Y \dots\dots\dots (27)$$

Dimana:

σ_{ba} : tegangan lentur yang diijinkan (kg/mm²)

Y : factor bentuk gigi roda cacing

s) Beban permukaan yang diijinkan.

$$F_{ac} = K_c \cdot d_2 \cdot b_e \cdot K_Y \dots\dots\dots (28)$$

Dimana:

K_c : faktor ketahanan aus

K_Y : faktor sudut kisar

t) Beban tangensial rodagigi.

$$F_t = \frac{102 P_d}{v} \dots\dots\dots (29)$$

Dimana:

P_d : daya rencana (Pd)

CATATAN

Berdasarkan harga F_{ab} dan F_{ac} dipilih paling kecil sebagai harga F_{min}

Harga F_{min} harus lebih besar dari F_t

u) Beban tangensial (untuk mesin khusus).

$$F_t = \frac{102 P_m \cdot \eta_w}{v} \dots\dots\dots (30)$$

Dimana:

η_w : efisiensi rodagigi cacing.

Transmisi Rantai Rol

Rantai rol merupakan elemen mesin yang terbuat dari rangkaian mata rantai (*link*) dan pin. Rantai digunakan untuk meneruskan daya besar tanpa terjadinya slip, umur yang panjang dan kemampuannya untuk menggerakkan sejumlah poros dari suatu sumber daya

tunggal. Ketika meneruskan daya diantara poros-poros yang berputar, rantai menarik suatu roda bergerigi yang disebut sproket. Daya dan putaran motor ditransmisikan ke beban (unit) melalui rantai yang dililitkan pada roda bergigi (*sprocket*) yang terdiri atas sproket penggerak (*driver sprocket*) (n_1) dan sproket yang digerakkan (*driven sprocket*) (n_2). Untuk menentukan ukuran rantai rol dapat dilihat pada tabel menurut standar amerika yaitu:

Tabel 1. Standar ANSI

NO	Nomor Rantai ANSI	Jarak puncak In (mm)	Lebar In (mm)	Kekuatan Tarik. lb (N)	Berat rata-rata lb/ft (N/m)	Diameter Rol In (mm)	Jarak uantalan banyak In (mm)
1	25	0,250(6,35)	0,125(3,18)	780(3470)	0,09(1,31)	0,13(3,30)	0,252(6,40)
2	35	0,375(9,52)	0,188(4,76)	1760(7830)	0,21(3,06)	0,2(5,08)	0,399(10,13)
3	41	0,500(12,70)	0,25(6,35)	1500(6670)	0,25(3,55)	0,306(7,77)	...
4	40	0,500(12,70)	0,312(7,94)	3130(13920)	0,42(6,13)	0,312(7,92)	0,566(14,38)
5	50	0,625(19,05)	0,375(9,52)	4880(21700)	0,69(10,1)	0,4(10,16)	0,713(18,11)
6	60	0,750(19,05)	0,500(12,7)	7030(31300)	1(14,6)	0,469(11,91)	0,897(22,78)
7	80	1,000(25,40)	0,625(15,88)	12500(55600)	1,71(25,0)	0,625(15,87)	1,153(29,29)
8	100	1,250(31,75)	0,750(19,05)	19500(86700)	2,58(37,7)	0,750(19,05)	1,409(35,76)
9	120	1,500(38,10)	1,000(25,40)	28000(124500)	3,87(56,5)	0,875(22,22)	1,789(45,44)
10	140	1,750(44,45)	1,000(25,40)	38000(16900)	4,95(72,2)	1(25,40)	1,924(48,87)
11	160	2,000(50,80)	1,250(31,75)	50000(222000)	6,61(96,5)	1,125(28,57)	2,305(58,55)
12	180	2,250(57,15)	1,406(35,71)	63000(280000)	9,06(132,2)	1,406(35,71)	2,592(66,84)
13	200	2,500(63,50)	1,500(38,10)	78000(34700)	10,96(159,9)	1,562(39,67)	2,817(71,55)
14	240	3,00(76,20)	1,875(47,63)	11200(498000)	16,4(239)	1,875(47,62)	3,458(87,83)

Rumus Perhitungan Rantai Rol

1) Perbandingan reduksi.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad i > 1 \quad \frac{s}{d} \quad 10 \dots\dots\dots (31)$$

Dimana :

i : perbandingan reduksi

n_1 : putaran 1

n_2 : putaran 2

z_1 : jumlah gigi sproket 1

z_2 : jumlah gigi sproket 2

2) Daya rencana/daya yang telah dikoreksi.

$$P_d = P \cdot f_c \dots\dots\dots (32)$$

Dimana

P_d : daya rencana (kW)

P : daya motor (kW)

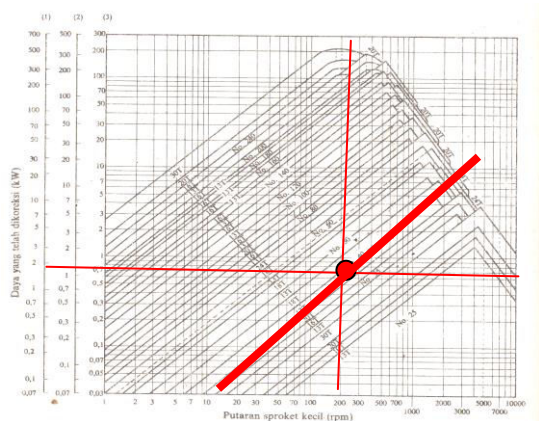
f_c : faktor koreksi rantai

3) Menentukan nomor rantai. Nomor rantai rol serta jumlah gigi

minimum pada sprocket dapat ditentukan berdasarkan diagram dibawah:

Data yang diperlukan dalam penentuan nomor rantai adalah :

- a) Daya yang telah dikoreksi (Pd)
- b) Putaran sproket kecil / putaran motor
- c) Jumlah rangkaian rantai

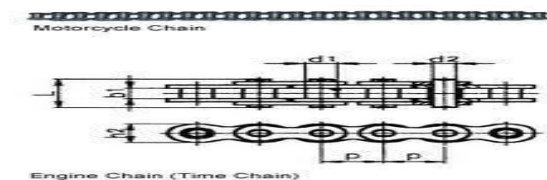


Selanjutnya berdasarkan diagram tersebut dapat ditentukan / direncanakan z_1 : jumlah gigi sproket kecil. Jumlah gigi merupakan bilangan ganjil dan lebih besar dari 15 dengan jumlah gigi minimum yang diijinkan adalah 13 sedangkan jumlah gigi sproket besar dicari melalui rumus reduksi putaran.

$$z_2 = z_1 \times \frac{n_1}{n_2} \dots\dots\dots (33)$$

Dimana :

z_2 : jumlah gigi sproket besar dibatasi maksimum 114 buah



Gambar 4. Macam-macam rantai (Sumber : Ir. Sularso 1985)

- 1) Diameter lingkaran jarak bagi sprocket.

$$d_p = p / \sin(180^\circ / z_1) \dots\dots\dots (34)$$

$$D_p = p / \sin(180^\circ / z_2) \dots\dots\dots (35)$$

Dimana :

- p : jarak bagi rantai
- z : jumlah gigi sprocket
- d_p : diameter lingkaran jarak bagi puli kecil
- D_p : diameter lingkaran jarak bagi puli besar

- 2) Diameter lingkaran luar sproket.

$$d_k = \{0,6 + \cot(180^\circ / z_1)\} p \dots\dots\dots (36)$$

$$D_k = \{0,6 + \cot(180^\circ / z_2)\} p \dots\dots\dots (37)$$

Dimana :

- p : jarak bagi rantai
- z : jumlah gigi sprocket
- d_k : diameter lingkaran luar puli kecil
- D_k : diameter lingkaran luar puli besar

- 3) Panjang rantai (dalam jumlah jarak bagi).

$$L_p = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2 C_p + \frac{[(z_2 - z_1) / 6,28]^2}{C_p} \dots\dots (38)$$

Dimana :

L_p : Panjang rantai (dalam jumlah jarak bagi)

C_p : jarak sumbu poros (dalam jumlah jarak bagi)

$$C = C_p \times p \dots\dots\dots (39)$$

$$C_p = \frac{C}{p}$$

Dimana :

p : jarak bagi

$$C_p = \frac{1}{4} \left\{ \left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} (z_2 - z_1)^2} \right\}$$

..... (40)

Maka diperoleh bahwa jarak sumbu poros sebenarnya:

$$C = C_p \cdot p$$

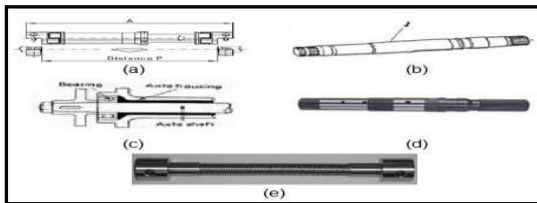
- 4) Kecepatan rantai.

$$v = \frac{p \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (41)$$

Dimana :

V : Kecepatan rantai (m/dt)

5) Beban yang bekerja pada satu



rantai/beban max.

$$F = \frac{102 \cdot P_d}{v} \text{ (kg)} \dots\dots\dots (42)$$

Komponen pada Tranmisi

Adapun komponen-komponen yang digunakan dalam perencanaan sistem transmisi adalah :

a. Poros. Poros merupakan suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat, dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi dan elemen pemindah daya lainnya.

- 1) Macam-macam poros.
 - a) Poros transmisi (*line shaft*). Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling , roda gigi, puli sabuk, dan rantai.
 - b) Spindel (*spindle*). Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran.
 - c) Gandar (*axle*). Poros ini dipasang diantara roda-roda kereta api, dimana tidak mendapat beban puntir, dan tidak berputar.
 - d) Poros (*shaft*). Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan.
 - e) Poros luwes (*fleksible*). Poros ini berfungsi untuk memindahkan daya dari dua

mekanisme, dimana perputaran poros membentuk sudut dengan poros lainnya.

Gambar 5. Macam-macam Poros
 2) Rumus yang digunakan pada perencanaan Poros. Adapun rumus yang digunakan untuk menghitung poros adalah :

a) Daya yang direncanakan (Pd).

$$P_d = P_p \times f_c \text{ (kW)} \dots\dots\dots (43)$$

Dimana :

- P_d : Daya rencana (kW).
- P_p : Daya yang dipilih (kW).
- f_c : Faktor koreksi 1,2
- b) Momen puntir/torsi (T).

$$P_d = \frac{(T/1000)(2\pi n/60)}{102}$$

Sehingga $T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$ (kg.mm).. (44)

Dimana :

- T : Momen puntir (kg.mm).
- P_d : Daya rencana (kW).
- n : Putaran (rpm).
- c) Tegangan geser yang diizinkan (τ_a).

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots (45)$$

Dimana :

- τ_a : Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm²).
- σ_B : kekuatan tarik bahan poros (kg/mm²).
- S_{f1} : faktor keamanan 1 (dipilih dari tabel 6).
- S_{f2} : faktor keamanan 2 (diambil dari tabel 1,5).
- d) Diameter poros (d_s).

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T \right]^{1/3} \quad (\text{mm}) \dots\dots\dots (46)$$

Dimana :

K_t : Faktor koreksi yang dianjurkan

C_b : Kemungkinan pemakaian dengan beban lentur di masa mendatang.

T : Momen puntir (kg.mm).

e) Tegangan geser (τ).

$$\tau = \frac{T}{(\pi d_s^3 / 16)} = \frac{5,1 T}{d_s^3} \quad (\text{kg/mm}^2) \dots\dots\dots (47)$$

Dimana :

τ : Tegangan geser (kg/mm²).

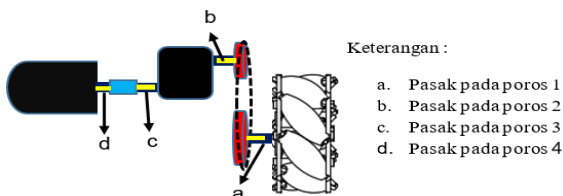
T : Momen puntir (kg.mm).

d_s : Diameter poros (mm).

f) Kualitas tegangan.

$$\tau_a \cdot S_{f2} > \tau \cdot C_b \cdot K_t \quad (\text{kg/mm}^2) \dots\dots\dots (48)$$

b. Pasak. Pasak digunakan untuk menyambung poros dengan roda gigi, roda *pulley*, *sprocket*, *cams*, *lever*, *impeller* dan sebagainya. Pemilihan jenis pasak tergantung pada besar kecilnya daya yang bekerja dan kestabilan bagian-bagian yang disambung :



Gambar 6. Perencanaan Pasak Transmisi *Mecanum Wheel*

1) Rumus yang digunakan pada perencanaan pasak.

a) Gaya tengensial $F = \frac{T}{d_s/2}$ (kg) .. (49)

Dimana :

T : Momen rencana dari poros (kg.mm).

d_s : Diameter poros (mm).

b) Lebar dan panjang pasak. Lebar pasak sebaiknya antara 25-35 (%) dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0.75 sampai 1,5 d_s). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandarkan, maka beban yang ditimbulkan oleh gaya (F) yang besar hendaknya diatasi dengan menyesuaikan panjang pasak.

c) Bahan pasak. Dalam memilih bahan pasak harus mempunyai kekuatan tarik lebih rendah dari bahan poros. Adapun tabel bahan sebagai berikut :

Tabel 2. Bahan baja untuk pasak. (Sumber : Sularso,1985 hal 3)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G450 1)	S30C	Penormalan	48
	S35C	Penormalan	52
	S40C	Penormalan	55
	S45C	Penormalan	58
	S50C	Penormalan	62
Batang baja yang difinis dingin	S55C	Penormalan	66
	S35C-D	-	53
	S45C-D	-	60
	S55C-D	-	72

d) Faktor keamanan (S_{f1} dan S_{f2}). Harga dari S_{f1} umumnya diambil 6 dan harga S_{f2} jika dikenakan beban secara perlahan-lahan adalah 1-1,5. Jika dikenakan dengan tumbukan ringan nilai yang diberikan sebesar 1,5-3. Dan beban yang dikenakan secara tiba-tiba dengan tumbukan besar adalah 2-5 (Sularso, hal 25). Maka faktor keamanan = $S_{f1} \times S_{f2}$.

e) Tegangan geser pada pasak τ_a (kg/mm²). Untuk mencari tegangan geser

pada pasak yang diijinkan dapat dicari dengan rumus. (Sumber : Sularso,1987,Hal 25)

$$\tau_a = \frac{F}{b_p \cdot L_1} \text{ (kg/mm}^2\text{) (50)}$$

Dimana :

F : Gaya tangensial (kg).

b_p : Lebar pasak (mm).

L : Panjang pasak yang diijinkan (mm).

f) Tegangan geser yang diijinkan.

$$\tau_{\text{pasak}} = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \text{ (kg/mm}^2\text{) (51)}$$

Dimana :

σ_b : Kekuatan tarik bahan pasak (Kg/mm²).

Sf₁ : Faktor keamanan untuk bahan pasak transmisi (6).

Sf₂ : Faktor keamanan untuk bahan pasak benam (1,3-3).

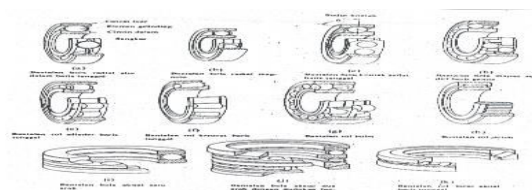
c. Bantalan. Bantalan mempunyai defenisi sebagai suatu elemen yang menumpu poros berbeban sehingga gerak bolak-baliknya berlangsung secara halus, aman dan berlangsung dalam jangka waktu yang lama.



Gambar 8. Bantalan Gelinding (Sumber : Elemen Mesin, Ir. Sularso)

1) Jenis-jenis Bantalan Gelinding. Bantalan gelinding mempunyai

keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil di bandingkan bantalan luncur.



Gambar 9. Macam-Macam Bantalan Gelinding 2) Kelakuan Bantalan Gelinding :

a) Membawa beban aksial. Bantalan radial mempunyai sudut kontak yang besar antara elemen dan cincinnya, dapat menerima sedikit beban aksial.

b) Kelakuan terhadap putaran. Diameter d (mm) dikalikan dengan putaran permenit n (rpm) disebut harga d.n.

c) Kelakuan gesekan. Bantalan bola dan bantalan rol silinder mempunyai gesekan yang relatif kecil dibandingkan dengan bantalan yang lainnya.

d) Kelakuan dalam bunyi dan getaran. Hal ini dipengaruhi oleh kebulatan bola dan rol, kebulatan cincin, kekerasan elemen-elemen tersebut, keadaan sangkarnya, dan kelas mutunya.

3) Bahan bantalan gelinding. Cincin dan elemen gelinding pada bantalan umumnya dibuat dari baja bantalan khrom karbon tinggi.

Tabel 13. Ukuran Bantalan Gelinding (Sumber : Ir sularso, halaman 143)

Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)			Kapasitas nominal dinamik spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C ₀ (kg)	
	Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak			d
6000				360	196	
6001	6001Z	6001VV	12 28	8 0,5	400	
6002	Z	02VV	15 32	9 0,5	440	
6003	02ZZ	6003VV	17 35	10 0,5	470	
6004	6003Z	04VV	20 42	12 1	735	
6005	Z	05VV	25 47	12 1	790	
6006	04ZZ	6006VV	30 55	13 1,5	1030	
6007	05ZZ	07VV	35 62	1,5	1250	
6008	6006Z	08VV	40 68	1,5	1310	
6009	Z	6009VV	45 75	1,5	1640	
6010	07ZZ	10VV	50 80	1,5	1710	
	08ZZ					
	6009Z					
	Z					
	10ZZ					

4) Rumus perencanaan bantalan gelinding.

a) Beban ekivalen dinamis bantalan radial(P_r).

$$P_r = (X \times V \times F_r \text{ (kg)}) + (Y \times F_a \text{ (kg)}) \dots (52)$$

Dimana:

X : faktor baris bantalan.

V : faktor beban putar bantalan.

F_r : beban radial (kg).

Y : faktor beban aksial.

F_a : beban aksial (kg).

b) Faktor kecepatan bantalan (f_n).

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n \text{ (rpm)}} \right)^{1/3} \dots (53)$$

Dimana :

n : puratan poros transmisi (rpm).

c) Faktor umur bantalan (f_h). (Sularso 1978, hal 136).

$$f_h = f_n \frac{C \text{ (kg)}}{P_r \text{ (kg)}} \dots (54)$$

Dimana :

C : beban nominal dinamis spesifik (kg).

P_r : beban ekivalen dinamis (kg).

d) Umur nominal bantalan (L_h).

$$L_h = 500 \times f_h^3 \dots (55)$$

Dimana :

f_h : faktor umur bantalan.

e) Keandalan umur bantalan (L_n).

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h \text{ (jam)} \dots (56)$$

Dimana :

a₁ : faktor keandalan

a₂ : faktor bahan

a₃ : faktor kerja

L_h : umur nominal bantalan (jam).

f) Diameter bola gelinding (D_w).

$$D_w = q_1 (D \text{ (mm)} - d \text{ (mm)}) \dots (57)$$

Dimana :

q₁ : faktor untuk bantalan bola satu baris (0,216 → 0,33)

D : diameter luar bantalan (mm).

d : diameter dalam bantalan (mm).

g) Jumlah bola gelinding dalam bantalan (Z_b). (Niemann.G. 1992, hal 248).

$$Z_b = q_2 \left(\frac{D \text{ (mm)} + d \text{ (mm)}}{D_w \text{ (mm)}} \right) \dots (58)$$

Dimana :

q₂ : faktor untuk bantalan bola satu baris (0,99 → 0,89)

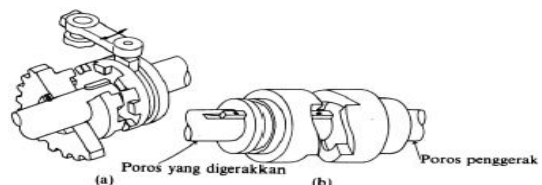
D : diameter luar bantalan (mm).

d : diameter dalam bantalan (mm).

D_w : diameter bola gelinding (mm).

d. Kopling. Kopling

merupakan elemen mesin yang menghubungkan antara poros yang digerakkan dengan poros penggerak, dalam putaran yang sama untuk meneruskan daya. Dalam penulisan skripsi ini kopling yang digunakan yaitu aplikasi dari kopling cakar.



Gambar 10. Kopling Cakar
Berikut ini adalah rumus-rumus yang

digunakan dalam perhitungan kopling cakar :

1) Diameter dalam cakar (D_1).

$$D_1 = (1,2 \times d_s (\text{mm})) + 10(\text{mm}) \quad (\text{mm}) \dots (59)$$

Dimana :

d_s : diameter poros transmisi (mm).

2) Diameter luar cakar (D_2).

$$D_2 = (2 \times d_s (\text{mm})) + 25(\text{mm}) \quad (\text{mm}) \dots (60)$$

Dimana :

d_s : diameter poros transmisi (mm).

3) Tinggi cakar (h). (Sularso 1978, hal 59).

$$h = (0,5 \times d_s (\text{mm})) + 8(\text{mm}) \quad (\text{mm}) \dots (61)$$

Dimana :

d_s : diameter poros transmisi (mm).

4) Jari-jari rata-rata (r_m).

$$r_m = \frac{(D_1 (\text{mm}) + D_2 (\text{mm}))}{4} \quad (\text{mm}) \dots (62)$$

Dimana :

D_1 : diameter dalam cakar (mm).

D_2 : diameter luar cakar (mm).

5) Gaya tangensial kopling cakar (F_t).
Sularso 1978, hal 59).

$$F_t = \frac{T(\text{kg} \cdot \text{mm})}{r_m (\text{mm})} \quad (\text{kg}) \dots (63)$$

Dimana :

T : momen puntir poros (kg.mm).

r_m : jari – jari rata – rata (mm).

6) Tegangan geser yang terjadi pada cakar (τ). (Sularso 1978, hal 59).

$$\tau = \left(\frac{8}{\pi} \right) \frac{F_t (\text{kg})}{((D_2 (\text{mm}))^2 - (D_1 (\text{mm}))^2)} \quad (\text{kg/mm}^2) \dots (64)$$

Dimana :

F_t : gaya tangensial kopling cakar (kg).

D_1 : diameter dalam cakar (mm).

D_2 : diameter luar cakar (mm).

7) Momen tahanan lentur (Z).

$$Z = \frac{1}{6} \times \frac{(D_2 (\text{mm}) - D_1 (\text{mm}))}{2} \times \left[\frac{\pi(D_1 (\text{mm}) - D_2 (\text{mm}))}{4 \times n} \right]^2 \quad (\text{mm}^3) \dots (65)$$

Dimana :

D_1 : diameter dalam cakar (mm).

D_2 : diameter luar cakar (mm).

n : jumlah cakar.

8) Tegangan lentur (σ_b).

$$\sigma_b = \frac{F_t (\text{kg}) \times h (\text{mm})}{n \times Z (\text{mm}^3)} \quad (\text{kg/mm}^2) \dots (66)$$

Dimana :

F_t : gaya tangensial kopling cakar (kg).

h : tinggi cakar (mm).

n : jumlah cakar.

Z : momen tahanan lentur (mm^3).

9) Tegangan geser maksimum (τ_{\max}).

$$\tau_{\max} = \frac{\left(\sqrt{(\sigma_b (\text{kg/mm}^2))^2 + 4 \times (\tau (\text{kg/mm}^2))^2} \right)}{2} \quad (\text{kg/mm}^2) \dots (67)$$

Dimana :

σ_b : tegangan lentur (kg/mm^2).

τ : tegangan geser yang terjadi pada cakar (kg/mm^2).

10) Tegangan geser ijin (τ_a).

Bahan yang digunakan FC 20, dengan kekuatan tarik 20 kg/mm^2 .

$$\tau_a = \frac{\sigma_B (\text{kg/mm}^2)}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (\text{kg/mm}^2) \dots\dots\dots (68)$$

Dimana :

τ_a : tegangangeser yang terjadi (kg/mm^2).

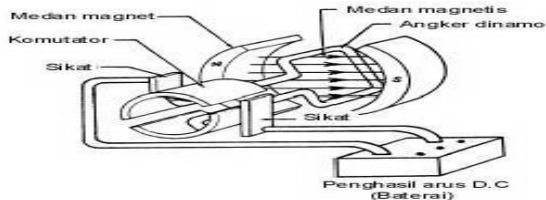
σ_B : kekuatan tarik bahan (kg/mm^2).

Sf_1 : kaktor keamanan kopling diambil 6.

Sf_2 : faktor keamanan kopling tumbukan ringan (1-1,5) faktor keamanan kopling tumbukan besar (2-5)

Pemilihan Motor Listrik/Motor Penggerak

Dalam pemilihan motor listrik/motor penggerak sangat perlu diperlukan untuk menggerakkan rangkaian suatu alat kerja.



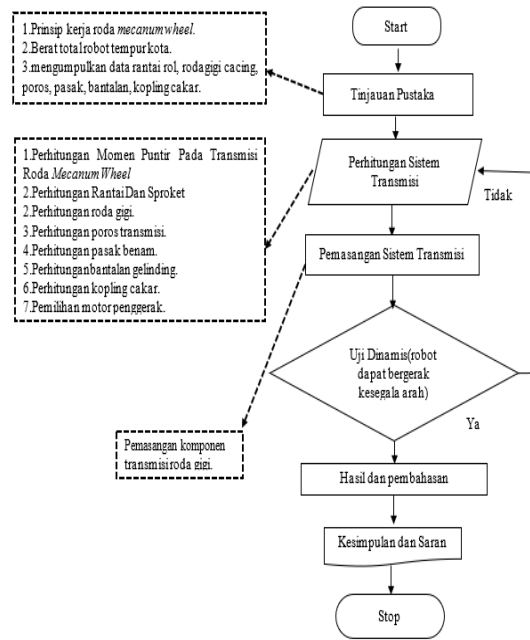
Gambar 11. Motor DC

METODOLOGI PENELITIAN

Berikut disajikan diagram alir yang menunjukkan prosedur yang akan dilakukan dalam penelitian ini.

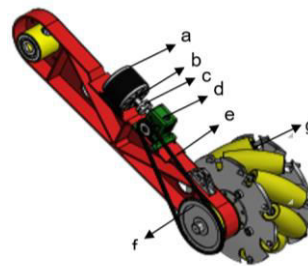
Diagram Alir Penelitian

Untuk mempermudah dalam pelaksanaan dalam perencanaan maka diperlukan sebuah rancangan blok diagram sistem global, untuk diagram alir tersebut dapat ditunjukkan dalam gambar dibawah ini.



Gambar 3.1. Diagram Alir.

3.2 Alat



- Keterangan:
- a. Motor DC
 - b. Poros
 - c. Kopling cakar
 - d. Gearbox transmisi
 - e. Rantai rol transmisi
 - f. Sproket
 - g. Sistem mecanum wheel

3.3 Data Teknis Robot Tempur Kota Menggunakan Sistem Mecanum Wheel.

Adapun karakteristik dari sistem mecanum wheel pada robot tempur kota, sebagai berikut:

Dimensi mobil robot tempur kota.

- 1) Panjang : 1300 mm
- 2) Lebar : 800 mm
- 3) Tinggi : 1300 mm
- 4) Berat : 150 kg
- 5) kecepatan robot : 10 km/jam
- 6) putaran roda : 75 rpm
- 7) gigi sproket 1 : 17
- 1. 8) gigi sproket 2 : 50

HASIL DAN PEMBAHASAN

Rantai Rol

No	Uraian	Simbol	Hasil
1	Tipe rantai	-	Ansi no.35
2	Jarak puncak	P	9,52 mm
3	Lebar	L	4,76 mm
4	Kekuatan tarik	σ	7830 N
5	Berat rata rata	w_r	3,06 N/m
6	Diameter rol	d_r	5,08 mm
7	Jarak untaian banyak	C_b	10,13 mm
8	Jarak sumbu poros (dalam jumlah jarak bagi)	C_p	18
9	Jarak antar poros	C	170 mm
10	Panjang rantai (dalam jumlah jarak bagi)	L_p	72
11	Kecepatan keliling	V	0,2023 m/s
12	Beban maksimal	F_{T2}	115,4 kg

4.1. Sproket

No	Uraian	Simbol	Sproket kecil	Sproket besar	Satuan
1	Diameter jarak bagi	d_p / D_p	51,809	151,615	mm
2	Diameter lingkaran luar	d_k / D_k	56,63	157,028	mm
3	Diameter dalam	d	0,045	0,145	m
4	Jari jari dalam	r	0,0225	0,0725	m
5	Jumlah gigi	Z	17	50	-
6	Putaran	n	3,67	1,25	Rps
7	Momen puntir	M_p	8,26	26,64	Nm
8	Kecepatan sudut	ω	23,04	7,85	Rad/s
9	Daya	P	190,57	209,15	Watt
10	Kecepatan keliling	v	0,51	0,56	m/s

4.2. Perhitungan roda gigi cacing pada gearbox

No	Uraian	Simbol	Hasil
1	Perbandingan reduksi	I	5
2	Modus aksial	m_s	1,4 mm
3	Modus normal	m_n	1,3 mm
4	Diameter cacing	d_1	25 mm
5	Diameter roda gigi	d_2	42 mm
6	Jarak bagi diametral	DP	20 mm
7	Tinggi kaki	h_f	1,5 mm
8	Kelonggaran puncak	c	0,2 mm
9	Tinggi gigi	H	2,8 mm
10	Diameter lingkaran luar cacing	d_{k1}	27,6 mm
11	Diameter lingkaran kaki cacing	d_{r1}	22 mm
12	Diameter lingkaran kepala roda gigi	d_t	45 mm
13	Diameter lingkaran kaki roda gigi	d_{r2}	39 mm
14	Lebar roda gigi cacing	b	15,9 mm
15	Lebar sisi gigi efektif	b_e	19,5 mm
16	Jari jari lengkungan puncak r.gigi cacing	r_t	19,7 mm
17	Diameter luar roda gigi cacing	d_{k2}	84,4 mm

4.3. Gearbox Transmisi

No	Uraian	Simbol	Gigi cacing	Ulir cacing	Satuan
1	Diameter	d	0,042	0,025	m
2	Jari jari	r	0,021	0,0125	m
3	Jumlah gigi	Z	30	6	-
4	Putaran	n	2,082	10,415	Rps
5	Momen puntir	M_p	7,72	4,59	Nm
6	Kecepatan sudut	ω	13,074	65,406	Rad/s
7	Daya	P	101	300	Watt
8	Kecepatan keliling	v	0,275	0,818	m/s

4.4. Hasil Perencanaan Perhitungan Perbandingan Roda Gigi Transmisi

No	Uraian	Hasil
1	Perbandingan sproket	1: 0,34
2	Perbandingan sproket dan gigi cacing	1: 0,56
3	Perbandingan roda gigi cacing	1: 0,5

4.5. Perhitungan roda gigi cacing pada gearbox.

No	Uraian	Simbol	Hasil
1	Perbandingan reduksi	I	5
2	Modus aksial	m_s	1,4 mm
3	Modus normal	m_n	1,3 mm
4	Diameter cacing	d_1	25 mm
5	Diameter roda gigi	d_2	42 mm
6	Jarak bagi diametral	DP	20 mm
7	Tinggi kaki	h_f	1,5 mm
8	Kelonggaran puncak	c	0,2 mm
9	Tinggi gigi	H	2,8 mm
10	Diameter lingkaran luar cacing	d_{k1}	27,6 mm
11	Diameter lingkaran kaki cacing	d_{r1}	22 mm
12	Diameter lingkaran kepala roda gigi	d_t	45 mm
13	Diameter lingkaran kaki roda gigi	d_{r2}	39 mm
14	Lebar roda gigi cacing	b	15,9 mm
15	Lebar sisi gigi efektif	b_e	19,5 mm
16	Jari jari lengkungan puncak r.gigi cacing	r_t	19,7 mm
17	Diameter luar roda gigi cacing	d_{k2}	84,4 mm

4.6. Poros

No	Uraian	Simbol	satuan	Poros 1	Poros 2	Poros 3	Poros 4
1	Daya perencanaan	P	kw	0,769	0,769	0,228	0,2508
2	Putaran	n	RPM	625	625	220,58	75
3	Bahan	-	-	S55C-D	S55C-D	S55C-D	S40C
4	Kekuatan tarik	σ	kg/mm ²	72	72	72	55
5	Diameter poros	D_s	mm	12	12	15	20
6	Momen puntir	M_p	kg.mm	562	562	1008,5	3257,056
7	Teg.geser diizinkan	τ_a	kg/mm ²	8	8	8	6,111
9	Tegangan geser	τ	kg/mm ²	3,537	3,537	1,524	2,076
10	Kualitas teg. poros	-	kg/mm ²	12>7,96 (baik)	12>7,96 (baik)	12>3,429 (baik)	9,166> 3,114(baik)

4.7. Pasak Pada Poros

No	Uraian	Simbol	satuan	Pasak 1	Pasak 2	Pasak 3	Pasak 4
1	Bahan	-	-	S55C-D	S55C-D	S55C-D	S40C
2	Kekuatan tarik	σ	kg/mm ²	72	72	72	55
3	Diameter poros	D_s	mm	12	12	15	20
4	Panjang	l	mm	14	14	16	18
5	Lebar	b	mm	5	5	5	6
6	Tinggi	h	mm	5	5	5	6
7	Kedalaman pasak pada poros	t_1	mm	3	3	3	3,3
8	Kedalaman pasak pada poros	t_2	mm	2,3	2,3	2,3	2,8
9	Gaya tangensial	F_s	kg	199,7	199,7	134,467	325,7056
10	Tegangan geser izin	τ_a	kg/mm ²	8	8	8	6,111
11	Tegangan geser	τ	kg/mm ²	2,854	2,854	1,401	3,0157

4.8. Bantalan

no	Uraian	Simbol	Hasil	Satuan
1	Jenis	-	Bntlan gelinding	-
2	Nomor bantalan	-	6204	-
3	Diameter dalam	d	20	mm
4	Diamter luar	D	47	mm
5	Jari jari fillet	r	1,5	mm
6	Lebar bantalan	B	14	mm
7	Diameter bola gelinding	D_w	5,832	Mm
8	Jumlah bola gelinding	Z_b	10	Buah
9	Kapasitas nominal dinamis spesifik	C	1000	kg
10	Kapasitas nominal statis spesifik	C_o	635	kg
11	Beban radial ekuivalen dinamis	P_r	84,1595	kg
12	Beban radial ekuivalen statis	P_o	90,055	kg
13	Beban ekuivalen dinamis	P	174,2145	kg
14	Faktor kecepatan	F_n	0,763	-
15	Faktor umur	F_h	4,381	-
16	Umur bantalan	L_h	8,899	Tahun

4.9. kopling cakar

no	Uraian	Simbol	Hasil	Satuan
1	Diameter dalam cakar	D_1	24,4	Mm
2	Diameter luar cakar	D_2	49	Mm
3	Tinggi cakar	H	14	Mm
4	Jari jari rata rata	r_m	18	Mm
5	Gaya tangensial cakar	F_t	31,2	Kg
6	Tegangan geser yang terjadi pada cakar	τ	0,044	kg/mm ²
7	Momen tahanan lentur	Z	425,368	kg/mm ²
8	Tegangan lentur	σ_b	0,257	kg/mm ²
9	Tegangan geser maksimal	τ_{maks}	0,0369	kg/mm ²
10	Tegangan geser izin	τ_a	2,778	kg/mm ²

4.10. Motor

no	Uraian	Simbol	Hasil	Satuan
1	Jenis	-	Motor dc tipe MY 1016	-
2	Momen puntir	Mp	12	Nm
3	Daya	P	350	Watt

SIMPULAN

Berdasarkan hasil dari penelitian maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

- 1) Momen puntir pada roda *mecanum wheel* adalah 26,643 N
- 2) Gaya maksimal (F) adalah 367,5 N.
- 3) Dari perencanaan bantalan gelinding diketahui beban ekivalen dinamis 174,2145 kg.
- 4) Pada perencanaan poros 1,2,3,4 tegangan geser yang diijinkan poros lebih besar dari tegangan geser poros, maka kualitas poros baik.
- 5) Dalam perencanaan pasak 1,2,3,4 tegangan geser yang diijinkan (τ_a) pada pasak lebih besar dari tegangan geser yang terjadi pada pasak, maka kualitas pasak baik dan aman.
- 6) Pada perencanaan kopling cakar telah diketahui tegangan geser maksimum (τ_{maks}) yang terjadi 0,168 kg/mm² lebih kecil dari tegangan geser yang diijinkan (τ_a) 2,778 kg/mm², maka kualitas kopling memenuhi standart JIS.
- 7) Perencanaan gearbox diketahui momen puntir yang dibutuhkan 4,59 Nm, daya 300 Watt maka dipilih motor penggerak yaitu

motor DC tipe MY1016 dengan torsi 12 Nm dan daya 350 Watt.

DAFTAR PUSTAKA

- J.J.M. Hagendoorn, Konstruksi Mesin 2, PT. Rosda Jayaputra – Jakarta,1993.
- Niemann.G dan Winter.H, 1990, Elemen Mesin Desain dan Kalkulasi dari sambungan, bantalan dan poros, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Sularso IR., MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, PT. Pradnya Paramita, 1987.