

RANCANGAN MOBIL CRANE DENGAN KAPASITAS 12 TON



SKRIPSI

*Diajukan Untuk Melengkapi Tugas-tugas
dan Syarat-syarat Untuk Mencapai
Gelar Sarjana Teknik*

Oleh :

DEDI ANDRIANTO
No. STB : 018130055



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN**

2003

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 23/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

**UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

TUGAS SARJANA

**RANCANGAN MOBIL CRANE
DENGAN KAPASITAS 12 TON**

Oleh :

DEDI ANDRIANTO

No. STB : 018130055

Komisi Pembimbing :

Pembimbing I,

Pembimbing II,

(Ir. Amirshyam Nasution, MT)

(Ir. Amru Siregar, MT)

Mengetahui :

Ka. Program Studi,

Dekan,



(Ir. Darianto, MSc)



(Drs. Dadan Ramdan, M.Eng,Sc)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 23/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN



Agenda No : 74/TAFT/JM/2002
Diterima Tgl :
Paraf :

TUGAS AKHIR

Nama : DEDDY ANDRIANTO
Nomor Stambuk : 01.813.0055
Mata Kuliah : Pesawat Angkat
Spesifikasi : Rencanakan Sebuah Mobil Crane Dengan Kapasitas angkat 12Ton
Data lain dapat diambil dari survey
Rancangan meliputi :
- Perhitungan Spesifikasi Mobil Crane
- Daya angkat
- Konstruksi

Diberikan tanggal :
Selesai Tanggal :

Ketua Jurusan

Medan,
Dosen Pembimbing

(Ir. Amirsyam Nasution, MT.)

(Ir. Amirsyam Nasution, MT.)

Koordinator Rencana Sarjana

(Ir. Amirsyam Nasution, MT.)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 23/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.umma.ac.id)23/7/24

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah memberikan kesehatan dan kesempatan sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang merupakan kewajiban bagi setiap mahasiswa Fakultas Teknik, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Medan Area pada tingkat akhir untuk memperoleh gelar kesarjanaan.

Dalam tulisan ini penulis memilih judul:

“Mobil Crane Dengan Kapasitas 12 Ton”.

Dalam hal ini penulis menyadari bahwa penyusunan skripsi ini masih terdapat kekurangannya di sana sini yang menandakan keterbatasan penulis, baik dalam penyusunan kalimat, pengumpulan data serta perhitungan-perhitungan dan penyajiannya, sehingga tulisan ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu penulis dengan senang hati menerima kritik dan saran-saran dari semua pihak, baik dosen maupun rekan-rekan mahasiswa.

Pada kesempatan ini penulis tidak lupa mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah memberikan bantuan, baik moril maupun material kepada penulis dapat menyelesaikan skripsi ini terutama kepada:

1. Bapak Drs.Dadan Ramdan, M.Eng.Sc, selaku Dekan Fakultas Teknik mesin, Universitas Medan Area.
2. Bapak Ir.Amirsyam Nasution,MT, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin, Universitas Medan Area dan sekaligus sebagai pembimbing I, yang tidak bosan-bosannya menerima,membantu dan meluangkan waktu dari awal hingga selesainya skripsi ini.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 23/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)23/7/24

3. Bapak Ir. Amru Siregar, MT, selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area dan sekaligus sebagai pembimbing II yang telah banyak membantu dalam penyelesaian skripsi ini.
4. Bapak/ibu dosen yang telah mendidik penulis selama duduk dibangku perguruan tinggi.

Dengan rasa hormat dan terima kasih yang sangat dalam penulis aturkan buat Ayahanda dan Ibunda sebagai orangtua yang telah mendidik, membimbing, membekali ilmu kepada penulis sejak kecil hingga dewasa agar menjadi orang yang berguna kelak, juga kakak dan kedua adik penulis yang telah memberikan dorongan moril kepada penulis.

Terakhir sekali penulis mengucapkan terima kasih kepada kekasih tercinta (Wiwin Wahyu Widyati) yang telah banyak memberi dorongan moril serta semangat sehingga berhasil dalam study ini.

Mudah-mudahan skripsi ini menjadi cambuk bagi penulis agar lebih giat lagi untuk belajar dan memperdalam ilmu, khususnya ilmu keteknikan dan juga semoga skripsi ini berguna bagi pembaca dan mahasiswa yang mempelajari tentang teknik mesin.

DAFTAR GAMBAR

1. Gambar 2.1 Sistem Angkat Beban
2. Gambar 2.2 Kait
3. Gambar 2.4 Ball Trust Bearing
4. Gambar 2.5 Hook Crosspiece
5. Gambar 2.6 Sistem Puli Angkat
6. Gambar 2.7 Puli
7. Gambar 2.8 Poros Pulley
8. Gambar 2.9 Plat Pendukung
9. Gambar 2.10 Drum
10. Gambar 2.11 Sistem Transmisi Daya
11. Gambar 2.12 Roda gigi cacing
12. Gambar 2.13 Roda gigi lurus
13. Gambar 2.14 Taper Roller Bearing
14. Gambar 2.15 Spherical Roller Bearing
15. Gambar 2.16 Pasak
16. Gambar 3.1 Boom
17. Gambar 3.2 Mobil Crane pada saat sudut angkat boom maksimum
18. Gambar 3.3 Baja Profil
19. Gambar 3.4 Stabilitas Crane pada saat beban maksimum
20. Gambar 3.5 Pada saat tanpa beban
21. Gambar 3.6 Transmisi Turntable
22. Gambar 3.7 Cogwheel Drive
23. Gambar 3.8 Taper Roller Bearing
24. Gambar 4.1 Sistem puli tarik
25. Gambar 5.1 Diagram double shoe brake
26. Gambar 5.2 Arresting gear
27. Gambar 5.3 Crane yang dipasang pada truk.

DAFTAR ISI

Lembaran Judul	i
Lembaran Pengesahan	ii
Spesifikasi Tugas	iii
Daftar Gambar	iv
Kata Pengantar	vii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Pembatasan Masalah	2
1.3. Tujuan Perancangan	3
1.4. Sistematika Penulisan	3
BAB II RANCANGAN MEKANISME ANGKAT	
2.1. Proses Pengangkatan Beban	4
2.2. Perencanaan Hook (Kait)	5
2.3. Pemilihan Bantalan Untuk Hook (Kait)	12
2.4. Perencanaan Croospiece	13
2.5. Perencanaan Wire Rope	16
2.6. Perencanaan Puli	18
2.7. Perencanaan Poros Puli	20
Perencanaan Drum	22

2.10 Transmisi daya dari Motor ke Drum	28
BAB III RANCANGAN MEKANISME PUTAR	
3.1. Perencanaan Boom	60
3.2. Gaya-gaya pada saat sudut Angkat Boom Mekanisme	62
3.3. Perencanaan Counter Weight	67
3.4. Transmisi Turntable	70
3.5. Perencanaan Cogwheel	72
3.6. Perencanaan Poros Turntable	75
3.7. Mekanisme Tarik	78
BAB IV RANCANGAN BRAKE DAN ARRESTING GEAR	
4.1 Rancangan Brake	79
4.2 Cara Kerja Brake	79
4.3 Perencanaan Arresting Gear	82
BAB V PEMILIHAN KENDARAAN PENGANGKUT	
5.1 Umum	84
5.2 Menentukan Persyaratan Pengangkut	84
5.3 Cara Pemeriksaan/ Pengukuran Kendaraan	86
BAB VI KESIMPULAN	90
DAFTAR PUSTAKA	91

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Peralatan pengangkat beban sangat berbeda dengan transport jarak jauh. Peralatan pengangkat beban digunakan untuk memindahkan beban di lokasi atau area, department, pabrik, lokasi konstruksi, tempat penyimpanan dan pembongkaran muatan. Sedangkan transport jarak jauh adalah untuk memindahkan muatan pada jarak yang cukup jauh antara lain, kereta api, mobil, kapal dan sebagainya.

Peralatan pengangkut ini terdiri dari mesin pengangkat crane, dan elevator. Mesin pengangkut adalah kelompok mesin yang bekerja secara periodik yang dirancang sebagai peralatan sua-angkat atau untuk mengangkat dan memindahkan muatan atau sebagai mekanisme tersendiri bagi crane dan elevator. Crane adalah gabungan mekanisme pengangkut secara terpisah dengan rangka untuk mengangkat atau sekaligus mengangkat dan memindahkan muatan yang dapat digantungkan secara bebas atau dikaitkan pada crane. Sedangkan elevator adalah kelompok mesin yang bekerja secara periodik untuk mengangkat muatan pada jalur pandu tertentu. Dari ketiga peralatan ini, maka jenis crane lah yang banyak dijumpai dan crane ini masih banyak penggolong-golongannya sesuai dengan kebutuhan.

Kebutuhan peralatan untuk menangani, pengangkatan yang berada dalam lokasi perusahaan akan relatif lebih mudah karena pada area perusahaan tersebut telah tersedia peralatan yang spesifik, tersedianya listrik sebagai sumber tenaga serta jumlah personil yang potensial untuk menangani hal tersebut. Namun untuk

menyelesaikan pekerjaan yang berada di luar area perusahaan akan relatif lebih sulit dan memerlukan waktu yang lama. Para perancang perusahaan-perusahaan tersebut berpikiran, bagaimana untuk mengangkat barang yang berada pada kedalaman tertentu atau bagaimana untuk menurunkan barang/bahan yang berat dari kendaraan yang jauh dari fasilitas angkut atau bagaimana memindahkan barang dari kapal laut/pesawat terbang yang tidak dilengkapi crane.

Dari permasalahan tersebut diatas maka perlu adanya peralatan angkut yang bersifat mobil yang memiliki fungsi serba guna atau multi fungsi. Untuk memenuhi kebutuhan tersebut diperlukan rancangan yang memadai sehingga dapat memenuhi sifat dan karakteristik yang diharapkan.

1.2 Pembatasan Masalah

Agar pembahasan dari tugas akhir ini dapat terarah, mudah dipahami, dan dapat bermamfaat serta karena luasnya permasalahan dalam penyusunan rancangan crane mobil serba guna ini, maka tulisan ini dibatasi pada dua permasalahan yaitu Crane dan kendaraan roda ban yang memiliki kemampuan dapat dioperasikan baik pada medan off road maupun pada medan on road. Jadi serba guna yang dimaksud adalah kendaraan pengangkutnya.

1.3 Tujuan Perancangan

Untuk mengembangkan jenis crane mobil yang memiliki kemampuan serba guna yang dapat digunakan untuk menangani bahan yang berada diluar area perusahaan pada medan-medan yang sulit.

1.4 Sistematika Penulisan

Penulisan tugas akhir ini merupakan suatu rancangan crane mobil yang serba guna, namun karena telah dibatasi dalam permasalahan ini maka dapat disusun dengan sistematika sebagai berikut :

- 1.4.1 Pendahuluan
- 1.4.2 Rancangan Mekanisme Angkat
- 1.4.3 Rancangan Mekanisme Putar
- 1.4.4 Rancangan Brake dan Arresting Gear.
- 1.4.5 Pemilihan Kendaraan Pengangkut
- 1.4.6 Kasimpulan
- 1.4.7 Penutup

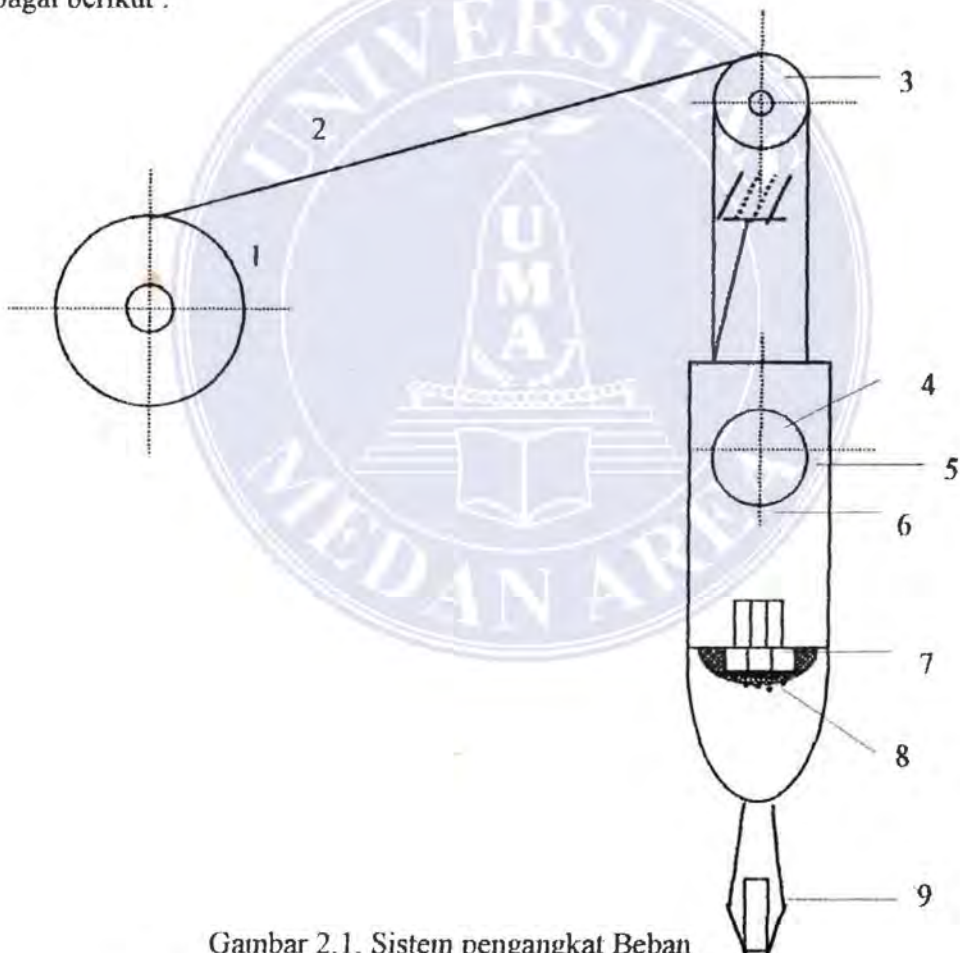


BAB II

RANCANGAN MEKANISME ANGKAT

2.1. Proses Pengangkatan Beban

Untuk mendapatkan system pengangkat yang sederhana dan mudah dioperasikan serta kuat menerima beban maka direncanakan system pengangkatan sebagai berikut :



Gambar 2.1. Sistem pengangkat Beban

Keterangan :

1. Drum

2. Wire rope
3. Fixed pulley
4. Movadle polley
5. Poros movedle polley
6. Shackles
7. Thrust bearing
8. Hook crosspiece
9. Hook (Kait).

2.2. Perencanaan Hook (kait)

Kapasitas angkat maksimum = 12000 kg

Faktor beban koreksi = 1,2

Beban rencana (Q) = $12000 \times 1,2 = 14400$ kg

2.2.1. Pemilihan jenis kait.

Kait pada dasarnya yang digunakan untuk mengangkat benda terbagi 2 yaitu

a) Kait yang mempunyai tanduk satu dan b) Kait yang mempunyai tanduk dua.

Kait yang bertanduk satu digunakan untuk beban maksimum 15 ton, sedangkan kait yang bertanduk dua digunakan untuk beban diatas 15 ton.

Mengingat dalam perencanaan ini kapasitas angkat adalah 12 ton, maka yang dipilih adalah yang mempunyai tanduk satu. Bahan yang kait yang diambil dari St C 25, yang pembuatannya terlebih dahulu ditempa hingga mendekati bangunnya dan selanjutnya diproses hingga menjadi bentuk yang diinginkan.

- a. Jumlah ulir pada baut .

$$a l = \frac{Q}{\pi \cdot d r \cdot f 2 \cdot P}$$

dimana :

P = unit compression stress

= 300 kg/cm², untuk steel dengan stel

maka :

$$a l = \frac{Q}{\pi \times 7,5 \times 0,45 \times 300}$$

= 4,72 lili tan (ambil 5 lili tan)

- b. Tinggi baut (H) :

$$H = a l \times k$$

$$= 5 \times 10$$

$$= 50 \text{ mm}$$

- c. Ukuran-ukuran kait.

Ukuran kait diperoleh dari normalisasi N 661 untuk beban (Q) = 15 ton.

$$W = a = 140 \text{ mm}$$

$$b_2^1 = s = 100 \text{ mm}$$

$$b_1 = p = 50 \text{ mm}$$

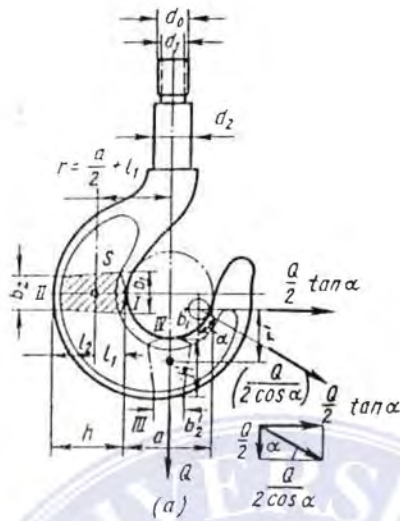
$$h^1 = 130 \text{ mm}$$

$$b_2 = q = 130 \text{ mm}$$

$$h = r l = 150 \text{ mm}$$

$$b_1 = t = 60 \text{ mm}$$

$$h^1 = 130 \text{ mm}$$



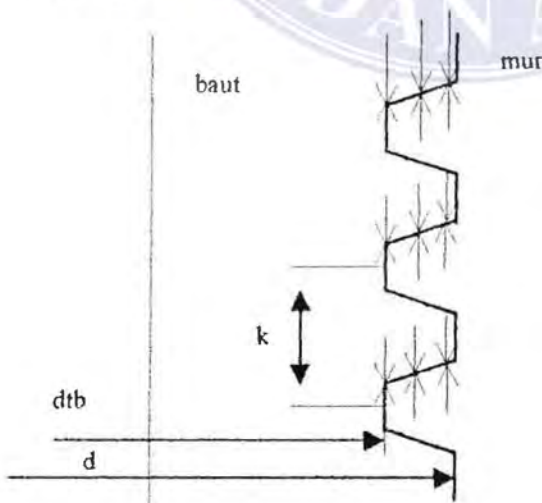
Gambar 2.2. Kait

- Pemeriksaan kekuatan kait.

Bahan kait St C 25

$$\begin{aligned} \sigma_t &= 800 \text{ Kg/cm}^2 \\ I_g &= 0,75 \times 800 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 600 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

- Tegangan yang terjadi pada baut kait :



- Tegangan tarik pada baut :

$$\sigma t = \frac{4Q}{\pi \cdot (d_{tb})^2}$$

dimana :

$$d_{tb} = \text{diameter inti baut} = 6,95 \text{ cm}$$

Maka :

$$\begin{aligned} \sigma t &= \frac{4 \times 15000}{\pi \cdot (6,65)^2} \\ &= 395,39 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Karena σt yang terjadi < dari tegangan yang diijinkan maka baut aman terhadap tarikan ($395,39 < 800$).

- Tegangan bidang pada permukaan ulir :

$$\sigma d = \frac{4 \times 15000}{\pi / 4 \cdot (d^2 - d_{tb}^2) a}$$

dimana :

$$d = \text{diameter luar ulir} = 8 \text{ cm}$$

$$d_{tb} = \text{diameter inti baut} = 6,95 \text{ cm}$$

$$a = \text{jumlah ulir efektif} = 5 \text{ buah}$$

maka :

$$\begin{aligned} \sigma d &= \frac{4 \times 15000}{\pi / 4 \cdot (8^2 - 6,95^2) 5} \\ &= 243,33 \text{ Kg / cm}^2 \end{aligned}$$

Karena terjadi $\sigma_d = 243,33 \text{ Kg/cm}^2$, maka permukaan ulir aman dari tekanan.

- Tegangan geser pada baut :

$$\tau'_{g} \geq \tau_g$$

$$600 \text{ Kg/cm}^2 \geq \frac{Q}{\pi/4 \cdot (d_{tb})^2}$$

$$600 \text{ Kg/cm}^2 \geq \frac{4.15000}{\pi \cdot (6,65)^2}$$

$$600 \text{ Kg/cm}^2 \geq 395,39 \text{ Kg/cm}^2$$

Karena tegangan geser yang terjadi dari tegangan geser ijin, maka baut aman terhadap geser. Selanjutnya kita tinjau penampang A – B pada kait dibebani tarikan dari bengkakan. Penampang ini berbentuk trapesium.

Momen lentur pada titik berat trapesium :

$$Q = -Q (0,5a + e_1)$$

Maka :

- Tegangan titik A :

$$\sigma_A = \frac{Q}{A} - \frac{M \cdot e_1}{I} \text{ Kg/cm}^2$$

- Tegangan titik B :

$$B = \frac{Q}{A} - \frac{M \cdot e_1}{I} \text{ Kg/cm}^2$$

Dimana :

A = Luas penampang

I = Momen inersia

$$A = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$A = \frac{15 + 13}{2} \cdot 15 = 135 \text{ cm}^2$$

$$I = \frac{h^3}{36} \cdot \frac{(b_1 + b_2)^2 + 2b_1 \cdot b_2}{b_1 + b_2} \text{ (cm}^4\text{)}$$

$$I = \frac{15^3}{36} \cdot \frac{(5 + 13)^2 + 2 \cdot 5 \cdot 13}{5 + 13} \text{ (cm}^4\text{)}$$

$$I = 236458 \text{ cm}^4$$

$$e_1 = \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3} \text{ (cm)}$$

$$= \frac{5 + 2 \cdot 13}{5 + 13} \cdot \frac{15}{3}$$

$$= 8,6 \text{ cm}$$

$$e_2 = \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3} \text{ (cm)}$$

$$= \frac{2 \cdot 5 + 13}{5 + 13} \cdot \frac{15}{3}$$

$$= 6,39 \text{ cm}$$

$$z = \frac{w}{2} + e_2$$

$$= \frac{14}{2} + 6,39$$

$$= 13,39 \text{ cm}$$

$$M = Q \cdot z$$

$$= 15.000 \times 13,39$$

$$= 200.850 \text{ Kg} - \text{cm}$$

Sehingga :

$$\sigma_A = \frac{15.000}{135} - \frac{200.850 \times 86}{2.364,58}$$

$$= 111,111 - 730,493$$

$$= -619,382 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (tegangannya tekan)}$$

$$\sigma_B = \frac{15.000}{135} + \frac{200.850 \times 6,39}{2.364,58}$$

$$= 111,111 - 542,773$$

$$= 653,88 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (tegangannya tarik)}$$

Karena tegangan yang terjadi pada penampang A-B lebih kecil dari tegangan yang diijinkan, maka penampang A-B aman.

- Penampang A¹-B¹ mengalami tegangan geser sebesar : $\tau_g = \frac{Q}{A}$

Dimana :

A¹ = Luas penampang tegak

Maka :

$$A^1 = \frac{h_1^1 + h_2^1}{2} \times h^1$$

$$= \frac{6 + 10}{2} \times 13$$

$$= 104$$

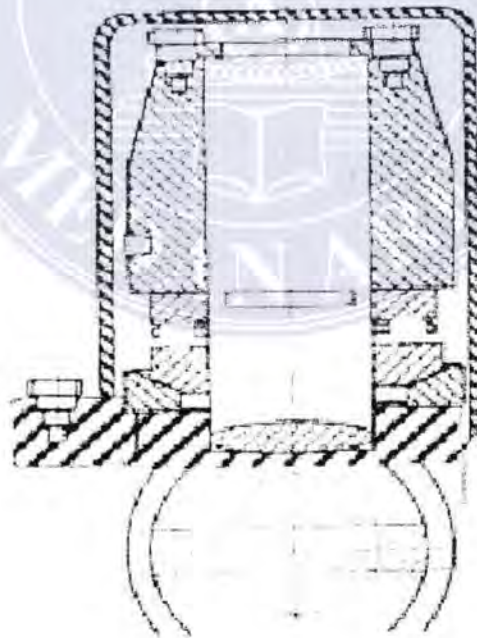
Diperoleh bahwa tegangan geser yang terjadi, lebih kecil dari tegangan yang diijinkan maka penampang A¹ - B¹ aman.

2.3 Pemilihan Bantalan untuk Hook (kait).

Pemilihan bantalan pad kait diambil dari jenis ball thrust bearing yaitu sejenis bantalan peluru yang mempunyai kemampuan dapat menahan partikel dan aksial, sehingga beban atau kait dapat bergerak bebas.

Dalam hal ini untuk kapasitas angkat sebesar 15 ton, ukuran dari thrust ball bearing dapat dilihat pada table berikut ini :

Lifting capacity Q, ton	D1	d4	d5	D	D1	h	R	r	Limiting working load, tons
15	80	82	110	136	145	50	110	2	15,8

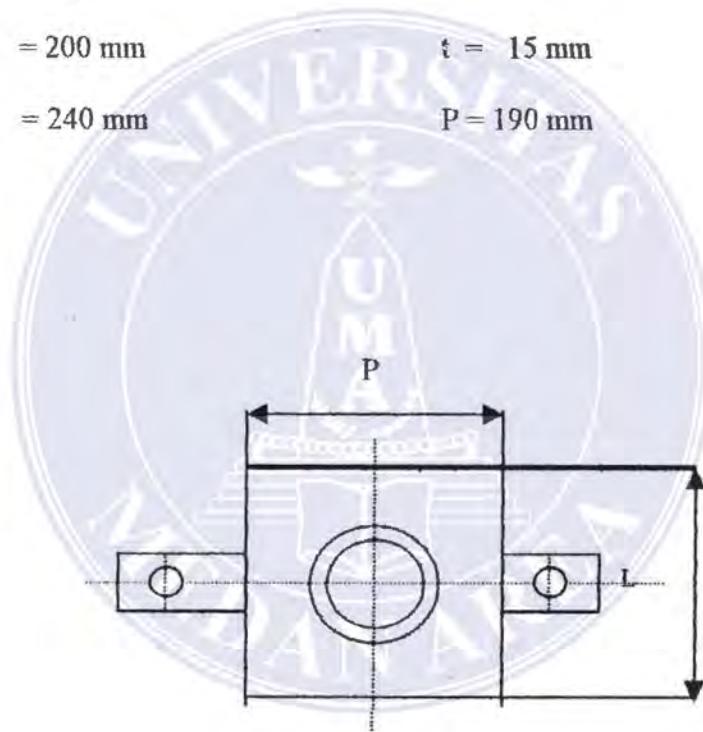


Gambar 2. 4 Ball Thrust Bearing

2.4. Perencanaan Crosspiece untuk kait (hook)

Hook crosspiece merupakan pemikul dari hook, ukuran-ukuran crosspiece direncanakan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 145 \text{ mm} & h &= 70 \text{ mm} \\
 d_2 &= 82 \text{ mm} & s &= 130 \text{ mm} \\
 d_3 &= 60 \text{ mm} & s_1 &= 15 \text{ mm} \\
 b &= 200 \text{ mm} & t &= 15 \text{ mm} \\
 L &= 240 \text{ mm} & P &= 190 \text{ mm}
 \end{aligned}$$



Gambar 2.5 Hook Crosspiece

- Pemeriksaan hook crosspiece terhadap pembebanan :

$$M_{\max} = \frac{Q}{2} \times \frac{L}{2} - \frac{Q}{2} \times \frac{d_1}{4} = \frac{Q}{4} (L - 0,5d_1)$$

dimana :

$$Q^1 = Q + \text{berat kait}$$

$$= 15000 + 75$$

$$= 15075 \text{ Kg}$$

dl = diameter luar bantalan = 14,5 cm

L = panjang crosspiece = 24 cm

Jadi :

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \frac{15075}{2} \times \frac{24}{2} - \frac{15075}{2} \times \frac{14,5}{4} \\ &= 90450 - 27323 \\ &= 63126,56 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \end{aligned}$$

- Momen tahanan pada crosspiece.

$$\begin{aligned} W &= 1/6 (b-d^2) \cdot h^2 \\ &= 1/6 (20 - 8,2) \cdot 7^2 \\ &= 96,37 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

- Tegangan yang terjadi akibat momen lengkung.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{M_{\max}}{W} \\ &= \frac{63126,56}{96,37} = 655,04 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

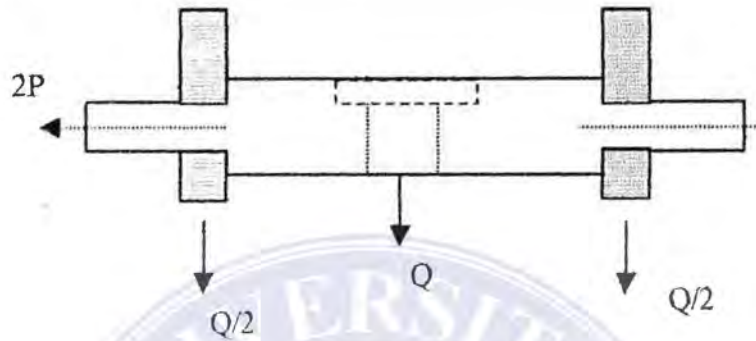
Berdasarkan tegangan yang terjadi, maka dipilih bahan ASSAB 705 dengan data sebagai berikut :

$$\sigma_t = 9000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v = 8$$

$$\sigma_t = 9000/8 = 1125 \text{ Kg/cm}^2$$

Karena tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan ijin ($\sigma < \sigma_t$), maka hook crosspiece aman.



- Tegangan geser yang terjadi pada pangkal poros crosspiece (penampang A-B).

$$\begin{aligned} \alpha - B &= \frac{Q}{2F} \\ &= \frac{Q}{2\pi/4(D_6)^2} \\ &= \frac{415075}{2\pi \cdot 6^2} \\ &= 26658 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

- Tegangan geser bahan yang diijinkan :

$$\begin{aligned} \tau_g &= 0,75 \times \alpha \\ &= 0,75 \times 1125 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 84375 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

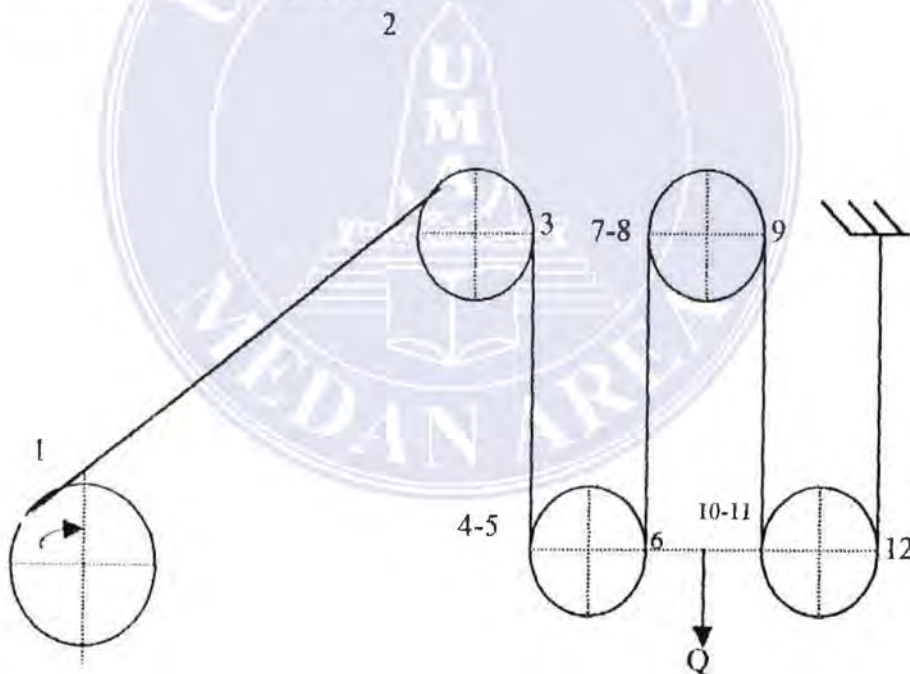
Karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil; dari yang diijinkan, maka poros crosspiece aman terhadap geser.

2.5. Perencanaan Wire Rope.

Penarikan beban pada pesawat angkat ini dipilih wire rope. Pemilihan ini berdasarkan keuntungan-keuntungan bila dibandingkan dengan pemakaian chain :

1. Bobot lebih ringan.
2. Tidak banyak terpengaruh oleh adanya sentakan.
3. dapat dilengkungkan kesemua arah.
4. Jika akan putus dapat cepat diketahui.

2.5.1. Perhitungan wire rope.



Gambar 2.6. Sistem Puli Angkat.

2.5.2. Besar tegangan pada wire rope.

$$S_w = \frac{Q}{n \cdot \mu \cdot \mu_1} \quad (8)$$

Dimana :

Q = beban penuh, termasuk puli dan akit = 15150 Kg

N = Jumlah bagian rope

μ = efisiensi puli = 0,951

μ_1 = efisiensi lilitan rope pada drum = 0,98

Jadi :

$$S_w = \frac{15150}{4 \times 0,951 \times 0,98}$$

$$= 40693 \text{ Kg}$$

Dipakai standard wire rope 6 x 37 = 32 + 1c

Faktor keamanan = 5

Luas penampang rope :

$$A(222) = \frac{S_w}{\sigma_b / k - d / d_{\min} 3600}$$

dimana :

$$\frac{d}{d_{\min}}, \text{tergantung pada number of bend 12}$$

$$\frac{D_{\min}}{d} = 35, \text{ untuk number of bend 12}$$

maka :

$$A(222) = \frac{40693}{2000 \cdot 36000} \\ \frac{5}{35} \\ = 1,368 \text{ cm}$$

Diameter rope (d_r):

$$d_r = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} \\ d_r = \sqrt{\frac{1,368 \times 4}{\pi}} \\ = 1,3 \text{ cm}$$

Dipakai kabel berdiameter 19,5 mm

Maka :

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 \\ = \frac{\pi}{4} \times 19,5^2 \\ = 298,6 \text{ mm}^2$$

2.6. Perencanaan Puli.

Pada mekanisme angkut dipergunakan 4 buah puli yaitu 2 fised pulley dan 2 buah movable pulley. Fixed pulley dipasang pada ujung boom dan movable pulley dipasang pada rope bersama kait.

Ukuran keempat puli direncanakan sama :

$$D \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d_r$$

Dimana :

D = diameter pulley

e_1 = faktor tergantung pada tipe hoisting = 16 untuk crane

e_2 = faktor yang bergantung konstruksi rope

= 1,00 untuk cross laid 6x37 = 222x1c

d_r = diameter rope.

Maka :

$$D \geq (16 \times 1,00 \times 1,95) \text{ cm} \geq 31,2 \text{ cm} = 32 \text{ (direncanakan)}$$

Untuk $d_r = 1,95 \text{ cm}$ dimensi puli adalah :

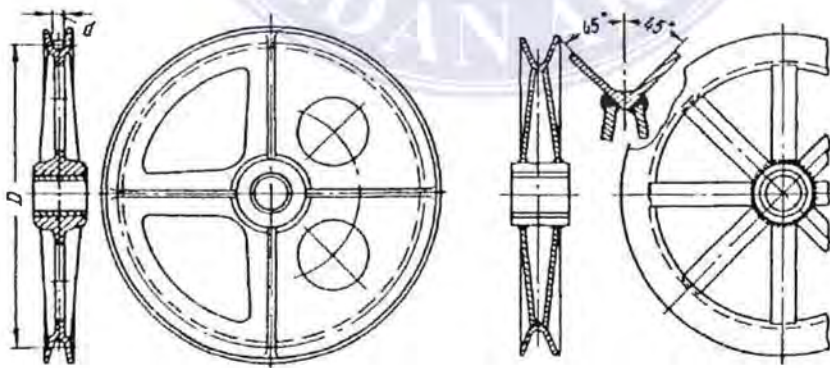
$$a = 55 \text{ mm} \quad e = 1,5 \text{ mm}$$

$$b = 40 \text{ mm} \quad h = 30 \text{ mm}$$

$$c = 10 \text{ mm} \quad L' = 15 \text{ mm}$$

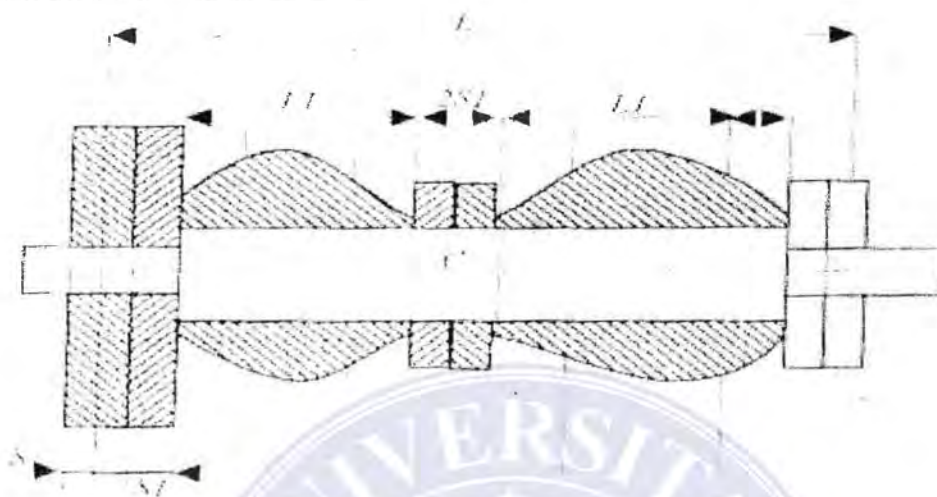
$$r = 12,0 \text{ mm} \quad r1 = 5,0 \text{ mm}$$

$$r2 = 5,0 \text{ mm} \quad r3 = 17 \text{ mm}$$



Gambar 2.7 Puli

2.7. Perencanaan Poros Puli



Gambar 2.8 Poros Pulley

Direncanakan :

$$d_7 = 6,5 \text{ cm}$$

$$s = 3,5 \text{ cm}$$

$$sl = 1,5 \text{ cm}$$

$$L = 8 \text{ cm}$$

$$L = 2L' + 2sl + s + sl$$

$$= 2(8) + 2(1,5) + 3,5 + 1,5 = 24 \text{ cm}$$

1. Momen lengkung maksimum terjadi pada titik C :

$$\begin{aligned} M &= \frac{Q}{2} \cdot x \frac{L}{2} - \frac{Q}{2} \cdot x (L'/2 + s) \\ &= \frac{15150}{2} \cdot x \frac{24}{2} - \frac{15150}{2} \cdot x \left(\frac{8}{2} + 3,5 \right) \\ &= 90900 - 56812,5 \\ &= 34087,5 \text{ Kg} \cdot \text{cm} \end{aligned}$$

2. Momen perlawanan.

$$\sigma = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 7^3}{32} = 33,67 \text{ cm}^3$$

3. Tegangan yang terjadi.

$$\sigma = \frac{M_c}{W} = \frac{34087,5}{33,67} = 1012,4 \text{ Kg/cm}^2$$

Berdasarkan tegangan yang terjadi dipilih bahan poros ASSAB 705 dengan data sebagai berikut :

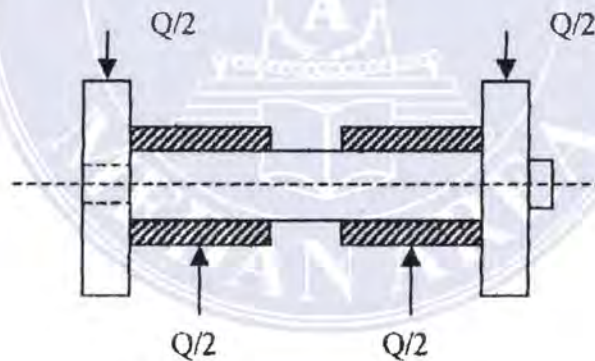
$$\sigma_t = 9000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v = 8$$

$$\sigma^*t = 9000/8 = 1125 \text{ Kg/cm}^2$$

Karena tegangan yang terjadi < dari tegangan ijin, maka poros aman digunakan.

4. Pemeriksaan poros puli.



a. Tegangan geser yang terjadi pada penampang A – B adalah :

$$\begin{aligned} \tau_{A-B} &= \frac{4.Q}{2.\pi.d^2} \\ &= \frac{4.15150}{2.\pi.6,52} \\ &= 228,28 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

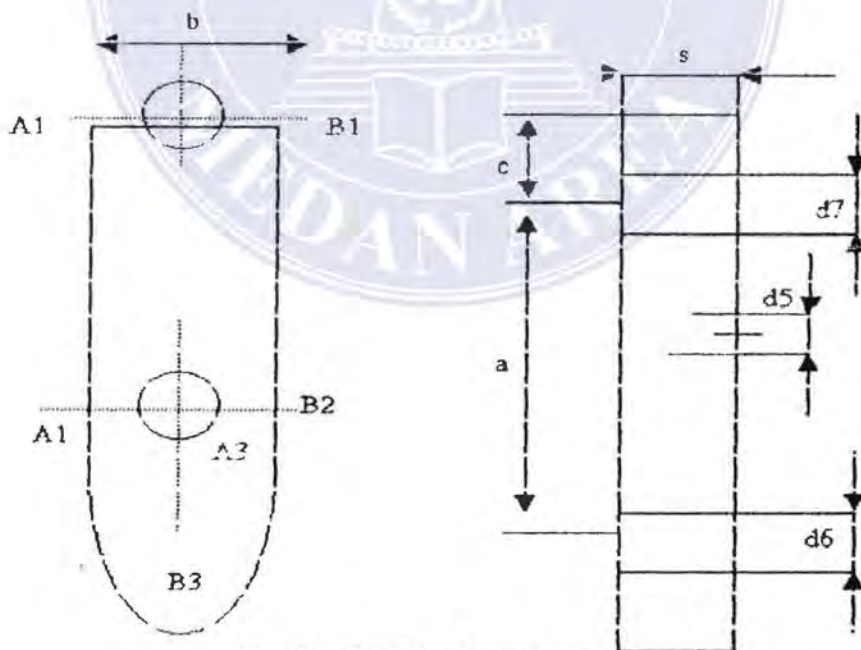
b. Tegangan geser yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\tau &= 0,75 \times \sigma_t \\ &= 0,75 \times 1125 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 843,75 \text{ Kg/cm}^2\end{aligned}$$

Karena tegangan geser yang terjadi pada penampang A –B lebih kecil dari tegangan geser yang diijinkan, maka poros aman terhadap geseran.

2.8. Perencanaan Plat Pendukung.

Plat pendukung adalah merupakan penumpu dari hook, hook crosspiece puli dan porosnya. Ukuran-ukuran plat pendukung direncanakan .



Gambar 2.9. Plat Pendukung.

Keterangan :

$$b = 20 \text{ cm} \quad s = 3,5 \text{ cm}$$

$$R = 10 \text{ cm} \quad d_6 = 6 \text{ cm}$$

$$D_7 = 6,5 \text{ cm} \quad a = 40 \text{ cm}$$

$$L = 12 \text{ cm}$$

Pemeriksaan tegangan yang terjadi :

1. Penampang $A_1 - B_1$

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{Q}{2 \cdot s \cdot (b - d_7)} \\ &= \frac{15150}{2 \cdot 3,5 \cdot (20 - 6,5)} \\ &= 160,317 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

2. Penampang $A_2 - B_2$

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{Q}{2 \cdot s \cdot (b - d_6)} \\ &= \frac{15150}{2 \cdot 3,5 \cdot (20 - 6)} \\ &= 154,59 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

3. Penampang $A_2 - B_2$

$$\sigma_2 = \frac{P[(2R)^2 + d^2]}{(2R)^2 - d^2}$$

dimana ;

$$\begin{aligned} P &= \frac{Q}{2.d.s} \\ &= \frac{15150}{2.6.3,5} \\ &= 360,714 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

jadi :

$$\begin{aligned} \sigma_3 &= \frac{360,714[(2.10)^2 + 6^2]}{(2.10)^2 - 6^2} \\ &= 81,62 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

karena tegangan yang terjadi < dari tegangan yang diijinkan maka schales aman.

2.9. Perencanaan Drum

Pada saat mengangkat beban drum menggulung wire rope, sedangkan pada saat menggulung beban drum melepaskan gulungan wire rope. Dalam mengangkat dan menurunkan beban drum berputar dimana drum dihubungkan dengan motor listrik dengan perantaraan reduction gear.

1. Diameter drum :

$$\frac{D_{\min}}{d_r} = 35 (\text{Untuk number of bend} = 12)$$

$$\begin{aligned} \text{Dari ratio } D_{\min} &= 35.d &&= 35.1,5 \\ &= 68,25 \text{ cm (direncanakan } 70 \text{ cm)} \end{aligned}$$

2. Jumlah lilitan pada drum :

$$z = \frac{H_t}{\pi D} + 2$$

dimana :

$$i = \text{ratio system puli} = 4$$

$$H_i = \text{tinggi angkat} = 16 \text{ m (direncanakan)}$$

$$D = \text{diameter drum} = 70 \text{ cm}$$

Sehingga :

$$z = \frac{16.4}{\pi.70} + 2$$

$$= 31 \text{ lili tan}$$

3. Panjang drum.

$$L = \left[\frac{H_i}{\pi.D} + 7 \right] s$$

dimana :

$$s_g = \text{pitch standar groove} = 22 \text{ (untuk diameter 1,5cm)}$$

maka :

$$L = \left[\frac{1600.4}{\pi.70} + 7 \right] 15$$

$$= 79,43 \text{ cm (direncanakan 80 cm)}$$

4. Tebal dinding drum

Tebal dinding drum dapat diperoleh dari rumus empiris sebagai berikut :

$$W = 0,02 D + (0,6 \text{ to } 11,0) \text{ cm}$$

Dimana :

$$D = \text{diameter drum} = 70 \text{ cm}$$

$$= 0,6 \text{ to } 1,0 \text{ (diambil 1,0)}$$

maka :

$$\begin{aligned} W &= (0,02 \times 70) + 1,0 \\ &= 2,4 \text{ cm (diambil 3 cm)} \end{aligned}$$

5. Pemeriksaan dinding drum terhadap compressive stress.

Tebal dinding drum dapat diperoleh dari rumus empiris sebagai berikut :

$$W = 0,02 D + (0,6 \text{ to } 11,0) \text{ cm}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} D &= \text{diameter drum} = 70 \text{ cm} \\ &= 0,6 \text{ to } 1,0 \text{ (diambil 1,0)} \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} W &= (0,02 \times 70) + 1,0 \\ &= 2,4 \text{ cm (diambil 3 cm)} \end{aligned}$$

6. Pemeriksaan dinding drum terhadap compressive stress, dimana bahan drum cast iron.

$$\sigma_{comp} = \frac{S}{W \cdot S_g}$$

dimana :

$$\text{comp} = 1000 \text{ Kg/cm}^2, \text{ for steel casting yang diijinkan}$$

$$S = \text{gaya tarik pada rope } 4063,93$$

$$W = \text{tebal drum} = 3 \text{ cm}$$

$$S_g = \text{pitch diameter groove} = 22$$

Maka :

$$\begin{aligned}\sigma_{comp} &= \frac{4063,93}{3.2,2} \\ &= 615.707 \text{ Kg/cm}^2\end{aligned}$$

didapat tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan yang diijinkan, jadi drum aman digunakan.

7. Berat drum :

Dari data diatas diperoleh :

$$L_{\text{drum}} = 80 \text{ cm}$$

$$D_o = 70 \text{ cm}$$

$$D_i = 64 \text{ cm}$$

$$T = 3 \text{ cm}$$

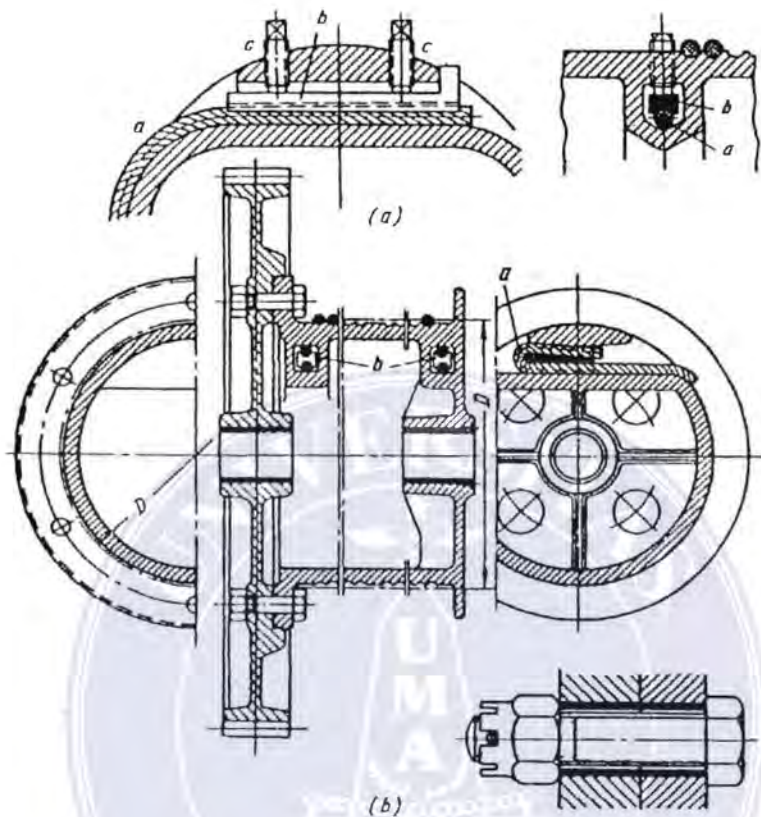
Dimana :

$$\text{Volume drum} = \frac{\pi}{4} [d_o^2 - d_i^2] L$$

$$\begin{aligned}\text{Volume drum} &= \frac{\pi}{4} [70^2 - 64^2] 80 \\ &= 50491,2 \text{ cm}^3\end{aligned}$$

$$\text{Berat jenis cast iron} = 0,0072 \text{ Kg/cm}^3$$

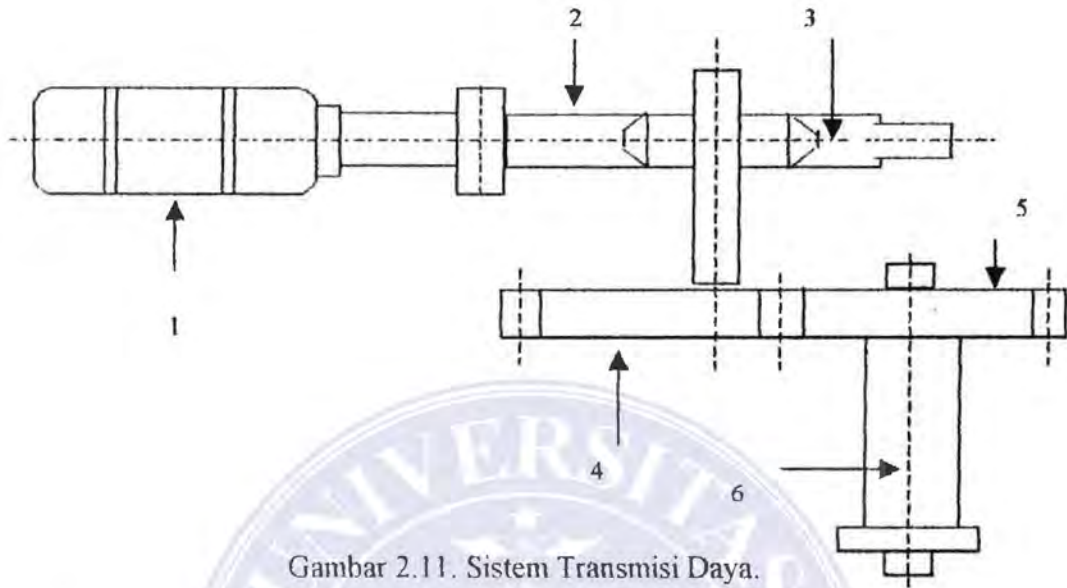
$$\begin{aligned}\text{Jadi berat drum} &= V_d \times \rho \\ &= 50491,2 \times 0,0072 \\ &= 364 \text{ Kg}\end{aligned}$$



Gambar 2.10 Drum

2.10. Transmisi Daya dari Motor ke Drum.

Sistem transmisi yang direncanakan adalah dengan menggunakan reduction gear, dengan susunan seperti gambar dibawah ini :



Gambar 2.11. Sistem Transmisi Daya.

Keterangan gambar :

- 1 = Motor Listrik
- 2 = Ulir Cacing
- 3 = Roda cacing
- 4 = Roda gigi lurus
- 5 = Roda gigi lurus
- 6 = Drum

2.10.1. Cara kerja.

Putaran poros motor listrik (1) memutar ulir cacing (2). Ulir cacing memutar roda cacing (2), dimana terjadi reduksi putaran. Roda cacing dihubungkan seporos dengan roda gigi lurus (4). Putaran roda gigi lurus (4), direduksi lagi oleh roda gigi

lurus (5) yang dipasang seporos dengan drum (6), sehingga diperoleh putaran drum yang diinginkan.

2.10.2. Menentukan putaran drum.

$$n_6 = \frac{V_d}{\pi \cdot D}$$

Dimana :

n_6 = putaran drum (rpm)

V_6 = kecepatan rope pada drum = 15m/menit (direncanakan)

D = diameter drum = 0,7 m

Maka :

$$\begin{aligned} n_6 &= \frac{15}{\pi \times 0,7} \\ &= 6,82 \text{ rpm} \end{aligned}$$

2.10.3. Menentukan daya motor listrik.

Momen torsi pada drum :

$$Mt = \frac{S \cdot D}{2}$$

dimana :

S = gaya tarik maksimum pada rope

D = diameter drum

Maka :

$$Mt = \frac{4063,93 \times 70}{2} \text{ Kg} - \text{cm}$$

$$= 142237,55 \text{ Kg} - \text{cm}$$

dari hubungan :

$$Mt = 71620 \frac{Nd}{n_6} (\text{Kg} - \text{cm})$$

maka :

$$Nd = \frac{Mt \cdot n_6}{71620}$$

$$= \frac{142237,55 \times 6,82}{71620}$$

$$= 13,5 \text{ HP}$$

Daya motor :

$$NI = \frac{Nd}{tot}$$

Dimana :

Nd = daya drum

Tot = p.d.sg.wg

n = 0,951

d = 0,98

sg = 0,98

wg = 0,75

Maka :

$$\begin{aligned}
 N1 &= \frac{13,5}{0,951 \times 0,98 \times 0,98 \times 0,75} \\
 &= \frac{13,5}{0,68} \\
 &= 19,9 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Untuk keandalan operasi dipilih motor listrik dengan data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 N_a &= N_1 = 20 \text{ HP} \\
 n_a &= n_6 = 750 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

2.10.4. Perbandingan transmisi.

Perbandingan putaran motor dengan putaran drum adalah :

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{drum}} = \frac{n_1}{n_6} = \frac{750}{6,82} = 107,038$$

(diambil 08)

Karena perbandingan transmisi ini terlalu besar, maka direncanakan dua tingkat transmisi yaitu ;

Transmisi I : Menggunakan roda cacing, dimana diharapkan dua mereduksi putaran tinggi ke putaran rendah.

$$I_{wg} = 20 \text{ (direncanakan)}$$

Transmisi II : menggunakan roda gigi lurus

$$\begin{aligned}
 i_{rg} &= \frac{108}{20} \\
 &= 5,4 \text{ (diambil 6)}
 \end{aligned}$$

Menentukan putaran roda cacing (3) :

$$i_{wg} \frac{n_2}{n_3}$$

dimana :

$$n_2 = \text{putaran ulir cacing} = 730 \text{ rpm}$$

$$n_3 = \text{putaran roda cacing}$$

jadi :

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{wg}} = \frac{730}{20} = 36,5 \text{ rpm}$$

$$\text{Putaran roda gigi (4)} = n_4 = n_3 = 36,5 \text{ rpm}$$

$$\text{Putaran roda gigi (5)} = n_5 = n_6 = 6,82 \text{ rpm}$$

2.10.5. Perhitungan rod gigi.

2.10.5.1 Transmisi I (ulir cacing dan roda cacing)

Jumlah gigi roda cacing (z_3) :

$$Z_3 = i_{wg} \times z_2$$

Dimana :

$$i_{wg} = 20$$

$$z_2 = \text{gigi ulir cacing yang bersentuhan langsung dengan gigi}$$

roda cacing 1 buah.

Maka :

$$Z_3 = 20 \times 1 = 20 \text{ buah}$$

Perencanaan modul :

$$m_s = \frac{2a - 12,7}{z_3 + 6,82}$$

dimana :

m_s = modul aksial

a = jarak sumbu poros 120 (direncanakan)

z_3 = jumlah gigi roda cacing = 20 buah

Maka :

$$\begin{aligned} m_s &= \frac{2 \cdot 120 - 12,7}{20 + 6,82} \\ &= 8,475 \text{ mm} \end{aligned}$$

Modul normal (m_n) :

$$M_s = m_n \times \cos \gamma$$

Dimana :

$$\gamma = \text{sudut kisar} = 15^0$$

maka :

$$\begin{aligned} M_s &= m_n \times \cos \gamma \\ &= 8,475 \times \cos 15^0 \\ &= 8,19 \text{ mm} \quad (\text{diambil } 10 \text{ mm}) \end{aligned}$$

Perencanaan modul :

$$\begin{aligned} d_2 &= \frac{z_2 \cdot m_n}{\sin \gamma} \\ &= \frac{1 \times 10}{\sin 15^0} \\ &= 38,63 \text{ mm} \end{aligned}$$

diameter lingkaran jarak bagi roda cacing (d_3)

$$\begin{aligned}d_3 &= m_n \times x_3 \\ &= 8,475 \times 20 \\ &= 169,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

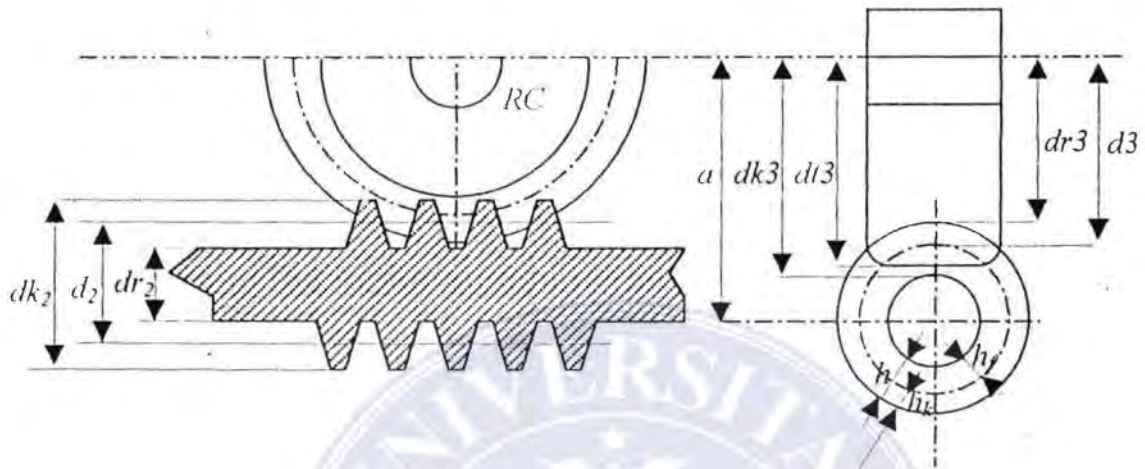
Ukuran utama ulir cacing

- tinggi kepala (h_k) = m_n = 10 mm
- tinggi kaki (h_f) = $1,175 m_n$ = 11,57 mm
- kelonggaran puncak (c) = $0,157 m_n$ = 1,57 mm
- tinggi gigi (h) = $2,157 m_n$ = 21,57 mm
- diameter luar (dk_2) = $d_2 + 2.h_k$ = 58,63 mm
- diameter inti (dr_2) = $d_2 - 2.h_f$ = 58,63 mm

Ukuran-ukuran utama roda cacing.

- diameter tengkorakan (dt_3) = $d_3 + 2.h_k$ = 189,5 mm
- diameter lingkaran kaki (dr_3) = $d_3 - 2.h_k$ = 149,5 mm
- lebar (b) = $0,557 dk_2$ = 32,657 mm
- diameter luar (dk_3) = $dt + 2(0,5d_2 - h_k)(1 - \cos \phi)$
 $= 189,5 + 2(0,5 \times 38,63 - 10)(1 - \cos 45)$
 $= 194,957 \text{ mm}$

- lebar sisi gigi efektif (be) = $dk_2 \cdot \sin 45 = 41,458 \text{ mm}$



Gambar 2.12 Roda Gigi Cacing

Keterangan :

- a = jarak sumbu poros
- b_3 = lebar roda
- h = tinggi gigi
- h_k = tinggi kepala
- h_r = tinggi kaki
- d_2 = diameter rata-rata ulir cacing
- dr_2 = diameter inti ulir cacing
- dk_2 = diameter luar ulir cacing
- F_{a2} = gaya aksial ulir cacing
- F_{r2} = gaya rasial ulir cacing
- F_{t2} = gaya tangensial ulir cacing

d_3 = diameter jarak bagi roda cacing

dr_3 = diameter lingkaran kaki roda cacing

dk_3 = diameter lingkaran kepala roda cacing

dt_3 = diameter tenggorokan roda cacing

Fa_3 = gaya aksial roda cacing

Fr_3 = gaya rasial roda cacing

Ft_3 = gaya tangensial roda cacing

Gaya-gaya yang bekerja :

Momen torsi pada poros roda cacing :

$$Mt_3 = 71620 \cdot \frac{N_3}{n_3}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} N_3 &= N_2 \cdot \text{wg} \\ &= 20 \times 0,75 = 15 \text{ HP} \end{aligned}$$

$$n_3 = 36,5 \text{ rpm}$$

maka :

$$\begin{aligned} Mt_3 &= \frac{15}{36,5} \times 71620 \\ &= 29432,88 \text{ Kg-cm} \end{aligned}$$

$$n_{\text{wg}} = 730 \text{ rpm}$$

$$I = \frac{20}{1} = \frac{730}{36,5} \text{ dari tabel 14,6 didapatkan } km = 0,820$$

Kecepatan worm gear adalah :

$$v_{wg} = \frac{\pi \cdot d_{wg} \cdot N}{12}$$

dimana :

$$d_{wg} = 38,63 = 1,52$$

maka :

$$\begin{aligned} v_{wg} &= \frac{\pi \times 1,52 \times 730}{12} \\ &= 290,66 \text{ fpm} \\ &= 87 \text{ m / menit} \end{aligned}$$

Kecepatan sliding :

$$v_s = \frac{v_w}{\cos \lambda}$$

dimana :

$$\lambda = \text{lead angle } \lambda_1 \text{ degress} = 15^{\circ}$$

$$v_{wg} = \text{kecepatan worm gear}$$

jadi :

$$\begin{aligned} v_s &= \frac{290,66}{\cos 15} \\ &= 300,9 \text{ fpm} = 9,027 \text{ m/menit.} \end{aligned}$$

Dari tabel didapat $k_v = 0,472$

Gaya tangensial pada roda cacing :

$$W_{gt}^3 = k_s \cdot d_g^{0,8} \cdot f_e \cdot k_m \cdot k_v$$

Dimana :

W_{gt}^3 = gaya tangensial

d_g = diameter pitch gear

$$= 169,5 \text{ mm} = 6,673''$$

N_w = kecepatan gigi cacing

i = perbandingan gear

k_m = perbandingan faktor koreksi

k_v = faktor velocity

f_e = efektif permukaan lebar gigi

$$= 41,458 \text{ mm} = 1,632''$$

jadi :

$$W_{gt}^3 = 700 \times 6,673^{0,8} \times 1,673 \times 0,82 \times 0,472$$

$$= 2018,76 \text{ lb}$$

$$= 915,7 \text{ Kg}$$

Sudut tekan normal (ϕ_n) :

$$\phi_n = \tan^{-1} (\tan \phi_2 \cos \lambda)$$

$$\phi_n = \tan^{-1} (\tan 20 \cos 15)$$

$$= 19,37$$

Gaya radial pada roda cacing :

$$W = \frac{W_{gt}}{(\cos \Phi_n \sin \lambda) + (\mu \cos \lambda)}$$

dimana :

$$\begin{aligned}\mu &= \text{coofesien of friction} \\ &= 0,04 \text{ dari tabel}\end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}W &= \frac{915,7}{(0,04 \sin 19,37 + \cos 15)} \\ &= 1004,87 \text{ Kg}\end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned}W_{gr} &= 1004,87 (\sin 19,37) \\ &= 333,28 \text{ Kg}\end{aligned}$$

Gaya aksial roda cacing :

$$\begin{aligned}E_{gr} &= W (\cos \phi_n \sin \lambda + \cos \lambda) \\ &= 1004,87 (\cos 19,37 \times \sin 15 + 0,04 \times \cos 15) \\ &= 145,40 \text{ Kg}\end{aligned}$$

Gaya-gaya yang bekerja pada ulir cacing (2) :

- Gaya tangensial (F_{t2}) = 245,40 Kg
- Gaya radial (F_{r2}) = 333,28 Kg
- Gaya aksial (F_{a2}) = 915,70 Kg

Bahan ulir cacing dan roda cacing dipilih ASSAB 705 dengan data sebagai

berikut :

$$t = 105 \text{ Kg/mm}^2$$

$$v = 5$$

$$t = 105 / 5 = 21 \text{ Kg/mm}^2$$

Pemeriksaan kekuatan gigi :

- Beban lentur yang diijinkan :

$$F_{ab} = t \cdot b_e \cdot m_n \cdot y$$

Dimana :

$$b_e = \text{lebar sisi gigi efektif} = 411,458 \text{ mm}$$

$$m_n = \text{modul normal} = 10 \text{ mm}$$

$$y = \text{faktor bentuk gigi} = 0,320$$

maka :

$$F_{ab} = 21 \times 41,458 \times 10 \times 0,320$$

$$= 2785,98 \text{ Kg}$$

- Beban permukaan yang diijinkan ;

$$F_{ac} = k_c \cdot d_3 \cdot b_e \cdot k_\gamma$$

Dimana :

$$k_c = \text{faktor tahan aus} = 0,035$$

$$d_3 = \text{diameter lingkaran jarak bagi roda cacing} = 169,5 \text{ mm}$$

$$b_e = 41,458 \text{ mm}$$

$$k_\gamma = \text{faktor sudut kisar} = 1,25$$

maka :

$$F_{ac} = 0,035 \times 169,5 \times 41,458 \times 1,25$$

$$= 307,44 \text{ Kg}$$

Harga terkecil dari F_{ab} dan F_{ac} diambil sebagai F_{min} :

$$F_{min} = 307,44 \text{ Kg}$$

- Beban tangensial roda cacing :

$$F_t = \frac{102 \cdot N_1 \cdot w_g}{V}$$

Dimana :

$$N_1 = 20 \text{ HP} = 20 \times 0,75 = 15 \text{ KW}$$

$$w_g = 0,75$$

$$V = \text{kecepatan tangensial roda cacing}$$

$$= \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_1}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{\pi \cdot 169,5 \cdot 730}{60 \times 1000}$$

$$= 6,48 \text{ m/det}$$

maka :

$$F_t = \frac{102 \cdot 15 \cdot 0,75}{6,48}$$

$$= 117,08 \text{ Kg}$$

$$\text{Syarat aman } F_t < F_{min}$$

Berarti roda cacing aman terhadap gaya yang terjadi.

2.10.5.2. Transmisi II (roda gigi lurus 4 dan 5)

Perbandingan transmisi :

$$i_{sg} = \frac{n_4}{n_5} : \frac{z_5}{z_4} = 5,4 \text{ (ambil 6)}$$

dimana :

$$z_4 = 10 \text{ buah (direncanakan)}$$

maka :

$$z_4 = 6 \times 10 = 60 \text{ buah}$$

Dipilih standar modul (m) = 16 mm

Maka diameter lingkaran jarak bagi roda gigi adalah :

$$d_4 = m \cdot z_4 = 16 \times 10 = 160 \text{ mm}$$

$$d_5 = m \cdot z_5 = 16 \times 60 = 960 \text{ mm}$$

Ukuran-ukuran utama roda gigi

$$\text{Lebar gigi (b)} = \text{mm} = 96 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kepala (hk)} = \text{mm} = 16 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kaki (hf)} = m + ck = m + 0,25 = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kaki (H)} = 2m + ck = 2m + 0,25 = 36 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak bagi (t)} = \pi \cdot m = 50,26 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran kepala roda gigi (4) :

$$dk_4 = d_4 + 2hk = 192 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran kepala roda gigi (4) :

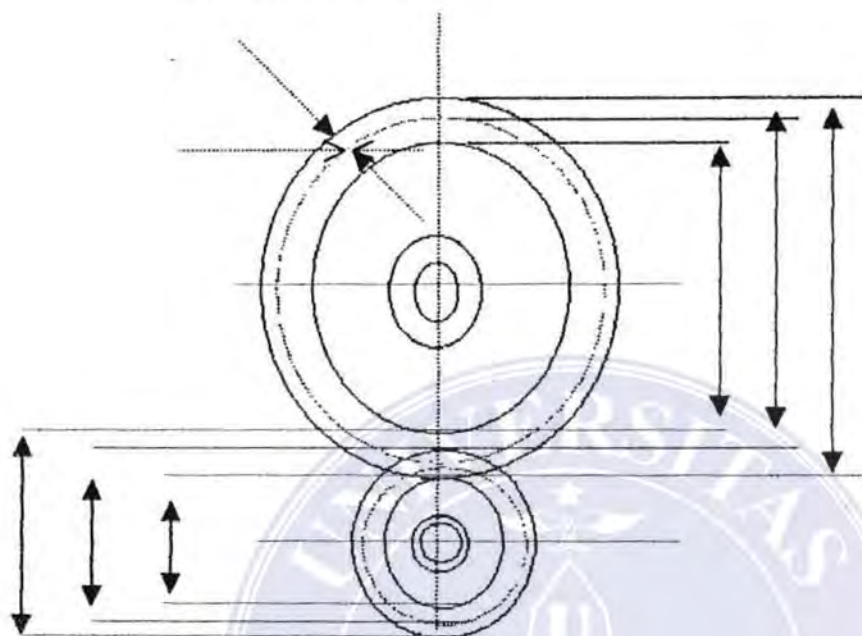
$$df_4 = d_4 - 2hf = 120 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran kepala roda gigi (4) :

$$Dk_5 = d_5 + 2hk = 912 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran kepala roda gigi (4) :

$$dk_4 = d_5 - 2hf = 840 \text{ mm}$$



Gambar 2.13. Roda gigi lurus.

Perhitungan kekuatan gigi

Roda gigi (4) :

$$V_4 = \frac{\pi d_4 \cdot N_4}{60 \cdot 1000}$$

Dimana :

V_4 = kecepatan tangensial

d_4 = diameter lingkaran jarak bagi = 160 mm

N_4 = n_4 = 36,5 rpm

Maka :

$$V_4 = \frac{\pi \times 160 \times 36,5}{60 \times 1000}$$

$$= 0,306 \text{ m/det}$$

Gaya tangensial (F_4) :

$$F_{t4} = \frac{102 \cdot N_4}{V_4}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} N_4 &= \text{daya pada roda gigi (4)} \\ &= N_{\text{wg}} = 20 \times 0,75 = 15 \text{ Hp} \\ &= 15 \times 0,75 \\ &= 11 \text{ KW} \end{aligned}$$

Maka ;

$$\begin{aligned} F_{t4} &= \frac{102 \cdot 11}{0,306} \\ &= 3666,67 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Tegangan lentur yang terjadi :

$$b = \frac{F_{t4}}{b \cdot m \cdot Y \cdot f_v}$$

dimana :

$$b = \text{lebar gigi} = 96 \text{ mm}$$

$$m = \text{modul} = 16 \text{ mm}$$

$$Y = \text{faktor bentuk gigi} = 0,201 \text{ (untuk } z_4 = 10)$$

$$f_v = \text{faktor dinamis} \frac{3}{3+4} \text{ (untuk kecepatan rendah).}$$

$$= \frac{3}{3+0,06}$$

$$= 0,907$$

Maka :

$$b = \frac{3666,67}{96.16.0,201.0,907}$$

$$= 13,09 \text{ Kg / mm}^2$$

Dipilih bahan ASSAB 705 dengan data sebagai berikut ;

$$t = 9000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v = 5$$

$$t = \frac{9000}{5} = 1800 \text{ Kg / cm}^2$$

karena tegangan lentur yang terjadi lebih kecil dari tegangan yang diijinkan, maka roda gigi aman.

2.10.6. Perencanaan poros.

Transmisi daya dari motor ke drum melalui tiga (3) poros yaitu:

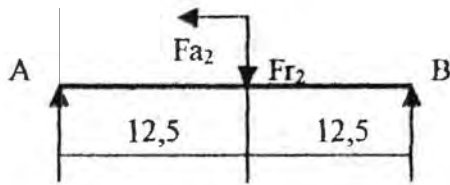
2.10.6.1. Poros I (poros ulir cacing).

Pada poros ini bekerja tiga (3) gaya yaitu :

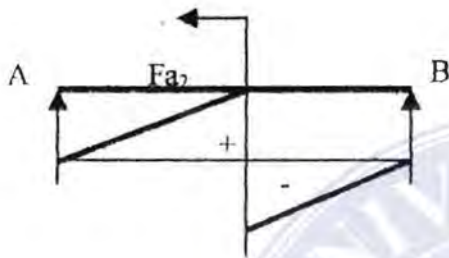
$$F_{a2} = 915,70 \text{ Kg}$$

$$F_{l2} = 245,40 \text{ Kg}$$

$$F_{r2} = 333,28 \text{ Kg}$$



1. Akibat gaya aksial.



$$r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{38,63}{2} = 19,315 \text{ mm}$$

- gaya reaksi vertical A dan B

$$R_A = \frac{Fa_2 \times r_2}{L} = \frac{1768,75}{25} = 70,7 \text{ Kg}$$

$$R_B = -R_A = -70,7 \text{ Kg}$$

- Momen maksimum pada

$$x = 12,5 \text{ cm}$$

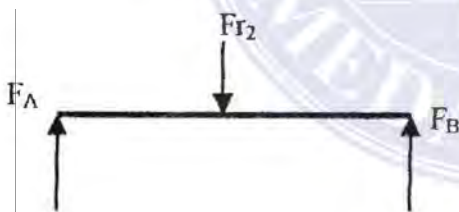
$$M_{\max} = R_A \cdot x$$

$$= 70,7 \cdot 12,5 \text{ Kg-cm}$$

$$= 883,75 \text{ Kg-cm}$$

- Gaya reaksi Vertical A dan B

2. Akibat gaya radial (Fr_2).



$$R_B = R_B = \frac{Fr_2}{2} = \frac{333,28}{2} = 166,64 \text{ Kg}$$

- Momen maksimum pada $x = 12,5 \text{ cm}$

$$M_{\max} = R_A \cdot x$$

$$= 166,64 \cdot 12,5$$

$$= 2083 \text{ Kg-cm}$$

Maka :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(1,5 \cdot 3339,75)^2 + (1 \cdot 1962,19)^2} = 5810,27 \text{ Kg-cm}$$

Poros dan ulir cacing merupakan satu kesatuan, jadi bahanya dipilih ASSAB

705 dengan data :

$$t = 10500 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v = 5.5$$

$$t = \frac{10500}{5}$$

karena :

$$\begin{aligned} \tau &= 0,75 \times t \\ &= 0,75 \times 2100 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 1575 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

diameter pertengahan panjang ulir cacing :

$$d_{\mu} = \sqrt[3]{\frac{eql6}{\pi\tau}}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} d_{\mu} &= \sqrt[3]{\frac{16.5810,27}{\pi.1575}} \\ &= 2,6 \text{ (diambil 3)} \end{aligned}$$

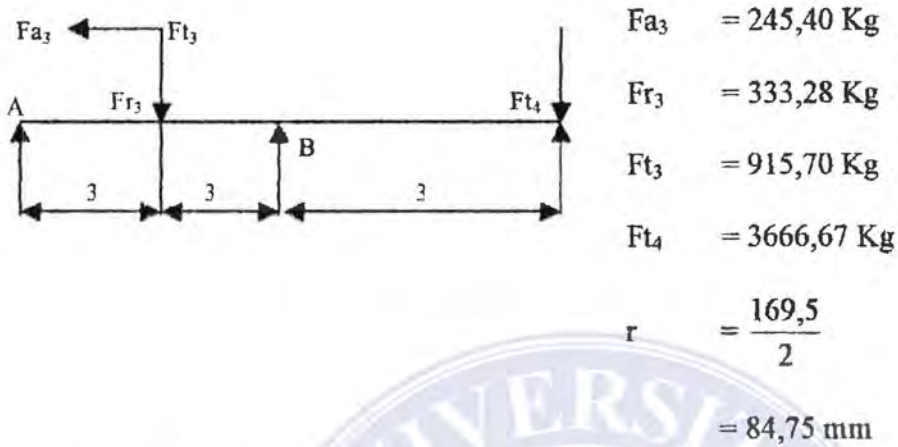
karena diameter pertengahan lebih kecil dari diameter inti ulir cacing maka ulir cacing aman.

2.10.6.2. Poros II (poros roda cacing (3) dan roda gigi (4)).

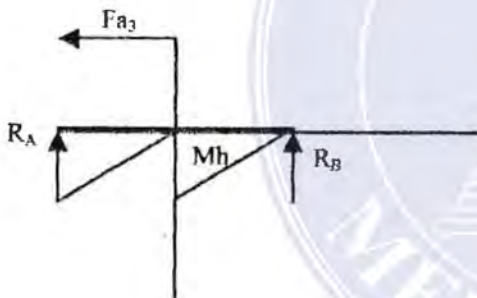
Momen torsi yang terjadi pada poros ini :

$$Mt_3 = 29432,88 \text{ Kg-cm}$$

Gaya-gaya yang bekerja pada poros II ;



1. Akibat gaya aksial (F_{a_3}).



- Gaya reaksi vertical A dan B

$$R_A = \frac{F_{a_3} \cdot r_3}{6} = \frac{245,40 \cdot 84,75}{6} = 346,63$$

$$R_B = -R_A = -346,63 \text{ Kg}$$

$$M_a = R_A \cdot 3 = 346,63 \times 3 = 1039,88 \text{ Kg-cm}$$

- Momen maksimum pada $x=12,5 \text{ cm}$

$$M_{\text{max}} = R_A \cdot x = 166,64 \cdot 12,5 = 2083 \text{ Kg-cm}$$

2. Akibat gaya radial (F_{r3}) dan gaya tangensial (F_{t4}).

Gaya reaksi vertical di A dan B

$$R_A = \frac{(F_{r3} \cdot 3) - (F_{t4} \cdot 6)}{6}$$

$$= \frac{(333,28 \cdot 3) - (3666,67 \cdot 6)}{6}$$

$$= - 3500 \text{ Kg}$$

$$R_B = F_{r3} + F_{t4} - R_A$$

$$= 333,28 + 3666,67 - 3500$$

$$= 499,95 \text{ Kg}$$

$$M_r = R_A \cdot 3$$

$$= - 3500 \times 3$$

$$= - 10500 \text{ Kg-cm}$$

3. Akibat gaya tagensial (F_{t3}).

Gaya reaksi horizontal di A dan B

$$R_A = R_B = \frac{F_{t3}}{2} = \frac{915,70}{2}$$

$$= 457,85 \text{ Kg}$$

$$M_h = R_A \cdot 3$$

$$= 457,85 \times 3$$

$$= 1373,55 \text{ Kg-cm}$$

4. Momen lengkung akibat gaya maksimum diatas adalah :

$$\begin{aligned} MI &= \sqrt{(Ma Mr)^2 + (Mh)^2} \\ &= \sqrt{(1039,88 + 10500)^2 + (1373,55)^2} \\ &= 11621,34 \text{ Kg} - \text{cm} \end{aligned}$$

5. Tegangan equivalen akibat lengkungan dan torsi adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_{eg} &= \sqrt{(km MI)^2 + (kt Mt)^2} \\ &= \sqrt{(1,5 \times 11621,34)^2 + (1,5 \times 29432,88)^2} \\ &= 47466,17 \text{ Kg} - \text{cm} \end{aligned}$$

bahan poros dipilih ASSAB 705 dengan data sebagai berikut ;

$$t = 10500 \text{ Kg/cm}$$

$$v = 5$$

$$t = \frac{10500}{5} = 2100 \text{ Kg/cm}^2$$

Karena :

$$\tau = 0,75 \times t$$

$$= 0,75 \times 2100 = 1575 \text{ Kg/cm}^2$$

Diameter poros roda cacing (2) adalah :

$$dp_2 = \frac{16 \cdot \sigma_{eg}}{\pi \tau}$$

sehingga ;

$$\begin{aligned} dp_2 &= \sqrt{\frac{16 \cdot 47466,17}{\pi \times 1575}} \\ &= 5,35 \text{ (diambil 6 cm)} \end{aligned}$$

2.10.6.3. Poros III (poros roda gigi (5) dan drum).

Poros ini mengalami beban lengkung akibat gaya tangensial roda gigi (5) dan gaya tarik wire rope.

$$F_{t5} = F_{t4} = 3666,67 \text{ Kg}$$

$$F_w = F_w = 4063,93 \text{ Kg}$$

$$W_d = 364 \text{ Kg}$$

Gaya reaksi vertikal di titik A dan B

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_t \cdot 9,8 + (F_w + W_d) - R_B \cdot 90$$

$$R_B = 3666,67 \times 9,8 + \frac{4427,93}{90}$$

$$= 2613,23 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A + R_B = F_t + (F_w + W_d)$$

$$R_A = 3666,67 + 4427,93 - 2613,23$$

$$= 5481,37 \text{ Kg}$$

$$M_A = M_B = 0$$

$$M_C = 3666,67 \times 9,8$$

$$= 35933,37 \text{ Kg-cm}$$

$$M_D = 4427,93 \times 45$$

$$= 199256,85 \text{ Kg-cm}$$

Bahan poros diambil ASSAB 705

$$t = 105 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v = 5$$

$$t = \frac{105}{5} = 21 \text{ Kg/cm}^2$$

Karena :

$$\begin{aligned} \tau &= 0,75 \times t \\ &= 0,75 \times 21 = 15,75 \text{ Kg/mm}^2 \end{aligned}$$

diameter poros drum adalah :

$$\begin{aligned} dp_4 &= \frac{16.199256,85}{\pi \times 1575} \\ &= 8,60 \text{ cm} \end{aligned}$$

untuk lebih aman, direncanakan $dp_4 = 9 \text{ cm}$

2.10.7. Pemilihan bantalan

Pada perencanaan ini spesifikasi dari bearing yang digunakan dianggap standard dalam perhitungan. Berdasarkan standard yang dikeluarkan oleh SKF dan dengan memperhitungkan gaya ekuivalen yang bekerja pada bearing.

$$We = (Xr.v.Wr + Yr.Wt).Ks$$

Dimana :

We = beban ekuivalen dinamik bearing

Wr = beban radial bearing

- Wt** = beban aksial bearing
Xr = faktor beban radial
Yt = faktor beban aksial
V = faktor rotasi
KS = Faktor jenis pembebanan.

2.10.7.1. Bantalan poros I (poros ulir cacing).

Pada tumpuan poros I bekerja gaya :

$$\begin{aligned}
 1. \text{ Gaya radial vertikal} &= 70,7 \times 166,64 \\
 &= 237,34 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

2. Resultante gaya radial :

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{(237,34)^2 + (122,70)^2} \\
 &= 267,18 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

3. Gaya aksial pada poros (F_a) = 915,70 Kg

$$- \text{ Bila } \frac{W_t}{W_r} = \frac{915,70}{267,18} = 3,42 \text{ maka } \frac{W_t}{W_r} > e$$

$$\text{Didapat } X_r = 0,4 \text{ dan } Y_t = 1,45$$

- Beban ekuivalen.

$$W_e = (X_r \cdot v \cdot W_r + Y_t \cdot W_t) \cdot K_s$$

$$\begin{aligned}
 W_e &= (0,4 \cdot 1 \cdot 267,18 + 1,45 \cdot 915,7) \cdot 1 \\
 &= 1434,637 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

- Umur bantalan :

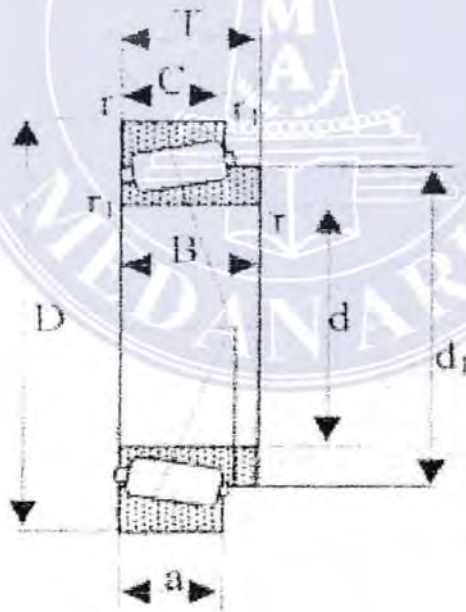
$$\begin{aligned}
 L &= 60.N.LH \text{ putaran} \\
 &= 60.730.20000 \text{ put} \\
 &= 87,60.10^7 \text{ put}
 \end{aligned}$$

- Besar beban dinamik :

$$L = \left(\frac{C}{We} \right)^k \cdot 10^6 \text{ put}$$

$$\begin{aligned}
 C &= \sqrt[10]{\frac{1434,637^{10/3} \times 87,6 \cdot 10^7}{10^6}} \\
 &= 10951,99 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan harga $C = 10951,99 \text{ Kg}$ dipilih no. bearing = 32006X.



Gambar 2.14. Traper Roller Bearing.

2.10.7.2 Bantalan poros II (poros roda cacing).

Pada poros II ini bekerja gaya :

$$\begin{aligned} 1. \text{ Gaya radial vertikal} &= 346,63 + 166,64 \\ &= 513,27 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$2. \text{ Gaya radial horizontal} = 457,85 \text{ Kg}$$

3. Resultan gaya radial ;

$$\begin{aligned} &= \sqrt{(513,27)^2 + (457,85)^2} \\ &= 687,80 \text{ Kg} \end{aligned}$$

4. Gaya aksial pada poros II (F_{a3}) = 245,40 Kg

$$\text{- Bila } \frac{W_t}{W_e} = \frac{245,40}{687,80} = 0,30 \text{ maka } \frac{W_t}{W_r} \leq e$$

Didapat $X_r = 1$ dan $Y_t = 0$

- Beban ekuivalen.

$$W_e = (X_r \cdot v \cdot W_r + Y_t \cdot W_t) \cdot K_s$$

$$\begin{aligned} W_e &= (1 \cdot 1 \cdot 687,80 + 0 \cdot 245,40) \cdot 1 \\ &= 687,80 \text{ Kg} \end{aligned}$$

- Umur bantalan ;

$$\begin{aligned} L &= 60 \cdot N \cdot L_H \text{ putaran} \\ &= 60 \cdot 730 \cdot 20000 \text{ put} \\ &= 87,60 \cdot 10^7 \text{ put} \end{aligned}$$

- Besar beban dinamik ;

$$L = \left[\frac{C}{W'e} \right]^k \cdot 10^6 \text{ put}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{687,80^{10/3} \cdot 87,6 \cdot 10^7}{10^6}}$$

$$= 5250,65 \text{ Kg}$$

Berdasarkan harga $C = 5250,65 \text{ Kg}$ dipilih no.bearing = 32012X

2.10.7.2. Bantalan poros III (poros drum).

Gaya yang bekerja pada tumpuan A :

$$1. F_{RA} = 5481,37$$

$$2. W_t = 0$$

$$3. \frac{W_t}{W_r} = \frac{0}{5481,37}$$

$$- \text{ Bila } \frac{W_t}{W_r} = 0, \text{ maka } 0 \subseteq e$$

Didapat $X_r = 1$ dan $Y_t = 2,9$

- **Beban ekuivalen.**

$$W_e = (X_r \cdot v \cdot W_r + Y_t \cdot W_t) \cdot K_s$$

$$W_e = (1 \cdot 1 \cdot 5481,37 + 0 \cdot 290 \cdot 0) \cdot 1$$

$$= 87,60 \cdot 10^7 \text{ put}$$

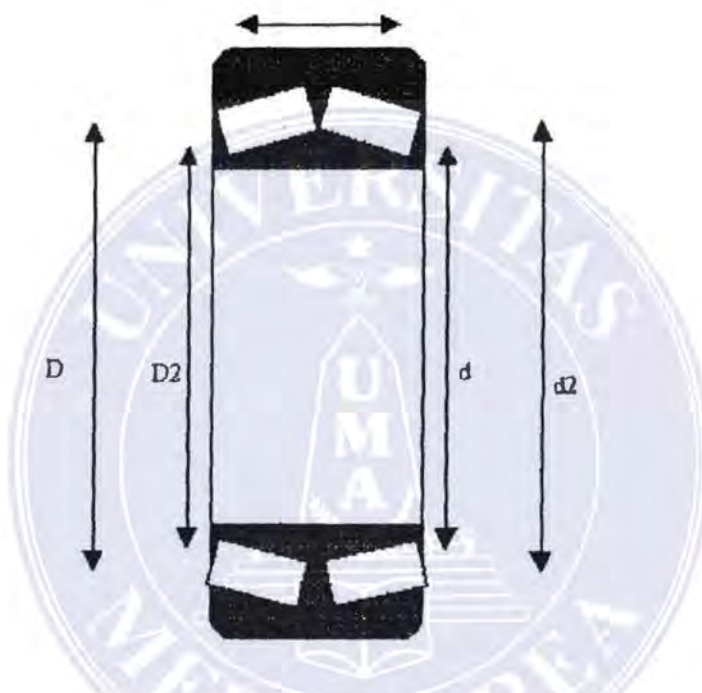
- **Besar beban dinamik :**

$$L = \left[\frac{C}{W'e} \right]^k \cdot 10^6 \text{ put}$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 5481,37^{10/3} \cdot 87,6 \cdot 10^7}{10^6}}$$

$$= 41844,69 \text{ Kg}$$

Berdasarkan harga $C=41844,69\text{Kg}$ dipilih no.bearing = 32012X



Gambar 2.15. Spherical Roller Bearing.

2.10.8. Perencanaan pasak untuk roda cacing.

$$\text{Diameter poros II (dp}_3\text{)} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar roda cacing (b}_3\text{)} = 32,657 \text{ mm}$$

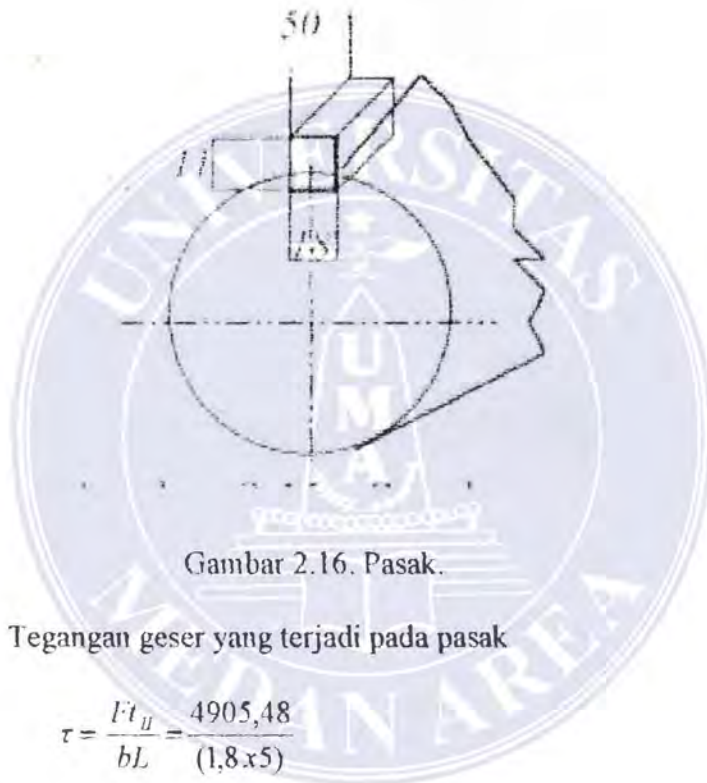
$$\text{Momen torsi pada poros II (Mt}_3\text{)} = 29432,88 \text{ mm}$$

1. Gaya tangensial pada permukaan poros II :

$$F_{tII} = \frac{Mt_3}{dp_3} = \frac{29432,88}{6} = 4905,48 \text{ Kg}$$

2. Dipilih bahan pasak sesuai dengan standard

- Lebar pasak (b) = 18 mm
- Tebal pasak (h) = 11 mm
- Panjang pasak (L) = 50 mm



Gambar 2.16. Pasak.

3. Tegangan geser yang terjadi pada pasak

$$\tau = \frac{Ft_u}{bL} = \frac{4905,48}{(1,8 \times 5)}$$

$$= 545,05 \text{ Kg/cm}^2$$

Karena :

$$\tau' = 0,75 \times t$$

$$= 0,75 \times 925 = 693,75 \text{ Kg/cm}^2$$

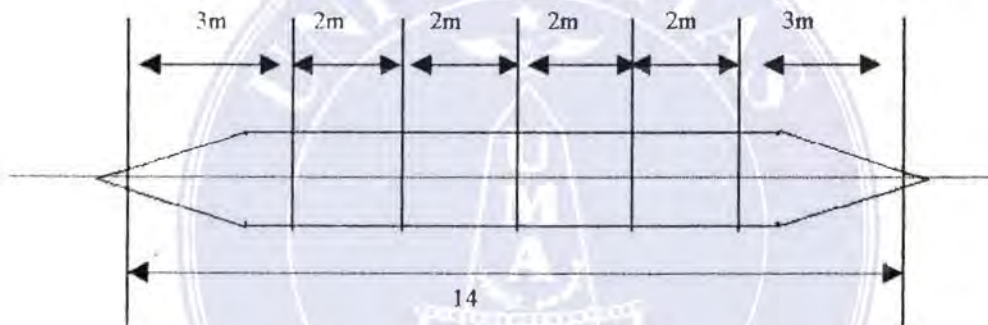
Karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari yang diijinkan maka pasak aman digunakan.

BAB III

PERENCANAAN MEKANISME PUTAR

3.1. Perencanaan Boom

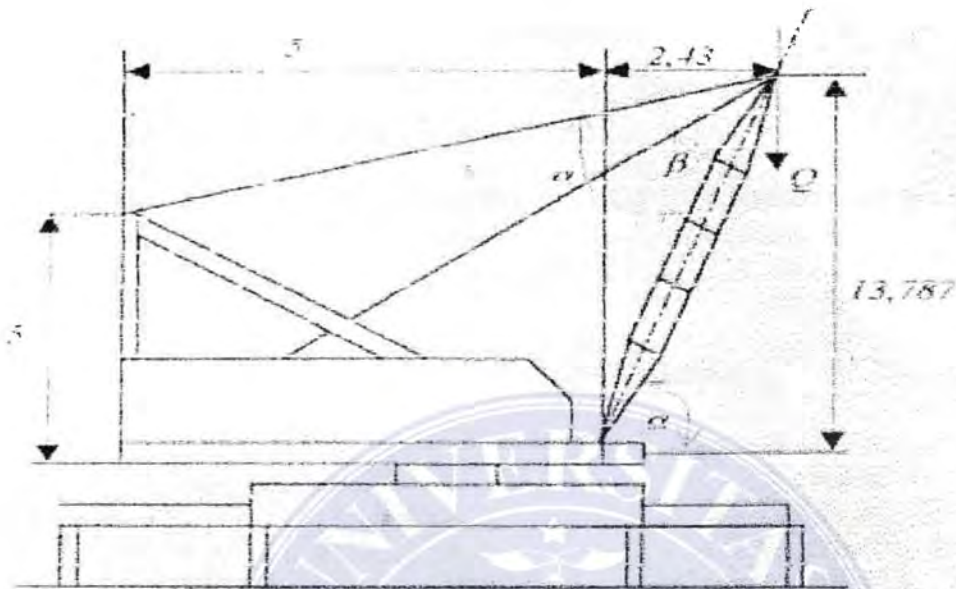
Boom berfungsi untuk menyangga beban. Direncanakan berbentuk rangka, dimana batang yang satu dengan yang lainnya disambungkan dengan las. Ukuran boom dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 3.1. Boom

Keterangan gambar :

- Kapasitas angka maksimum = 12 ton
- Sudut angka boom maksimum = 80°
- Panjang boom = 14 m



Gambar 3.2. Mobil crane pada saat sudut angkat boom maksimum.

Keterangan :

- Ukuran panjang dalam meter (m) :

$$\alpha = 80^{\circ}$$

$$\theta = 10$$

$$\gamma = \operatorname{tg}^{-1} \left[\frac{7,43}{8,787} \right] = 40,216$$

$$= 40,216 - 10 = 30^{\circ}13'$$

$$\beta = \operatorname{tg}^{-1} \beta - 10 = \left[\frac{2,5 + 2,43}{13,78} \right]$$

$$= \operatorname{tg}^{-1} 0,3578 - 10$$

$$= 9^{\circ}41'$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

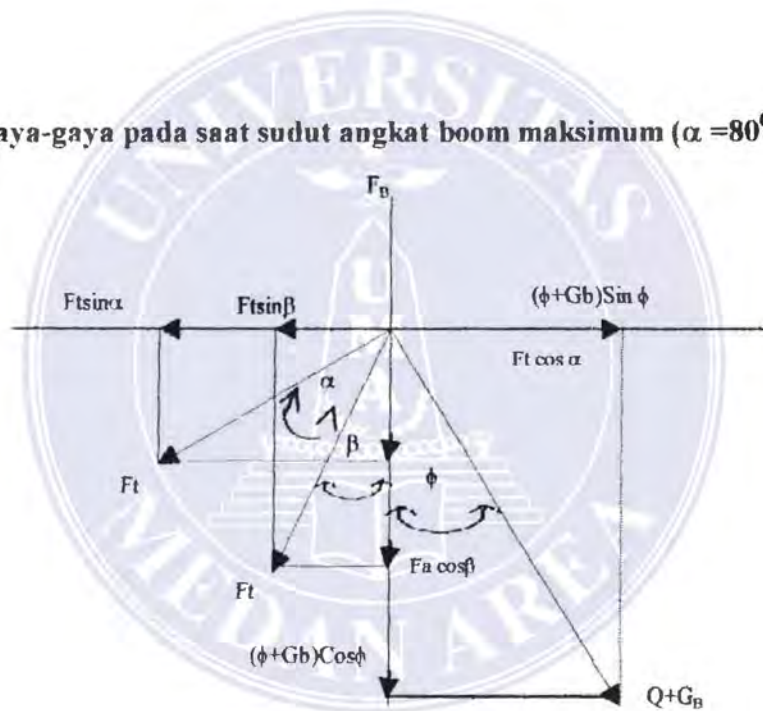
Document Accepted 23/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)23/7/24

- Q = Berat maksimum = 15150 Kg
- G_b = Berat Boom = 5000 (asumsi)
- F_a = Gaya pada wire rope tarik = $Q'' = 15150 \text{Kg}$
- F_t = Gaya pada wire rope diangkat
- E_b = Gaya reaksi pada B

3.2. Gaya-gaya pada saat sudut angkat boom maksimum ($\alpha = 80^\circ$)



Syarat seimbang :

$$- F_x = 0$$

$$- F_y = 0$$

1. $F_x = 0$

$$F_t \sin \alpha + F_a \sin \beta = (Q + G_b) \sin \theta$$

$$F_t = \frac{(\theta + G_B) \sin \theta - F_a \sin \beta}{\sin \gamma}$$

$$F_t = \frac{(15150 + 5000) \sin 10 - 15150 \sin \beta}{\sin 30,13}$$

$$F_t = \frac{1022010242}{0,50196366}$$

$$F_t = 2036024 \text{ Kg}$$

2. $F_y = 0$

$$F_t \sin \gamma + F_a \sin \beta = (Q + G_b) \sin \theta$$

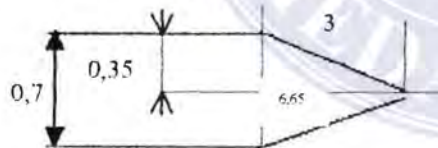
$$F_t = \frac{(\theta + G_B) \sin \theta - F_a \sin \beta}{\sin \gamma}$$

$$F_t = \frac{(15150 + 5000) \sin 10 - \sin 9,41}{\sin 30,13}$$

$$F_t = \frac{1022010242}{0,50196366}$$

$$F_t = 2036,024 \text{ Kg}$$

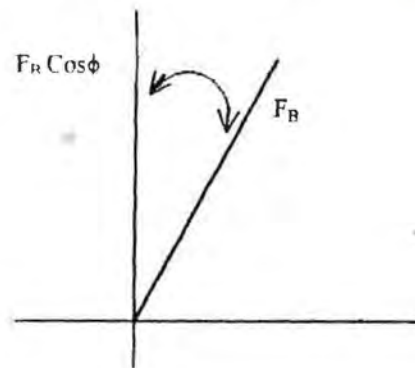
3. Gaya yang diterima batang boom.



$$r_i = \sqrt{(3)^2 + (0,35)^2}$$

$$= \sqrt{9 + 0,1225}$$

$$= 3,02 \text{ m}$$



$$\sin \theta = \frac{0,35}{3,02} = 0,115894$$

$$\theta = \text{Arc sin } 0,115894$$

$$= 6,665^\circ$$

$$\begin{aligned}
 F^1 &= \frac{F_B \cos 6,665}{2} \\
 &= \frac{36550,946 \cos 6,665}{2} \\
 &= 18152,332 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

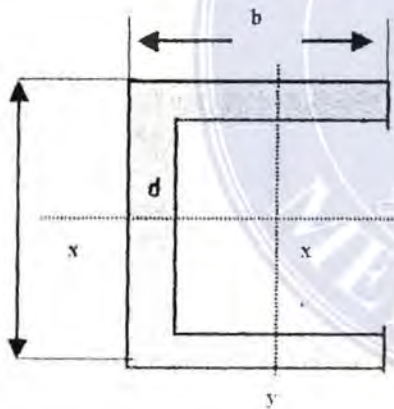
4. Tegangan yang terjadi pada batang maka ;

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{4A}, \text{ (karena terjadi dari } \tan g \text{)}$$

dimana :

A = luas profil dalam setiap batang

Dipilih batang dari baja profil dengan data sebagai berikut :



Keterangan gambar :

$$I_y = 29,3 \text{ cm}^3$$

$$I_x = 206 \text{ cm}^3$$

$$b = 5 \text{ cm}$$

$$h = 10 \text{ cm}$$

$$d = 0,6 \text{ cm}$$

$$A = 13,5 \text{ cm}$$

$$G = 10,6 \text{ Kg/m}$$

$$E = 220.10^8 \text{ Kg/m}^2$$

Maka :

$$\sigma_1 = \frac{18152,332}{4.13,5} = 750 \text{ Kg/cm}^2$$

dipilih bahan ASSAB 706 dengan data sebagai berikut :

$$t = 6000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v = 8$$

$$t = \frac{6000}{8} = 750 \text{ Kg/cm}^2$$

karena tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan yang diijinkan maka batang aman.

3.2.1. Pemeriksaan tekukan

Rumus Euler untuk tiang yang kedua ujungnya dipegang tetap:

$$P_{er} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_y}{L^2}$$

Dimana :

P_{er} = beban kritis (beban maksimum yang dikenakan pada beban).

E = modulus elastis bahan

$$= 220 \cdot 10^8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$I_y = 29,3 \text{ cm}^4$$

L = Panjang batang 3.20 m

3.2.2. Pengecekan penggunaan rumus.

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

dimana :

i = jari-jari girasi

I = momen inersia

A = Luas penampang

Maka :

$$i = \sqrt{\frac{29,3}{13,5}} = 1,473 \text{ cm}^2$$

karena :

$$= \frac{S}{I}$$

dimana :

$$\begin{aligned} S &= \text{panjang batang bebas} = 0,5 L = 0,5 \times 302 \\ &= 151 \text{ cm} \\ &= 89 \text{ (tabel)} \end{aligned}$$

jadi :

$$= \frac{151}{1,437} = 102,5$$

karena ;

Berarti rumus yang dipakai euler, sehingga :

$$\begin{aligned} P_{er} &= \frac{4.(3,24)^2 . 220 . 10^8 . 29,3 . 10^{-8}}{3.02^2} \\ &= 27873,77 \text{ Kg} \end{aligned}$$

karena gaya yang diterima oleh batang lebih kecil dari beban kritis maka batang aman dari tekukan :

$(F_1 < P_{cr})$, yaitu :

$$(18152,322 \text{ Kg} < 27873,77 \text{ Kg})$$

3.2.3. Berat lengan

$$\begin{aligned} B_b &= L_{tot} \cdot G \\ &= (3,02 \times 8) + (4 \times 8) + (0,7 \times 20) \times 10,6 \\ &= 743,696 \text{ Kg} \end{aligned}$$

3.2.4. Berat beton pembantu = 200 Kg

$$\begin{aligned} G_b &= 743,696 + 200 \\ &= 943,696 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Karena $G_b < G_{sumsi}$, maka konstruksi aman.

3.3. Perencanaan Counter Weight.

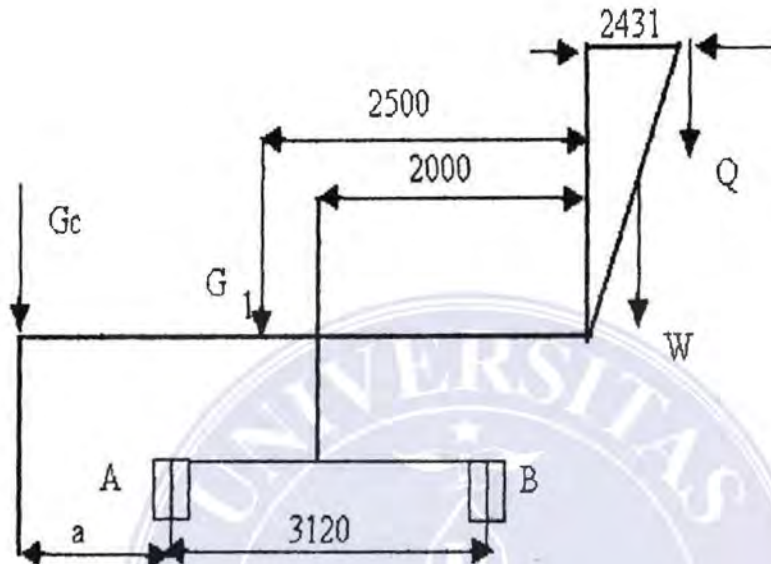
Counter weight berfungsi untuk mengimbangi beban agar crane tetap stabil, baik dalam keadaan bekerja maupun tidak.

1. Dasar perhitungan.

- Berat beban = 15150 Kg
- Berat crane yang berputar = 943,696 Kg
- Berat crane (G_1) = 4000 Kg
- Berat penyeimbang = 8000 Kg (direncanakan dari kendaraan pengangkut).
- Jarak sumbu tumpuan = 3120 mm (direncanakan)

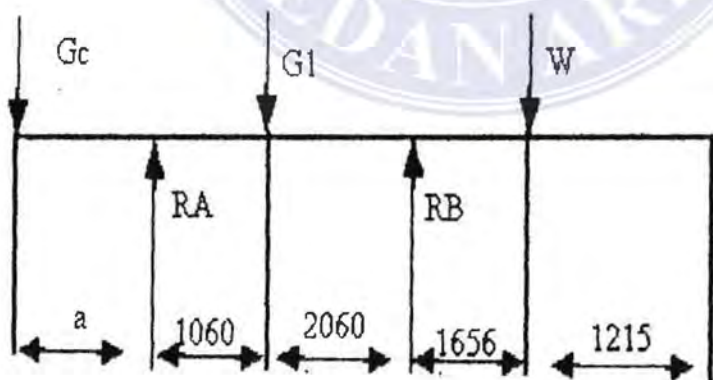
2. Stabilitas crane ditinjau pada dua keadaan.

- Pada saat berbeban maksimum :



Gambar 3.4. Stabilitas Crane pada saat beban maksimum

Pada saat beban maksimum, beban ditumpu pada titik B, sehingga gaya yang bekerja :



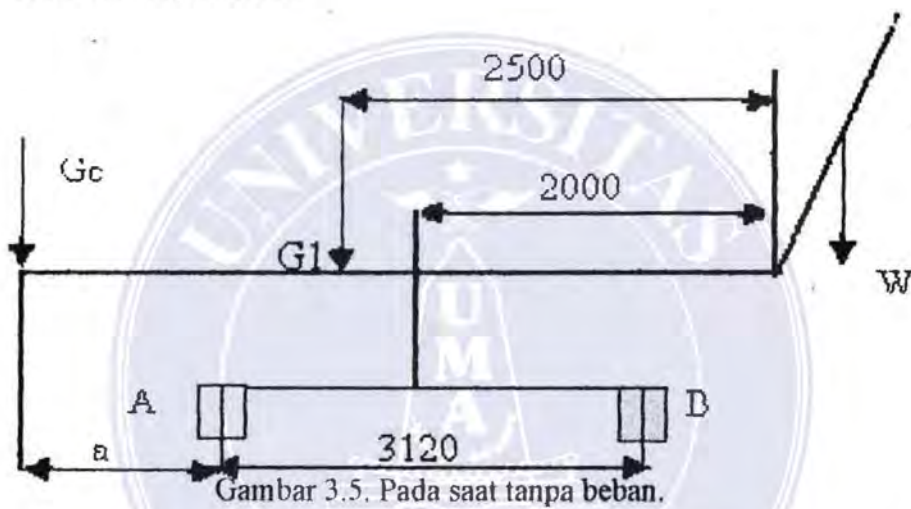
$$M_B = 0$$

$$Q \cdot 2871 + W \cdot 1656 - G_1 \cdot 200 - G_c(a - 3120) = 0$$

$$a = \frac{(15150 \times 2871) + (943,696 \times 1656) - (4000 \times 2060)}{8000} - 3120$$

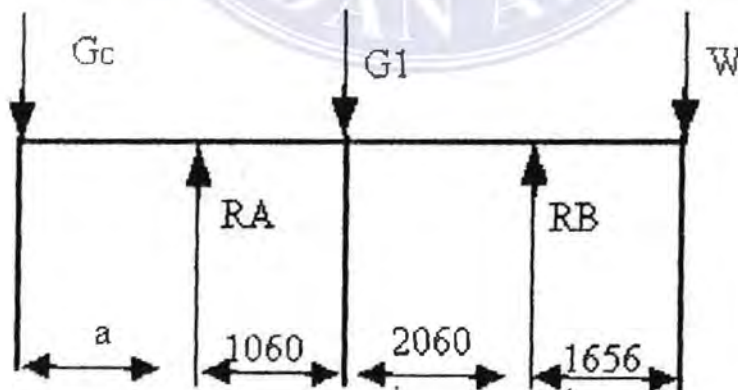
$$= 1224,8 \text{ mm}$$

- Pada saat tanpa beban.



Pada saat beban maksimum, beban ditumpu pada titik B, sehingga gaya yang bekerja

:



$$M_A = 0$$

$$W \cdot 1656 - G_1 \cdot 200 - G_c \cdot a = 0$$

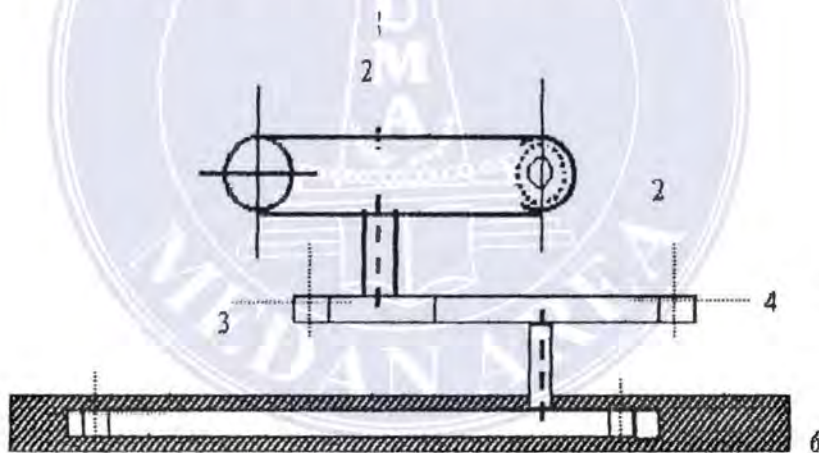
$$a = \frac{943,696 \times 4776 - 5000 \times 2060}{8000}$$

$$= 1225,9 \text{ mm}$$

didapat bahwa baik saat beban maksimum, maupun pada saat tanpa beban letak penyeimbang tetap, sehingga crane stabil.

3.4 Transmisi Turntable

Sistem daya untuk turntable adalah sebagai berikut :



Gambar 3.6 Transmisi Turntable.

Keterangan gambar :

- 1 = Ulir cacing
- 2 = Roda cacing
- 3 = Roda gigi lurus

- 4 = Roda gigi lurus
 5 = Roda pinion
 6 = Cogwheel

1. Menentukan daya motor.

$$N_p = \frac{M n_c}{71620}$$

Dimana :

- M = Momen perlawanan putar
 $n_c = 4$ rpm
 = efisiensi = 0,70

Karena :

$$2. M = (Q + G_n + G_c) \cdot k \cdot \frac{R_s}{R}$$

Dimana :

- Q = 15150 Kg
 $G_n =$ berat bagian yang bergerak
 = berat boom + berat crane = 5943,696 Kg
 $G_c = 8000$ Kg
 K = Koefisien gesek = 0,0015
 $R_c =$ radius rel putar = 1 m (direncanakan)
 R = radius roda jalan = 0,1 m
 = Faktor keamanan = 1,2

Maka :

$$M = (15150 + 5943,696 + 8000) \times (0,0015) \times \frac{1}{0,1} \times (1,2) \text{ Kg cm}$$

$$= 52368,65 \text{ Kg-cm}$$

Daya motor yang diperlukan :

$$N_p = \frac{52368,65 \times 4}{71620 \times 0,70}$$

$$= 4,18 \text{ HP}$$

Untuk keandalan operasi dipilih :

$$N_p = 5,5 \text{ HP}$$

$$N_p = 1425 \text{ rpm}$$

Perbandingan putaran motor dengan putaran crane :

$$i_{tot} = \frac{N_p}{n_p} = \frac{1425}{4} = 356,25$$

direncanakan tiga tingkat transmisi yaitu :

- Transmisi I : $i_{tot} = 15$

- Transmisi II : $i_{sg} = 2,4$

- Transmisi I : $i_{cw} = 10$

Perhitungan roda gigi sama dengan Bab II

3.5. Perencanaan Cogwheel.

Diameter cogwheel (D) = 200 cm

Moment putar (M) = 52368,65 Kg-cm

1. Gaya keliling (P).

$$P = \frac{2M}{D}$$

$$= \frac{2 \times 52368,65}{200} = 523,69 \text{ kg}$$

2. Diameter pin (d).

$$d = 0,124 \cdot \frac{P}{\beta}$$

dimana :

$$\beta = \text{faktor lebar gigi} = b/d = 3$$

maka :

$$d = 0,124 \times \frac{52,69}{3}$$

$$= 1,6 \text{ cm}$$

untuk lebih aman direncanakan $d = 2 \text{ cm}$

3. Pitch gigi (t)

$$t = \frac{d}{0,475}$$

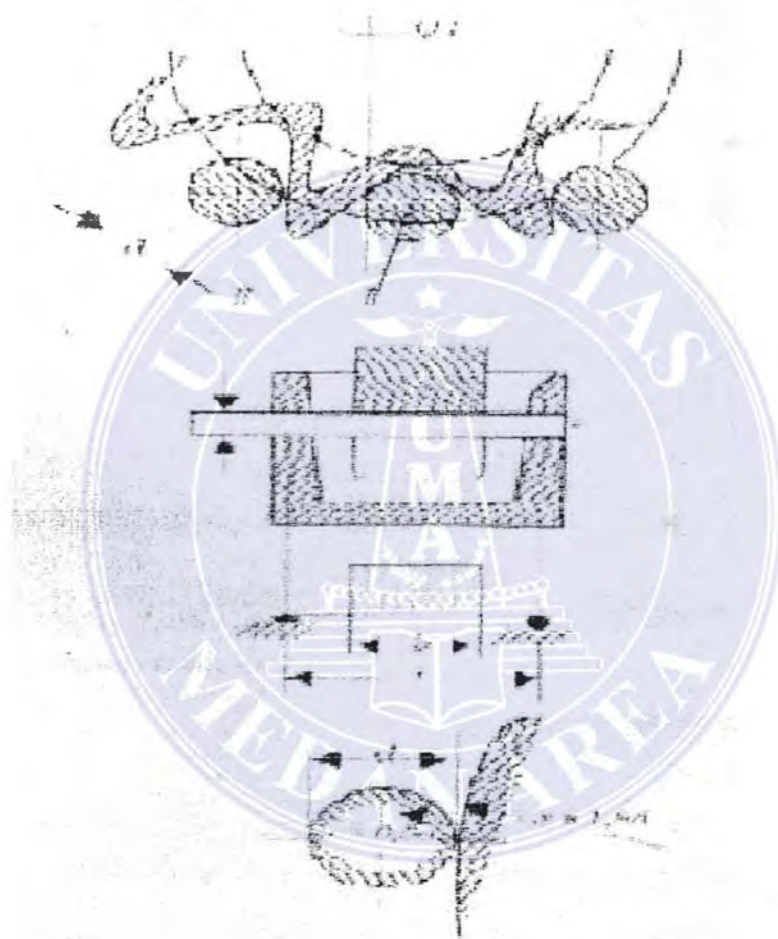
$$= \frac{2}{0,475} = 4,2 \text{ cm}$$

4. Jumlah pin (z).

$$z = \frac{\pi \cdot D}{t}$$

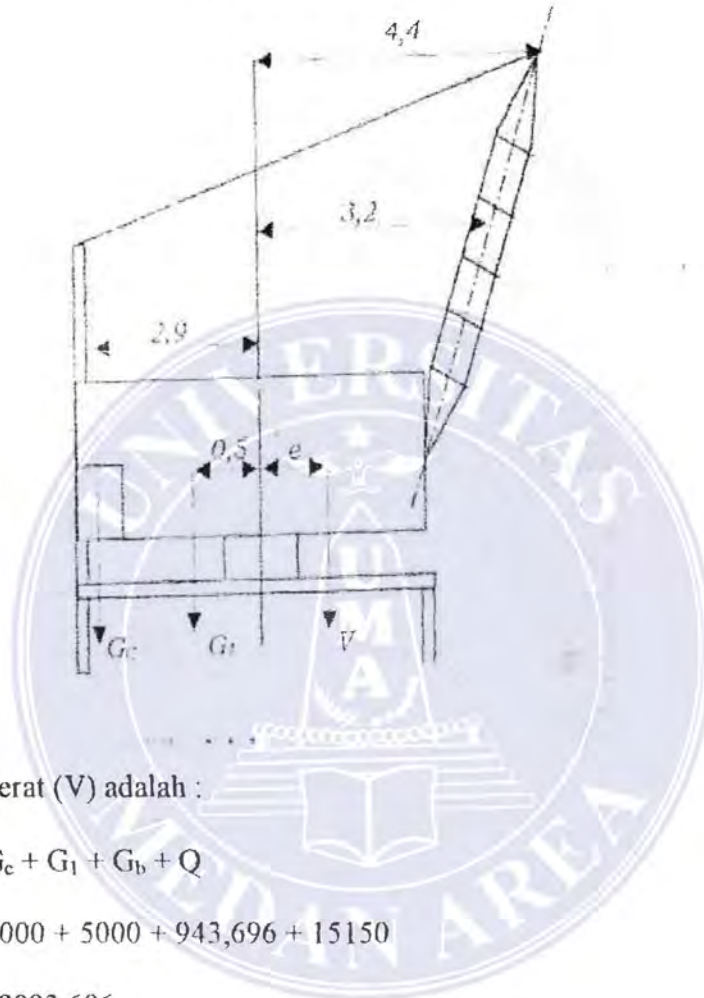
$$= \frac{\pi \cdot 200}{4,2}$$

$$= 1496 \text{ cm (ambil 150 buah)}$$



Gambar 3.7. Cogwheel Drive.

3.6. Perencanaan Poros Turntable.



1. Resultan berat (V) adalah :

$$\begin{aligned} V &= G_c + G_1 + G_b + Q \\ &= 8000 + 5000 + 943,696 + 15150 \\ &= 29093,696 \end{aligned}$$

2. Jarak titik berat turntable dari sumber putar (e) :

$$M_o = 0$$

$$G_c \cdot (2,9 + e) + G_1(0,5 + e) = Q(4,4 + e) + G_b(3,2 + e)$$

$$e = \frac{(15150 \times 4,4) + (943,696 \times 3,2) - (8000 \times 2,9) - (5000 \times 0,5)}{29093}$$

$$= 1,5 \text{ m}$$

3. Momen lengkung pada poros vertical :

$$\begin{aligned}
 M &= V \cdot e \\
 &= 29093,696 \times 1,5 \\
 &= 43640,544 \text{ kg-m}
 \end{aligned}$$

4. Diameter poros turntable direncanakan = 28 cm

$$\begin{aligned}
 \sigma &= \frac{M}{0,1 \cdot d^3} \\
 &= \frac{43640,544}{0,1 \cdot (28)^3} \\
 &= 1987,998 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

5. Berdasarkan tegangan yang terjadi dipilih bahan poros ASSAB 705 dengan

data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 t &= 10500 \text{ kg/cm}^2 \\
 v &= 5 \\
 t &= \frac{10500}{5} \\
 &= 2100 \text{ Kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Karena tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan ijin, maka poros aman digunakan.

6. Pemilihan bantalan.

Dasar pemilihan : diameter poros = 28 cm

$$\text{Gaya aksial} = 29093,696 \text{ Kg}$$

$$\text{Gaya rasial} = \frac{552368,65 \times 2}{200}$$

$$= 261,8 \text{ Kg}$$

a. Beban ekuivalen yang bekerja :

$$W_e = (X_r \cdot v \cdot W_r + Y_t \cdot W_t) \cdot K_s$$

Dimana :

W_e = Beban ekuivalen dinamik bearing

W_r = beban radial bearing

W_t = beban aksial bearing

X_r = faktor beban radial

Y_t = faktor beban aksial

v = faktor rotasi = 1

K_s = faktor jenis pembebanan = 1

b. Bila $\frac{W_t}{W_r} = \frac{29093,696}{261,8} = 111,13$

Maka $\frac{W_t}{w_r} > e$, didapat harga $X_r = 0,4$ dan $Y_t = 1,45$

c. Besar beban ekuivalen :

$$\begin{aligned} W_e &= (0,4 \cdot 1 \cdot 261,8 + 1,45 \cdot 29093,696) \cdot 1 \\ &= 422390,58 \end{aligned}$$

d. Umur bantalan :

$$\begin{aligned} L &= 60 \cdot N \cdot L_H \text{ put} \\ &= 60 \cdot 1425 \cdot 20000 \\ &= 17,1 \cdot 10^6 \text{ put} \end{aligned}$$

e. Besar beban dinamik :

$$L = \left[\frac{C}{We} \right]^{10/3} \times 10^6 \text{ put}$$

$$C = 10^{1/3} \sqrt[3]{\frac{(42290,58)^{10/3} \times 17,1 \cdot 10^8}{10^6}}$$

$$= 394286,73 \text{ kg}$$

f. Berdasarkan harga $C = 394286,73 \text{ Kg}$ dipilih bearing no.



Gambar 3.8. Taper Roller Bearing.

3.7. Mekanisme Tarik.b

Untuk keperluan mekanisme tarik disesuaikan dengan peralatan yang sama dengan mekanisme putar.

BAB VI

KESIMPULAN

Dari perencanaan crane mobil serba guna tersebut dapat disimpulkan bahwa, crane memiliki kemampuan angkut 12 ton dan dengan menggunakan kendaraan truck 5 ton 4x4 mampu melintasi berbagai medan baik pada medan tanjakan, berlumpur maupun berpasir.



DAFTAR PUSTAKA

1. Djoko, S.,M.,J., 1993, Mesin Pengangkat, Pradnya Paramita, Jakarta.
2. Dieter, G., E., 1996, Metalurgi Mekanik, Jilid I & II, Erlangga ,Jakarta.
3. Hibbeler, R.,C., 1998, Mekanika Teknik, Prenhallindo, Jakarta.
4. Rudenko, N., 1996, Mesin Pengangkat, Erlangga.
5. Sularso, dan Suga, K., 1997, Dasar-dasar Perencanaan dan Pemilihan elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta.
6. Syarat-Syarat type Rantis 5 ton TNI AD.

