

# CONTAINER CRANE CAPACITY 40 TON

## TUGAS AKHIR

Untuk Memenuhi Sebagian Persyaratan  
Mencapai Derajat Sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin  
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh :

**YOSUA BARAGE**  
**N I M : 995214077**



Kepada

**FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA  
2004**

**TUGAS AKHIR**  
**CONTAINER CRANE CAPACITY 40 TON**

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

Nama : Yosua Barage

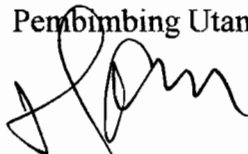
NIM : 995214077

NIRM : 990051123109120077

Telah dipertahankan di depan dewan penguji  
Pada tanggal : 11 Juni 2004

Susunan Dewan Penguji :

Pembimbing Utama



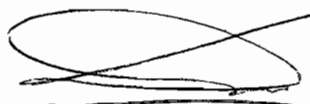
Ir. Greg. Harjanto

Anggota Dewan Penguji




Budi Sugiharto, S.T.,M.T.

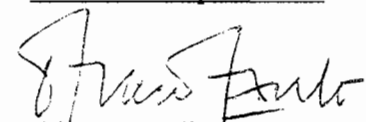
Pembimbing Kedua



RB. Dwiseno. W, S.T., M.si.



Ir. Rines Alapan, M.T.



D. Doddy Purwadianto, S.T.,M.T.

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan  
untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin.


Yogyakarta, Juni 2004

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan

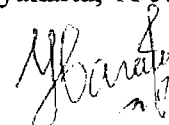


Ir. Greg. Harjanto

## PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 11 Juni 2004



Yosua Barage



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA**  
Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta  
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

**TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN**

Nomor : 325 FT\_USD : TM : Juli 2003

Diberikan kepada :

Nama Mahasiswa : Yosua Barage

Nomor Mahasiswa : 995214077

NIRM : -

Jurusan : TEKNIK MESIN

Fakultas : TEKNIK


Matakuliah : Psw. Pengangkat dan Pengangkut

Judul naskah soal :

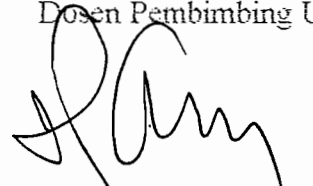
Rancangkan crane peti kemas di gudang pelabuhan (Kapasitas 40 ton. Kecepatan : standart. Rencanakan dan gambar yang lengkap disertai detailnya.

Tanggal dimulai : 15 Mei 2003

Pembimbing Kedua

  
(RB. Dwiseno Wihadi, ST, M.Si.)

Yogyakarta, 15 Juli 2003  
Dosen Pembimbing Utama

  
( Ir. Greg. Harjanto )

## *PERSEMBAHAN*

*Kupersembahkan Buat : Jesus Crist in heaven, Raja Pencipta  
alam semesta & Juru Selamat ku,*

*Buat Ayahanda Samenia dan Ibunda Asniah  
yang telah Mendidik dan Membesarkan ku  
Dengan penuh Kasih sayang dan iman akan Kristus,*

*Buat Kak' Irma Sonbait, Bang' Doddy Ridwan, S.P,  
dan Adik Jeffrey Mere  
yang telah memberikan dorongan, kekuatan  
dan bantuannya kepadaku,*

*Buat #Friend (P)# yang telah memberikan  
Dorongan & Semangat  
Hingga terselesainya Tugas Akhir ini,*

*Buat Almamaterku Universitas Sanata Dharma Yogyakarta,  
AD Maiorem Dei Gloriam.*

*Moto Hidup :*

*Takut akan Tuhan adalah permulaan pengetahuan, tetapi orang  
bodoh menghina hikmat dan didikan*

*Amsal 1:7*

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
HALAMAN PENGUJIAN .....	ii
HALAMAN PERNYATAAN .....	iii
HALAMAN SOAL .....	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN .....	v
HALAMAN DAFTAR ISI .....	vi
KATA PENGANTAR .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	x
INTISARI .....	xiii
ABSTRACT .....	xiv
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1. Tinjauan umum .....	1
1.2. Dasar-dasar Pemilihan Pesawat Pengangkat dan Pesawat Pengangkut....	2
1.3. Crane gantry dengan roda karet .....	4
1.3.1. Prinsip kerja .....	4
1.3.2. Karakteristik crane gantry dengan roda ban karet .....	8
1.3.3. Komponen utama crane peti kemas ( Container Crane ) .....	9
<b>BAB II PERANCANGAN GERAK PENGANGKATAN ( HOISTING )</b>	
2.1. Perancangan komponen pengangkat .....	27
2.1.1. Perhitungan spreader .....	27
2.1.2. Perancangan twislock .....	30
2.1.3. Perancangan head block .....	34
2.1.4. Kabel ( Tali baja ) .....	38
2.1.4.1. Perhitungan beban yang diangkat .....	38
2.1.4.2. Perhitungan dimensi dan kekuatan tali baja .....	40
2.1.4.3. Perhitungan umur tali baja .....	44
2.1.5. Perancangan puli .....	46
2.1.5.1. Dimensi puli .....	46
2.1.5.2. Poros puli .....	48
2.1.5.3. Bantalan poros puli .....	50
2.1.6. Perancangan drum .....	51
2.1.6.1. Pengikatan tali pada drum .....	54
2.1.7. Pemilihan motor penggerak .....	55
2.1.8. Perancangan kopling .....	60
2.1.8.1. Perhitungan kopling flens .....	61
2.1.8.2. Perhitungan baut .....	63
2.1.9. Perancangan kotak transmisi .....	64
2.1.9.1. Perhitungan roda gigi .....	64
2.1.9.2. Perhitungan poros .....	76
2.1.9.3. Perhitungan pasak .....	91
2.1.9.4. Perencanaan Bantalan .....	94
2.1.9.5. Pelumasan .....	97
2.1.10. Perancangan rem .....	102
2.1.10.1. Daya pengereman .....	102



2.1.10.2. Perhitungan rem cakera.....	103
<b>BAB III PERANCANGAN GERAK TROLI ( TROLLEY DEVICE )</b>	
3.1. Perancangan poros pendukung dan roda troli.....	105
3.1.1. Poros pendukung.....	105
3.1.2. Roda troli .....	107
3.2. Pemilihan motor listrik .....	108
3.2.1. Tahanan terhadap gerakan pada arah horizontal ( w ).....	108
3.2.2. Pemilihan motor listrik untuk mekanisme penjalan troli.....	109
3.2.3. Perancangan kotak transmisi.....	109
3.2.3.1. Perhitungan roda gigi.....	110
3.2.3.2. Perhitungan poros .....	113
3.2.3.3. Pelumasan .....	128
3.2.4. Kopling .....	129
3.2.4.1. Perancangan kopling pada poros motor.....	128
3.2.4.2. Perancangan kopling pada poros Output kotak transmisi.....	131
3.3. Perancangan Rem.....	133
<b>BAB IV PERANCANGAN GANTRY TRAVELLING</b>	
4.1. Perhitungan beban.....	141
4.2. Pemilihan motor listrik .....	142
4.2.1. Pemilihan motor listrik untuk gantry travel.....	142
4.2.2. Sistem transmisi.....	144
4.3. Rantai Rol .....	145
4.4. Perancangan kotak transmisi.....	150
4.4.1. Perhitungan roda gigi.....	150
4.4.2. Perhitungan poros .....	164
4.4.3. Pelumasan .....	179
4.5. Kopling .....	180
4.5.1. Perhitungan flens .....	180
4.5.2. Perhitungan baut .....	181
4.6. Perancangan Rem.....	182
<b>BAB V KONSTRUKSI RANGKA</b>	
5.1. Perhitungan beban angin.....	183
5.2. Perhitungan beban dari troli.....	184
5.3. Perhitungan gaya reaksi dan momen lengkung pada rangka .....	185
5.4. Pemilihan profil bahan untuk rangka portal.....	190
5.5. Tinjauan sambungan pada konstruksi rangka.....	193
<b>BAB VI OPERASI DAN PERAWATAN</b>	
6.1. Operasi.....	194
6.2. Perawatan dan Perbaikan .....	195
6.2.1 Perawatara .....	196
6.2.2 Perbaikan.....	198
<b>BAB VII KESIMPULAN DAN PENUTUP</b>	
7.1. Kesimpulan .....	199
7.2. Penutup .....	202
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

## KATA PENGANTAR

Puji syukur dan terima kasih penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan berkat dan karunia sehingga penyusunan tugas akhir dengan Judul "*Container Crane Capacity 40 Ton*" ini dapat terselesaikan. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin.

Pada kesempatan ini juga, penulis ingin mengucapkan terima kasih banyak atas bantuan dan bimbingan selama proses penulisan tugas akhir ini, kepada :

1. Bapak Ir. Greg. Harjanto, Selaku Dekan Fakultas Teknik dan Selaku Pembimbing Utama.
2. Bapak RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.si, Selaku Dosen Pembimbing Kedua.
3. Bapak Yosef Agung Cahyanto, S.T., M.T., Selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin.
4. Bapak I Gusti Ketut Puja, S.T., M.T., Selaku Dosen Pembimbing Akademik mahasiswa.
5. Segenap Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta yang Telah mendidik kami dengan pengetahuan yang sangat membantu dalam penyelesaian tugas Akhir ini.
6. Segenap Staf Sekretariat Fakultas Teknik, Staf laboratorium Fakultas Teknik, Karyawan Universitas Sanata Dharma atas bantuannya.



7. Teman-teman seperjuangan Teknik Mesin 99 : Heru Gendut, Agus Handoyo CN, Aan, Sigit rama, Kustanto, serta semua teman-teman yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang telah memberi bantuan berupa dukungan moral maupun material serta spritual dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
8. Kamuda DKD ( Dango Kamuda Diri ) : Ene' Beb, Dhet, Lambert, Heri Babont, Odong, Redi, Oemar, Yupen, Jeff, Hardie, Erik Capot, Comex' Serta Kamuda Anicana-171, FORMAKAL ( Forum Mahasiswa Kab. Landak Yogyakarta ), West-Borneo Comunity, Teman-teman Pondok Tercinta Mapasadha ( Mahasiswa Pecinta Alam Sanata Dharma ), Teman-teman Komisi Pemuda GKI Gejayan, Teman-teman KSE ( Komunitas Sant' Egidio ) Jogja serta semua pihak yang telah memberikan dukungan moral material serta spritual dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Akhir kata penulis menyadari penulisan ini masih banyak kekurangannya, untuk itu diperlukan kritik dan saran yang berguna demi kesempurnaan dan semoga penulisan tugas akhir dengan judul "*Container Crane Capacity 40 Ton*" ini dapat bermanfaat bagi pembaca, Almamater Sanata Dharma Demi kemajuan bersama.

Yogyakarta, 1 Juni 2004  
Penulis,

  
Yosua Barage

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Crane Gantry Sederhana Dengan Roda Karet.....	7
Gambar 1.2. Rem sepatu.....	12
Gambar 1.3. Rem Cakera.....	13
Gambar 1.4. Lapisan Serat Tali Baja.....	15
Gambar 1.5. Konstruksi Tali.....	16
Gambar 1.6. Pengikatan Tali Kawat Dalam Soket Tirus.....	17
Gambar 1.7. Baji Soket (a) dan Pengikatan dengan Alat Berlubang (b)(c).....	17
Gambar 1.8. Klem Bull Dog.....	18
Gambar 1.9. Tali Alat Berlubang Dengan Plat Dan Sekrup.....	18
Gambar 1.10. Puli Tetap.....	19
Gambar 1.11. Puli Bebas.....	20
Gambar 1.12. Sistem Puli Majemuk.....	21
Gambar 1.13. Roda Puli Tali.....	22
Gambar 1.14. Halaman Heliks Pada Gandar Tali.....	23
Gambar 1.15. Pengikatan Tali Baja Pada Drum.....	24
Gambar 2.1. Spreader.....	27
Gambar 2.2. Profil Rangka Spreader.....	28
Gambar 2.3. Skema pembebanan pada batang spreader.....	29
Gambar 2.4. Twislock.....	31
Gambar 2.5. Head Block.....	34
Gambar 2.6. Skema pembebanan profil Head Block.....	36
Gambar 2.7. Diagram momen lengkung profil head block.....	37
Gambar 2.8. Skema Sistem Tali Dan Puli.....	39
Gambar 2.9. Roda Puli Tali.....	47
Gambar 2.10. Diagram pembebanan poros puli.....	48
Gambar 2.11. Pengikatan tali pada drum dengan standar soviet.....	54
Gambar 2.12. Kopling Flens.....	60
Gambar 2.13. Skema Sistem Transmisi Hoisting.....	65
Gambar 2.14. Skema pembebanan poros I.....	77
Gambar 2.15. Skema pembebanan poros I arah bidang horizontal.....	77
Gambar 2.16. Diagram momen lengkung poros I arah bidang horizontal.....	78
Gambar 2.17. Skema pembebanan poros I arah bidang vertikal.....	78
Gambar 2.18. Diagram momen lengkung poros I arah bidang vertikal.....	78
Gambar 2.19. Skema pembebanan poros II.....	83
Gambar 2.20. Skema pembebanan poros II arah bidang horizontal.....	83
Gambar 2.21. Diagram momen lengkung poros II arah bidang horizontal....	84
Gambar 2.22. Skema pembebanan poros II arah bidang vertikal.....	84
Gambar 2.23. Diagram momen lengkung poros II arah bidang vertikal.....	84
Gambar 2.24. Skema pembebanan poros III.....	85
Gambar 2.25. Skema pembebanan poros III arah bidang horizontal.....	85
Gambar 2.26. Diagram momen lengkung poros III arah bidang horizontal...	86
Gambar 2.27. Skema pembebanan poros III arah bidang vertikal.....	86
Gambar 2.28. Diagram momen lengkung poros III arah bidang vertikal.....	87

Gambar 2.29. Skema pembebanan poros IV .....	87
Gambar 2.30. Skema pembebanan poros IV arah bidang horizontal .....	88
Gambar 2.31. Diagram momen lengkung poros IV arah bidang horizontal...	88
Gambar 2.32. Skema pembebanan poros IV arah bidang vertikal .....	89
Gambar 2.33. Diagram momen lengkung poros IV arah bidang vertikal.....	89
Gambar 3.2. Momen lengkung pada poros pendukung roda troli .....	106
Gambar 3.3. Nilai Berbagai Faktor Traksi ( Koefisien Tahanan Gerak ).....	108
Gambar 3.4. Skema Sistem Transmisi Roda gigi Troli .....	111
Gambar 3.5. Skema pembebanan poros I .....	113
Gambar 3.6. Skema pembebanan poros I arah bidang horizontal .....	114
Gambar 3.7. Diagram momen lengkung poros I arah bidang horizontal.....	114
Gambar 3.8. Skema pembebanan poros I arah bidang vertikal .....	114
Gambar 3.9. Diagram momen lengkung poros I arah bidang vertikal.....	115
Gambar 3.10. Skema pembebanan poros II .....	117
Gambar 3.11. Skema pembebanan poros II arah bidang horizontal .....	118
Gambar 3.12. Diagram momen lengkung poros II arah bidang horizontal ....	118
Gambar 3.13. Skema pembebanan poros II arah bidang vertikal.....	118
Gambar 3.14. Diagram momen lengkung poros II arah bidang vertikal .....	119
Gambar 3.15. Skema pembebanan poros III.....	121
Gambar 3.16. Skema pembebanan poros III arah bidang horizontal.....	121
Gambar 3.17. Diagram momen lengkung poros III arah bidang horizontal...	122
Gambar 3.18. Skema pembebanan poros III arah bidang vertikal.....	122
Gambar 3.19. Diagram momen lengkung poros III arah bidang vertikal.....	123
Gambar 3.20. Skema pembebanan poros IV .....	125
Gambar 3.21. Skema pembebanan poros IV arah bidang horizontal .....	125
Gambar 3.22. Diagram momen lengkung poros IV arah bidang horizontal...	126
Gambar 3.23. Skema pembebanan poros IV arah bidang vertikal .....	126
Gambar 3.24. Diagram momen lengkung poros IV arah bidang vertikal.....	126
Gambar 3.25. Pasangan roda gigi lurus dengan batang gigi.....	126
Gambar 4.1. Pemilihan Rantai Rol .....	146
Gambar 4.2. Skema transmisi roda gigi travelling .....	151
Gambar 4.3. Nama-nama Bagian Roda gigi Kerucut .....	152
Gambar 4.4. Faktor Dinamis Roda Gigi Kerucut .....	159
Gambar 4.5. Faktor Geometri ( J ).....	160
Gambar 4.6. Faktor Geometri ( I ).....	161
Gambar 4.7. Skema pembebanan poros I .....	165
Gambar 4.8. Skema pembebanan poros I arah bidang horizontal .....	165
Gambar 4.9. Skema pembebanan poros I arah bidang vertikal .....	166
Gambar 4.10. Skema pembebanan poros I arah bidang aksial .....	166
Gambar 4.11. Skema pembebanan poros II .....	169
Gambar 4.12. Skema pembebanan poros II arah bidang horizontal .....	169
Gambar 4.13. Diagram momen lengkung poros II arah bidang horizontal ....	170
Gambar 4.14. Skema pembebanan poros II arah bidang vertikal.....	170
Gambar 4.15. Diagram momen lengkung poros II arah bidang vertikal .....	170
Gambar 4.16. Skema pembebanan poros III.....	172
Gambar 4.17. Skema pembebanan poros III arah bidang horizontal.....	173

Gambar 4.18. Diagram momen lengkung poros III arah bidang horizontal...	173
Gambar 4.19. Skema pembebanan poros III arah bidang vertikal.....	174
Gambar 4.20. Diagram momen lengkung poros III arah bidang vertikal.....	174
Gambar 4.21. Skema pembebanan poros IV .....	176
Gambar 4.22. Diagram momen lengkung poros IV.....	177
Gambar 5.1. Skema pembebanan pada rangka .....	185
Gambar 5.2. Diagram momen jepit pada batang AB.....	185
Gambar 5.3. Diagram momen jepit pada batang BC.....	186
Gambar 5.4. Diagram lengkungan pada rangka.....	187
Gambar 5.5. Diagram gaya reaksi pada batang AB.....	188
Gambar 5.6. Diagram gaya reaksi pada batang BC.....	188
Gambar 5.7. Diagram gaya reaksi pada batang CD.....	189
Gambar 5.8. Diagram SFD .....	189
Gambar 5.9. Diagram BMD.....	190
Gambar 5.9. Diagram BMD.....	190
Gambar 5.10. Profil rangka.....	191

## INTISARI

Container Crane dalam hal ini adalah jenis crane gantry dengan roda karet ( Rubber Tyre Gantry Crane ) merupakan alat yang digunakan untuk mengangkat peti kemas atau container di gudang pelabuhan yaitu dari truck ke penumpuk sementara atau dari tempat penumpukan dimuat ke truck pengangkut.

Crane Gantry ini berpengerak motor listrik yang berasal dari generator yang terpasang pada gantry, crane gantry ini mempunyai mobilitas atau efisiensi kerja yang cukup tinggi yaitu rata-rata 20 jam per hari dengan kapasitas angkat 40 ton.

Gerakan dari crane gantry ini dapat berupa gerakan pengangkatan ( hoisting ), gerakan penggeseran spreader beserta kabin operator kekiri atau kekanan yaitu gerak troli ( trolley ), serta gerak penggeseran seluruh crane ( traveling ).

Untuk menjepit peti kemas agar tidak mudah lepas digunakan penjepit khusus peti kemas yaitu spreader.

## ABSTRACT

Container Crane in this case is a type of gantry crane with rubber wheels ( Rubber Tyre Gantry Crane ) This tool is used to lift containers from trucks to remanent store or from heaping place to trucks in a port.

This gantry crane has electric motor from the attached generator at gantry, this gantry crane has high mobility and efficiency that is about 20 hours per day and 40 tons in capacity.

The movement of this gantry crane can be in the form of the lifting movement ( hoisting ) namely, the movement of spreader displacement to the left or right is trolley moving ( trolley ), and also the displacement of entire cranes ( traveling ).

To avoid the containers falling down, spreader is used to nip and strengthen them.

## BAB I

### PENDAHULUAN

#### 1.1. Tinjauan Umum.

Perlengkapan penanganan bahan atau pesawat pembawa beban adalah suatu peralatan yang terdiri dari susunan rangka batang yang dilengkapi dengan beberapa peralatan pengangkat dan pengangkut, yang digunakan untuk memindahkan barang atau material dari suatu tempat ketempat lain di lapangan atau ruangan, bagian-bagian atau departemen industri-industri atau pabrik-pabrik dengan jarak yang relatif terbatas. gerak utama pemindahan yang dilakukan pesawat pengangkat dan pengangkut adalah gerak horizontal dan gerak vertikal. Secara umum pesawat pembawa material berdasarkan disainnya dapat dibagi dua, yaitu :

1. Pesawat pengangkat atau perlengkapan pengangkat ( *Material Handling Equipment* )

Adalah kelompok mesin dengan peralatan pengangkat yang bertujuan untuk memindahkan muatan biasanya dalam satu bac ( *Batch* ) dan mempunyai bobot yang besar, arah untuk membawa beban yaitu dalam arah vertikal, dan jarak pengangkatan terbatas hanya sampai beberapa puluh meter saja.

2. Pesawat pengangkut atau perlengkapan pemindah ( *Conveyance Machine* )

Adalah kelompok mesin yang tidak mempunyai peralatan pengangkat tetapi yang memindahkan muatan secara kesinambungan dalam arah horisontal dan jarak pengangkatan dapat berjarak dekat atau jauh,

pemakaian pesawat pengangkut biasanya untuk membawa beban dalam bentuk curah atau satuan.

### 1.2. Dasar-dasar Pemilihan Pesawat Pengangkat dan Pesawat Pengangkut

Dalam pemilihan pesawat pengangkat dan pengangkut, perlu diketahui hal-hal sebagai berikut :

- a. Jenis dan ukuran dari beban yang akan ditangani.
  - Untuk muatan satuan bentuk ( *Unit load* ) : bentuk, berat, volume, sifat rapuh dan liat, suhu dan sebagainya.
  - Untuk beban tumpahan ( *Bulk load* ) : ukuran gumpalan, kemungkinan lengket, volume, berat sifat-sifat kimia, temperatur, sifat mudah remuk dan sebagainya.

- b. Kapasitas per jam yang dibutuhkan dari unit.

Kapasitas pemindahan bahan yang hampir tak terbatas dapat diperoleh pada jenis alat tertentu, misalnya conveyer. sedang pada alat lain seperti dengan truk atau crane dengan lintasan atas ( *Overhead travelling crane* ) yang mengikuti siklus tertentu dengan siklus kembali tanpa beban, yang hanya dapat beroperasi secara efektif bila memiliki suatu kapasitas angkat ( *Lifting capacity* ) yang cukup tinggi dan kecepatan pada kerja cepat ( *Stenuous duty* ). Berbagai jenis crane dapat memindahkan muatan kearah horizontal dan vertikal.



- c. Cara menyusun muatan pada tempat asal, akhir dan antara ( *Metode penumpukan bahan* ).

Pemuatan pada kendaraan dan pembongkaran pada tujuan pada tiap jenis alat sangat berbeda karena beberapa jenis mesin pemuat dapat memuat secara mekanis sementara yang lainnya membutuhkan alat tambahan khusus atau secara manual.

- d. Karakteristik proses produksi.

Faktor ini sangat mempengaruhi dalam pemilihan jenis crane karena gerakan penanganan bahan sangat berkaitan erat dengan proses produksi, bahkan seringkali gerakan ini terlibat langsung pada proses produksi tertentu misalnya crane khusus yang digunakan pada pengecoran logam, penempaan dan pengelasan.

- e. Kondisi lokal yang spesifik.

Yaitu termasuk ukuran luas dan bentuk lokasi atau areal, type dan desain gedung, kemungkinan pengaturan unit proses, kadar uap dan gas, temperatur dan sebagainya.

### 1.3. Crane Gantry dengan roda karet

Dari pengetahuan dasar diatas maka penulis disini merencanakan sebuah crane untuk penanganan peti kemas ( *Container* ) di gudang pelabuhan yaitu crane gantry dengan roda karet ( *Rubber Tyre Gantry Crane / RTGC* ). ( Gambar 1.1)

#### 1.3.1. Prinsip Kerja

Crane jenis jembatan dalam hal ini crane gantry yang berjalan dengan roda karet merupakan alat yang digunakan untuk mengangkat peti kemas atau container di gudang pelabuhan / penumpukan yaitu dari truck ke penumpuk sementara atau dari tempat penumpukan dimuat ke truck pengangkut, crane jenis ini bisa menumpukkan peti kemas hingga lima tumpukan, tetapi untuk keamanan peti kemas ( *Container* ) dan isinya maka hanya ditumpuk / disusun hingga empat susun saja.

Crane gantry dengan roda karet ini berpengerak motor listrik yang berasal dari generator yang terpasang pada gantry, crane gantry ini mempunyai mobilitas atau efisiensi kerja yang cukup tinggi yaitu rata-rata 20 jam per hari.

Gerakan dari crane gantry ini dapat berupa gerakan pengangkatan ( *Hoisting* ), gerakan penggeseran spreader beserta ruang operator ( kabin operator ) kekiri atau kekanan yaitu gerak troli ( *Trolley* ), serta gerak penggeseran seluruh crane ( *Long traveling* )

Crane gantry ini mempunyai lifting beam ( *Headblock* ) sebagai rangka tempat memasang pengait peti kemas, lifting beam ini merupakan kerangka baja yang berbentuk segi empat, pada lifting beam ini terdapat sheave untuk gerak pengangkatan, dan juga disambungkan dengan cengkeram muatan satuan, yaitu

spreader. spreader ini dapat dipanjangkan atau dipendekkan sesuai dengan panjang peti kemas .

Secara garis besar crane gantry ini untuk gerak operasinya dapat dibagi menjadi 3 gerakan yaitu :

1. Gerak pengangkatan (*Hoisting*).

Gerakan hoisting yaitu gerak pengangkatan muatan secara vertikal. gerakan vertikal ini dihasilkan oleh putaran motor listrik yang dihubungkan dengan kotak transmisi (*Gear box*), dan kotak transmisi ini dihubungkan lagi pada drum penggulung tali baja. di antara motor listrik dan kotak transmisi ini diberi rem cakera untuk pengereman.

2. Gerak troli (*Trolley*)

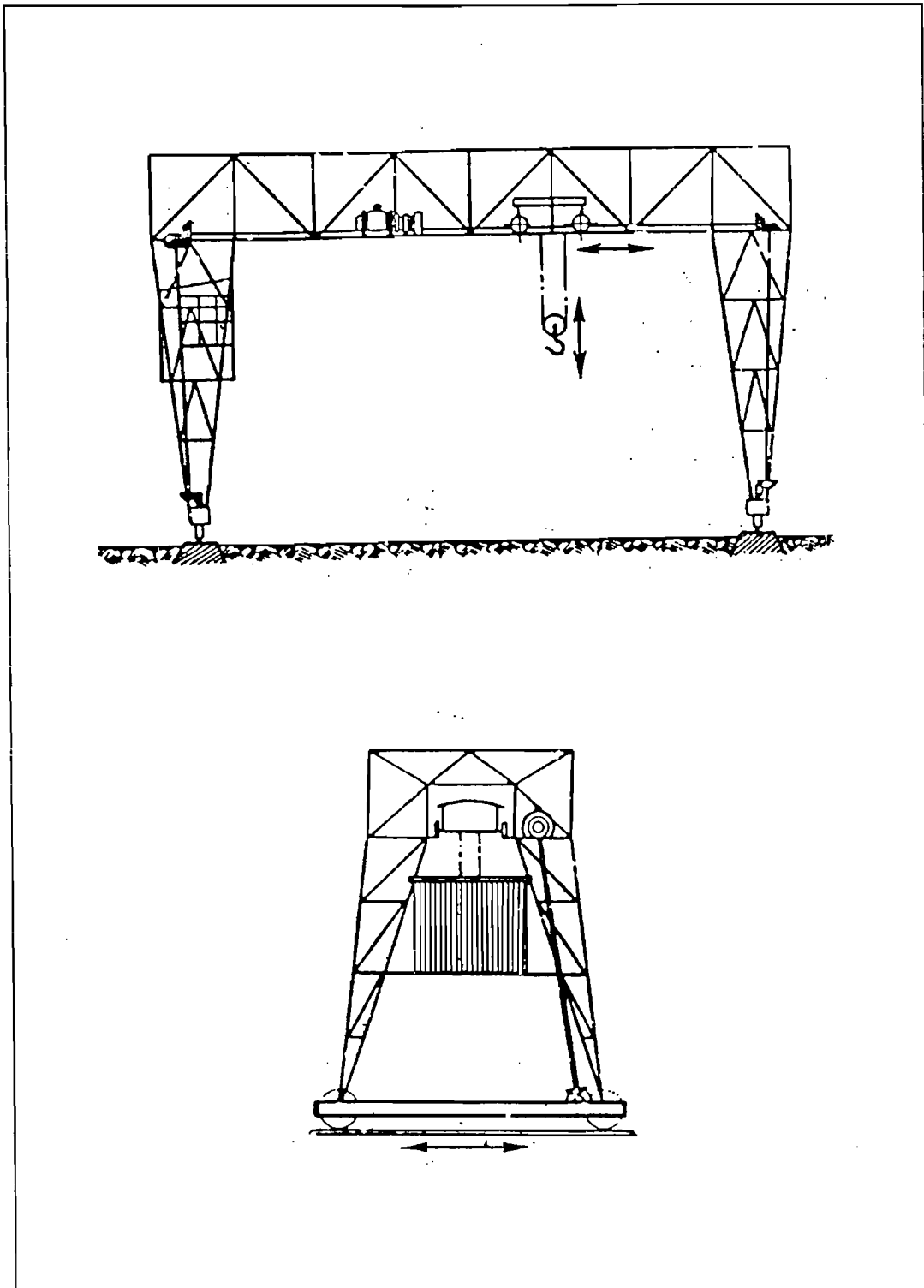
Gerak trolley adalah gerakan dengan arah horizontal dari unit pengangkat peti kemas dan ruang operator pada keadaan crane gantry tidak bergerak secara long travel. Gerakan trolley ini dihasilkan oleh motor listrik yang kemudian dihubungkan dengan kopling tetap keporos penggerak dua sisi yaitu kiri dan kanan, dari kedua poros penggerak tersebut masing-masing dihubungkan dengan roda gigi pinion, roda gigi pinion tersebut bergerak pada batang gigi rack (*Rack gear*) batang gigi rack tersebut terikat atau terpasang pada rangka penyangga.

3. Gantry Travel (*Long travelling*)

Gantry travel berarti gerakan seluruh mesin gantry untuk bergeser dengan menggunakan roda karet, gerakan gantry ini didukung oleh 8 buah roda, dengan 4 buah roda untuk tiap tiang penyangga.

Gerakan roda pada gantry ini didapat dari putaran motor listrik yang dipasang vertikal yang dihubungkan ke roda gigi, yang kemudian ditransmisikan melalui rantai ke sproket yang terpasang pada roda karet, untuk pengaturan tegangan rantai digunakan baut penyetel.

Roda – roda yang digunakan adalah roda karet, roda–roda tersebut berputar pada poros yang diam dan roda tersebut dapat disetel pada posisi  $90^\circ$  dari posisi  $0^\circ$ , pemutar roda menggunakan hidrolis.



**Gambar 1.1. Crane gantry sederhana dengan roda karet**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 386 )

### 1.3.2. Karakteristik Crane Gantry dengan roda ban karet

Dibawah ini disajikan data-data operasional "Sumitomo Crane" berdasarkan hasil survey lapangan.

#### 1.3.2.1. Kapasitas Crane Gantry

Crane gantry yang akan dirancang ini dapat mengangkat beban maksimum 40 Ton, dengan tinggi pengangkatan 15 meter, lebar pemindahan ketika crane tidak bergerak ( *Long travel* ) 21 meter digunakan untuk mengangkat peti kemas standar ( 8 ft × 8 ft ) dengan panjang peti kemas yang bervariasi yaitu 20 ft, 40 ft dan 45 ft.

#### 1.3.2.2. Dimensi Crane Gantry

Tinggi rangka = 19000 mm = 19 m

Panjang rangka = 23000 mm = 23 m

Lebar rangka = 6400 mm = 6,4 m

#### 1.3.2.3. Data Operasi Crane Gantry

Kecepatan pengangkatan = 20 m/min

Kecepatan gerak trolley = 70 m/min

Kecepatan gerak travelling = 135 m/min

Motor penggerak/ Sumber tenaga = Generator diesel, AC 420 Volt, 50 Hz

### **1.3.3. Komponen Utama Crane peti kemas ( Container Crane )**

#### **1.3.3.1. Motor Penggerak ( Motor Listrik )**

Motor yang digunakan berkarakteristik elastis, artinya jika berbeban, putaran motor penggerak lambat dan jika tak berbeban, putaran motor penggerak cepat. pemakaian karakteristik yang elastis agar supaya diperoleh efisiensi yang tinggi. karakteristik yang demikian dimiliki oleh motor-motor DC seri, AC seri 3  $\phi$  dengan komutator atau motor AC wound rotor dengan penambahan kumparan pada statornya dan penambahan tahanan pada rotornya.

Walaupun karakteristik diatas baik, tetapi ada bahayanya, yaitu jika beban terlalu kecil, maka motor berputar tak terhingga, sehingga panas dan terbakar. Untuk mengatasi hal itu, maka pada pemegang kait diberi tromol sebagai beban minimal, sehingga ketika tanpa beban, putaran motor tetap terkendali, karena beban minimal tersebut.

#### **1.3.3.2. Transmisi**

##### **Transmisi roda gigi**

Transmisi roda gigi merupakan salah satu bentuk transmisi daya dari sekian banyak cara penstransmisian. Transmisi roda gigi mempunyai banyak keunggulan dibandingkan dengan transmisi lainnya yaitu : lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, dan daya yang lebih besar, kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi untuk transmisi karena roda gigi memerlukan ketelitian yang lebih besar dalam pembuatan, pemasangan, maupun pemeliharaan.

Transmisi roda gigi terbentuk dari dua buah roda yang bergerigi pada sekelilingnya sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi yang saling

bersinggungan atau saling berkait, roda tersebut dapat berupa silinder atau kerucut.

### **Transmisi rantai rol**

Transmisi rantai biasa digunakan untuk jarak poros yang lebih besar jika dibandingkan dengan jarak poros pada transmisi roda gigi, tetapi lebih pendek dari jarak poros yang dipergunakan pada transmisi sabuk

Rantai mengait pada gigi sproket dan meneruskan daya tanpa slip; jadi menjamin perbandingan putaran yang tetap.

Rantai mempunyai keuntungan-keuntungan, yaitu seperti : mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar, tidak memerlukan tegangan awal, keausan kecil pada bantalan, mudah memasangnya, dipihak lain transmisi rantai mempunyai beberapa kekurangan, yaitu : variasi kecepatan yang tak dapat dihindari karena lintasan busur pada sproket yang mengait mata rantai, suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki gigi sproket, dan perpanjangan rantai karena keausan pena dan bos yang diakibatkan oleh gesekan dengan sproket, sehingga transmisi rantai tidak dapat dipakai pada kecepatan tinggi.

#### **1.3.3.3. Komponen transmisi**

##### **Poros**

Poros adalah elemen mesin yang menerima dan meneruskan tenaga dengan putaran dari elemen transmisi yang satu kepada elemen transmisi yang lain.



**Bantalan**

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan umurnya panjang.

**Kopling**

Kopling tetap adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak keporos yang digerakkan secara pasti ( tanpa terjadi slip) dimana sumbu kedua poros tersebut terletak pada satu garis lurus atau dapat sedikit berbeda sumbunya.

**1.3.3.4. Peralatan pengereman dan pemberhentian ( Brakes )**

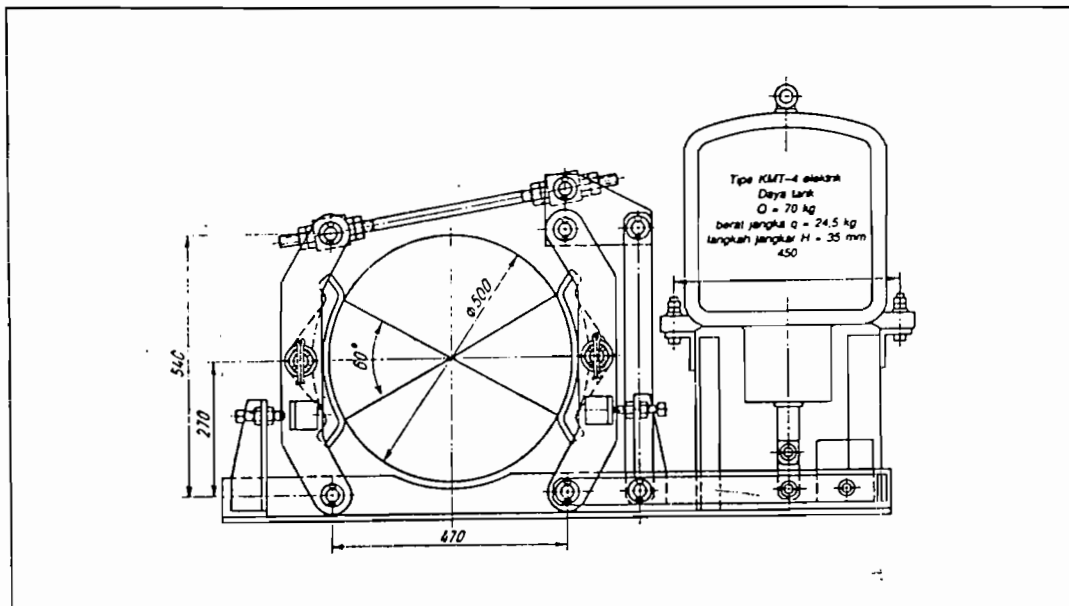
Pada mesin pengangkat, rem digunakan untuk mengatur kecepatan penurunan muatan atau untuk menahan muatan agar diam. Menurut kegunaannya rem dapat diklasifikasikan sebagai penahan ( *Parkir* ), jenis penurunan atau gabungan keduanya.

Rem dapat dibedakan menjadi rem otomatis dan rem sepatu atau blok, rem pita, rem kerucut, rem cakera dan rem recet serta rem dengan gagang pengaman.

Jenis rem yang termasuk rem otomatis adalah rem setrifugal ( *Untuk mengatur kecepatan* ) dan rem yang digerakkan dengan bobot muatan yang diangkat.

## Rem sepatu

Rem sepatu atau blok dapat didesain dengan sepatu luar atau dalam. rem sepatu luar adalah jenis rem yang sering digunakan pada mesin pengangkat ( Gambar1.2 ), sedang rem sepatu dalam hanya digunakan pada crane yang dipasang pada kendaraan.



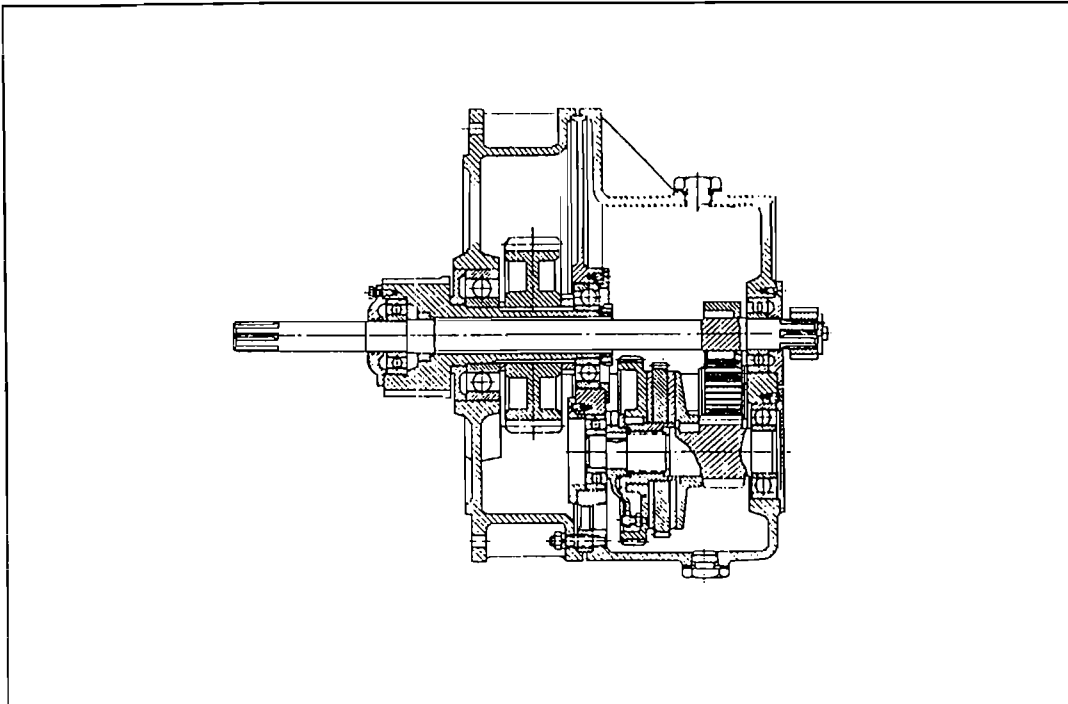
**Gambar 1.2. Rem sepatu**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 146 )

## Rem Cakera

Rem cakera adalah rem dengan cakera dari baja yang dijepit oleh lapisan rem pada kedua sisi pada waktu pengereman ( Gambar 1.3 )

Keuntungan rem cakera adalah mudah dikendalikan, pengereman yang stabil dan radiasi panas yang baik.

Kelemahan atau kerugian rem cakera adalah : Umur lapisan yang pendek dan ukuran atau diameter cakera yang besar sehingga kurang efisien.



**Gambar 1.3. Rem cakera**

( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 209 )

#### **1.3.3.5. Tali baja dan pengikatan**

##### **Tali Baja ( Steel Wire Rope )**

Tali Baja ( *Steel wire rope* ) digunakan secara luas pada mesin-mesin pengangkat sebagai alat pengangkat karena mempunyai keunggulan dibandingkan rantai, tali baja mempunyai keunggulan sebagai berikut : ringan ; lebih tahan terhadap sentakan; operasi yang tenang walaupun pada kecepatan operasi tinggi; keandalan operasi yang lebih tinggi;

Tali baja terbuat dari kawat baja, yang dalam proses pembuatannya kawat baja diberi perlakuan panas tertentu dan digabung dengan penarikan dingin, sehingga menghasilkan sifat mekanis kawat baja yang tinggi, tali baja dibuat dengan mesin khusus, pertama-tama kawat dililitkan menjadi untaian dan kemudian dianyam lagi menjadi bulat. kedua proses berlangsung secara

bersamaan untaian dililitkan pada inti yang terbuat dari rami, asbes atau kawat baja yang lunak. Inti asbes dan kawat baja digunakan untuk tali yang beroperasi pada suhu yang tinggi akan tetapi inti kawat akan mengurangi keflexibelan tali dan biasanya hanya digunakan untuk tali yang mengalami gaya yang tinggi.

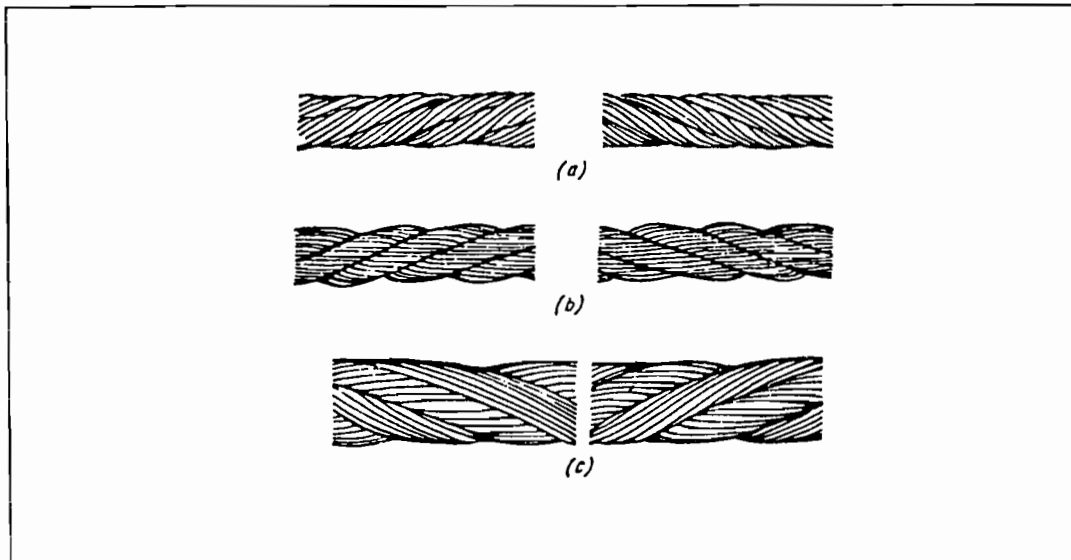
Tali kawat yang berbentuk untaian dikenal sebagai tali berpintal dua, dan sering sekali digunakan untuk mesin pengangkat.

Tali baja dapat dibedakan menjadi beberapa macam, yaitu :

1. Tali baja serba guna.

a. Lapisan serat tali baja :

- Tali pintal silang atau tali biasa ( Gambar 1.4a ) ; Mempunyai penerapan yang paling luas, tali ini dikonstruksi sedemikian rupa sehingga arah anyaman kawat dalam untaian berlawanan dengan arah anyaman untaian pada tali.
- Tali pintal paralel atau jenis lang ( Gambar 1.4b ) ; Tali ini mampu menahan gesekan lebih baik dan lebih flexibel tetapi cenderung untuk terpuntir.
- Tali komposit atau pintal balik ( Gambar 1.4c ) ; Kedua anyaman yang berdekatan dianyam dengan arah yang berlawanan.



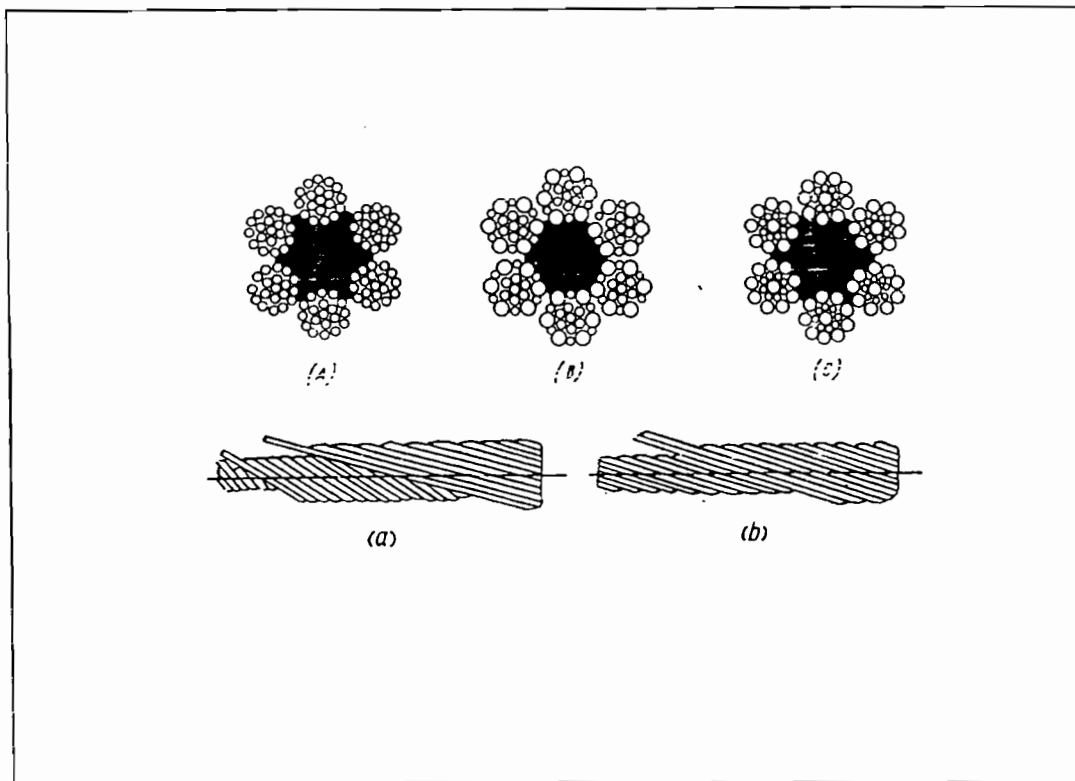
**Gambar 1.4. Lapisan serat tali baja**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 31)

b. Arah lilitan :

- Arah kanan ( Z )
- Arah kiri ( S )

c. Konstruksi tali baja :

- Tali baja konstruksi biasa ( Gambar 1.5a )
- Tali kompon warrington ( Gambar 1.5b )
- Tali kompon seale ( Gambar 1.5c )
- Tali baja anti puntir
- Tali baja dengan untaian yang dipipihkan
- Tali baja dengan anyaman terkunci

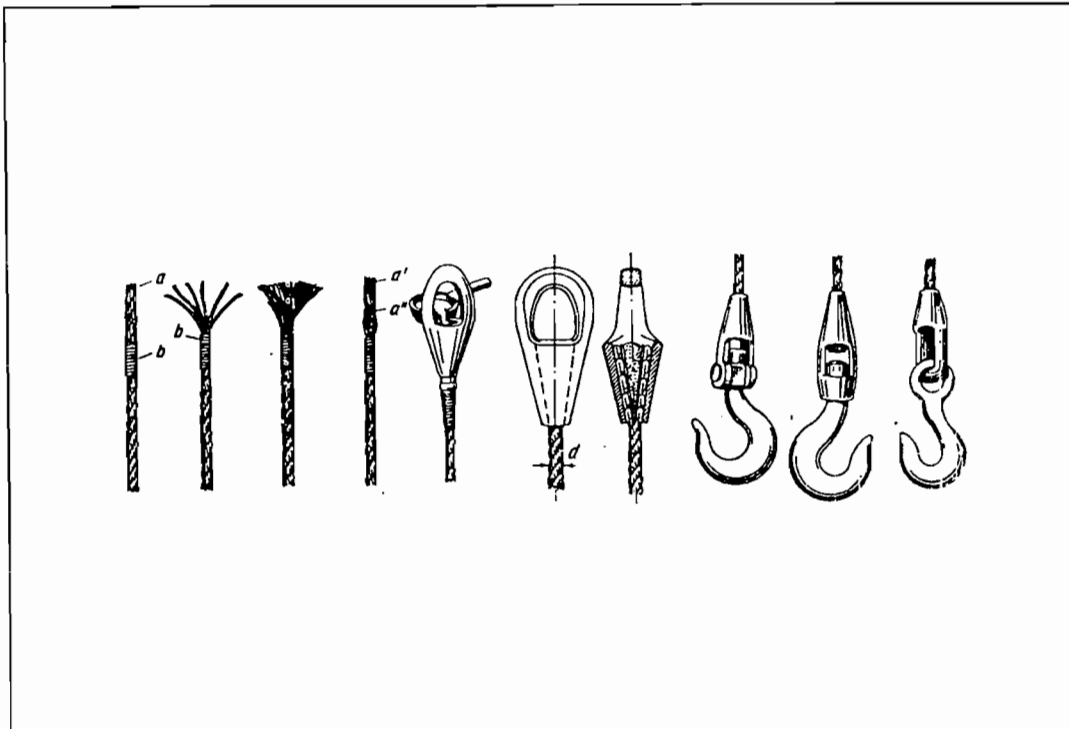


**Gambar 1.5. Konstruksi tali**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 31 )

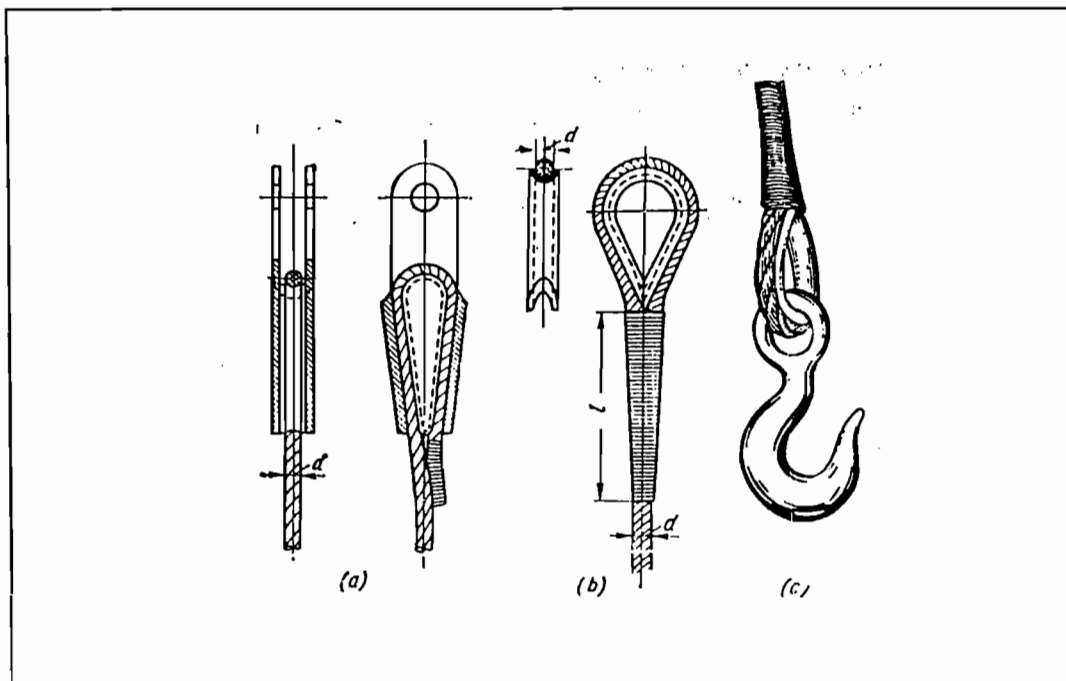
## 2. Pengikatan tali baja

Metode yang digunakan untuk mengikat tali baja kerangka, derek, lengan putar dan bagian lain mekanisme pengangkat adalah sebagai berikut:

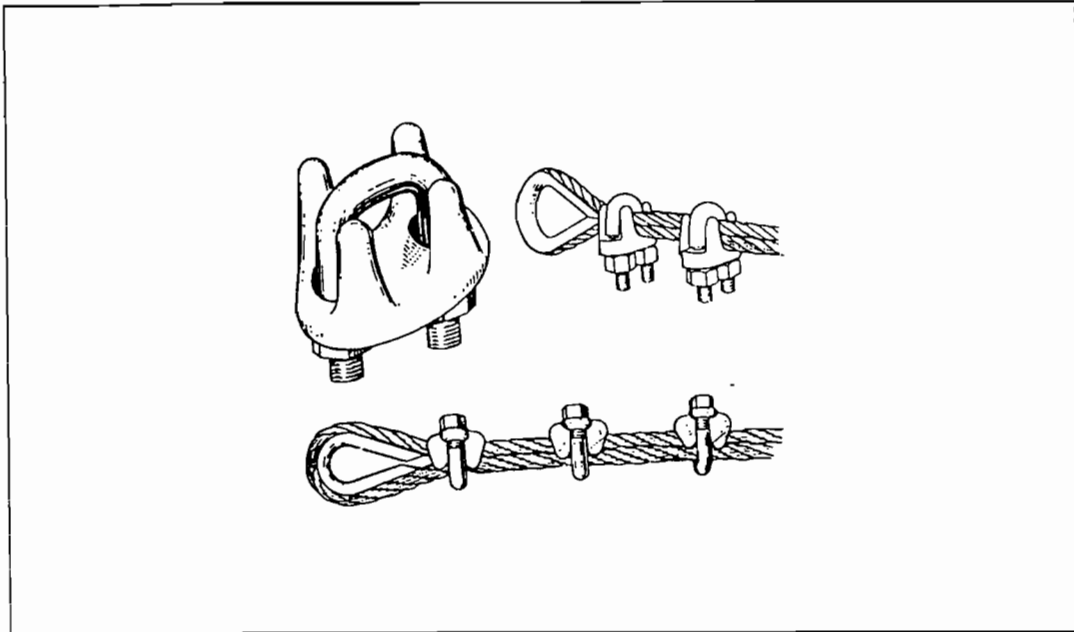
- Soket tali kawat tirus ( Gambar 1.6 )
- Soket Baji ( Gambar 1.7a )
- Mata pengikat ( Gambar 1.7b )
- Bull-dog clip ( Gambar 1.8 )
- Pengikat dengan plat dan baut ( Gambar 1.9 )



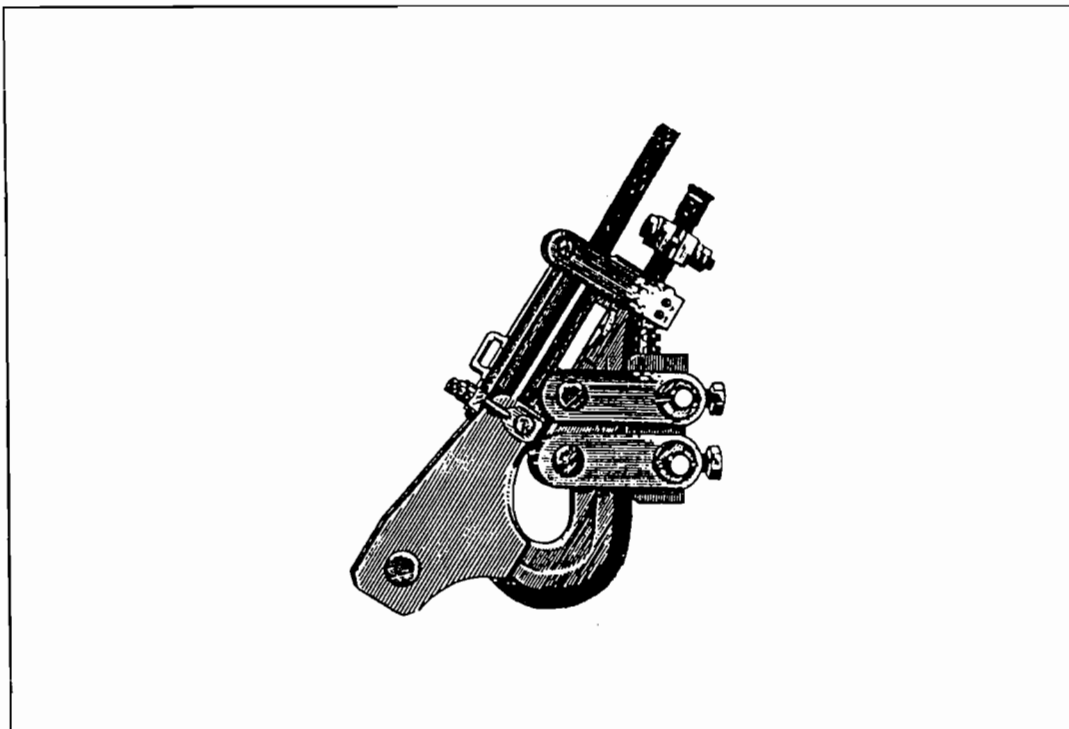
Gambar 1.6. Pengikatan tali kawat dalam socket tirus  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 50 )



Gambar 1.7 Baji socket (a) dan pengikatan dengan alat berlubang (b)(c)  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 53 )



**Gambar 1.8. Klem bull dog**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 53 )



**Gambar 1.9. Tali alat berlubang dengan plat dan sekrup**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 53 )



### 1.3.3.6. Puli dan Sistem puli

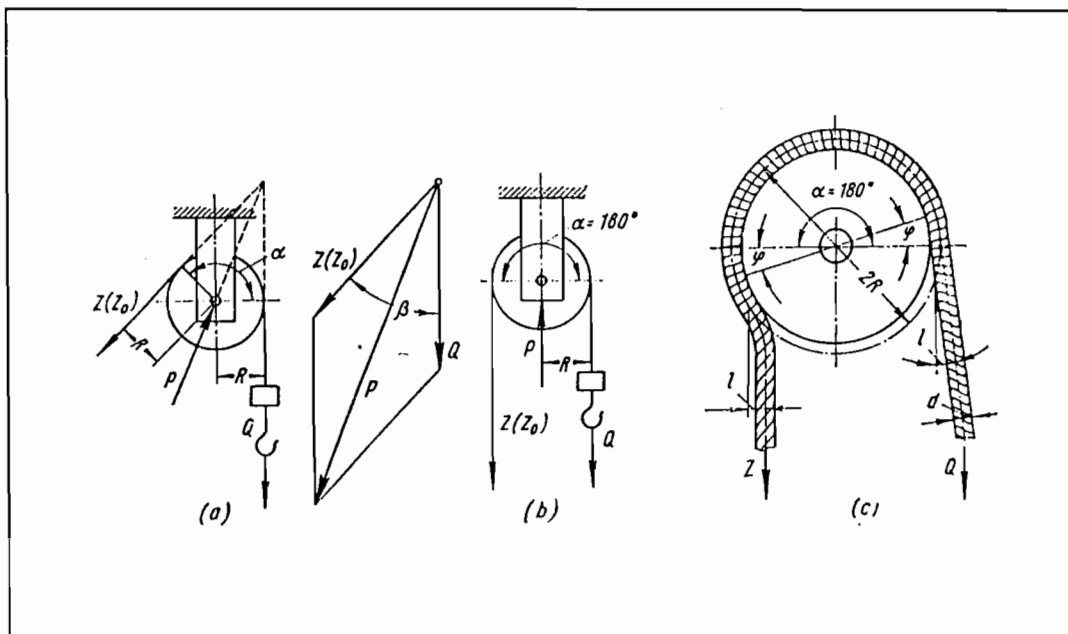
#### Puli ( Sheave )

Puli dibuat dengan dengan desain tetap dan bebas. puli dengan as tetap yang disebut juga puli penuntun karena berfungsi untuk mengubah arah peralatan pengangkat.

Puli dapat dibedakan menjadi :

#### 1. Puli tetap ( *Fixed pulley* ) ( Gambar 1.10a dan 1.10b )

puli tetap terdiri dari sebuah cakera dan seutas tali atau rantai yang dilingkarkan pada alur ( *Groove* ) dibagian atasnya yang salah satu ujungnya digantungi beban sedang ujung yang lain ditahan atau ditarik kebawah sehingga dengan demikian beban terangkat keatas.



**Gambar 1.10. Puli tetap**  
 ( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 58 )

## 2. Puli bebas ( Movable pulley )

Puli ini mempunyai gandar yang bergerak yang dibebani dengan muatan atau gaya ( usaha ).

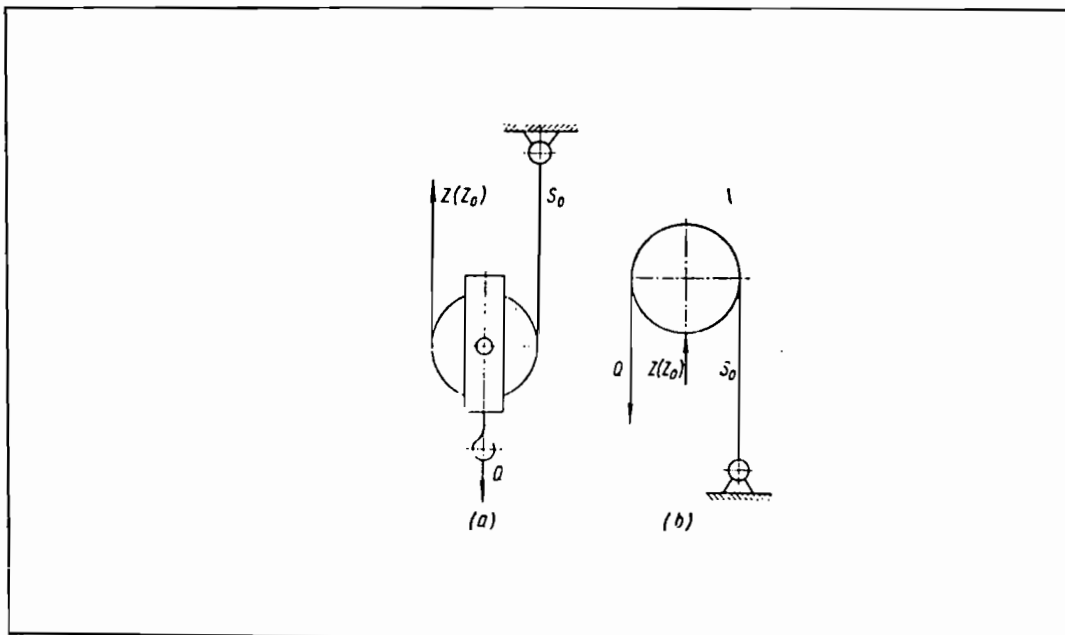
Untuk puli bebas dibedakan lagi menjadi dua sistem,yaitu ;

- Puli untuk bati gaya ( Gambar 1.11a )

Sistem ini lebih banyak dipakai pada pesawat pesawat pengangkat.jarak yang ditempuh oleh titik pada tali tempat usaha dikenakan setara dengan dua kali tinggi jarak beban yang diangkat.

- Puli untuk bati kecepatan ( Gambar 1.11b )

sistem ini hanya dipakai pada pengangkatan secara hidrolis dan pneumatik. Jarak yang ditempuh oleh titik tempat gaya dikenakan sama panjang dengan setengah dari tinggi angkat beban.



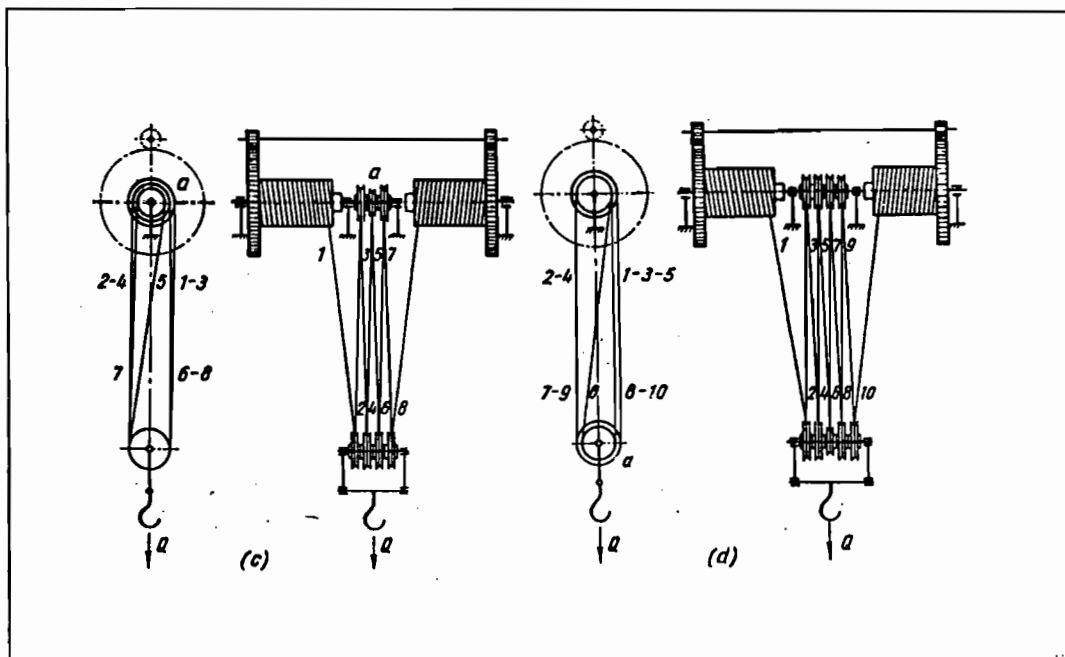
**Gambar 1.11. Puli bebas**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 60 )

### Sistem puli

Suatu sistem puli adalah gabungan beberapa puli bebas dan puli tetap atau puli-rantai, ada sistem puli untuk bati gaya dan ada sistem puli untuk bati kecepatan.

Sistem puli majemuk ( Gambar 1.12 ) digunakan untuk mengatasi kekurangan pada pengangkatan beban dari ujung tali dengan menggunakan puli sederhana. Keunggulan dari puli majemuk adalah sebagai berikut :

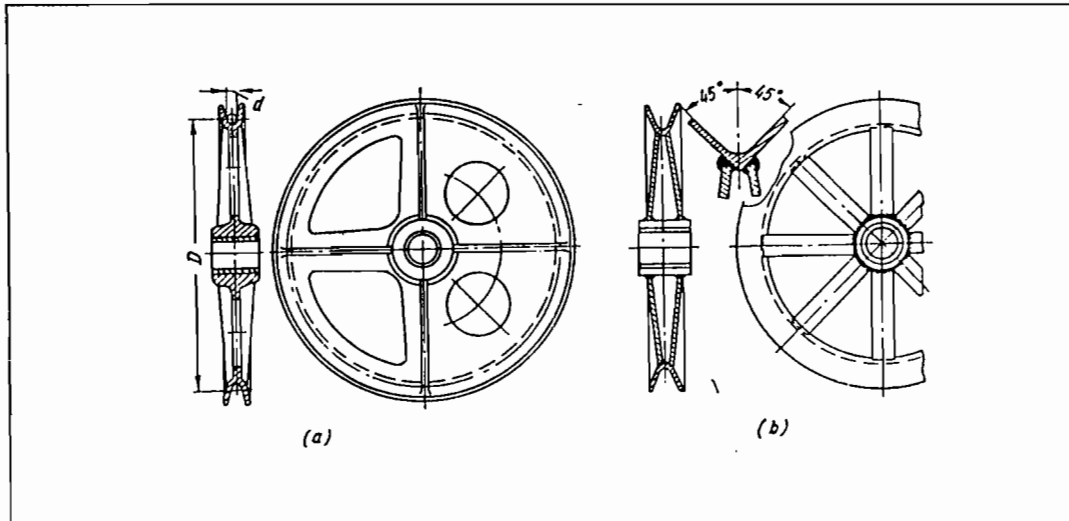
- Akan lebih stabil untuk menaikkan beban pada arah vertikal.
- Muatan yang dibawa atau diangkat dua kali lebih banyak dibandingkan sistem puli sederhana.
- Mengurangi beban yang bekerja pada tali sehingga dimungkinkan menggunakan tali yang lebih kecil .hal ini mengurangi dimensi dan bobot mekanisme secara keseluruhan.



**Gambar .1.12. Sistem puli majemuk**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 65 )

### Roda puli tali

Roda puli tali ( Gambar 1.13 ) dapat berupa desain tetap, bergerak dan kompensasi. biasanya roda puli ini terbuat dari coran ( *Besi kelabu atau baja* ) atau lasan. diameter roda puli tergantung diameter kawat yang dipergunakan.

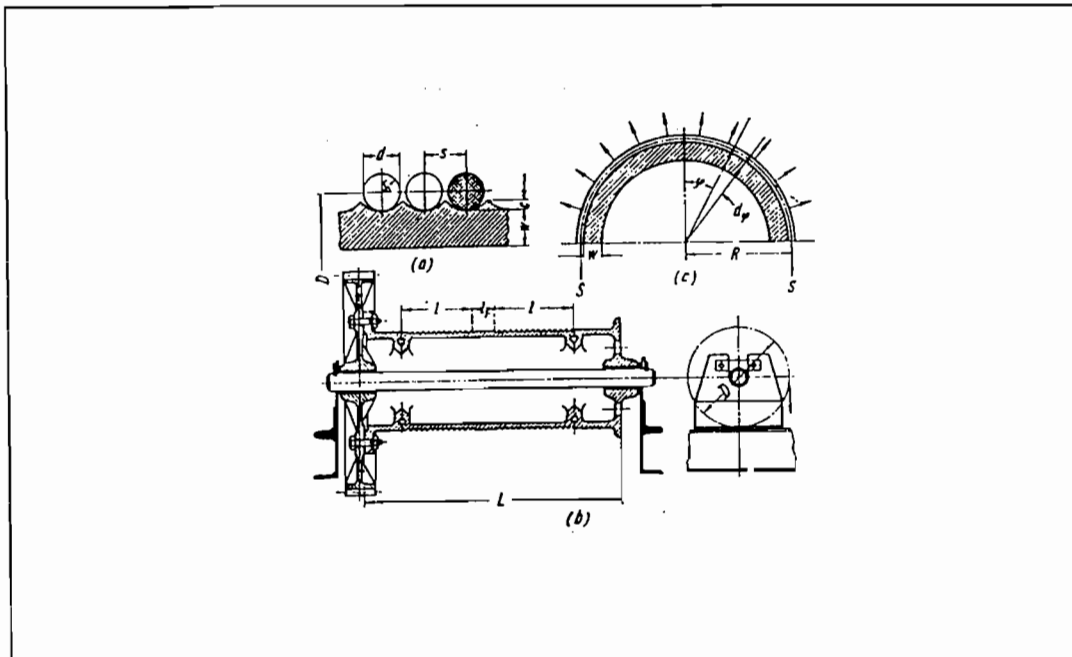


**Gambar 1.13. Roda puli tali**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 72 )

### Drum tali

Drum tali dipergunakan untuk penggulungan tali saat beban terangkat penuh. Drum untuk tali kawat baja terbuat dari besi cor, kadang-kadang terbuat dari besi tuang atau konstruksi lasan. besarnya diameter drum tergantung dari diameter tali yang dipergunakan.

Untuk drum penggerak daya, drum harus selalu dilengkapi dengan alur heliks sehingga tali akan tergulung secara seragam dan keausannya berkurang ( Gambar 1.14a ) jari-jari alur heliks harus dipilih tidak menyebabkan kemacetan tali. drum yang hanya menggulung satu tali mempunyai satu arah heliks kekanan, sedangkan drum yang didesain untuk dua tali ( Gambar 1.14b ) diberi dua arah heliks kekanan dan kekiri.

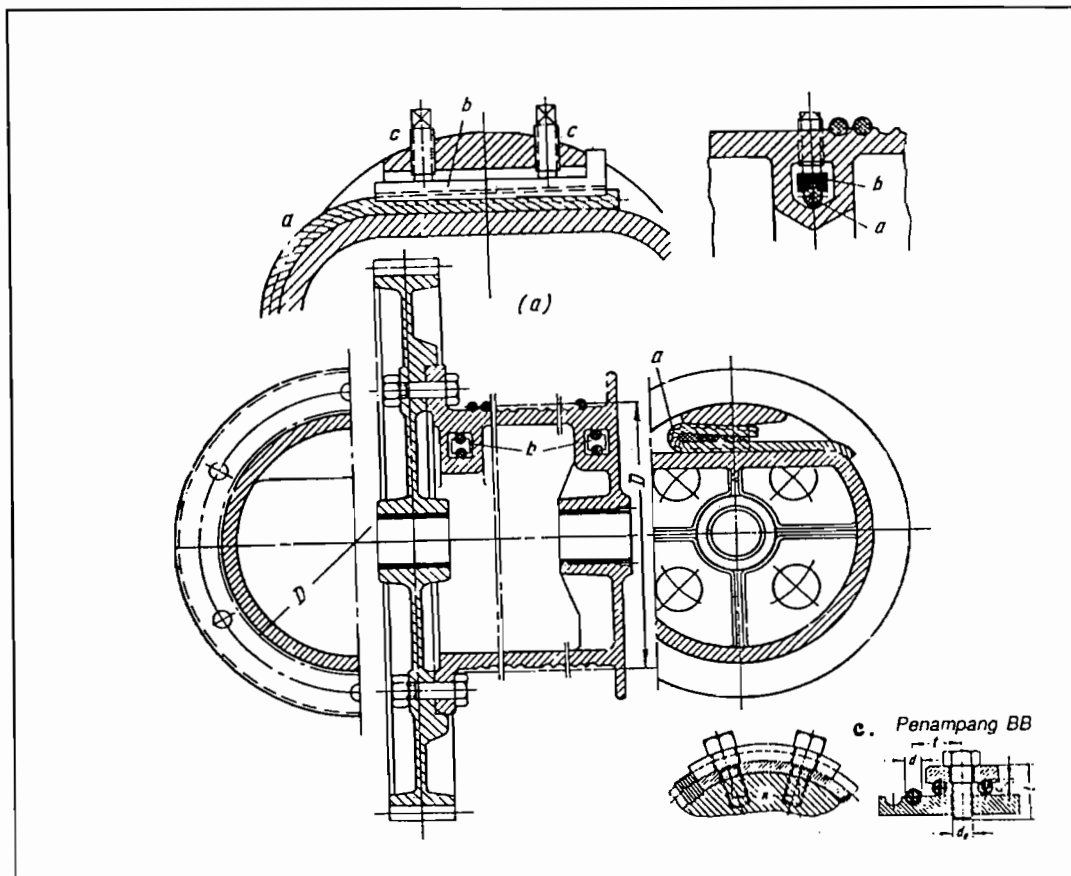


**Gambar 1.14. Halaman heliks pada gandar tali**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 73 )

### **Pengikatan tali pada drum penggulung**

Pengikatan tali pada drum penggulung dapat dilakukan dengan beberapa macam, yaitu :

1. Pengikatan dengan menggunakan skrup pengencang.( Gambar 1.15a )
2. Pengencangan dengan pasak baji.( Gambar 1.15b )
3. Pengikatan dengan pelat pengikat menurut standar soviet.( Gambar 1.15c )



**Gambar 1.15. Pengikatan tali baja pada drum**  
( Sumber : N.Rudenko, "Mesin Pengangkat" Hal. 76 )

### 1.3.3.7. Peralatan pemegang beban

Untuk penanganan berbagai bentuk muatan, maka diperlukan peralatan tambahan untuk menangani pemuatan tersebut. pemilihan penanganan atau pemegang disesuaikan dengan bentuk sifat dan ukuran muatan.

Untuk pemegang peti kemas dipakai cengkeram khusus yang disebut spreader, cengkeram khusus ini harus mempunyai syarat khusus, yaitu : Sesuai dengan bentuk dan sifat muatan ; Mencengkeram dan melepas muatan dengan cepat; Mempunyai kekuatan dan keandalan yang memadai; Memenuhi syarat keamanan; Tidak merusak muatan; Mudah dalam pengoperasian; Mempunyai bobot yang relatif ringan.

### **Spreader**

Spreader adalah alat untuk menjepit atau mengunci peti kemas agar pada saat diangkat atau diturunkan peti kemas tidak mudah lepas. panjang sperader dapat diatur 20-40 ft sesuai dengan ukuran dari peti kemas yang diangkat. Mekanisme pemanjangan dan pemendekan spreader ini dilakukan dengan sistem hidrolik oleh operator.

### **Twislock**

Hook atau kait yang digunakan adalah twislock dengan kait ganda (*Double Hook*) yang berfungsi sebagai kait pengunci antara spreader dengan peti kemas. pada saat spreader ditempelkan pada peti kemas dan twislock telah masuk pada lobang kait pada peti kemas maka didorong batang hidrolik, twislock akan berputar 90° dalam waktu 1,5 detik. Twislock yang digunakan ada empat buah dipasang pada keempat sudut spreader.

### **Head block**

Head block adalah konstruksi rangka yang berfungsi sebagai sambungan antara spreader dengan kabel pengangkat atau sebagai tempat kedudukan puli.



#### **1.3.3.8. Rangka batang**

Untuk rangka batang pemilihannya disesuaikan dengan jenis crane dan jenis beban yang akan diangkat.

#### **1.3.3.9. Kabin**

Kabin merupakan pusat operasi dari crane pengangkat peti kemas sekaligus sebagai tempat operator. Untuk memudahkan pengoperasian crane maka kabin diletakkan pada troli sehingga kabin akan ikut bergerak bersama dengan troli pada saat troli bergerak sehingga operator mudah untuk mengontrol dari atas.



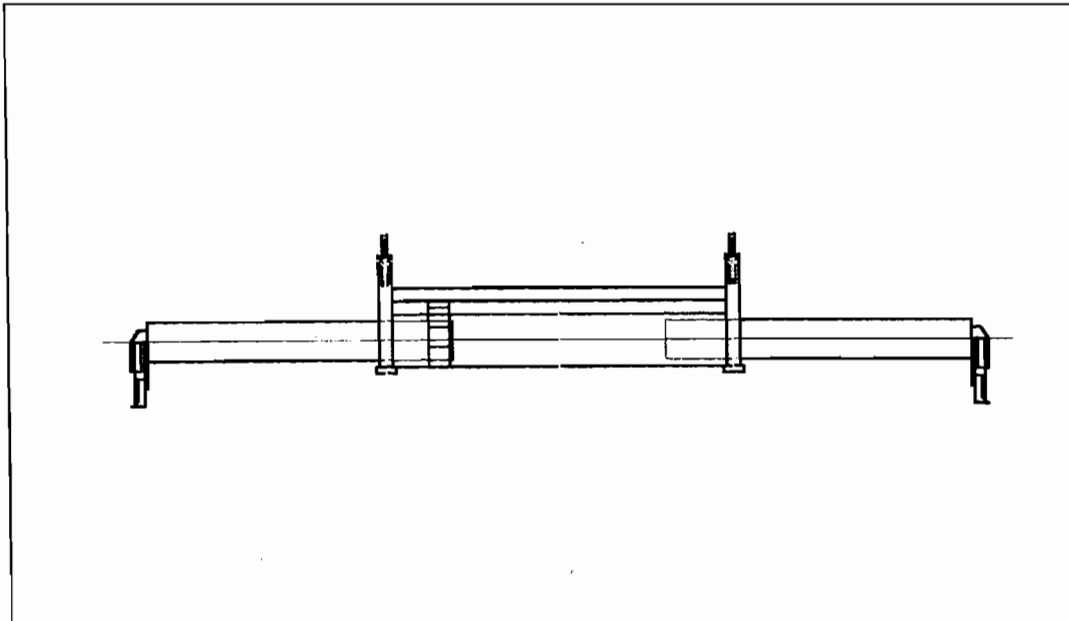
## BAB II

### PERANCANGAN GERAK PENGANGKATAN ( HOISTING )

#### 2.1. Perancangan komponen pengangkat.

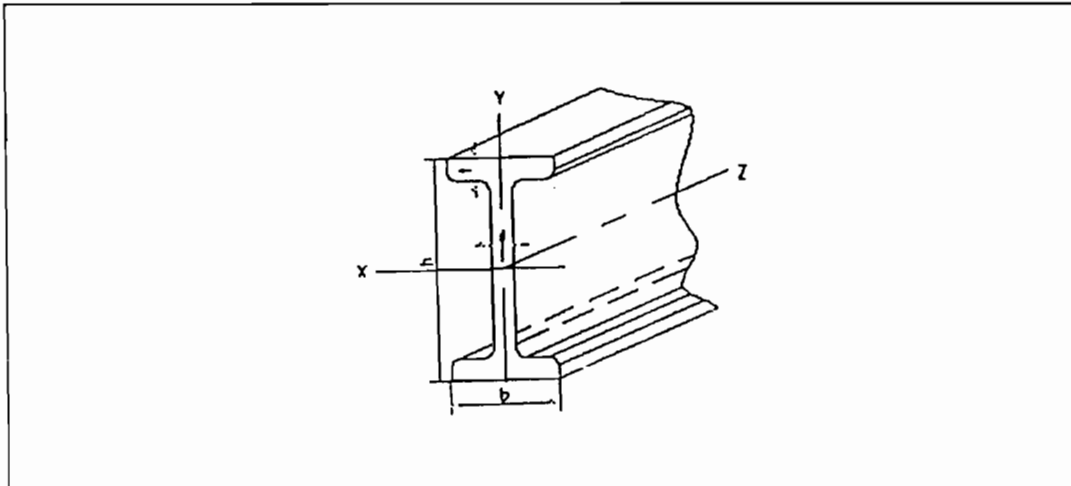
##### 2.1.1. Perhitungan Spreader.

Spreader adalah alat untuk menjepit atau mengunci peti kemas agar pada saat diangkat atau diturunkan peti kemas tidak mudah lepas, bentuk Spreader dapat dilihat pada gambar 2.1 berikut :



Gambar 2.1. Spreader.

Sebagai langkah awal akan dihitung kekuatan batang rangka spreader yang akan dirancang, yaitu dengan menggunakan profil I, gambarnya ditunjukkan dibawah ini.



**Gambar 2.2. Profil Rangka Spreader**  
( Sumber : Baztran Z.lambri"Daftar konstruksi baja" )

Dari Tabel 2.1 di pakai dimensi profil baja I adalah sebagai berikut :

Tinggi profil ( h )	= 600 mm
Panjang ( L )	= 5398 mm
Lebar profil ( b )	= 215 mm
Tebal ( t )	= 32 mm
Momen inersia profil ( I <sub>x</sub> )	= 139000 cm <sup>4</sup>
Momen tahanan ( W <sub>x</sub> )	= 4630 cm <sup>3</sup>
Berat profil ( Q <sub>x</sub> )	= 199 kg/m
Bahan profil	= Baja B <sub>j</sub> 34 dengan, ( $\sigma_a$ ) : 1400 kg/cm <sup>2</sup>

Diketahui :

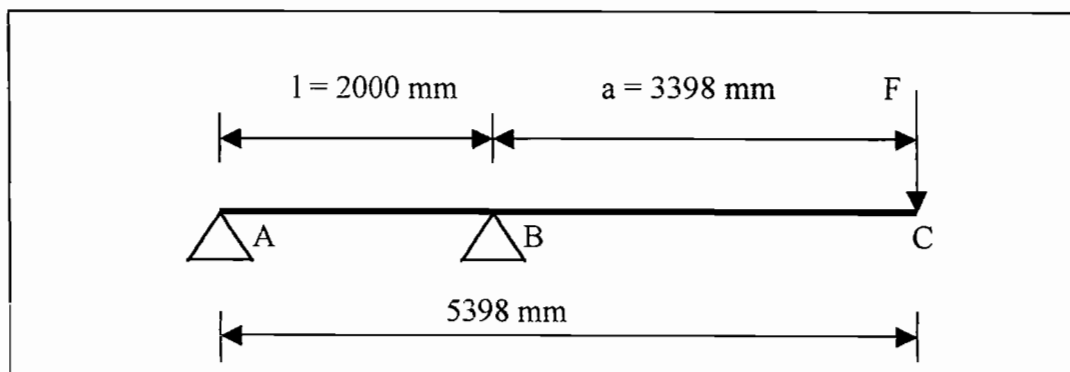
Beban yang diangkat/ berat beban ( W ) = 40 Ton = 40000 kg

Angka keamanan ( fc ) = 1,5

Maka, Berat total ( W ) =  $40000 \times 1,5$   
 = 60000 kg

Karena terdapat empat buah batang Spreader maka beban yang ditanggung tiap batang adalah ( F ) = 15000 kg.

Gambar gaya reaksi yang terjadi pada batang spreader yaitu :



**Gambar 2.3. Skema Pembebanan pada batang spreader**

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{-F \cdot a}{l} \\ &= \frac{-15000 \times 3398}{2000} \\ &= -25485 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{F}{l} \times (l + a) \\ &= \frac{15000}{2000} \times 5398 \\ &= 40485 \text{ kg} \end{aligned}$$

Defleksi Maksimum yang terjadi adalah (  $y_c$  ) :

$$y_c = y_{\max} = \frac{-F \cdot a^2}{3EI} \times (1 + a)$$

Dengan : Modulus Elastisitas bahan baja =  $2 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$

$$\text{Momen Inersia ( I )} = 1,39 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$\begin{aligned} \text{Maka : } y_{\max} &= \frac{-15000 \times 3398^2 \times (5398)}{3(2 \cdot 10^4) \times (1,39 \cdot 10^9)} \\ &= -11,20 \times 10^{-3} \text{ mm} \\ &= 11,20 \times 10^{-3} \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga lenturan yang terjadi pada batang spreader per meter adalah :

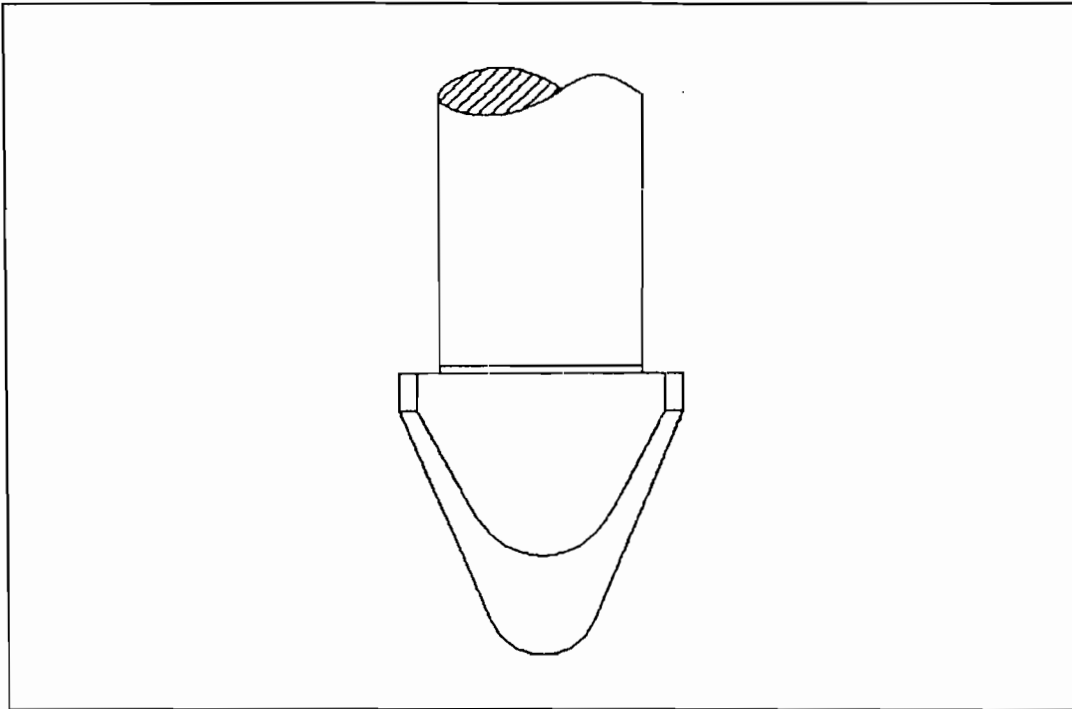
$$\begin{aligned} Y/\text{meter} &= 11,20 \times 10^{-3} \times \frac{1000}{5398} \\ &= 2,07 \times 10^{-3} \text{ mm/m} \end{aligned}$$

Karena defleksi yang terjadi masih lebih kecil dari defleksi maksimal yang disyaratkan ( 0,3-0,35 mm/m ), maka perancangan batang spreader aman

### 2.1.2. Perancangan Twislock.

Hook atau kait yang digunakan dalam pengangkatan adalah twislock dengan kait ganda ( *Double hook* ) yang berfungsi sebagai kait pengunci antara spreader dengan peti kemas.

Pada saat spreader ditempelkan pada peti kemas dan twislock telah masuk pada lubang kait pada peti kemas maka dengan didorong batang hidrolis twislock akan berputar  $90^\circ$  dalam waktu 1,5 detik. Twislock yang digunakan berjumlah empat buah yang dipasang pada keempat sudut spreader dan untuk lebih jelasnya bentuk dari twislock dapat dilihat pada Gambar. 2.2.



**Gambar 2.4. Twislock.**

Proses perhitungan dari twislock adalah sebagai berikut :

Besar beban yang diangkat oleh satu twislock adalah :

$$Q_t = Q_1 = 15000 \text{ kg}$$

Tegangan tarik ( $\sigma_t$ ) yang terjadi :

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot q_1}{\pi \cdot d_1^2} \dots\dots\dots^1$$

Dimana,  $d_1 = 42 \text{ mm}$

Maka :

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{4 \times 15000}{3,14 \times 42^2} \\ &= 10,83 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

<sup>1</sup> N.R. denko "Mesin Pengangkat" Penerbit Erlangga Jakarta 1994 hal. 86.

Tegangan tarik karena sentakan ( $\sigma_{ts}$ ) adalah :

$$\begin{aligned}\sigma_{ts} &= \sigma_t \times 20\% \\ &= 10,83 \times 20\% \\ &= 2,16 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Bahan yang digunakan adalah SNC 22 dengan kekuatan tarik  $\sigma_b = 85 \text{ kg/mm}^2$ , dari (Tabel. 2.2).

Tegangan tarik yang diizinkan :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_B}{K} \dots\dots\dots^2$$

Dengan :  $K = 5,5$  (Faktor keamanan), lihat Tabel 2.4.

Maka :

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{85}{5,5} \\ &= 15,45 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan maksimum yang terjadi ( $\sigma_{max}$ ) adalah :

$$\begin{aligned}(\sigma_{max}) &= \sigma_t + \sigma_{ts} \\ &= 10,83 + 2,16 \\ &= 12,99 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Perancangan twislock dinyatakan aman karena tegangan tarik maksimal yang terjadi lebih kecil dari tegangan tarik yang diizinkan yaitu ( $\sigma_{max} < \sigma_a$ ).

---

<sup>2</sup> Ibid hal 39

Tinggi ulir batang twislock ( H ) adalah :

$$H = \frac{4 \times Q t \times t}{\pi \times (d_1 \times d_2) \times P} \dots\dots\dots^3$$

Dengan :

P = Tegangan tekan aman ( untuk baja dengan baja ) = 300 –350 kg/cm<sup>2</sup>

Diambil nilai P = 300 kg/cm<sup>2</sup>

t = Kisar ulir = 0,5 cm

d<sub>1</sub> = Diameter luar ulir batang twislock = 5,4 cm

d<sub>o</sub> = Diameter dalam ulir batang twislock = 4,2 cm

Q<sub>1</sub> = Beban untuk setiap twislock = 15000 kg

Maka :

$$H = \frac{4 \times 15000 \times 0,5}{\pi \times (5,4^2 \times 4,2^2) \times 300}$$

$$= 2,76 \text{ cm}$$

Sehingga tinggi mur kait yang dipakai adalah 3,0 cm

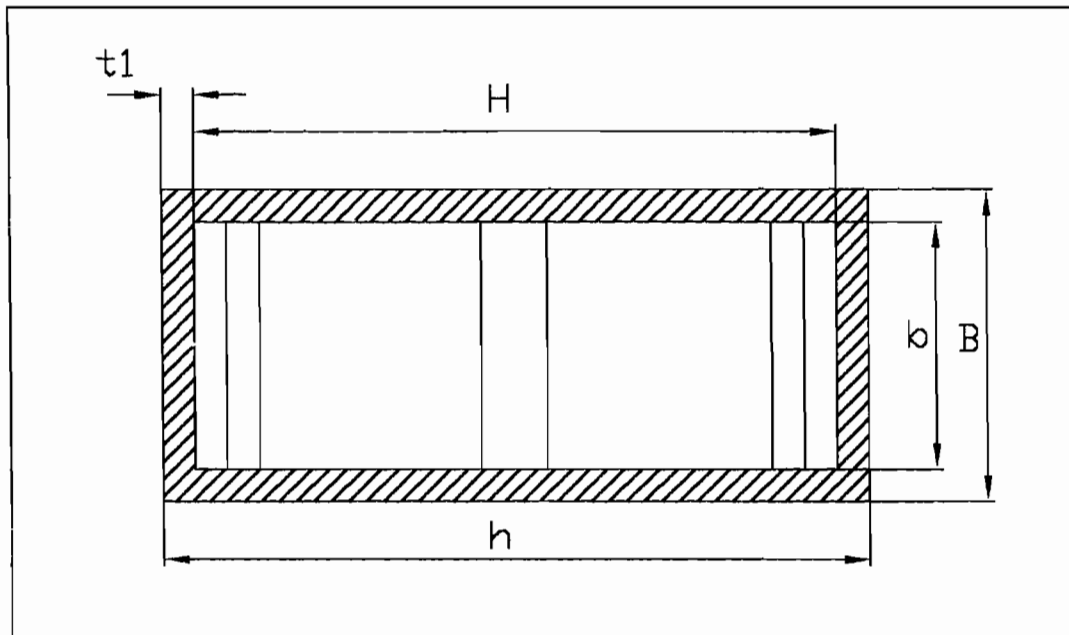
---

<sup>3</sup> Ibid hal. 86

### 2.1.3. Perancangan Head Block.

Headblock adalah konstruksi rangka yang berfungsi sebagai sambungan antara spreader dengan kabel pengangkat atau sebagai tempat kedudukan puli.

Kerangka headblock direncanakan sebagai berikut :



**Gambar 2.5. Profil Head Block**

Dengan :

Panjang bagian luar ( $H$ )	= 540 cm
Panjang bagian dalam ( $h$ )	= 536 cm
Lebar bagian luar ( $B$ )	= 150 cm
Lebar bagian dalam ( $b$ )	= 146 cm
Tebal profil untuk panjang ( $t_1$ )	= 20 cm
Tebal profil untuk lebar ( $t_2$ )	= 20 cm



Momen inersia adalah :

$$I = \frac{1}{12} \times (B \times H^3 - b \times h^3) \dots\dots\dots^4$$

$$I = \frac{1}{12} \times (150 \times 540^3 - 146 \times 536^3)$$

$$= 94746970 \text{ cm}^4$$

Momen tahanan profil adalah :

$$W = \frac{I}{Y} = \frac{\frac{1}{12} \times (B \times H^3 - b \times h^3)}{\frac{H}{2}} \dots\dots\dots^5$$

$$= \frac{\frac{1}{12} \times (150 \times 540^3 - 146 \times 536^3)}{\frac{540}{2}}$$

$$= 553,94 \text{ cm}^3$$

Gaya Total ( Qt ) yang diterima oleh profil :

$$Q_t = Q_{\text{beban}} + Q_{\text{spreader}}$$

$$= 40000 + 7000$$

$$= 47000 \text{ kg}$$

Karena headblock dianggap ditumpu pada dua tumpuan maka gaya yang diterima oleh setiap tumpuan :

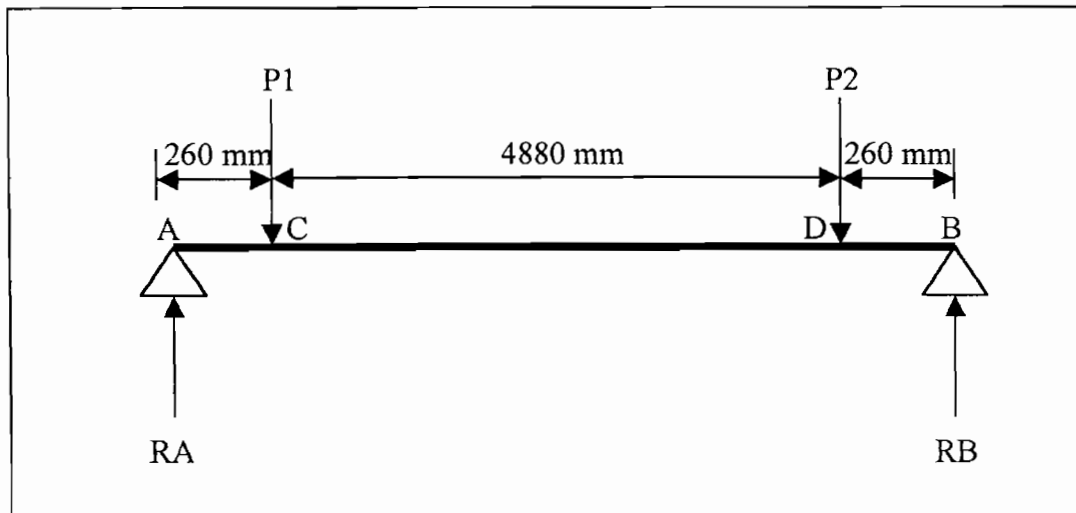
$$P = \frac{Q_{\text{total}}}{2} = \frac{47000}{2} = 23500 \text{ kg}$$

<sup>4</sup> Ir. Sunggono K.H. "Teknik Sipil" Penerbit Nova Jakarta, Hal 115

<sup>5</sup> Ibid hal. 115

Perhitungan gaya reaksi pada profil :

Gambar Skema pembebanan pada profil adalah :



**Gambar 2.6. Skema Pembebanan Profil Head Block.**

Maka reaksi yang terjadi pada tumpuan A dan B adalah :

$$\sum MB = 0$$

$$RA = RB = \frac{(23500 \times 5140) + (23500 \times 260)}{5400}$$

$$= 23500 \text{ kg}$$

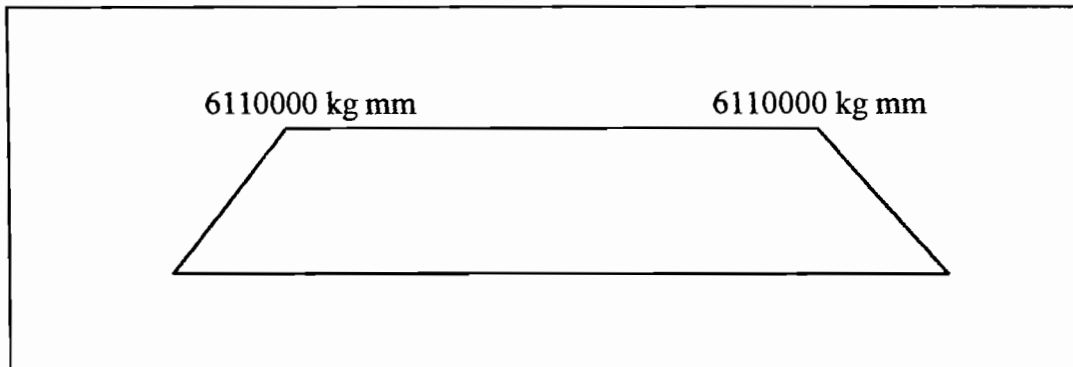
Momen lengkung yang terjadi pada profil :

$$MA = MB = 0$$

$$MC = MD = 23500 \times 260$$

$$= 6110000 \text{ kg mm}$$

Gambar diagram momen lengkungnya :



**Gambar 2.7. Diagram Momen Lengkung Profil Head Block.**

Perhitungan tegangan tarik ( $\sigma$ ) yang terjadi pada profil :

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{M_{\max}}{W} \\ &= \frac{611000}{553,94} \\ &= 1103 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

Bahan yang digunakan untuk profil adalah baja konstruksi Bj 34 dengan tegangan yang diizinkan ( $\sigma_{\text{ijin}}$ ) = 1400 kg/cm<sup>2</sup>. karena tegangan yang terjadi pada profil lebih kecil dari tegangan yang diizinkan ( $\sigma < \sigma_{\text{ijin}}$  atau 1103 kg/cm<sup>2</sup> < 1400 kg/cm<sup>2</sup>), berarti perancangan konstruksi headblock aman.

#### 2.1.4. Kabel ( Tali Baja ).

Jenis tali yang dipilih untuk crane peti kemas dalam perancangan ini adalah jenis tali baja, dengan konstruksi tali  $6 \times 37 = 222 + 1$  fibre core dengan posisi sejajar, dipilih tali baja karena mempunyai beberapa alasan, yaitu :

1. Dapat digunakan dilingkungan terbuka ( tidak peka terhadap pengaruh luar, misalnya pengaruh debu atau cuaca ).
2. Lebih aman karena seandainya tali akan putus atau rusak maka bagian luar yang akan putus terlebih dahulu, sehingga dapat terlihat apabila tali baja akan putus.

Alasan dipilihnya tali baja dengan posisi sejajar, adalah karena beban yang di tahan kawat merata, sehingga kabel lebih aman.

##### 2.1.4.1. Perhitungan beban yang diangkat.

Beban yang diangkat / berat beban ( W ) = 40 Ton = 40000 kg

Angka keamanan ( fc ) = 1,5

Maka,  $W_t = 40000 \times 1,5$

$$= 60000 \text{ kg}$$

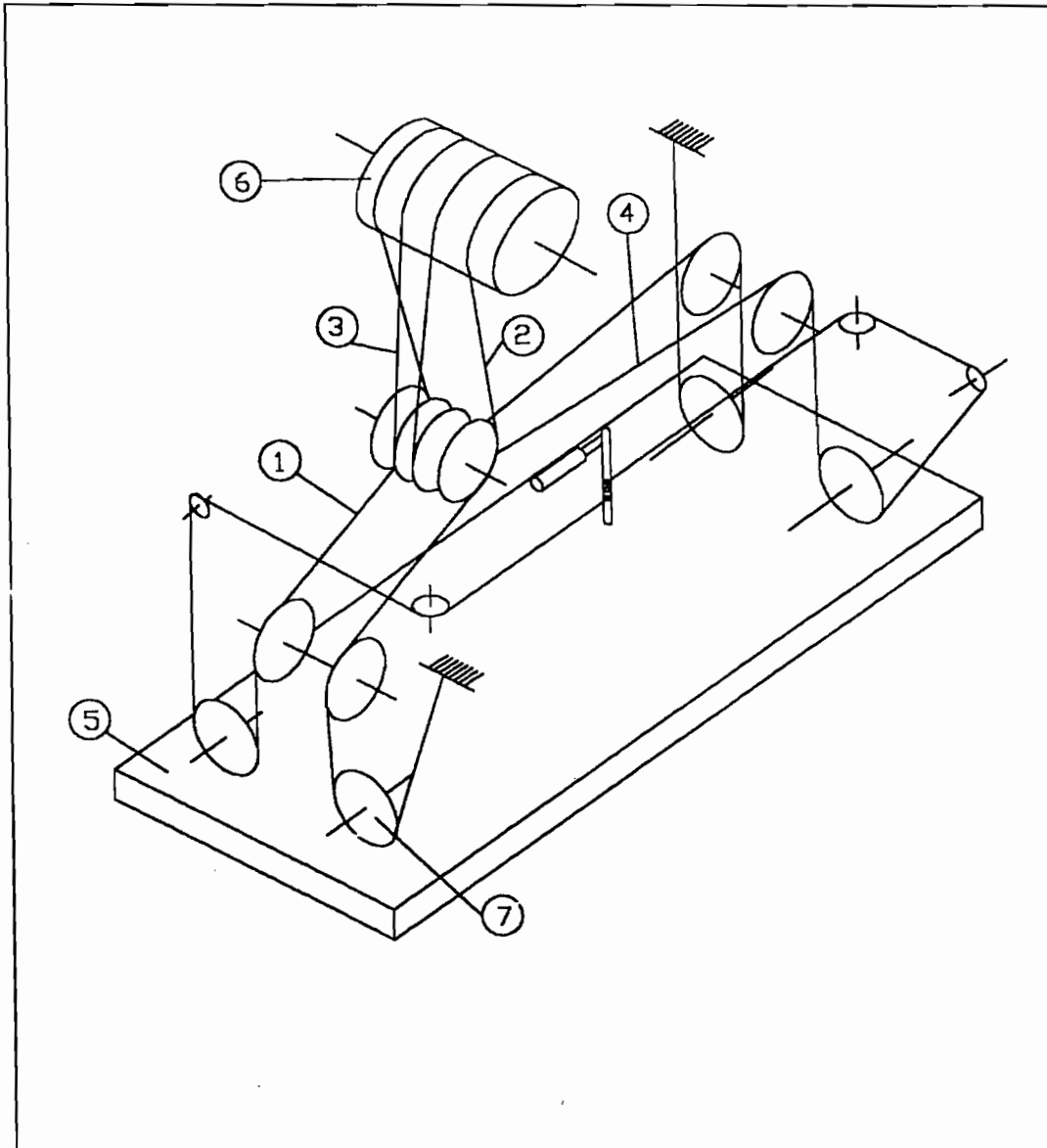
Beban tadi diangkat dengan menggunakan empat buah tali, dan menggunakan satu tali sebagai penggerak.maka beban yang ditanggung tiap tali ( B ), adalah :

$$B = \frac{W_t}{n}$$

Dengan :  $W_t$  = Bobot total

$n$  = Jumlah tali

$$\text{Sehingga : } B = \frac{60000}{4} = 15000 \text{ kg}$$



**Gambar 2.8. Skema Sistem Tali dan Puli.**

**Keterangan Gambar :**

- 1 = Tali baja 1
- 2 = Tali baja 2
- 3 = Tali baja 3
- 4 = Tali baja 4
- 5 = Headblock
- 6 = Drum tali
- 7 = Puli tali

### 2.1.4.2. Perhitungan Dimensi dan Kekuatan Tali Baja.

- **Perhitungan Tali Baja 1 :**

Efisiensi ( $\eta$ ) = 0,95

$$\varepsilon = \frac{1}{\eta} = \frac{1}{0,95} = 1,05$$

Maka jumlah puli ( Z ) adalah :

$$Z = n - 1$$

Dengan : n = Jumlah puli tali pengangkat headblock, Maka :

$$Z = 4 - 1$$

$$= 3$$

Besar tarikan pada kabel ( S ) adalah :

$$S_1 = B \varepsilon^Z \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{(Z+1)} - 1} \dots\dots\dots 6$$

$$= 15000 \times 1,05^3 \frac{1,05 - 1}{1,05^{(3+1)} - 1}$$

$$= 4028,74 \text{ kg}$$

Luas penampang minimum kabel baja :

$$F_{(222)} = \frac{S_1}{\frac{\sigma_B}{K} - \frac{d}{D_{\min}} \times 36000} \dots\dots\dots 7$$

<sup>6</sup> Ir. Greg Harjanto, "Pesawat Pengangkat dan Pengangkut" Materi kuliah Jurusan teknik Mesin Universitas Gadjah Mada Yogyakarta 1993, Hal. 10

<sup>7</sup> N.Rudenko "Mesin Pengangkat" Penerbit Erlangga Jakarta 1994 hal. 39

Pada perancangan jumlah lengkungan tali 1 ( N ) = 10 lengkungan.

Dari ( Tabel 2.3 ) untuk 10 lengkungan didapat :

$$\frac{D_{\min}}{d} = 33$$

Dengan :

$$i = 222$$

$$C = \frac{E}{1,5\sqrt{222}} = 36000$$

Sehingga luas penampang minimum kabel :

$$\begin{aligned} F_{(222)} &= \frac{4028,74}{\frac{18000}{6} - \frac{1}{33} \times 36000} \\ &= 2,110 \text{ cm}^2 = 211,0 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Perhitungan diameter kawat (  $\delta$  ) :

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \times F_{(222)}}{\pi \times i}} \dots\dots\dots 8$$

Dengan :  $i = 6 \times 37 = 222$

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \times 211,0}{3,14 \times 222}} = 1,1 \text{ mm}$$

Diameter kabel ( d ) adalah :

$$\begin{aligned} d &= 1,5 \times \delta \times (222)^{1/2} \dots\dots\dots 9 \\ &= 1,5 \times 1,1 \times (222)^{1/2} \\ &= 24,594 \text{ mm} \end{aligned}$$

<sup>8</sup> Ibid Hal. 38

<sup>9</sup> Ibid Hal. 39

Diameter kabel yang dipakai adalah 28 mm

Kekuatan putus tali ( Pmax ):

$$\begin{aligned}
 P_{\max} &= \frac{S \times \sigma_b}{\frac{\sigma_b}{K} - \frac{d}{D_{\min}} \times 36000} \dots\dots\dots^{10} \\
 &= \frac{4028,74 \times 18000}{\frac{18000}{6} - \frac{1}{33} \times 36000} \\
 &= 25633,55 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Tarikan maksimal tali yang diizinkan ( S ) adalah :

$$S = \frac{P_{\max}}{K}$$

Dengan :

K = Faktor keamanan, dari tabel harga minimum faktor K yang diizinkan pada ( Tabel. 2.4 ), untuk crane dengan daya, operasi medium K= 5,5

Maka :

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{25633,55}{5,5} \\
 &= 4660,6 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Dalam hal ini tarikan maksimum pada kabel yang terjadi adalah 4028,74 < 4260,60, jadi pemilihan kabel masih dalam batas aman.

<sup>10</sup> Idid Hal. 40



Untuk perhitungan kabel nomor 2,3 dan 4 urutan perancangannya sama seperti perhitungan kabel nomor 1, sehingga hasilnya ditunjukkan dalam bentuk daftar.

Daftar hasil perhitungan kabel nomor 2, yaitu :

Jumlah belokan	: 8
Dmin/d	: 31
Jumlah puli ( Z )	: 3
Tarikan pada kabel ( S )	: 4028,740 kg
Luas minimum ( $F_{(n)}$ )	: 219,1 mm <sup>2</sup>
Diameter kawat ( $\delta$ )	: 1,120 mm
Diameter kabel ( d )	: 25,060 mm

Daftar hasil perhitungan kabel nomor 3, yaitu :

Jumlah belokan	: 6
Dmin/d	: 28
Jumlah puli ( Z )	: 3
Tarikan pada kabel ( S )	: 4028,740 kg
Luas minimum ( $F_{(n)}$ )	: 235,0 mm <sup>2</sup>
Diameter kawat ( $\delta$ )	: 1,161 mm
Diameter kabel ( d )	: 25,950 mm

Daftar hasil perhitungan kabel nomor 4, yaitu :

Jumlah belokan	: 8
Dmin/d	: 31
Jumlah puli ( Z )	: 3
Tarikan pada kabel ( S )	: 4028,740 kg
Luas minimum ( $F_{(n)}$ )	: 219,1 mm <sup>2</sup>
Diameter kawat ( $\delta$ )	: 1,120 mm
Diameter kabel ( d )	: 25,060 mm

#### 2.1.4.3. Perhitungan umur kabel baja :

Umur kabel baja dipengaruhi oleh beberapa faktor yang menyebabkan keausan dan jumlah lengkungan yang dialami oleh tali.

Sebelum menentukan umur tali terlebih dahulu kita harus mengetahui tegangan tarik sebenarnya pada tali yaitu :

$$\sigma = \frac{S}{F_{(222)}}$$

Dengan :

$\sigma$  = Tegangan tarik sebenarnya pada tali.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{4028,740}{211,0} \\ &= 19,0 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

C = Faktor yang memberi karakteristik konstruksi tali dan kekuatan tarik maksimum bahan kabel. Dari ( Tabel. 2.5 ); C = 0,89

$C_1$  = Faktor yang tergantung pada tali, untuk diameter tali 28 ;  $C_1 = 1,09$   
( Tabel. 2.6 ).

$C_2$  = Faktor yang menentukan faktor produksi dan operasi tambahan yang  
diperhitungkan oleh faktor C dan  $C_1$  didapat harga  $C_2 = 0,9$ ; ( Tabel  
2.7 )

$m$  = Faktor yang tergantung pada jumlah lengkungan dari tali selama  
periode keausannya sampai tali tersebut rusak.<sup>11</sup>

Sehingga didapat :

$$m = \frac{\frac{D_{min}}{d}}{\sigma \times C \times C_1 \times C_2} = \frac{33}{19,0 \times 0,89 \times 1,09 \times 0,9} = 1,7$$

Dari ( Tabel.2.8 ) untuk  $m = 1,7$  jumlah lengkungan yang mengakibatkan  
kerusakan tali  $Z = 280000$

Umur kabel ( N ) diperoleh dengan persamaan berikut :

$$N = \frac{Z}{a \times Z_2 \times \beta \times \varphi} \dots\dots\dots^{12}$$

Dari Tabel ( 2.9 ) diketahui :

$a$  = Jumlah siklus kerja rata-rata per bulan = 3400

$Z_2$  = Jumlah belokan kabel per siklus = 5

$\beta$  = Faktor yang berhubungan dengan kelelahan kabel karena beban angkat  
= 0,3

<sup>11</sup> Ibid Hal. 43

<sup>12</sup> Ibid Hal. 48

$\varphi$  = Perbandingan jumlah belokan dengan jumlah belokan kabel, dimana

$$\text{kabel akan patah} = 2,5$$

Sehingga umur kabel ( N ) didapat :

$$N = \frac{280000}{3400 \times 5 \times 0,3 \times 2,5}$$

$$= 21,9 \text{ Bulan}$$

Dengan umur 21,9 bulan umur kabel dianggap baik.

### 2.1.5. Perencanaan Puli.

Puli digunakan sebagai alat transmisi putaran pada drum yang digerakkan oleh tali baja untuk penurunan dan pengangkatan peti kemas.

#### 2.1.5.1. Dimensi puli.

Diameter minimum puli atau sheave ( Ds ), yaitu :

$$D_s \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d \dots\dots\dots^{13}$$

Dengan :

$e_1$  = Faktor yang tergantung alat penarik dan kondisi operasinya, = 30 ;

lihat Tabel ( 2.5 ).

$e_2$  = Faktor yang tergantung konstruksi talu, = 0,9; ( Tabel. 2.10 )

$d$  = Diameter kabel yang dipilih atau digunakan = 28 mm

Maka didapat :

$$D_s \geq 30 \times 0,9 \times 28$$

$$D_s \geq 756 \text{ mm}$$

---

<sup>13</sup> Ibid Hal. 41

Diameter yang dipilih adalah :

Diameter drum (  $D_d$  ) = 800 mm

Diameter sheave (  $D_s$  ) = 760 mm

Sehingga dari Tabel ( 2.11 ) didapat data roda puli yang dipakai untuk tali kawat baja adalah sebagai berikut :

$a = 80$  mm

$k = 20$  mm

$r_2 = 7$  mm

$b = 60$  mm

$r = 17$

$r_3 = 25$  mm

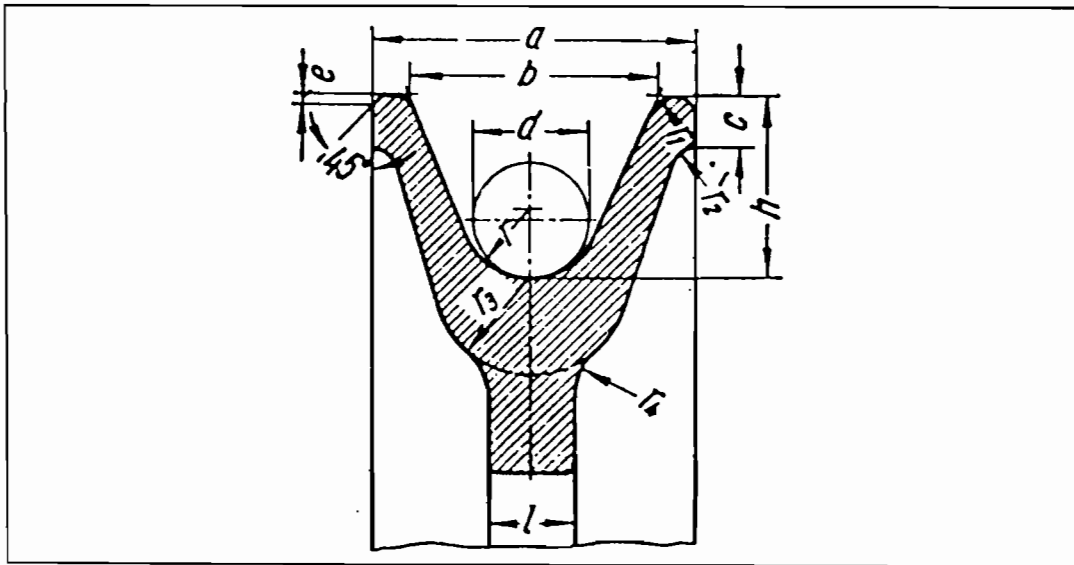
$c = 12$  mm

$r_1 = 6$  mm

$r_4 = 15$  mm

$e = 2$

$h = 45$  mm

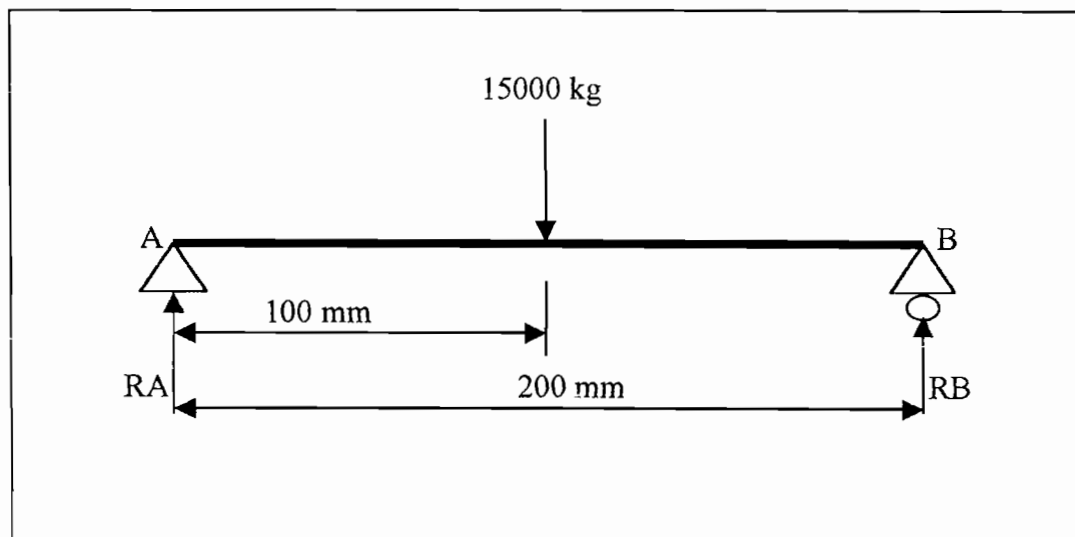


**Gambar 2.9. Roda Puli Tali.**  
( Sumber : N. Rudenko "Mesin Pengangkat" Hal 71 )

### 2.1.5.2. Poros Puli.

Poros yang digunakan adalah untuk mendukung puli adalah poros yang hanya dapat menerima beban lentur atau beban lengkung saja akibat gaya tarikan oleh tali yang bekerja pada puli.

Poros pada puli ditopang oleh dua buah bantalan gelinding. skema poros puli dan gaya-gaya yang bekerja pada poros ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



**Gambar 2.10. Diagram pembebanan poros puli.**

Panjang poros rencana adalah 200 mm

$$R_A = \frac{15000 \times 100}{200} = 7500 \text{ kg}$$

$$R_A = R_B = 7500 \text{ kg}$$

Momen dititik C ( MC ) :

$$\begin{aligned} MC &= R_A \times 100 \\ &= 7500 \times 100 \\ &= 750000 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

Bahan poros yang digunakan SNC 2 dengan : kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 85 kg/mm<sup>2</sup>, Faktor keamanan (Sf) = 6.

$$\begin{aligned} \text{Maka tegangan lentur } (\sigma_a) &= \frac{\sigma_b}{sf} \\ &= \frac{85}{6} = 14,167 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Diameter poros (d) adalah :

$$\begin{aligned} d &= \left[ \frac{10,2}{\sigma_a} \times MC \right]^{1/3} \dots\dots\dots 14 \\ d &= \left[ \frac{10,2}{14,167} \times 750000 \right]^{1/3} = 81,428 \text{ mm} \end{aligned}$$

Supaya lebih aman dipilih diameter poros (d) = 90 mm

Defleksi lenturan maksimum (y) :

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{F \times L_1^2 \times L_2^2}{ds^4 \times L} \dots\dots\dots 15$$

Dengan : L = 200 mm

$$L_1 = L_2 = 100 \text{ mm}$$

$$F = 15000 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka : } y &= 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{15000 \times 100^2 \times 100^2}{90^4 \times 200} \\ &= 0,0369 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga lenturan yang terjadi pada poros per meter adalah :

$$y / \text{meter} = 0,0369 \times \frac{1000}{200} = 0,01845 \text{ mm} < (0,3 - 0,35) \text{ Aman.}$$

<sup>14</sup> Sularso, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin", Hal 12

<sup>15</sup> Ibid Hal. 18

### 2.1.5.3. Bantalan Poros puli

Pada bantalan poros puli diameter poros ( ds ) yang ditumpu bantalan adalah 90 mm, dalam perancangan ini bantalan yang direncanakan adalah bantalan gelinding yang dipasang pada kedua ujung poros. gaya-gaya yang bekerja pada tumpuan adalah:

$$\begin{aligned} \text{Beban arah radial ( RA )} &= ( \text{RB} ) = \text{Fr} \\ &= 7500 \text{ kg} \end{aligned}$$

Beban ekivalen ( P )<sup>16</sup> adalah :

$$P = \text{Fr} = 7500 \text{ kg}$$

Faktor kecepatan bantalan ( fn ) adalah :

$$fn = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots 17$$

Dengan ( n ) = 31,768 rpm

$$\text{Maka : } fn = \left( \frac{33,3}{31,768} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,016$$

Faktor umur bantalan ( fh ), adalah :

$$fh = fn \times \frac{C}{P} \dots\dots\dots 18$$

Dengan : C = 224 kN = 22400 kg ( Tabel 2.12 )

$$\text{Maka : } fh = 1,016 \times \frac{22400}{7500} = 3,034$$



<sup>16</sup> Ibid Hal. 136

<sup>17</sup> Ibid Hal. 136

<sup>18</sup> Ibid Hal. 136



Umur bantalan ( Lh ) :

$$\begin{aligned}
 Lh &= 500 \times fh^{10/3} \dots\dots\dots 19 \\
 &= 500 \times 1,896^{10/3} \\
 &= 20225,6 \text{ Jam}
 \end{aligned}$$

Spesifikasi Bantalan yang dipakai :

No. Bantalan	=	FAG 33118
Diameter dalam	( d )	= 90
Diameter luar	( D )	= 150
Lebar bantalan	( B )	= 45
Kapasitas nominal dinamik	( C )	= 22400 kg

#### 2.1.6. Perencanaan Drum

Drum digunakan untuk menggulung kabel sekaligus mengangkat beban pada operasi pengangkatan. Pada drum yang akan dirancang ini terdapat empat buah alur heliks karena drum dipergunakan untuk menggulung empat buah tali.

Untuk menentukan ukuran drum yang akan dipakai tergantung juga pada diameter kabel yang dipakai .

Jumlah lilitan pada drum :

$$Z = \frac{H \times i}{\pi \times Dd} + 2 \dots\dots\dots 20$$

Dengan ;

$$i = \text{Perbandingan sistem tali} = 1$$

<sup>19</sup> Ibid Hal. 136

<sup>20</sup> N. Rudenko "Mesin Pengangkat" Penerbit Erlangga Jakarta 1994 hal. 75

H = Tinggi angkat muatan ; Angka 2 ditambahkan untuk lilitan yang menekan muatan.

Dd = Diameter drum

$$\begin{aligned} \text{Maka : } Z &= \frac{15000 \times 1}{3,14 \times 800} + 2 \\ &= 7,97 \approx 8 \text{ lilitan} \end{aligned}$$

Schingga dari ( Tabel. 2. 13 ) diperoleh dimensi alur drum yang dipergunakan untuk alur standar, yaitu :

$$r_1 = 15 \text{ mm}$$

$$S_1 = 31 \text{ mm}$$

$$C_1 = 8 \text{ mm}$$

Untuk menghitung panjang alur heliks ( lh ) menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} L_h &= Z \times S_1 \dots\dots\dots 21 \\ &= 8 \times 31 \\ &= 248 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang drum untuk satu lilitan ( L ) adalah :

$$L = \left( \frac{2.H.i}{\pi.Dd} + 7 \right) . S_1$$

Dengan :

L = Panjang drum untuk satu tali

S<sub>1</sub> = Jarak antara ( pitch ), = 31

---

<sup>21</sup> Ibid Hal. 75

$$\begin{aligned} \text{Maka : } L &= \left( \frac{2.15000.1}{3,14.800} + 7 \right) . 31 \\ &= 578,22 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang drum total ( Ld ) adalah :

$$\begin{aligned} L_d &= 4 \times L \dots\dots\dots^{22} \\ &= 4 \times 578,22 \\ &= 2312,88 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal dinding drum (  $\omega$  ):

$$\begin{aligned} \omega &= ( 0,02 . D_d ) + ( 0,6-1,0 ) \dots\dots\dots^{23} \\ &= ( 0,02 . 800 ) + 1 \\ &= 2,6 \text{ cm} = 26 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pengujian tegangan tekan (  $\sigma$  ) :

$$\begin{aligned} (\sigma_{comp}) &= \frac{S}{\omega . s} \dots\dots\dots^{24} \\ &= \frac{4028,74}{26.31} = 4,99 \text{ kg/mm}^2 = 499 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Untuk besi cor pengujian tekan (  $\sigma_{comp}$  ) yang diizinkan sampai 1000 kg/cm<sup>2</sup>, karena 499 kg/cm<sup>2</sup> << 1000 kg/cm<sup>2</sup> maka perancangan drum sudah benar dan aman.

<sup>22</sup> Ibid Hal. 75

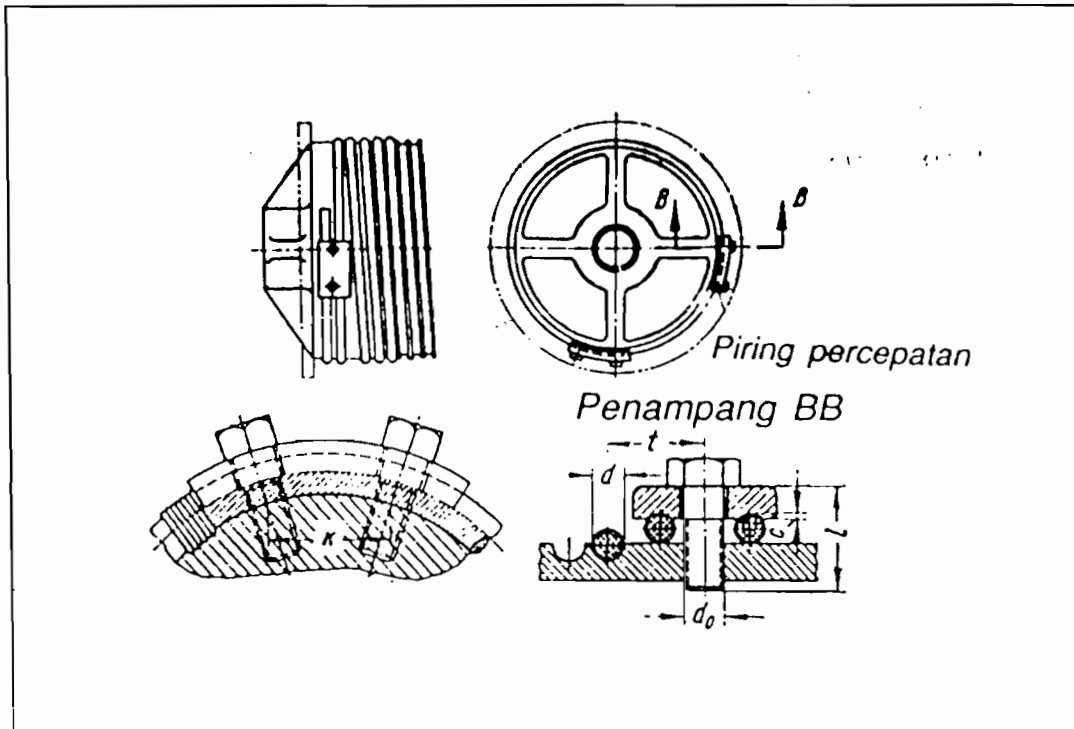
<sup>23</sup> Ibid Hal 75

<sup>24</sup> Ibid Hal 76

### 2.1.6.1. Pengikatan Tali Pada Drum.

Dengan diameter kabel (  $d$  ) = 28 mm, maka ukuran dari sistem pengikatan tali dapat ditentukan menurut standar soviet, dari ( Tabel. 2.14 ) didapat :

Dimensi lokasi (  $k$  ) = 78 mm



**Gambar 2.11. Pengikatan Tali Drum Dengan Standar Soviet.**  
( Sumber : Sularso " Dasar Pemilihan Dan perencanaan Teknik Mesin", Hal.78 )

### 2.1.7. Perencanaan Motor Penggerak.

Sebagai penggerak drum, digunakan motor listrik elektrik. penggerak ini dipilih karena mempunyai keuntungan yaitu daya yang terpusat dan sederhana, dapat langsung bekerja, aman dalam operasi dan mudah dikendalikan, selain itu motor listrik ini untuk kecepatan pengangkatan beban dapat diatur. penggerak elektrik juga sangat ekonomis karena pemakaian daya listriknya tergantung pada kapasitas daya unitnya.

Perhitungan daya yang dibutuhkan untuk pengangkatan ( Hoisting ) :

$$N = \frac{Qv \times V}{75 \times 60 \times \eta} \dots\dots\dots^{25}$$

Dengan :

Beban yang diangkat ( Qv ) = 40000 kg

V = Kecepatan angkat adalah 20 m/menit.

$\eta = 0,85$

Sehingga :

$$\begin{aligned} N &= \frac{40000 \times 20}{75 \times 60 \times 0,85} = 209,1 \text{ HP} \\ &= 153,72 \text{ kW} \end{aligned}$$

---

<sup>25</sup> Ibid Hal. 299

Dari katalog motor listrik "Elektrim"( Tabel. 2.15 ) motor listrik yang dipilih adalah motor listrik dengan spesifikasi :

Nomor seri motor = Sg 315 M-4 B.

Daya motor ( P ) = 160 kW

Putaran motor tertinggi ( n ) = 1500 Rpm

Kecepatan rendah pengangkatan (  $V_{1_{angkat}}$  ) = 20 m/menit

Maka Kecepatan rendah tali (  $V_{1_{tali}}$  ) adalah :

$$\begin{aligned} V_{1_{tali}} &= 2 \times V_{angkat} \\ &= 2 \times 20 \\ &= 40 \text{ m/menit} = 0,667 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan tinggi pengangkatan (  $V_{2_{angkat}}$  ) = 40 m/menit

Maka Kecepatan tinggi tali (  $V_{2_{tali}}$  ) adalah :

$$\begin{aligned} V_{2_{tali}} &= 2 \times V_{2_{angkat}} \\ &= 2 \times 40 \\ &= 80 \text{ m/menit} = 1,333 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Putaran rendah drum (  $n_{1_{drum}}$  ) adalah :

$$\begin{aligned} ( n_{1_{drum}} ) &= \frac{V_{1_{tali}} \times 60 \times 1000}{\pi \times Dd} \\ &= \frac{0,667 \times 60 \times 1000}{3,14 \times 800} \\ &= 15,932 \text{ Rpm} \end{aligned}$$

Putaran tinggi drum (  $n_{2_{\text{drum}}}$  ) adalah :

$$\begin{aligned} (n_{2_{\text{drum}}}) &= \frac{V_{2_{\text{tali}}} \times 60 \times 1000}{\pi \times Dd} \\ &= \frac{1,33 \times 60 \times 1000}{3,14 \times 800} \\ &= 31,76 \text{ Rpm.} \end{aligned}$$

Angka transmisi total (  $i_{\text{tot}}$  ) adalah :

$$\begin{aligned} i_{\text{tot}} &= \frac{n_1}{n_{2_{\text{drum}}}} \\ &= \frac{1500}{31,76} = 47,22 \end{aligned}$$

Putaran rendah motor (  $n_r$  ) adalah :

$$\begin{aligned} n_r &= n_{1_{\text{drum}}} \times i \\ &= 15,932 \times 47,22 = 752,30 \text{ Rpm} \end{aligned}$$

Momen tahanan statik motor (  $M_{st}$  ) yang diacu pada poros motor dicari dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} M_{st} &= 716,20 \times \frac{N}{n_r} \dots\dots\dots^{26} \\ M_{st} &= 716,20 \times \frac{153,72}{752,277} \\ &= 146,34 \text{ Kg m} \end{aligned}$$

---

<sup>26</sup> Ibid Hal.292

Momen gaya dinamis waktu start yang diacu pada poros motor (  $M_{dyn}$  ) dapat dicari dengan rumus :

$$M_{dyn} = \frac{\delta \times GD^2 \times n}{375 \times t_s} + \frac{0,975 \times Q \times V^2}{n \times t_s \times \eta} \dots\dots\dots 27$$

Dengan :

Diameter luar kopling = 300 mm ( Tabel 2.17 )

Momen Inersia (  $I$  ) = 0,08 kg cm/dt<sup>2</sup> = 0,8 m/dt<sup>2</sup> ( Tabel 2.17 )

$t_s$  = Waktu start, 2 detik.

$\delta$  = Koefisien efek massa 1,0-2,5 ;  $\delta = 1,15$

Sehingga momen girasi (  $GD^2$  ) Kopling adalah :

$$\begin{aligned} GD^2_{Kopling} &= I \times 4 \times g \\ &= 0,8 \times 4 \times 9,81 \\ &= 31,39 \text{ kg m}^2 \end{aligned}$$

$$GD^2_{Motor} = 3,7 \text{ kg m}^2 \text{ ( Tabel 2.15 )}$$

Maka momen girasi rotor motor dan kopling pada poros motor akan menjadi :

$$\begin{aligned} GD^2 &= GD^2_{Kopling} + GD^2_{Motor} \\ &= 31,39 + 3,7 \\ &= 35,0 \text{ kg m}^2 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} M_{dyn} &= \frac{1,15 \times 35 \times 1500}{375 \times 2} + \frac{0,975 \times 40000 \times 20^2}{60^2 \times 1500 \times 0,90 \times 2} \\ &= 11,6 \text{ kg m} \end{aligned}$$

<sup>27</sup> Ibid Hal.293



Momen gaya start motor yang diperlukan adalah (  $M_{mot}$  ) :

$$\begin{aligned} M_{mot} &= M_{st} + M_{dyn} \dots\dots\dots 28 \\ &= 146,34 + 11,6 \\ &= 157,6 \text{ kg m} \end{aligned}$$

Momen gaya ternilai motor adalah (  $M_{daya}$  ) :

$$\begin{aligned} M_{daya} &= 716,20 \times \frac{N}{n_r} \dots\dots\dots 29 \\ M_{daya} &= 716,20 \times \frac{160}{752,277} \\ &= 152,326 \text{ kg m} \end{aligned}$$

Pemeriksaan motor terhadap beban lebih.<sup>30</sup> Beban lebih motor selama start

(  $M_{max} = M_{mot}$  ), adalah :

$$\frac{M_{max}}{M_{daya}} = \frac{157,6}{152,3} = 1,03 \ll 2,5$$

Motor yang dipilih memenuhi syarat atau aman karena  $1,03 \ll 2,5$

---

<sup>28</sup> Ibid Hal.291

<sup>29</sup> Ibid Hal.300

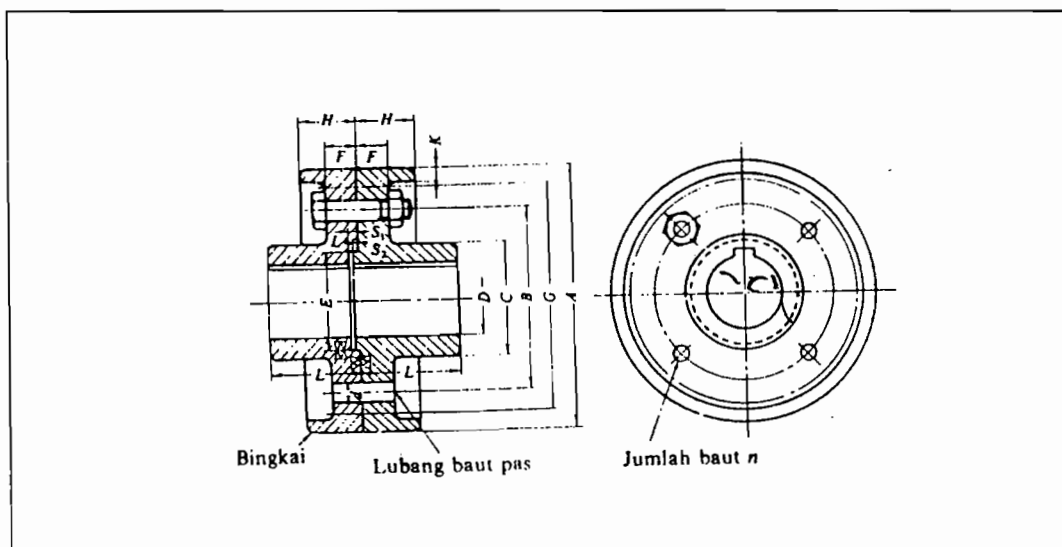
<sup>30</sup> Ibid Hal.300

### 2.1.8. Perencanaan Kopling.

Kopling adalah elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak keporos yang digerakkan.

Pada unit pengangkatan peti kemas yang dirancang ini digunakan kopling tetap jenis flens untuk menghubungkan motor penggerak dengan poros transmisi roda gigi lurus.

Kopling flens dipilih karena pertimbangan bahwa kopling flens mempunyai keuntungan yaitu konstruksinya yang sederhana sehingga mudah dalam pemasangannya, ringan, serta murah harganya serta kopling flens mampu men transmisikan daya yang besar serta putaran yang tinggi tanpa terjadi slip walaupun ada kekurangannya yaitu tidak mampu meredam tumbukan dan getaran transmisi.



**Gambar 2.12. Kopling flens.**

( Sumber : Sularsc "Dasar Perencanaan dan pemilihan Elemen Mesin " Hal.31 )

### 2.1.8.1. Perhitungan Kopling Flens.

Motor penggerak yang dipakai adalah motor listrik dengan daya ( P ) = 160 kW dengan putaran ( n ) poros output 1500 rpm.

Sehingga :

Momen rencana ( T ) adalah :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{P}{n} \dots\dots\dots 31 \\ &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{160}{1500} \\ &= 103893,333 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

Dari ( Tabel. 2.16 ) diperoleh data untuk kopling flens adalah :

Diameter luar kopling ( A ) = 315 mm

Diameter naff ( Bos ) C = 160 mm

Panjang naff ( L ) = 112 mm

Daerah pusat baut ( B ) = 236 mm

Diameter baut ( d ) = 25 mm

Tebal flens ( F ) = 35,5 mm

Jumlah baut ( N ) = 6

Bahan kopling flens dipilih SF 60, Tabel ( 2.18 ) dengan kekuatan tarik

$$\sigma_b = 65 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser izin (  $\tau_a$  ) :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{s_f \times k_f} \dots\dots\dots 32$$

---

<sup>31</sup> Ibid Hal. 7

Dengan :

$S_f$  = faktor keamanan material flens, : 6,0

$K_f$  = faktor koreksi, : 3,0

Sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_f &= \frac{65}{6 \times 3} \\ &= 3,61 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser flens ( $\tau_F$ ) :

$$\begin{aligned}\tau_F &= \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \\ &= \frac{2 \times 103893,33}{3,14 \times 160^2 \times 35,5} \\ &= 0,072 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan geser yang terjadi :

$$\begin{aligned}K_f \times \tau_F &= 3 \times 0,072 \\ &= 0,216\end{aligned}$$

$$K_f \times \tau_F < \tau_f$$

Karena tegangan geser yang terjadi adalah sebesar 0,216 kg/mm<sup>2</sup> masih lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu sebesar 3,61 kg/mm<sup>2</sup>, maka kopling yang dipakai aman.

---

<sup>32</sup> Ibid Hal. 7

### 2.1.8.2. Perhitungan Baut.

Bahan baut yang dipilih adalah S 45 C dengan perlakuan panas, Tabel ( 2.2 )

dengan kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 70 kg/mm<sup>2</sup>, dengan :

Sf<sub>f</sub> = Faktor keamanan material flens, : 6,0

Kf = Faktor koreksi, : 3,0

Tegangan geser baut yang diizinkan ( $\tau_{ba}$ ) :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\sigma_b}{sf_f \times kf} \dots\dots\dots 33 \\ &= \frac{70}{6,0 \times 3,0} = 3,88 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Nilai efektif baut ( $\varepsilon$ ) adalah : 0,5

Jumlah baut efektif ( $n_e$ ) adalah :

$$\begin{aligned}n_e &= \varepsilon \times n \dots\dots\dots 34 \\ &= 0,5 \times 6 \\ &= 3\end{aligned}$$

Tegangan geser baut ( $\tau_b$ ) adalah :

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{6 \times T}{\pi \times db^2 \times n_e \times B} \dots\dots\dots 35 \\ &= \frac{6 \times 103893,333}{3,14 \times 25^2 \times 3 \times 236} \\ &= 0,448 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Karena tegangan geser baut lebih kecil dari tegangan geser baut yang diijinkan maka baut yang dipergunakan aman.

<sup>33</sup> Ibid Hal. 34

<sup>34</sup> Ibid Hal. 34

<sup>35</sup> Ibid Hal. 34

### 2.1.9. Perencanaan Kotak Transmisi.

Sistem transmisi daya yang digunakan untuk memutar drum ( gerak pengangkatan ) terdiri dari 3 tingkat transmisi roda gigi lurus, roda gigi lurus merupakan roda gigi yang paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar poros dan untuk roda gigi lurus gaya yang ditimbulkan adalah dalam arah radial dan tangensial saja.

#### 2.1.9.1. Perhitungan Roda Gigi.

Dari data sebelumnya diketahui :

Daya motor yang akan ditransmisikan ( P ) = 160 kW

Putaran motor atau poros penggerak (  $n_{\text{In}}^{\text{in}}$  ) = 1500 Rpm / 752,30 Rpm

Putaran Output (  $n_{\text{Output}}$  ) = 31,76 Rpm / 15,93 Rpm

Perbandingan reduksi total ( i ) = 47,22, yang dibagi menjadi

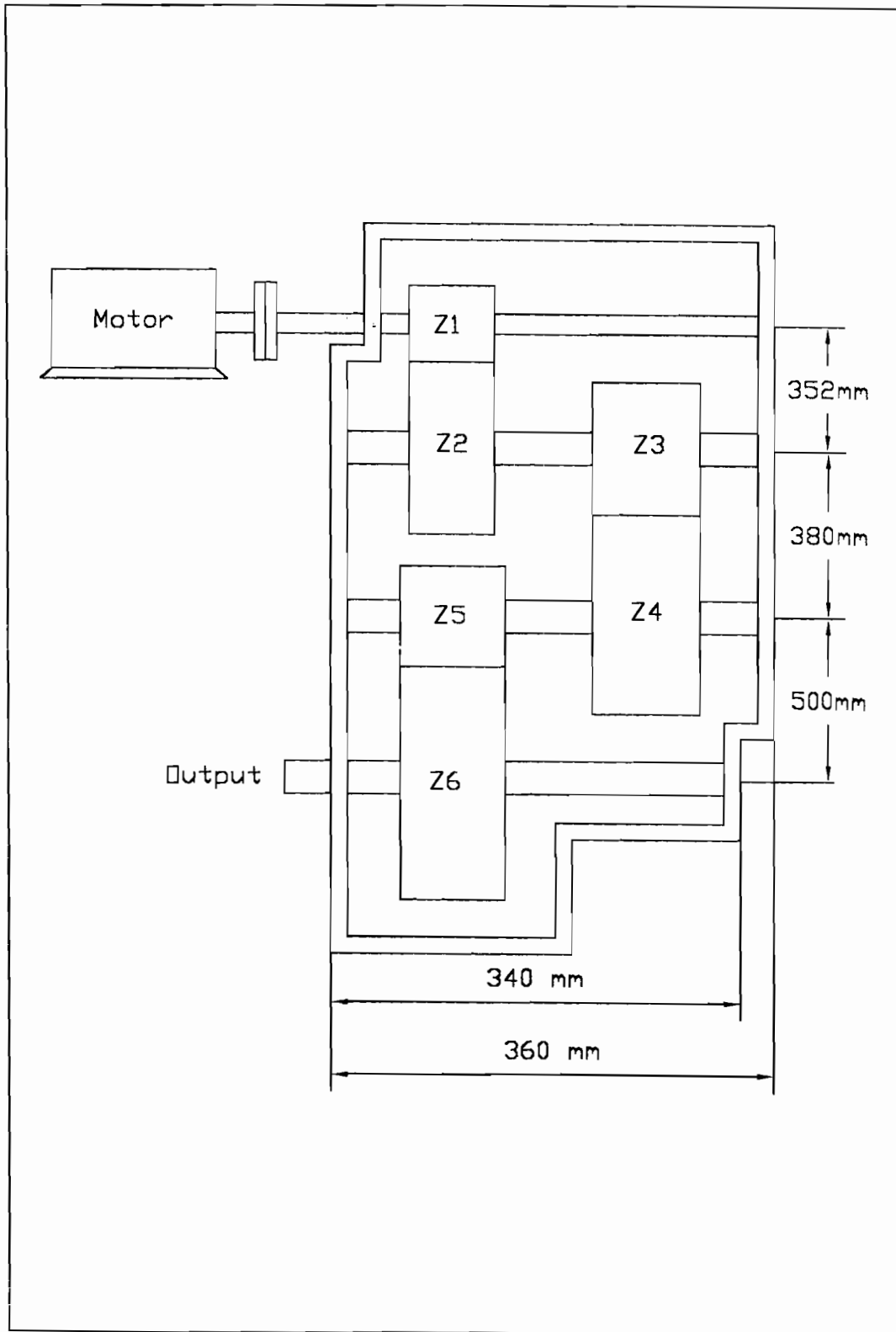
3 tingkat, yaitu :

1. Perbandingan reduksi tingkat pertama (  $i_1$  ) = 4,55

2. perbandingan reduksi tingkat kedua (  $i_2$  ) = 3,78

3. perbandingan reduksi tingkat ketiga (  $i_3$  ) = 2,75

Sudut tekan pahat (  $\alpha$  ) = 20°



Gambar. 2.13. Skema Transmisi Hoisting.

### 2.1.9.1.1. Perhitungan roda gigi lurus standar pereduksi putaran 1 :

Daya rencana ( Pd ) dicari dengan persamaan :

$$\begin{aligned} Pd &= P \times fc \dots\dots\dots 36 \\ &= 160 \times 1,0 \\ &= 160 \text{ kW} \end{aligned}$$

Diameter sementara lingkaran jarak bagi, (  $d_1; d_2$  ), yaitu :

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2 \times a}{1+i} \dots\dots\dots 37 \\ d_2 &= \frac{2 \times a \times i}{1+i} \end{aligned}$$

Dengan :

$a$  = Jarak sumbu poros direncanakan = 350 mm

$i$  = Perbandingan reduksi pertama = 4,55

Maka :

$$\begin{aligned} d_1 &= \frac{2 \times 350}{1+4,55} = 126,1 \text{ mm} \\ d_2 &= \frac{2 \times 350 \times 4,55}{1+4,55} = 573,87 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pemilihan modul pahat dapat dicari dengan diagram pemilihan modul roda gigi ( Tabel. 2.19 ), modul yang dipilih 8, dari harga modul tadi dapat direncanakan jumlah gigi pada masing-masing roda giginya dengan menggunakan rumus :

$$Z = \frac{d}{m} \dots\dots\dots 38$$

<sup>36</sup> Ibid Hal. 7

<sup>37</sup> Ibid Hal. 216



Maka didapat :

$$Z_1 = \frac{126,1}{8} = 15,76 = 16 \text{ gigi}$$

$$Z_2 = \frac{573,87}{8} = 71,73 = 72 \text{ gigi}$$

Diameter lingkaran jarak bagi sebenarnya (  $d_{01}$ ;  $d_{02}$  ):

$$d_0 = Z_1 \times m$$

$$d_{01} = 15,76 \times 8$$

$$= 126,1 \text{ mm}$$

$$d_{02} = 71,73 \times 8$$

$$= 573,84 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros ( a ) didapat :

$$a = \frac{(d_{01} + d_{02})}{2}$$

$$= \frac{(126,1 + 573,84)}{2} = 349,92 \text{ mm}$$

Langkah berikutnya adalah memperhitungkan kelonggaran puncak, rumus kelonggaran puncak (  $C_k$  ) adalah :

$$C_k = 0,25 \times m \dots\dots\dots^{39}$$

$$= 0,25 \times 8 = 2$$

Sedangkan kelonggaran sisi (  $C_o$  ) diambil sama dengan nol.

Diameter kepala (  $d_k$  ), yaitu :

$$d_k = (Z + 2) \times m \dots\dots\dots^{40}$$

<sup>38</sup> Ibid Hal. 248

<sup>39</sup> Ibid Hal. 248

Sehingga didapat hasil :

$$\begin{aligned} dk_1 &= ( 16 + 2 ) \times 8 \\ &= 144 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dk_2 &= ( 72 + 2 ) \times 8 \\ &= 592 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter kaki ( Df ) dapat dicari dengan persamaan :

$$Df = ( Z - 2 ) \times m - 2 \times Ck$$

$$Df = ( Z - 2,25 ) \times m \dots\dots\dots^{41}$$

Sehingga didapat :

$$\begin{aligned} Df_1 &= ( 16 - 2 ) \times 8 - 2 \times 2 \\ &= 108 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Df_2 &= ( 72 - 2 ) \times 8 - 2 \times 2 \\ &= 556 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kedalaman pemotongan ( H ) :

$$H = ( 2 \times m ) + Ck \dots\dots\dots^{42}$$

$$= ( 2 \times 8 ) + 2$$

$$= 18 \text{ mm}$$

Dengan jumlah gigi yang telah didapat maka masing-masing gigi tersebut mempunyai faktor bentuk gigi, yang akan mempengaruhi terhadap perhitungan kekuatan gigi, faktor bentuk gigi dapat dilihat pada ( Tabel. 2.20 ), jika tidak ada jumlah gigi pada tabel maka dilakukan interpolasi.

<sup>40</sup> Ibid Hal. 248

<sup>41</sup> Ibid hal. 248

<sup>42</sup> Ibid Hal. 248

Jumlah gigi (  $Z_1$  ) = 16 : maka faktor giginya adalah = 0,295

Jumlah gigi (  $Z_2$  ) = 72 : maka faktor giginya adalah = 0,431

Kecepatan keliling dari roda gigi (  $V$  ) dicari dengan persamaan :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \times d_1 \times n}{60 \times 1000} \dots\dots\dots 43 \\ &= \frac{3,14 \times 126,1 \times 752,30}{60 \times 1000} \\ &= 4,96 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Gaya tangensial (  $ft$  ) :

$$\begin{aligned} ft &= \frac{102 \times Pd}{V} \\ &= \frac{102 \times 160}{4,96} = 3287,67 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor dinamis (  $fv$  ) juga merupakan salah satu variabel yang digunakan didalam perhitungan kekuatan gigi, dari ( Tabel 2.21 ) maka dapat diperhitungkan faktor dinamis berdasarkan kecepatan kelilingnya. Dari tabel tersebut maka roda gigi tersebut digolongkan pada kecepatan rendah, maka ;

$$\begin{aligned} fv &= \frac{3}{3 \times V} \dots\dots\dots 44 \\ fv &= \frac{3}{3 \times 4,96} = 0,3766 \end{aligned}$$

<sup>43</sup> Ibid Hal. 248

<sup>44</sup> Ibid Hal. 240

Bahan roda gigi ( Tabel 2.2 ) :

a. Pinion : SNC 22, dengan :

$$\text{Kekuatan tarik } (\sigma_{B_1}) = 100 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Kekuatan brinell } (HB_1) = 600$$

$$\text{Tegangan lentur ijin } (\sigma_{A_1}) = 50 \text{ kg/mm}^2$$

b. Roda gigi besar: SNC 21, dengan :

$$\text{Kekuatan tarik } (\sigma_{B_2}) = 80 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Kekuatan brinell } (HB_2) = 600$$

$$\text{Tegangan lentur ijin } (\sigma_{A_2}) = 40 \text{ kg/mm}^2$$

Kekerasan brinell digunakan untuk menentukan faktor tegangan kontak yang dipakai, harga faktor tegangan kontak ( KH ) dapat dilihat pada ( Tabel. 2.22 ), dari tabel untuk bahan pinion 600 HB, bahan roda gigi besar 600 maka faktor tegangan kontak ( KH ) adalah  $0,569 \text{ kg/mm}^2$

Beban lentur persatuan lebar ( Fb ) :

$$Fb = \sigma a \times m \times Y \times fv \dots\dots\dots^{45}$$

Maka :

Pada pinion :

$$Fb_1 = 50 \times 8 \times 0,327 \times 0,3766$$

$$= 49,25 \text{ kg/mm}$$

$$Fb_2 = 40 \times 8 \times 0,4314 \times 0,3766$$

$$= 51,98 \text{ kg/mm}$$

---

<sup>45</sup> Ibid hal. 248

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar ( F'H ) didapat dengan :

$$F'H = f_v \times K_H \times d_{01} \times \frac{2 \times Z_2}{Z_1 + Z_2} \dots\dots\dots 46$$

$$F'H = 0,3766 \times 0,569 \times 126,1 \times \frac{2 \times 72}{16 + 72}$$

$$= 44,21 \text{ kg/mm}$$

Lebar sisi ( b ) yang diperlukan atas dasar perhitungan kekuatan terhadap permukaan adalah :

$$b = \frac{F_t}{F'H} \dots\dots\dots 47$$

$$= \frac{3287,67}{44,21}$$

$$= 74,36 \text{ mm}$$

Maka diambil lebar sisi ( b ) dari roda gigi = 75 mm

Pemeriksaan lebar sisi dengan syarat  $b/m < ( 6 - 10$ , sehingga :  $75 / 8 = 9,3 < ( 6 - 10 )$ , maka lebar sisi yang dipilih baik karena masih dalam batas yang aman dan bisa dipergunakan.

---

<sup>46</sup> Ibid Hal. 249

<sup>47</sup> Ibid Hal. 249

**2.1.9.1.2. Perhitungan roda gigi lurus standar pereduksi putaran II dan III :**

Untuk perancangan roda gigi lurus pasangan roda gigi 3 dan 4 dan pasangan roda gigi 5 dan 6 urutan perancangannya sama seperti perancangan roda gigi lurus pada pereduksi putaran I, sehingga hasilnya ditunjukkan dalam bentuk daftar hasil berikut :

**Daftar hasil perhitungan pasangan roda gigi lurus 3 dan 4 :**

Daya yang ditransmisikan ( P )	: 160 kW
Putaran poros penggerak ( n )	: 165,33 Rpm
Perbandingan reduksi ( i )	: 3,78
Diameter sementara lingkaran jarak bagi ( $d_1$ )	: 158,99 mm
Diameter sementara lingkaran jarak bagi ( $d_2$ )	: 601 mm
Modul pahat ( m )	: 12
Jumlah gigi pinion ( $Z_1$ )	: 13 gigi
Jumlah gigi besar ( $Z_2$ )	: 50 gigi
Diameter lingkaran jarak bagi ( $do_1$ )	: 156 mm
Diameter lingkaran jarak bagi ( $do_2$ )	: 600 mm
Jarak sumbu poros yang dipakai ( a )	: 380 mm
Kelonggaran puncak ( Ck )	: 3
Kelonggaran sisi ( Co )	: 0
Tinggi kepala ( H )	: 26 mm
Diameter kepala ( $dk_1$ )	: 180 mm
Diameter kepala ( $dk_2$ )	: 624 mm
Diameter kaki ( $df_1$ )	: 126 mm

Diameter kaki ( $df_2$ )	: 670 mm
Kecepatan keliling ( $v$ )	: 1,375 m/s
Faktor bentuk roda gigi ( $Y_1$ )	: 0,261
Faktor bentuk roda gigi ( $Y_2$ )	: 0,408
Material roda gigi pinion	: SNC 22
Perlakuan panas	: Pengerasan kulit
Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	: 100 kg/mm <sup>2</sup>
Kekerasan permukaan sisi gigi ( HB )	: 600
Kekuatan lentur ( $\sigma_u$ )	: 50 kg/mm <sup>2</sup>
Material roda gigi besar	: SNC 21
Perlakuan panas	: Pengerasan kulit
Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	: 80 kg/mm <sup>2</sup>
Kekerasan permukaan sisi gigi ( HB )	: 600
Kekuatan lentur ( $\sigma_u$ )	: 40 kg/mm <sup>2</sup>
Gaya tangensial ( $ft$ )	: 11869 kg
Beban lentur diizinkan ( $F'b_1$ )	: 107,27
Beban lentur diizinkan ( $F'b_2$ )	: 134,15
Beban permukaan yang diizinkan ( $F'H$ )	: 98,36
Lebar gigi ( $b$ )	: 120

**Daftar hasil perhitungan pasangan roda gigi lurus 5 dan 6 :**

Daya yang ditransmisikan ( P )	: 160 kW
Putaran poros penggerak ( n )	: 43,73 Rpm
Perbandingan reduksi ( i )	: 2,75
Diameter sementara lingkaran jarak bagi ( $d_1$ )	: 266,6 mm
Diameter sementara lingkaran jarak bagi ( $d_2$ )	: 741,2 mm
Modul pahat ( m )	: 14
Jumlah gigi pinion ( $Z_1$ )	: 23 gigi
Jumlah gigi besar ( Z )	: 53 gigi
Diameter lingkaran jarak bagi ( $do_1$ )	: 308 mm
Diameter lingkaran jarak bagi ( $do_2$ )	: 742 mm
Jarak sumbu poros yang dipakai ( a )	: 380 mm
Kelonggaran puncak ( $C_k$ )	: 3,5
Kelonggaran sisi ( $Co$ )	: 0
Tinggi kepala ( H )	: 30 mm
Diameter kepala ( $dk_1$ )	: 336 mm
Diameter kepala ( $dk_2$ )	: 770 mm
Diameter kaki ( $df_1$ )	: 273 mm
Diameter kaki ( $df_2$ )	: 707 mm
Kecepatan keliling ( v )	: 0,610 m/s
Faktor bentuk roda gigi ( $Y_1$ )	: 0,330
Faktor bentuk roda gigi ( $Y_2$ )	: 0,411
Material roda gigi pinion	: SNC 22



Perlakuan panas	: Pengerasan kulit
Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	: 100 kg/mm <sup>2</sup>
Kekerasan permukaan sisi gigi ( HB )	: 600
Kekuatan lentur ( $\sigma_a$ )	: 50 kg/mm <sup>2</sup>
Material roda gigi besar	: SNC 21
Perlakuan panas	: Pengerasan kulit
Kekuatan tarik ( $\sigma_b$ )	: 80 kg/mm <sup>2</sup>
Kekerasan permukaan sisi gigi ( HB )	: 600
Kekuatan lentur ( $\sigma_a$ )	: 40 kg/mm <sup>2</sup>
Gaya tangensial ( ft )	: 26754 kg
Beban lentur diizinkan ( F'b <sub>1</sub> )	: 191,96
Beban lentur diizinkan ( F'b <sub>2</sub> )	: 191,26
Beban permukaan yang diizinkan ( F'H )	: 205,8
Lebar gigi ( b )	: 130



### 2.1.9.2. Perencanaan Poros.

#### 2.1.9.2.1. Poros I.

Diketahui :

- Daya yang ditransmisikan ( P ) = 160 kW
- Putaran poros input ( n ) = 752,277 Rpm
- Faktor koreksi ( fc ) = 1,0

Maka :

Daya rencana ( Pd ) = 160 kW

Momen Rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{160}{752,277}$$

$$= 207157,80 \text{ kg mm}$$

Gaya tangensial ( Ft<sub>1</sub> ) = 3287,67 kg

Gaya Radial ( Fr ) :

$$Fr = Ft \times \tan \alpha$$

Dengan :

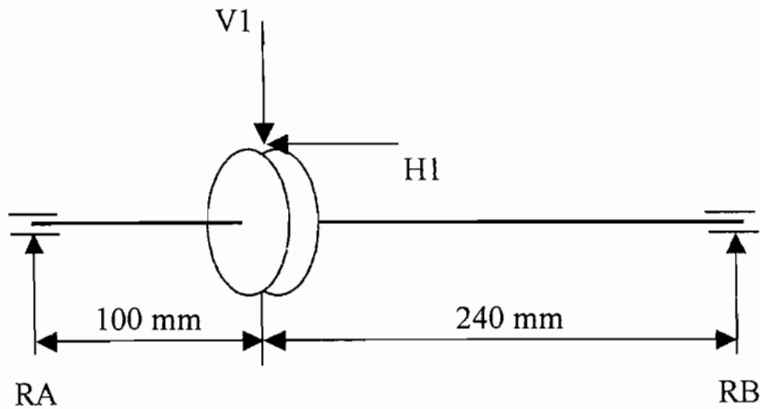
$$\alpha = \text{Sudut tekan pada roda gigi} = 20^\circ$$

Maka :

$$Fr_1 = 3287,67 \times \tan 20^\circ$$

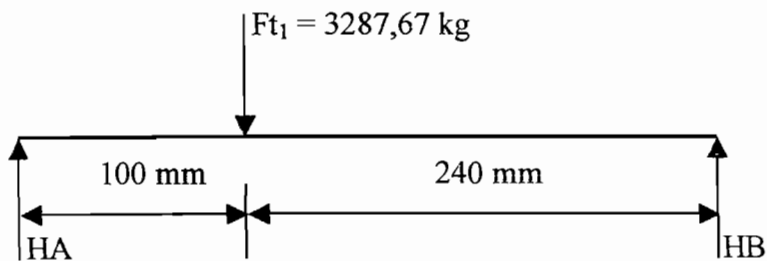
$$= 1196,6 \text{ kg}$$

Panjang poros rencana ( L ) adalah 340 mm dengan gambar skema pembebanan sebagai berikut :



**Gambar 2.14. Skema pembebanan poros I.**

Untuk mempermudah perhitungan , maka uraian mengenai poros dilakukan setiap elemen poros saja, Gambar Skema pembebanan poros pada bidang horizontal yaitu :



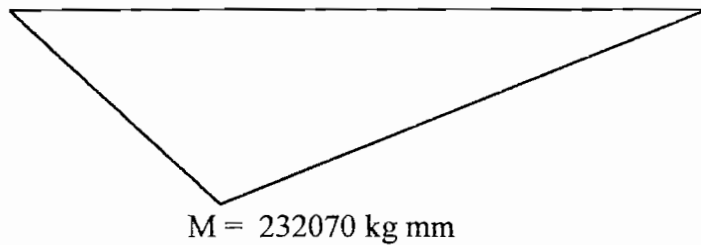
**Gambar 2.15. Skema pembebanan poros I arah bidang horizontal.**

Maka :

$$HA = \frac{3287,67 \times 240}{340} = 2320,70 \text{ kg}$$

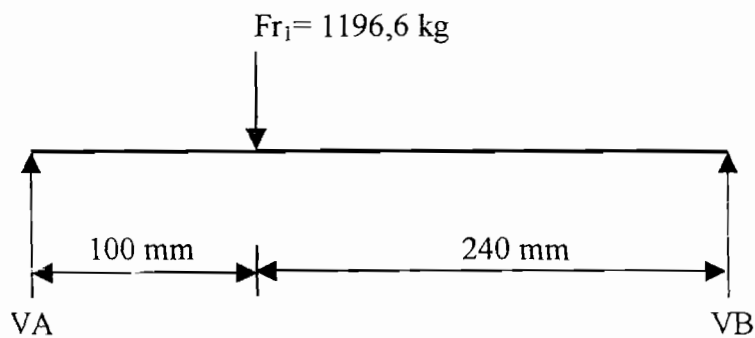
$$HB = \frac{3287,67 \times 100}{340} = 966,96 \text{ kg}$$

Gambar Diagram momen lengkungnya arah bidang horizontal ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



**Gambar 2.16. Diagram momen lengkung poros I arah bidang horizontal.**

Gambar Skema pembebanan poros arah Vertikal, yaitu :

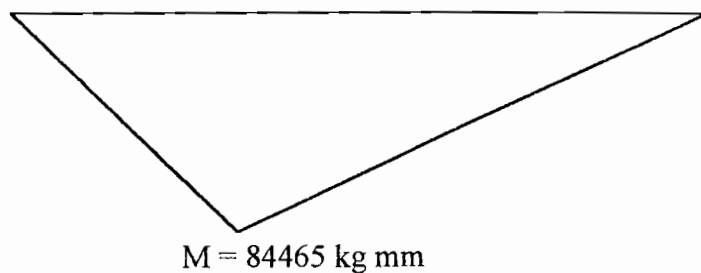


**Gambar 2.17. Skema pembebanan poros I arah bidang vertikal.**

$$VA = \frac{1196,60 \times 240}{340} = 844,65 \text{ kg}$$

$$VA = \frac{1196,60 \times 100}{340} = 351,94 \text{ kg}$$

Gambar Diagram momen lengkungnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 2.18. Diagram momen lengkung poros I arah bidang vertikal.**

Maka reaksi gabungannya adalah :

$$RA = \sqrt{R_{VA}^2 + R_{HA}^2}$$

$$RA = \sqrt{844,65^2 + 2320,70^2} = 2469,631 \text{ kg}$$

$$RB = \sqrt{R_{VB}^2 + R_{HB}^2}$$

$$RB = \sqrt{351,94^2 + 966,96^2} = 1029,015 \text{ kg}$$

Momen lentur gabungan :

$$M = \sqrt{232070^2 + 84465^2} = 246963,19 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNCM 2, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B =$

$$120 \text{ kg/mm}^2, Sf_1 = 6 ; Sf_2 = 2$$

Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ )  $\text{kg/mm}^2$ :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$\tau_a = \frac{120}{6 \times 2} = 10 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros ( $d_s$ ) adalah :

$$d_s = \left( \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right)^{1/3}$$

Dengan :

$K_m =$  faktor koreksi terhadap lenturan = 2,0

$K_t =$  Faktor lenturan terhadap puntiran = 1,5

Maka :

$$ds = \left( \frac{5,1}{10} \sqrt{(2 \times 246963,197)^2 + (1,5 \times 207157,8)^2} \right)^{1,3}$$

$$= 66,764 \text{ mm}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros  $ds = 80 \text{ mm}$

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4}$$

Dengan :

$$G = \text{Modulus kekakuan} = 8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$$

L = Panjang poros

Maka :

$$\theta = 584 \times \frac{207157,80 \times 340}{8,3 \times 10^3 \times 80^4}$$

$$= 0,12^\circ$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah  $0,25^\circ$ . Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.

Defleksi maksimum ( y ) :

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{F \times l_1^2 \times l_2^2}{ds^4 \times l}$$

Dengan :

F = Beban yang diterima poros

$l_1$  dan  $l_2$  = Jarak dari bantalan yang bersangkutan ketitik pembebanan(mm)

Sehingga :

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{3287,67 \times 100^2 \times 240^2}{80^4 \times 340}$$

$$= 0,043$$

Harga perbandingan antara defleksi yang terjadi dengan panjang poros adalah :

$$Y/l = 0,043 / 0,340$$

$$= 0,12 \text{ mm/m}$$

Harga perbandingan antara defleksi yang terjadi dengan panjang poros adalah 0,12 mm/m , berarti poros ini aman digunakan dalam perancangan , karena harga ini sudah memenuhi syarat lenturan  $\ll 0,35 \text{ mm/m}$

Perhitungan putaran kritis  $N_c$  (Rpm):

$$N_c = 52700 \times \frac{ds^2}{l_1 \times l_2} \times \sqrt{\frac{l}{w}}$$

Bila berat poros tidak dapat diabaikan , ambil  $\frac{1}{2}$  berat dari berat poros tersebut sebagai beban terpusat.

Diketahui :

$$\text{Diameter roda gigi ( } D_1 \text{ )} = 126 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar roda gigi ( } b_1 \text{ )} = 75 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter poros ( } ds \text{ )} = 80 \text{ mm}$$

$$\text{Berat jenis Baja ( } \rho \text{ baja )} = 7,833 \times 10^{-6}$$

Maka :

Berat Roda gigi 1:

$$W_{R1} = 1/4 \times \pi (D_1^2 - d_s^2) \times b_1 \times \rho \text{ baja}$$

$$\begin{aligned} W_{R1} &= 1/4 \times \pi (126^2 - 80^2) \times 75 \times 7,833 \times 10^{-6} \\ &= 4,3 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat Poros 1 :

$$\begin{aligned} W_P &= 1/4 \times \pi \times d_s^2 \times L \times \rho \text{ baja} \\ &= 1/4 \times \pi \times 80^2 \times 340 \times 7,833 \times 10^{-6} \\ &= 13,38 \text{ kg} \end{aligned}$$

Maka :

$$N_{CR} = 52700 \times \frac{80^2}{100 \times 240} \times \sqrt{\frac{340}{4,3}} = 124963,90 \text{ Rpm}$$

$$N_{CP} = 52700 \times \frac{80^2}{100 \times 240} \times \sqrt{\frac{340}{13,38}} = 70841,98 \text{ Rpm}$$

$$\frac{1}{N_{CO}^2} = \frac{1}{N_{CR}^2} + \frac{1}{N_{CP}^2}$$

$$\frac{1}{N_{CO}^2} = \frac{1}{124963,90^2} + \frac{1}{70841,98^2} = 2,632962905 \cdot 10^{-10}$$

$$N_{CO}^2 = 3799392097$$

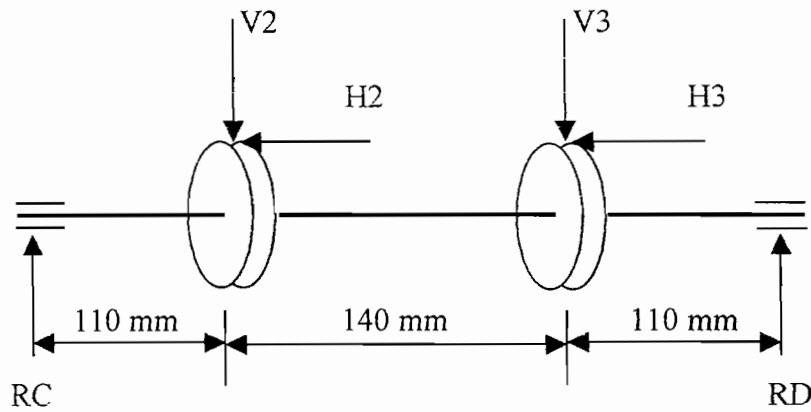
$$N_{CO} = 61639,20 \text{ Rpm}$$

$$\frac{1500}{61639,20} = 0,0243 \ll (0,6 - 0,7) \text{ Aman}$$



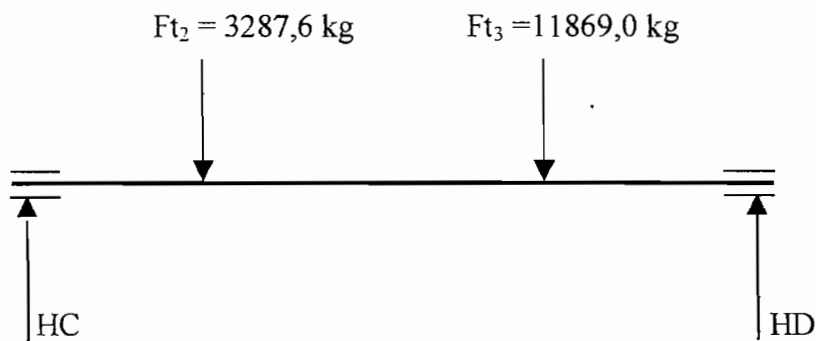
### 2.1.9.2.2. Poros II.

Gambar skema pembebanan Poros II, yaitu :



**Gambar 2.19. Skema Pembebanan poros II.**

Pembebanan poros II pada arah bidang Horizontal ditunjukkan pada diagram dibawah ini :

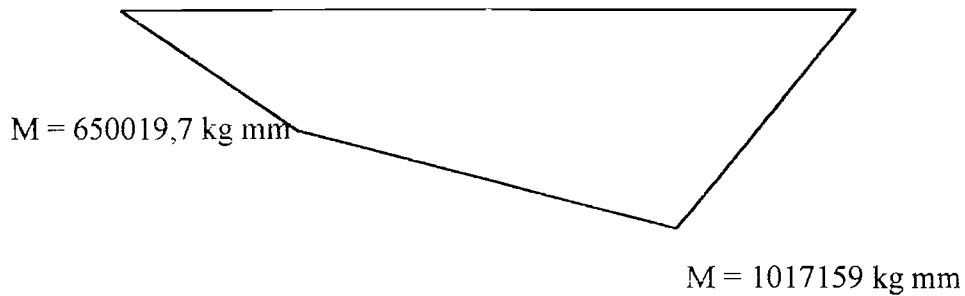


**Gambar 2.20. Skema pembebanan poros II arah bidang horizontal.**

$$HC = \frac{3287,6 \times 250 + 11869 \times 110}{360} = 5909,27 \text{ kg}$$

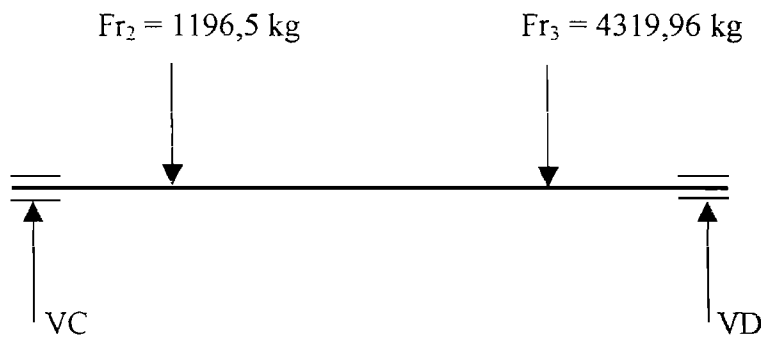
$$HD = \frac{11869 \times 250 + 3287,6 \times 110}{360} = 9246,90 \text{ kg}$$

Gambar Diagram momen lengkung ditunjukkan pada diagram dibawah ini :



**Gambar 2.21. Diagram momen lengkung poros II arah bidang horizontal.**

Gambar Skema pembebanan poros II pada arah bidang vertikal, yaitu :



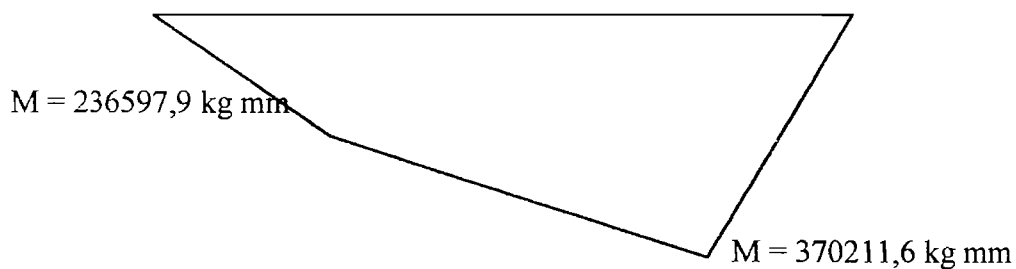
**Gambar 2.22. Skema pembebanan poros II arah bidang vertikal.**

Reaksi pada masing-masing tumpuan :

$$VC = \frac{1196,5 \times 250 + 4319,96 \times 110}{360} = 2150,89 \text{ kg}$$

$$VD = \frac{1196,5 \times 110 + 4319,96 \times 250}{360} = 3365,56 \text{ kg}$$

Gambar Diagram Momen lengkungnya :



**Gambar 2.23. Diagram momen lengkung poros II arah bidang vertikal.**

$$RC = \sqrt{(5909,27)^2 + (2150,89)^2} = 6288,545 \text{ kg}$$

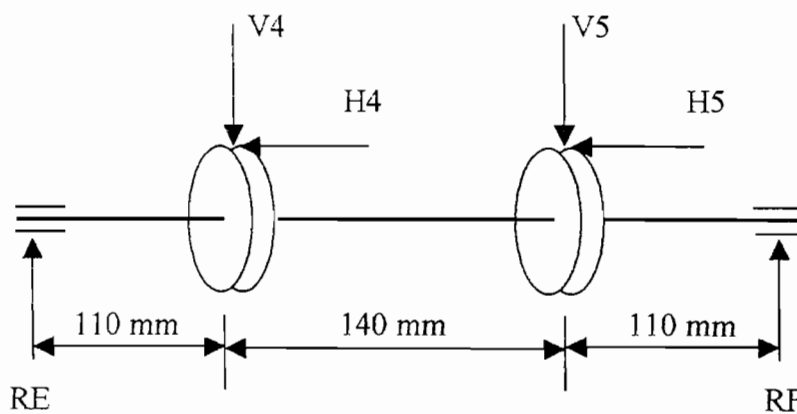
$$RD = \sqrt{(9246,90)^2 + (3365,56)^2} = 9840,33 \text{ kg}$$

$$MC = \sqrt{(650019,7)^2 + (236597,9)^2} = 691739,9632 \text{ kg mm}$$

$$MD = \sqrt{(1017159)^2 + (370211,6)^2} = 1082436,631 \text{ kg mm}$$

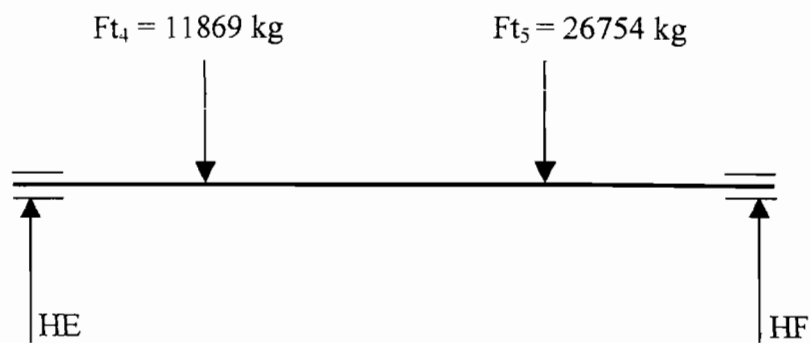
### 2.1.9.2.3. Poros III.

Gambar Skema pembebanan Poros III, yaitu :



**Gambar 2.24. Skema pembebanan poros III.**

Pembebanan poros III pada arah bidang Horizontal ditunjukkan pada gambar dibawah ini :

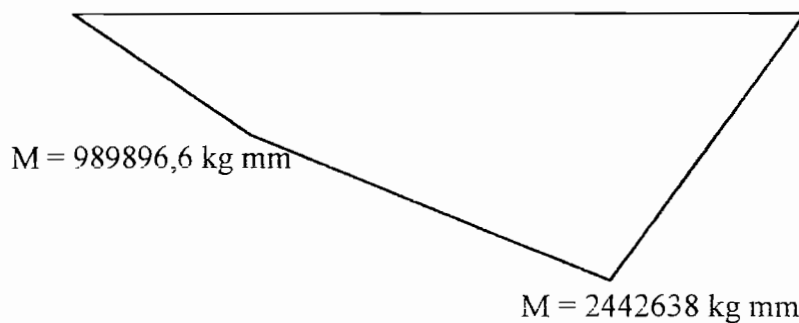


**Gambar 2.25. Skema pembebanan poros III arah bidang horizontal.**

$$HE = \frac{11869 \times 250 + 26754 \times 110}{360} = 8999,06 \text{ kg}$$

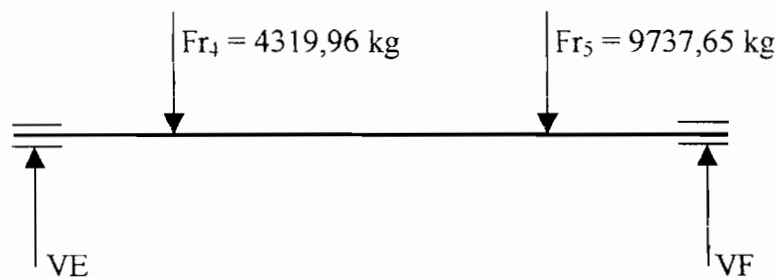
$$HF = \frac{11869 \times 110 + 26754 \times 250}{360} = 22205,8 \text{ kg}$$

Gambar Diagram momen lengkung bidang Horizontal ditunjukkan dibawah ini :



**Gambar 2.26. Diagram momen lengkung poros III arah bidang horizontal.**

Gambar Skema pembebanan poros III pada arah bidang vertikal ditunjukkan :



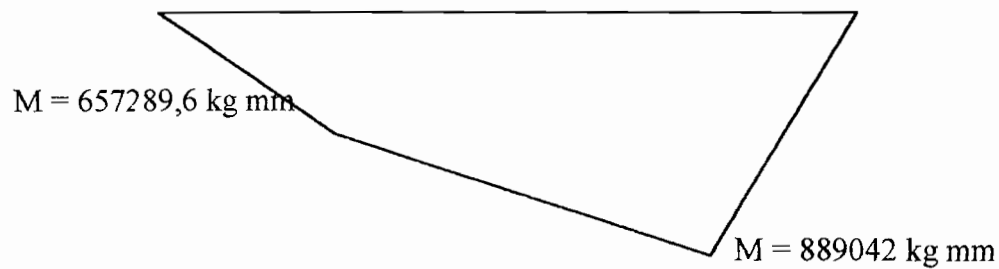
**Gambar 2.27. Skema pembebanan poros III Arah bidang vertikal**

Reaksi pada masing-masing tumpuan :

$$VE = \frac{4319,96 \times 250 + 9737,65 \times 110}{360} = 5975,36 \text{ kg}$$

$$VF = \frac{4319,96 \times 110 + 9737,65 \times 250}{360} = 8082,2 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkungnya, yaitu :



**Gambar 2.28. Diagram momen lengkung poros III arah bidang vertikal.**

$$RE = \sqrt{(8999,06)^2 + (5975,36)^2} = 10802,22 \text{ kg}$$

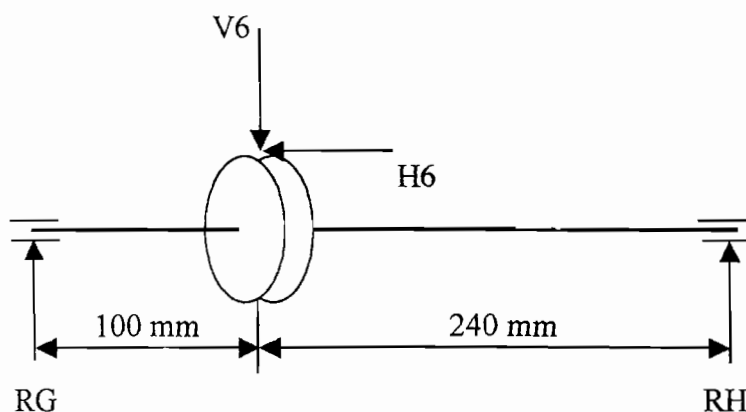
$$RF = \sqrt{(22205,8)^2 + (8082,2)^2} = 23630,90 \text{ kg}$$

$$ME = \sqrt{(989896,6)^2 + (657289,6)^2} = 1188244,46 \text{ kg mm}$$

$$MF = \sqrt{(2442638)^2 + (889042)^2} = 2599399,176 \text{ kg mm}$$

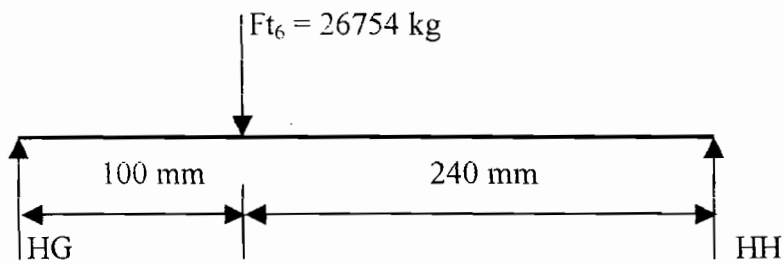
#### 2.1.9.2.4. Poros IV.

Panjang poros rencana 340 mm, Skema pembebanan porosnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 2.29. Skema pembebanan poros IV.**

Untuk mempermudah perhitungan , maka uraian mengenai poros dilakukan setiap elemen poros saja, Gambar skema pembebanan poros pada bidang horizontal yaitu :



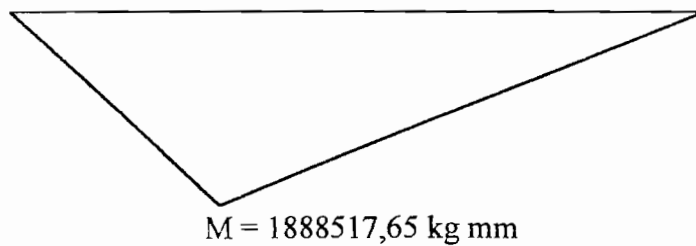
**Gambar 2.30. Skema Pembebanan poros IV arah bidang horizontal.**

Maka :

$$HG = \frac{26754 \times 240}{340} = 18885,17 \text{ kg}$$

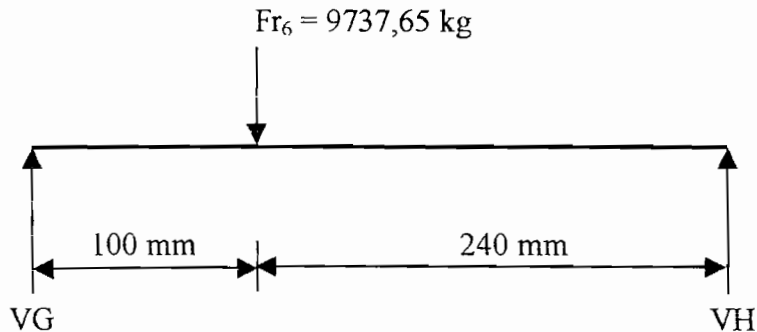
$$HH = \frac{26754 \times 100}{340} = 11147,5 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkungnya ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



**Gambar 2.31. Diagram momen lengkung poros IV arah bidang horizontal.**

Skema pembebanan poros arah bidang Vertikal, yaitu :

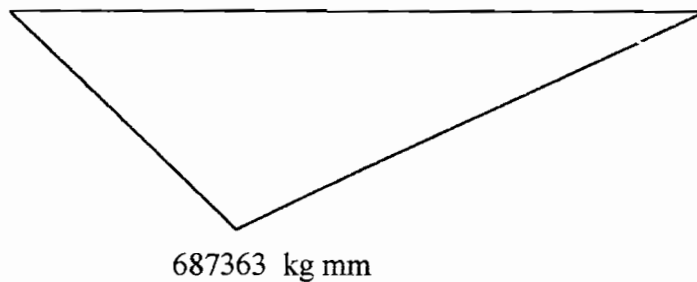


**Gambar 2.32. Skema pembebanan poros IV arah bidang vertikal**

$$VG = \frac{9737,65 \times 240}{340} = 6873,63 \text{ kg}$$

$$VH = \frac{9737,65 \times 100}{340} = 2864,01 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkungnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 2.33. Diagram momen lengkung poros IV arah bidang vertikal**

Maka reaksi gabungannya adalah :

$$RG = \sqrt{R_V^2 + R_H^2}$$

$$RG = \sqrt{18885,17^2 + 6873,63^2} = 20097,17 \text{ kg}$$

$$RH = \sqrt{R_V^2 + R_H^2}$$

$$RH = \sqrt{11147,5^2 + 2864,01^2} = 11509,53 \text{ kg}$$

Momen lentur gabungan :

$$M = \sqrt{1888517,65^2 + 6873,63^2} = 2009717 \text{ kg mm}$$

**Daftar Hasil Perhitungan Poros.**

	Poros I	Poros II	Poros III	Poros IV
Daya ( P ) Kw	160	160	160	160
( N ) Rpm	752,277	165,33	43,73	15,9
( Fc )	1,0	1,0	1,0	1,0
( Pd ) Kw	160	160	160	160
( T ) kg mm	207157,80	942599,6	3563686,257	9801257,86
Material	SNCM 25	SNCM 25	SNCM 25	SNCM 25
( $\sigma B$ ) kg/mm <sup>2</sup>	120	120	120	120
( Sf1 )	6,0	6,0	6,0	6,0
( Sf2 )	2,0	2,0	2,0	2,0
( $\tau a$ ) kg/mm <sup>2</sup>	10	10	10	10
( Ds1 ) mm	66,764	98,823	99,112	196,3
( Ds ) mm	80	120	120	220
( $\theta$ ) °	0,12	0,04	0,16	0,10



### 2.1.9.3. Perencanaan Pasak.

- Pasak Poros II.

Diketahui :

$$\text{Daya rencana ( Pd )} = 160 \text{ kW}$$

$$\text{Momen rencana ( T )} = 942599,6 \text{ kg mm}$$

$$\text{Diameter poros ( ds )} = 120 \text{ mm}$$

Gaya tangensial permukaan poros F ( kg ) :

$$F = \frac{2 \times T}{ds} \dots\dots\dots 48$$

$$F = \frac{2 \times 942599,6}{120} = 18851,99 \text{ kg}$$

Sehingga penampang pasak dapat dicari pada Tabel 2.23,

$$\text{Penampang pasak ( b \times h )} = 25 \times 14$$

$$\text{Kedalaman alur pasak pada poros ( t}_1 \text{ )} = 9 \text{ mm}$$

$$\text{Kedalaman alur pasak pada naf ( t}_2 \text{ )} = 4,4 \text{ mm}$$

Bahan pasak S 55 C-D perlakuan panas dengan penormalan,

$$\sigma_B = 72 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sf_1 = 6$$

$$Sf_2 = 2$$

Tegangan geser pasak yang diizinkan (  $\tau_{ka}$  ):

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \dots\dots\dots 49$$

---

<sup>48</sup> Ibid Hal. 25

<sup>49</sup> Ibid Hal. 25

$$= \frac{72}{6 \times 2} = 6 \text{ kg/mm}^2$$

Dari tegangan geser pasak yang diizinkan, maka panjang pasak yang diperlukan dapat diperoleh dengan rumus :

$$\tau_{ka} \geq \frac{F}{b \times l_1} \dots\dots\dots^{50}$$

$$L \geq \frac{18851,99}{25 \times 6} = 125,67 \text{ mm}$$

Dari harga tekanan permukaan yang diizinkan , maka panjang pasak yang diperlukan dapat dihitung dengan rumus :

$$p_a \geq \frac{F}{L \times (t_1 \text{ atau } t_2)} \dots\dots\dots^{51}$$

Dengan harga  $p_a = 8 \text{ kg/mm}^2$  untuk poros dengan diameter kecil dan  $10 \text{ kg/mm}^2$  untuk poros diameter yang besar.

Maka :

$$10 \geq \frac{18851,99}{10 \times 9}$$

$$L \geq 209 \text{ mm}$$

Batasan untuk lebar pasak sebaiknya 25-35 % dari diameter poros dan panjang pasak sebaiknya 0,75 –1,5 % dari diameter poros, sehingga panjang pasak yang diambil (  $l_k$  ) = 130 mm

<sup>50</sup> Ibid Hal.27

<sup>51</sup> Ibid Hal.27

Untuk hasil lengkap perancangan pasak ditampilkan dalam bentuk daftar hasil :

	Pasak poros II	Pasak Poros III	Pasak Poros IV
( P ) Kw	160	160	160
( N ) Rpm	165,33	43,73	15,9
( Fc )	1,0	1,0	1,0
( T ) kg mm	942599,6	3563686,257	9801257,86
( Ds ) mm	120	120	220
( F ) kg	18851,99	59394,77	98012,57
( B ) mm	25	42	45
( H ) mm	14	23	25
( T1 ) mm	9	14	15
( T2 ) mm	4,4	9	10
( Material )	S 55 CD	S 55 CD	S 55 CD
( $\sigma B$ ) kg/mm <sup>2</sup>	72	72	72
( Sf1 )	6,0	6,0	6,0
( Sf2 )	2,0	2,0	2,0
( L1 ) mm	125,67	235,69	363
( Lk ) mm	130	240	300

#### 2.1.9.4. Perencanaan Bantalan.

- Perhitungan bantalan A dan B

Diketahui :

$$\text{Beban aksial ( Fr )} = 1196,6 \text{ kg}$$

$$\text{Beban Aksial ( Fa )} = 0$$

$$\text{Diameter poros ( Ds )} = 80 \text{ mm}$$

$$\text{Putaran Poros ( n )} = 752,277 \text{ Rpm}$$

Sehingga :

Beban mekanis ekuivalen bantalan P ( kg ) :

$$P = X \times Fr + Y \times Fa \dots\dots\dots 52$$

Dengan :

$$P = \text{Beban dinamis, kg}$$

$$X = \text{faktor radial, } X = 1$$

$$Y = \text{Faktor aksial, } Y = 1,1$$

$$Fr = \text{Beban radial, kg}$$

$$Fa = \text{Beban aksial, } Fa = 0$$

Faktor V, X, Y, dapat dilihat pada tabel 2.24

Maka :

$$P = 1 \times 1196,6 = 1196,6 \text{ kg}$$

Faktor kecepatan bantalan ( fn ) adalah :

$$fn = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{3/10} \dots\dots\dots 53$$

<sup>52</sup> Ibid Hal.135

<sup>53</sup> Ibid Hal.136

$$fn = \left( \frac{33,3}{752,277} \right)^{3 \cdot 10} = 0,392$$

Faktor umur bantalan ( fh ) adalah :

$$fh = fn \times \frac{C}{P} \dots\dots\dots 54$$

Dengan :

C = 11500 kg, kapasitas nominal dinamis spesifik, maka :

$$fh = 0,392 \times \frac{11500}{478,64} = 9,4$$

Maka umur bantalan ( Lh ) dari bantalan A adalah :

$$Lh = 500 \times fh^{10/3} \dots\dots\dots 55$$

$$Lh = 500 \times 9,4^{10/3} = 882171,58 \text{ Jam}$$

Bantalan yang dipilih dari Tabel 2.25 adalah bantalan bola alur dalam, dengan spesifikasi sebagai berikut :

Nomor seri = 32016 X

d = 80

D = 125

B = 23

C = 11500

T = 29

r = 2

r1 = 0,8

a = 27

<sup>54</sup> Ibid Hal. 136

<sup>55</sup> Ibid Hal. 136

**Hasil Lengkap Perhitungan Bantalan :**

	Bantalan A dan B	Bantalan C	Bantalan D
( Fr ) kg	1196,6	1196,51	4319
( N ) Rpm	752,277	165,33	165,33
( Fa ) kg	0	0	0
( X )	1	1	1
( Y )	1,1	1,1	1,1
( P ) kg	1196,51	1196,51	4319
( Fn ) kg	0,392	0,34	0,61
( C ) kg	11500	21600	21600
( Fh )	9,4	6,13	3,0
( Lh ) Jam	882171,58	210771	20565,5
( d ) mm	80	120	120
( D ) mm	125	180	180
( B ) mm	23	36	36
( C ) mm	11500	29	29
( T ) mm	29	38	38
( r ) mm	2	3	3
( r1 ) mm	0,8	1	1
( a ) mm	27	40	40
( No Seri )	32016 X	32024X	32024X

	Bantalan E	Bantalan F	Bantalan G dan H
( Fr ) kg	9737,65	4319,9	9737,65
( N ) Rpm	43,73	43,73	15,9
( Fa ) kg	0	0	0
( X )	1	1	1
( Y )	1,1	1,1	1,1
( P ) kg	97,37,65	4319,9	9737,65
( Fn ) kg	0,92	0,92	1,26
( C ) kg	42500	21500	76500
( Fh )	4,0	4,6	9,7
( Lh ) Jam	50794,4	80935,8	1006987
( d ) mm	120	120	220
( D ) mm	215	180	340
( B ) mm	56	36	76
( C ) mm	50	29	57
( T ) mm	61,5	38	76
( r ) mm	3,5	3	4
( r1 ) mm	1,2	1	1,5
( a ) mm	51	40	73
( No Seri )	32024 A	32024 X	32044 X

#### 2.1.9.5. Pelumasan.

Pelumasan dimaksudkan untuk mengurangi gesekan dan keausan antara elemen-elemen, mencegah terjadinya karat, membawa panas keluar, dan lain-lain. Besarnya gesekan yang timbul perlu dibatasi agar daya mesin tidak banyak yang hilang pada elemen-elemen yang bergesekan. Besarnya gesekan dapat dikurangi dengan menggunakan pelumas yang berfungsi memisahkan dua permukaan yang bergesekan. Pada kenyataannya tidak ada gerakan tanpa gesekan karena tidak mudah untuk memperoleh pemisahan yang sempurna. Selain untuk mengurangi gesekan, penggunaan pelumas dimaksudkan untuk :

- a. Mengurangi keausan permukaan yang bergesekan.
- b. Membuang panas yang terjadi ( pendingin ).
- c. Memberi perlindungan terhadap elemen –elemen dari karat.
- d. Memberi perlindungan elemen-elemen terhadap kotoran.
- e. Memperpanjang umur dari elemen-elemen yang bergesekan.

Pelumasan dan jenis pelumasan ditentukan beberapa hal penting berikut yaitu :

- Besar kecilnya beban.
- Tinggi rendahnya putaran dan temperatur.

Menurut DIN 51519 tentang pemilihan bahan pelumasan khususnya untuk roda gigi , yaitu untuk kecepatan keliling :

$V < 1 \text{ m/det} =$  Pelumasan dengan cara dioleskan.

$1 \text{ m/det} < V < 4 \text{ m/det} =$  Pelumasan celup vaselin.

$4 \text{ m/det} < V < 15 \text{ m/det} =$  Pelumasan celup oli.

$V > 15 \text{ m/det} =$  Pelumasan semprot.

Sehingga pada sistem transmisi hoisting ini menggunakan pelumasan berupa pelumasan celup oli karena kecepatan roda gigi saat bekerja maksimum mencapai 4,96 m/det.

#### Pemilihan Viskositas.

- **Viskositas kinematis :**

Gaya tangensial roda gigi 3 ( Ft3 ) adalah 11869 kg = 116316,2 N

Lebar roda gigi ( b ) = 120 mm

Diameter Roda gigi ( d ) = 180 mm

Perbandingan reduksi ( i ) pasangan roda gigi 3 dan 4 = 3,78

Tekanan gelinding stribeck ( Ks ) adalah :

$$K_s = \left( \frac{3 \times Ft_3}{b \times D_3} \right) \times \left( \frac{i+1}{i} \right) \dots\dots\dots^{56}$$

$$K_s = \left( \frac{3 \times 116316,2}{120 \times 180} \right) \times \left( \frac{3,78+1}{3,78} \right)$$

$$= 20,42 \text{ N/mm}^2$$

- **Harga Karakteristik Viskositas ( Ks/v )<sup>57</sup>:**

Kecepatan keliling roda gigi 3 adalah 1,375 m/det.

Maka : Ks/v = 20,42 / 1,375

$$= 14,85$$

Dari Tabel 2.25 didapat nilai viskositas kinematik sebesar 655 mm<sup>2</sup>/det.

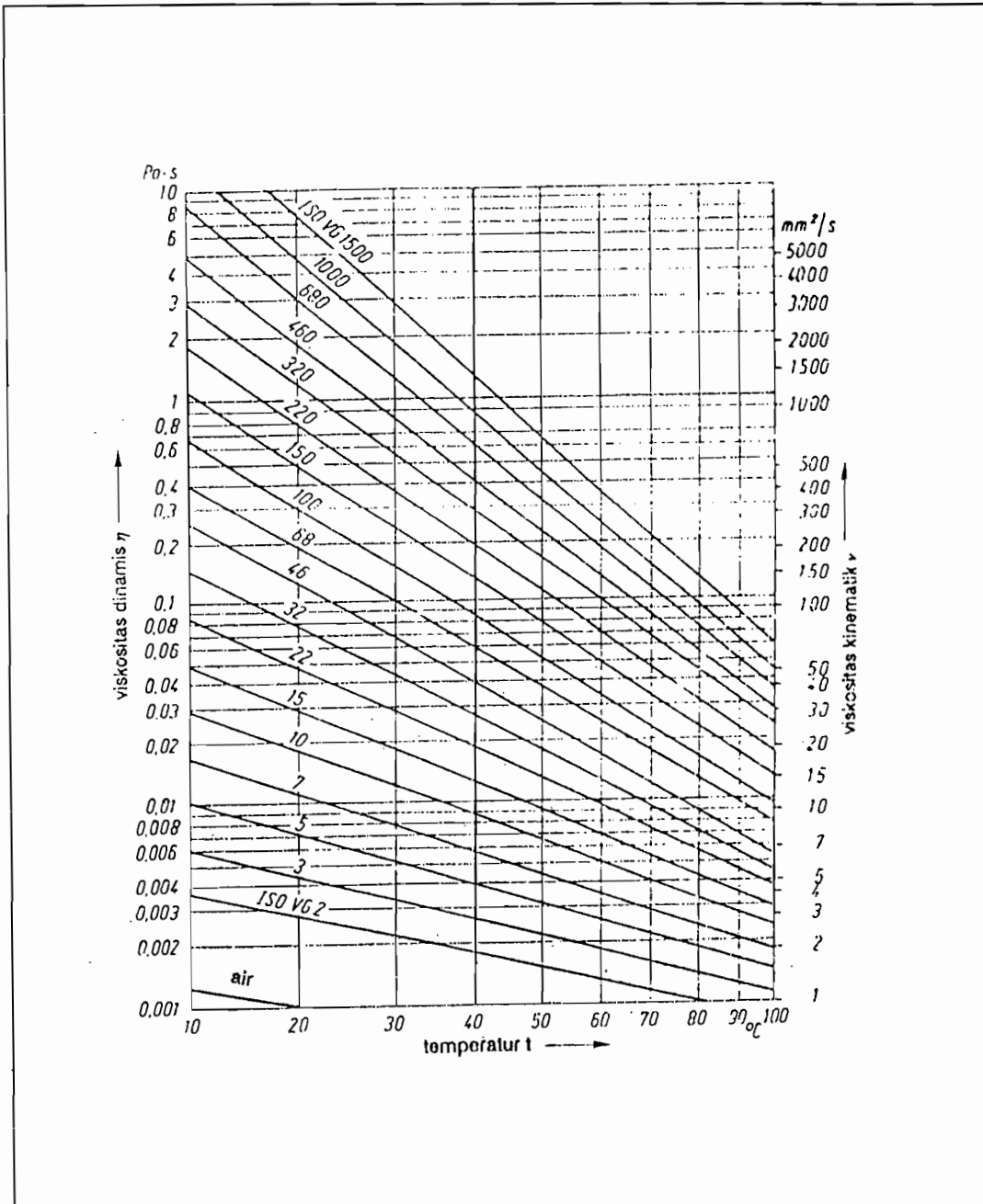
Dari harga tersebut dicari viskositas ISO dari Tabel 2.26

<sup>56</sup> Decker, "Roda gigi jigid 1", Materi kuliah ATMI Surakarta, Hal. 58.

<sup>57</sup> Ibid Hal.59



Dari Tabel 2.26 pada viskositas 655 dan suhu 50 didapat viscositas ISO VG 1500 ( DIN 51519 )



**Tabel 2.26. Viscositas Dinamis dari oli pelumas basis mineral dari ketergantungannya pada temperatur, kelas viscositas ISO ( ISO VG ) menurut DIN 51519**

( Sumber : Decker, "Roda gigi jilid I", Materi kuliah ATMI Surakarta Hal.59 )

- **Kapasitas Pelumas.**

Kapasitas pelumas pada kotak transmisi roda gigi dengan sistem pelumasan celup oli, adalah dengan tinggi pencelupan roda gigi tidak boleh lebih tinggi dari enam kali modul yang dipakai dan tidak boleh kurang dari satu kali modul. Selain itu kapasitas pelumas sebanyak 3 - 6 liter dalam kotak transmisi roda gigi untuk setiap kW tenaga gesek, sehingga jumlah tingkat reduksi roda gigi berpengaruh terhadap kapasitas pelumas dalam kotak transmisi.

Efisiensi total (  $\eta_{tot}$  ) adalah :.....<sup>58</sup>

$$\eta_{tot} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3$$

Dengan :

$\eta_1$  = Efisiensi roda gigi tingkat pertama.

$\eta_2$  = Efisiensi roda gigi tingkat kedua.

$\eta_3$  = Efisiensi roda gigi tingkat ketiga.

Maka :

$$\begin{aligned} \eta_{tot} &= 0,95 \times 0,95 \times 0,95 \\ &= 0,85 \end{aligned}$$

Tenaga Gesek ( Pr ):.....<sup>59</sup>

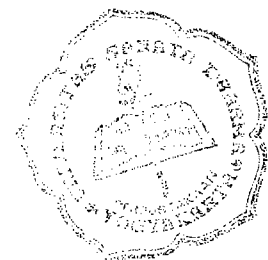
$$Pr = N \times ( 1 - \eta_{tot} )$$

Maka :

$$\begin{aligned} Pr &= 160 \times ( 1 - 0,85 ) \\ &= 24 \text{ kW} \end{aligned}$$

<sup>58</sup> Ibid, Hal. 60

<sup>59</sup> Ibid, Hal. 60



Untuk tiap kW diambil 4 liter minyak pelumas, maka pelumas yang dibutuhkan sebanyak :

$$\begin{aligned}V_{\text{pelumas}} &= 24 \times 4 \\ &= 96 \text{ liter} \\ &= 96 \times 10^6 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

Untuk tinggi maksimum pelumasan dipergunakan modul dari pasangan roda gigi 5 dan 6, karena diameter roda gigi 6 paling besar, sehingga paling dekat dengan dasar kotak roda gigi.

Ketinggian roda gigi yang tercelup minyak pelumas pada kotak roda gigi diambil :

$$T = 6 \times m$$

Dengan :

$$M = \text{Modul roda gigi 5 dan 6}$$

Maka :

$$\begin{aligned}T &= 6 \times m \\ &= 6 \times 14 \\ &= 84 \text{ mm}\end{aligned}$$

### 2.1.10. Perancangan Rem.

Sistem pengereman menggunakan rem cakera atau disk breake, urutan perancangannya adalah sebagai berikut :

#### 2.1.10.1. Daya Pengereman.

Momen statik yang diakibatkan muatan pada poros rem, karena rem dipasang pada poros motor maka daya statik pengeremannya ( Nbr ) adalah :

$$Nbr = \frac{Q \times V \times n}{75 \times 60} \dots\dots\dots 60$$

$$Nbr = \frac{60000 \times 20 \times 0,8}{75 \times 60} = 213,3 \text{ HP} = 157 \text{ kW}$$

Momen statik pengereman ( Mst ) :

$$Mst = 716,20 \times \frac{Nbr}{752,277} \dots\dots\dots 61$$

$$Mst = 716,20 \times \frac{157}{752,277} = 149,47 \text{ kg m}$$

Momen dinamis (Mdyn) adalah :

$$Mdyn = \frac{\delta \times Gd^2 \times n}{375 \times tbr} \times \frac{0,975 \times Wl \times V^2 \times \eta}{n \times tbr} \dots\dots\dots 62$$

Dengan :

$$GD^2 \text{Kopling} = 31,392 \text{ kg m}^2$$

$$GD^2 \text{motor} = 3,7 \text{ kg m}^2$$

$$GD^2 = 31,39 + 3,7$$

$$= 35,0 \text{ kg m}^2$$

<sup>60</sup> N. Rudenko, Mesin pemindah bahan, Hal 292

<sup>61</sup> Ibid hal. 292

<sup>62</sup> Ibid Hal 293

tbr = Waktu pengereman

$$= 2 \text{ detik}$$

Maka :

$$\begin{aligned} M_{\text{dyn}} &= \frac{1,15 \times 35 \times 752,277}{375 \times 2} + \frac{0,975 \times 60000 \times 20^2 \times 0,90}{60^2 \times 752,277 \times 2} \\ &= 44,26 \text{ kg m} \end{aligned}$$

Momen gaya yang diperlukan untuk pengereman ( Mbr ) :

$$\begin{aligned} M_{\text{br}} &= M_{\text{st}} + M_{\text{dyn}} \\ &= 149,47 + 44,26 \\ &= 193,73 \text{ kg m.} \end{aligned}$$

Momen gaya yang tersedia pada motor adalah 10114 kg m.

Karena momen gaya yang diperlukan kurang dari momen gaya yang tersedia pada motor sehingga rem yang dirancang memenuhi syarat.

### 2.1.10.2. Perhitungan Rem Cakera.

Bahan rem adalah komposisi asbes yang dilapisi jalinan serat kuning dengan koefisien gesek pada permukaan kering  $\mu = 0,45-0,50$ , temperatur yang diizinkan  $350^\circ$ , tekanan satuan aman  $\rho = 2-6 \text{ kg/cm}^2$ , Spesifik gravitasi  $S_g = 1,55$  ( Tabel 2.27 ), Sehingga :

Gaya dorong aksial ( S ) untuk dua permukaan gesek didapat dari rumus :

$$S = \frac{M_{\text{br}}}{\mu \times (R_1 + R_2)} \dots\dots\dots 63$$

---

<sup>63</sup> Ibid Hal. 223

Dengan :

$$R1 = \text{Jari-jari luar cakera} = 300 \text{ mm}$$

$$R2 = \text{jari-jari dalam cakera} = 200 \text{ mm}$$

Maka :

$$S = \frac{174478,9693}{0,45 \times (300 + 200)}$$

$$= 775,462 \text{ kg}$$

Permukaan lingkaran gesek cakera ( F ) adalah :

$$F = \pi \times (R1^2 - R2^2) \dots\dots\dots 64$$

$$F = 0,45 \times (300^2 - 200^2)$$

$$= 157000 \text{ mm}^2$$

Tekanan satuan yang terjadi (  $\rho$  ) adalah :

$$\rho = \frac{S}{F} \dots\dots\dots 65$$

$$\rho = \frac{775,462}{157000}$$

$$= 0,0049 \text{ kg/mm}^2 = 0,49 \text{ kg/cm}^2$$

Karena tekanan satuan yang terjadi lebih kecil dari tekanan satuan aman,  
maka pemilihan bahan gesek memenuhi syarat aman.

---

<sup>64</sup> Ibid Hal. 223

<sup>65</sup> Ibid Hal. 223

## BAB III

### PERANCANGAN GERAK TROLI ( TROLLEY DEVICE )

#### 3.1. Perancangan Poros Pendukung dan Roda Troli.

##### 3.1.1. Poros Pendukung.

Karena terdapat empat buah roda pada troli, maka beban pada poros pendukung (  $W_{roda}$  ) adalah :

$$W_{roda} = \frac{Q + Q_0}{4}$$

Dengan :

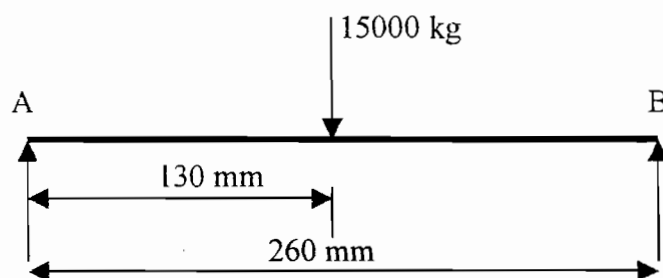
$Q$  = Beban yang diangkat = 40000 kg

$Q_0$  = Bobot mekanisme pengangkat diperkirakan = 20000 kg

Maka :

$$W_{roda} = \frac{40000 + 20000}{4} = 15000 \text{ kg}$$

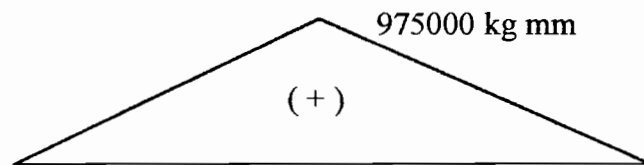
Gambar skema pembebanan pada poros pendukung roda troli adalah :



**Gambar 3.1. Skema pembebanan pada poros pendukung roda troli.**

$$R_A = \frac{15000 \times 130}{260} = 7500 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkung yang terjadi :



**Gambar 3.2. Momen lengkung pada poros pendukung roda troli.**

Momen lengkung yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} MC &= RA \times 130 \\ &= 7500 \times 130 \\ &= 975000 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

Bahan poros yang dipilih adalah SNCM 8 dengan kekuatan tarik ( $\sigma_B$ ) = 105 kg/mm<sup>2</sup>, Angka keamanan bahan ( $S_f$ ) = 6

Tegangan lentur ( $\sigma_a$ ) yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_B}{S_f} \\ \sigma_a &= \frac{105}{6} = 17,5 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Diameter poros ( $d$ ) adalah :

$$\begin{aligned} ds &= \left( \frac{10,2 \times MC}{\sigma_a} \right)^{1/3} \\ ds &= \left( \frac{10,2 \times 975000}{17,5} \right)^{1/3} \\ &= 82,83 \text{ mm} \end{aligned}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros ( $ds$ ) adalah 90 mm



### 3.1.2. Roda Troli.

Dipilih besarnya diameter roda troli 300 mm untuk rel dengan nomor bentuk 2 ( Tabel 3.1 ), dengan nilai  $P_{max} = 16920$  kg ( Tabel 3.2 ), dari tabel tersebut diperoleh data sebagai berikut :

$$b = 55 \text{ mm} ; r = 4 \text{ mm}$$

Tegangan satuan lokal ( $\sigma$ ) yang terjadi adalah :

$$\sigma = 600 \times \sqrt{\frac{P \times k}{b \times r}} \dots\dots\dots^{66}$$

Dengan :

$$P = \text{Beban roda troli} = 15000 \text{ kg}$$

$$k = \text{Kecepatan roda troli}$$

$$= 70 \text{ m/menit}$$

$$= 70 / 60 = 1,167 \text{ m/s}$$

Maka :

$$\sigma = 600 \times \sqrt{\frac{15000 \times 1,167}{55 \times 4}}$$

$$= 5352,05 \text{ kg/cm}^2$$

Material yang digunakan untuk roda troli adalah roda hardened steel ( Tabel 3.3 ), maka tegangan satuan lokal yang terjadi harus lebih kecil dari tekanan satuan lokal izin, yaitu :

$$\sigma < \sigma_{izin} = 5352,0 \text{ kg/cm}^2 < 8000 \text{ kg/cm}^2, \text{ maka roda troli yang dipakai}$$

memenuhi syarat .( aman )

---

<sup>66</sup> Ibid, Hal. 260

**3.2. Pemilihan Motor Listrik.**

**3.2.1. Tahanan terhadap gerakan pada arah horizontal ( W ) :**

Diameter poros atau gandar ( ds ) = 90 mm

Diameter roda troli ( D ) adalah :

D = 300 mm

Faktor traksi ( ω ) = 32 ( Gambar 3.3 )

Beban yang diangkat ( Q ) = 40000 kg = 40 Ton

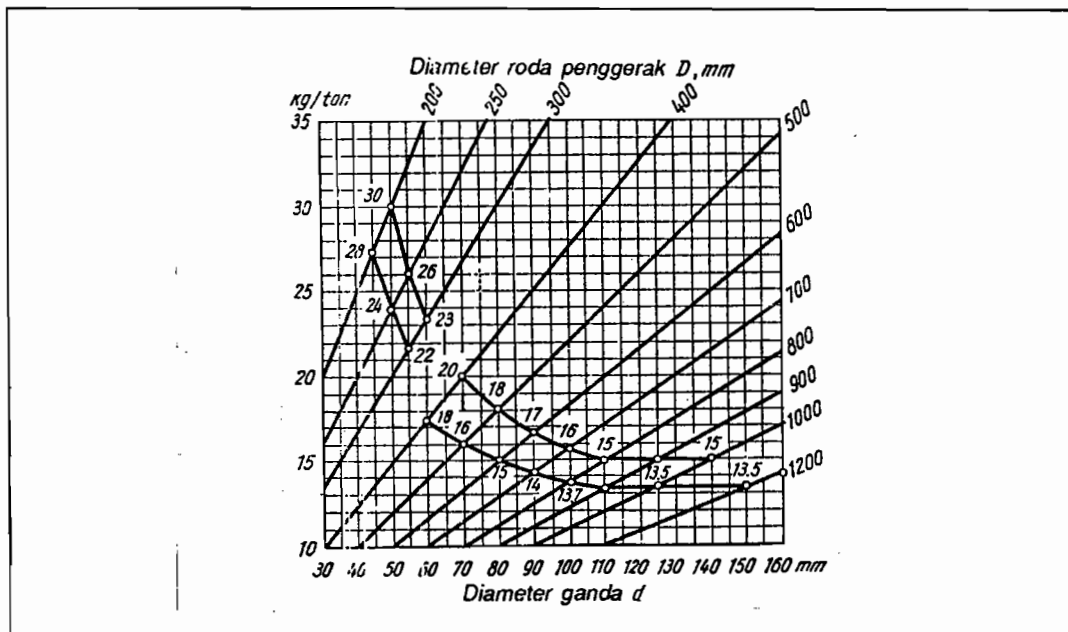
Bobot mekanisme pengangkat ( Qo ) = 20000 kg = 20 Ton

Maka tahanan terhadap gerakan pada arah horizontal ( W ) adalah :

$$W = \beta \times (Q + Qo) \times \omega \dots\dots\dots^{67}$$

$$W = 1,4 \times (40 + 20) \times 32$$

$$= 2688,0 \text{ kg}$$



**Gambar 3.3. Nilai berbagai faktor traksi ( Koefisien tahanan gerak )**  
 ( Sumber : N.Rudenko, "Mesin pengangkat" Hal 238 )

<sup>67</sup>ibid Hal. 239

### 3.2.2. Pemilihan Motor untuk Mekanisme Penjalan Troli.

Daya yang dibutuhkan ( N ) adalah :

$$N = \frac{W \times v \times 0,746}{75 \times 60 \times 0,85}$$

Dengan :

W = Tahanan terhadap gerakan pada arah horizontal = 2688,0 kg

V = kecepatan jalan troli = 70 m/menit

$\eta$  = Efisiensi mekanisme pengangkat = 0,85

Maka :

$$\begin{aligned} N &= \frac{2688 \times 70 \times 0,746}{75 \times 60 \times 0,85} \\ &= 39,697 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sehingga dari katalog motor listrik " Elektrim" dipilih motor listrik type

225M – 4, Dengan :

$$N_{\text{Rated}} = 45 \text{ kW}$$

$$n = 1480 \text{ Rpm}$$

Dengan menggunakan persamaan yang sama dengan perancangan motor listrik pada mekanisme pengangkat ( BAB II ), didapat hasil sebagai berikut :

Momen statik motor ( Mst ) :

$$Mst = 19,210 \text{ kg m}$$

Momen Dinamis ( Mydn ) :

Dengan waktu start ( ts ) = 2 detik

$$Mydn = 29,25 \text{ kg m}$$

Momen motor (  $M_{mot}$  ) :

$$M_{mot} = 48,46 \text{ kg m}$$

Momen Daya (  $M_{daya}$  ) :

$$M_{daya} = 21,776 \text{ kg m}$$

Pemeriksaan (  $M_{max} / M_{daya}$  ) = 2,2

Karena  $2,2 < 2,4$ , Maka motor yang dipilih baik karena memenuhi syarat.

### 3.2.3. Perencanaan Kotak Transmisi.

#### 3.2.3.1. Perhitungan Roda Gigi.

Untuk Sistem transmisi troli ini menggunakan sistem transmisi roda gigi lurus standar dengan perbandingan reduksi total (  $i_{total}$  ) = 20,6 yang dibagi menjadi 3 tingkat reduksi, yaitu :

- Perbandingan reduksi tingkat pertama  $i = 3,2$
- Perbandingan reduksi tingkat kedua  $i = 2,8$
- Perbandingan reduksi tingkat ketiga  $i = 2,3$

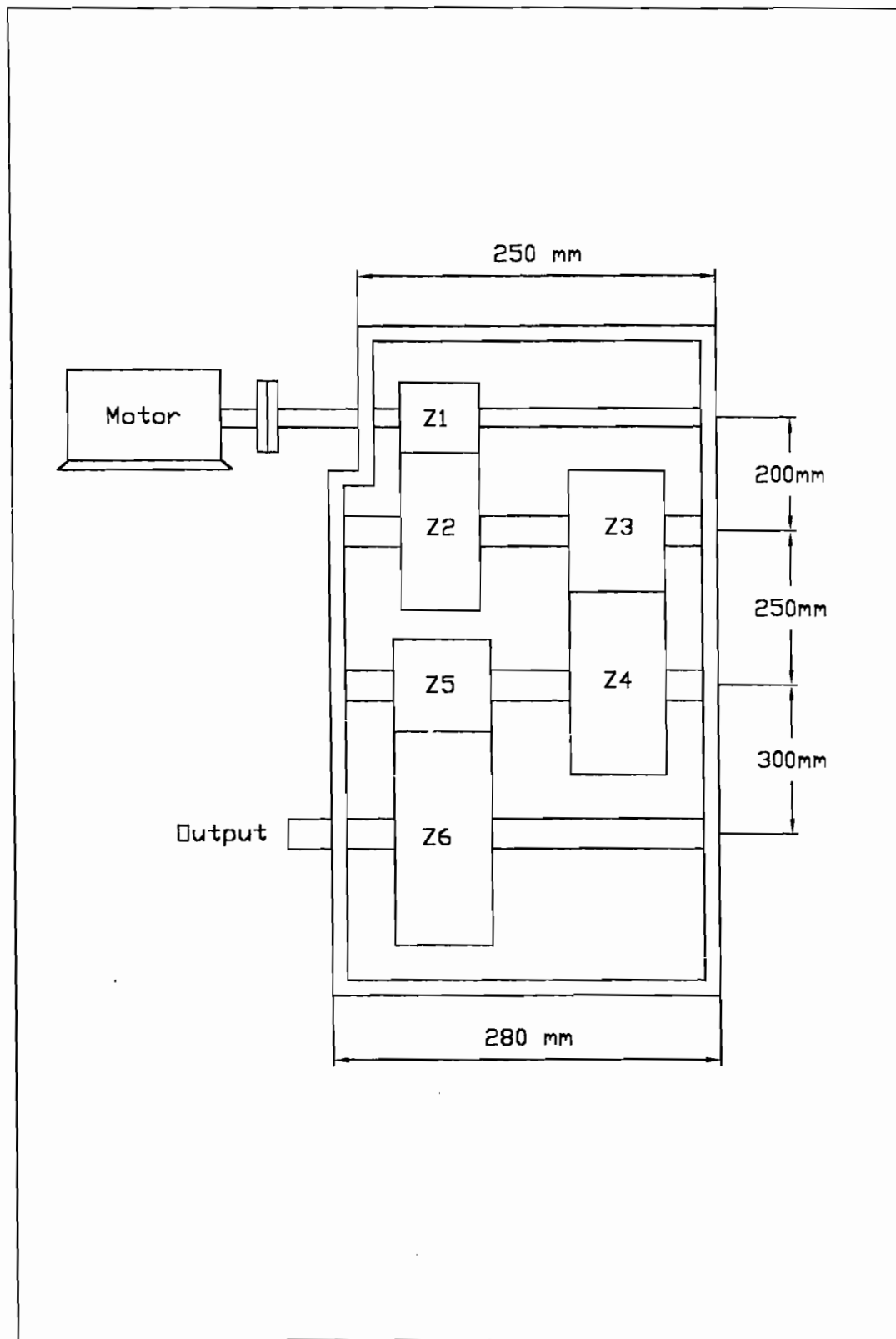
Sudut tekan pahat  $\alpha = 20^\circ$

Dengan :

Daya motor yang ditransmisikan  $P = 45 \text{ kW}$

Putaran input motor (  $n$  ) = 1480 Rpm

Putaran Output motor (  $n$  ) = 71,8 Rpm



Gambar 3.4. Skema Transmisi Roda Gigi Troli.

Untuk perancangan roda gigi pada kotak transmisi troli ini, persamaan yang digunakan serta urutan perancangannya sama seperti perancangan roda gigi lurus pada kotak transmisi hoisting ( BAB II ), sehingga hasil perhitungannya langsung ditunjukkan dalam bentuk tabel Hasil berikut ini :

**Tabel hasil perancangan sistem transmisi roda gigi lurus :**

	Pasangan roda gigi 1 dan 2		Pasangan roda gigi 3 dan 4		Pasangan roda gigi 5 dan 6	
	Roda gigi 1	Roda gigi 2	Roda gigi 3	Roda gigi 4	Roda gigi 5	Roda gigi 6
P ( kW )	45					
n ( rpm )	1480	462,5	462,5	165,1	165,1	71,8
i	3,2		2,8		2,3	
fc	1,0					
m	6		6		6	
Z ( gigi )	16	50	22	61	30	70
do ( mm )	96	300	110	367	180	420
Ao ( mm )	198		240		300	
Co	0					
Ck	1,5		1,5		1,5	
dk ( mm )	108	312	144	378	192	432
df ( mm )	80	284	89	350	164	404
H ( mm )	13,5		13,5		13,5	
V ( m/s )	7,43		2,6		1,5	
FI ( kg )	617,76		1765,3		3060	
Fv	0,135		0,38		0,66	
Material	SNC 22	SNC 21	SNC 22	SNC 21	SNC 22	SNC21
$\sigma_B$ ( kg/mm <sup>2</sup> )	100	80	100	80	100	80
$\sigma_a$ ( kg/mm <sup>2</sup> )	50	40	50	40	50	40
K'H (	0,569					
F'b ( kg/mm )	12,0	13,3	31,08	32,25	160	152
F'H ( kg/mm )	11,17		34,95		94,63	
bs ( mm )	55,3		50,50		32,3	
b dipakai ( mm )	56		55		50	

### 3.2.3.2. Perhitungan Poros.

#### 3.2.3.2.1. Perhitungan Poros I.

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Daya yang ditransmisikan ( P ) = 45 kW

Putaran poros ( n ) = 1480 Rpm.

Sehingga :

Momen rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{45}{1480} = 29645,27 \text{ kg mm}$$

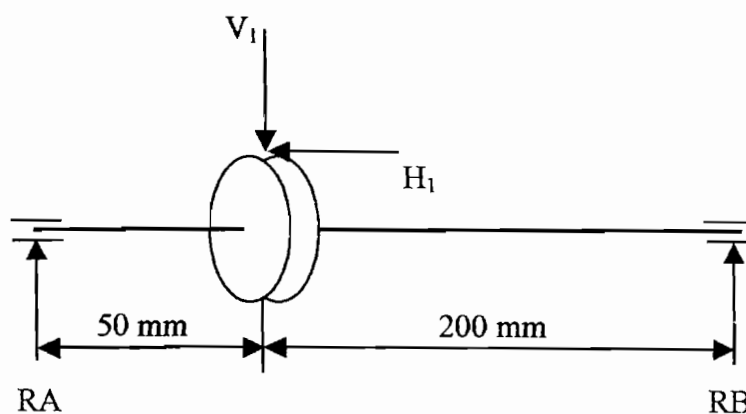
Gaya tangensial ( Ft ):

$$F_{t1} = 624,48 \text{ kg}$$

Gaya radial ( Fr ):

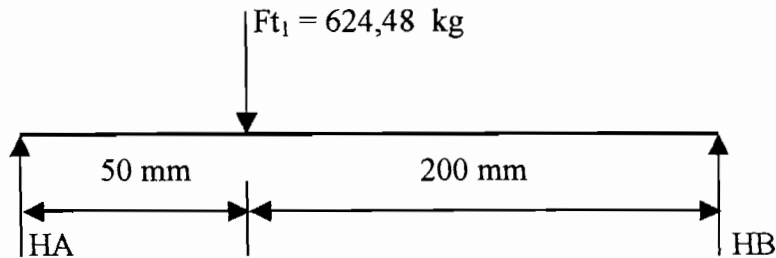
$$\begin{aligned} F_{r1} &= 624,48 \times \tan 20 \\ &= 227,11 \text{ kg} \end{aligned}$$

Panjang poros rencana 250 mm, Skema pembebanan porosnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 3.5. Skema pembebanan poros I.**

Untuk mempermudah perhitungan, maka uraian mengenai poros dilakukan setiap elemen poros saja, Skema pembebanan poros pada bidang horizontal yaitu :



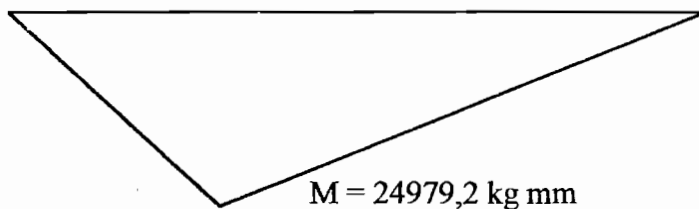
**Gambar 3.6. Skema pembebanan poros I arah bidang horizontal.**

Maka :

$$HA = \frac{624,48 \times 200}{250} = 499,584 \text{ kg}$$

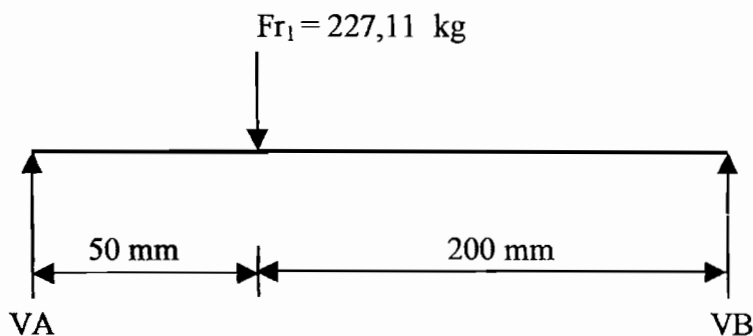
$$HB = \frac{624,48 \times 50}{250} = 124,896 \text{ kg}$$

Gambar diagram momen lengkungnya ditunjukkan pada diagram dibawah ini :



**Gambar 3.7. Diagram momen lengkung poros I arah bidang horizontal.**

Gambar skema pembebanan poros arah Vertikal, yaitu :



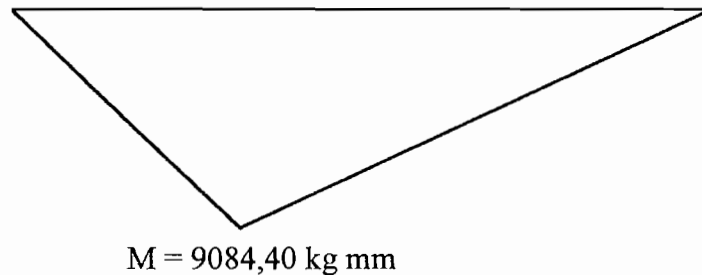
**Gambar 3.8. Skema pembebanan poros I arah bidang vertikal.**



$$V_A = \frac{227,11 \times 200}{250} = 181,688 \text{ kg}$$

$$V_B = \frac{227,11 \times 50}{250} = 45,422 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkungnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 3.9. Diagram momen lengkung poros I arah bidang vertikal.**

Maka reaksi gabungannya adalah :

$$R_A = \sqrt{499,584^2 + 181,688^2} = 531,596 \text{ kg}$$

$$R_B = \sqrt{124,896^2 + 45,422^2} = 132,890 \text{ kg}$$

Momen lentur gabungan :

$$M = \sqrt{24979,2^2 + 9084,40^2} = 26579,81 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNC 22, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 100 \text{ kg/mm}^2$ ,  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$  .

Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ )  $\text{kg/mm}^2$ :

$$\tau_a = \frac{100}{6 \times 2} = 8,3 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros ( ds ) adalah :

$$ds = \left( \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right)^{1/3}$$

Dengan :

$K_m$  = faktor koreksi terhadap lenturan = 2

$K_t$  = Faktor lenturan terhadap puntiran = 1,5

Maka :

$$d_s = \left( \frac{5,1}{8,3} \sqrt{(2 \times 26579,81)^2 + (1,5 \times 29645,27)^2} \right)^{1/3}$$

$$= 25,23 \text{ mm}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros  $d_s = 40 \text{ mm}$

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4}$$

Dengan :

$G$  = Modulus kekakuan =  $8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$

$L$  = Panjang poros

$$\text{Maka : } \theta = 584 \times \frac{29645,27 \times 250}{8,3 \times 10^3 \times 40^4}$$

$$= 0,20^\circ$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah  $0,25^\circ$ . Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.

### 3.2.3.2.2. Perhitungan Poros II.

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Daya yang ditransmisikan ( P ) = 45 kW

Putaran poros ( n ) = 482,5 Rpm

Faktor koreksi ( fc ) = 1,0

Sehingga :

Momen rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{45}{462,4} = 94788,0 \text{ kg mm}$$

Gaya tangensial ( Ft ):

$$F_{t2} = 624,48 \text{ kg}$$

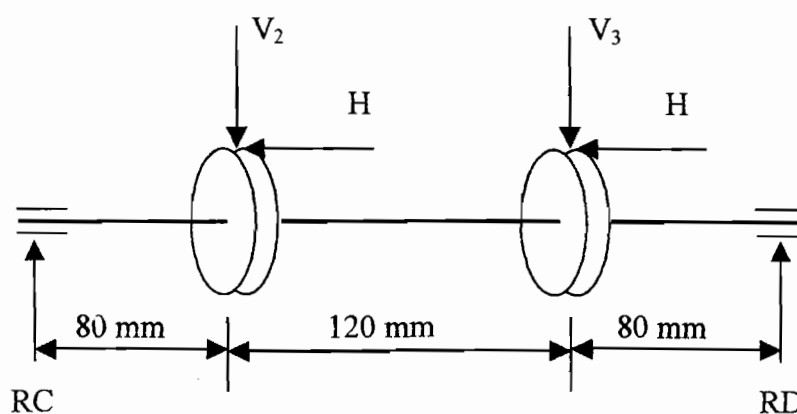
$$F_{t3} = 1443,40 \text{ kg}$$

Gaya radial ( Fr ):

$$F_{r2} = 624,48 \times \tan 20 = 227,11 \text{ kg}$$

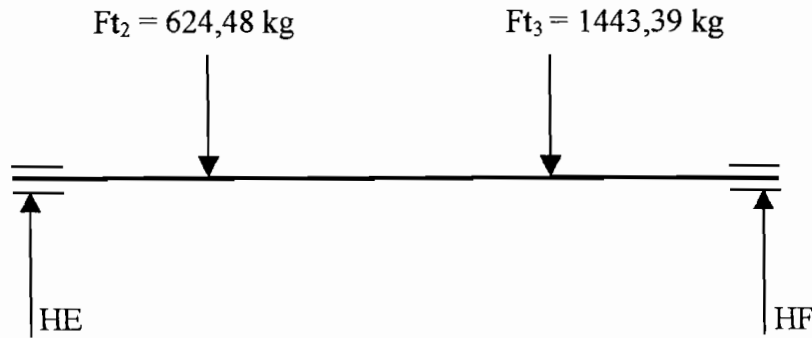
$$F_{r3} = 1443,40 \times \tan 20 = 525,35 \text{ kg}$$

Gambar skema pembebanan Poros II, yaitu :



**Gambar 3.10. Skema pembebanan Poros II.**

Pembebanan poros II pada arah bidang Horizontal ditunjukkan pada diagram dibawah ini :

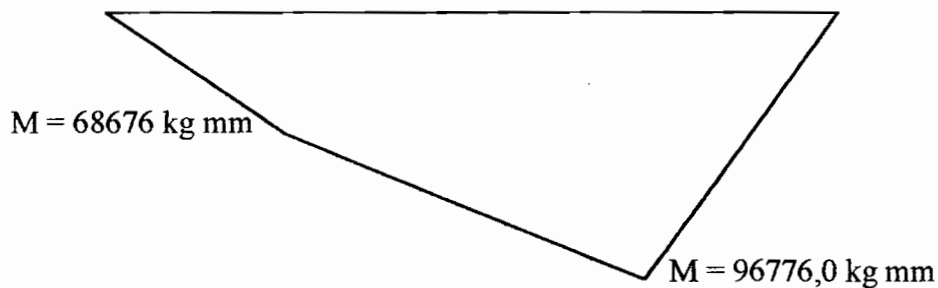


**Gambar 3.11. Skema pembebanan Poros II arah bidang horizontal.**

$$HC = \frac{624,48 \times 200 + 1443,39 \times 80}{280} = 858,45 \text{ kg}$$

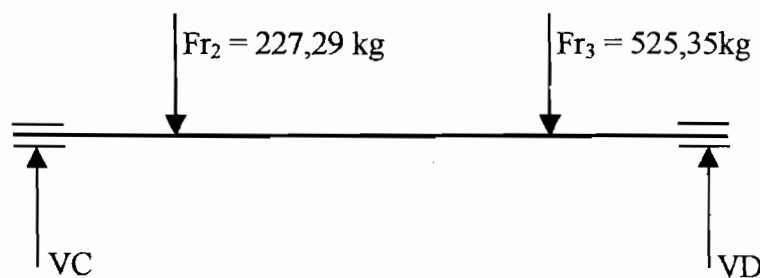
$$HD = \frac{1443,79 \times 200 + 624,48 \times 80}{280} = 1209,70 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkung ditunjukkan pada diagram dibawah ini :



**Gambar 3.12. Diagram momen lengkung poros II arah bidang horizontal.**

Gambar skema pembebanan poros II pada arah bidang vertikal, yaitu :



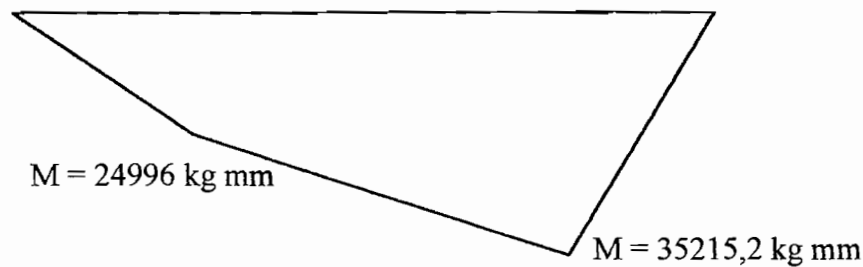
**Gambar 3.13. Skema pembebanan poros II arah bidang vertikal.**

Reaksi pada masing-masing tumpuan :

$$V_C = \frac{227,29 \times 200 + 525,35 \times 80}{280} = 312,45 \text{ kg}$$

$$V_D = \frac{227,29 \times 80 + 525,35 \times 200}{280} = 440,19 \text{ kg}$$

Diagram Momen lengkungnya :



**Gambar 3.14. Diagram momen lengkung poros II arah bidang vertikal.**

$$R_C = \sqrt{(858,45)^2 + (312,45)^2} = 913,543 \text{ kg}$$

$$R_D = \sqrt{(1209,70)^2 + (440,14)^2} = 1287,28 \text{ kg}$$

$$M_C = \sqrt{(68676)^2 + (24996)^2} = 73083,46 \text{ kg mm}$$

$$M_D = \sqrt{(96776)^2 + (35215,2)^2} = 102984,0 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNC 22, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 100 \text{ kg/mm}^2$ ,  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ )  $\text{kg/mm}^2$ :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$\tau_a = \frac{100}{6 \times 2} = 8,3 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros ( ds ) adalah :

$$ds = \left( \frac{5,1}{\tau a} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right)^{1/3}$$

$$ds = \left( \frac{5,1}{8,3} \sqrt{(2 \times 102984)^2 + (1,5 \times 94788)^2} \right)^{1/3}$$

$$= 38,72 \text{ mm}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros ( ds ) = 55 mm

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4}$$

$$\theta = 584 \times \frac{94788 \times 120}{8,3 \times 10^3 \times 55^4}$$

$$= 0,08^\circ$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah  $0,25^\circ$ . Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.

### 3.2.3.2.3. Perhitungan poros III :

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Daya yang ditransmisikan  $P = 45 \text{ kW}$

Putaran poros  $n = 165,1 \text{ Rpm}$

Faktor koreksi  $f_c = 1,0$

Sehingga :

Momen rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{45}{165,1} = 265475,46 \text{ kg mm}$$

Gaya tangensial ( Ft ):

$$F_{t4} = 1443,40 \text{ kg}$$

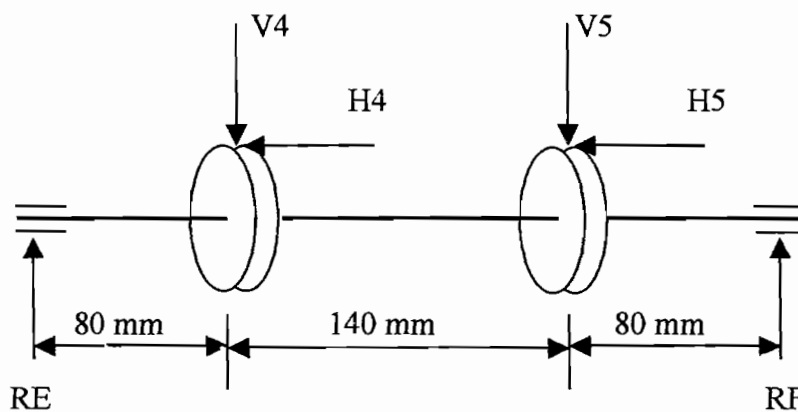
$$F_{t5} = 6850 \text{ kg}$$

Gaya radial ( Fr ):

$$F_{r4} = 1443,40 \times \tan 20 = 525,35 \text{ kg}$$

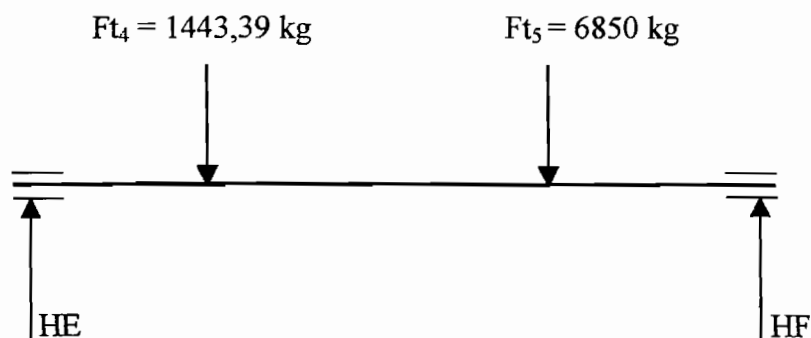
$$F_{r5} = 6850 \times \tan 20 = 2493,19 \text{ kg}$$

Gambar Skema pembebanan Poros III :



**Gambar 3.15. Skema pembebanan Poros III .**

Pembebanan poros III pada arah bidang horizontal ditunjukkan pada gambar dibawah ini :

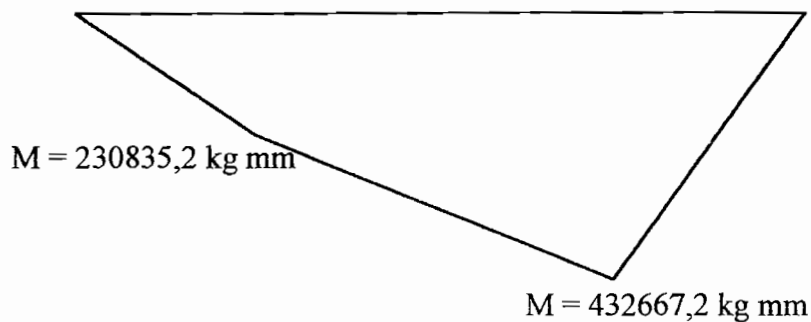


**Gambar 3.16. Skema pembebanan Poros III arah bidang horizontal.**

$$H_E = \frac{1443,79 \times 220 + 6850 \times 80}{300} = 2885,44 \text{ kg}$$

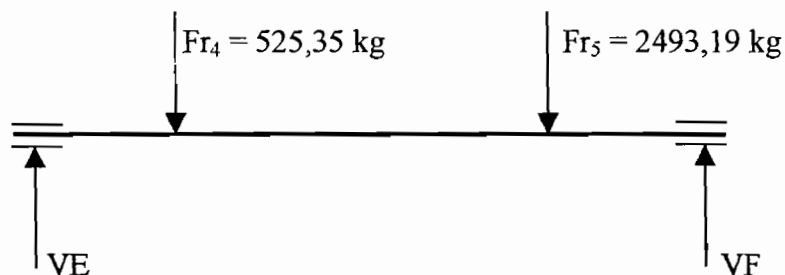
$$H_F = \frac{1443,79 \times 80 + 6850 \times 220}{300} = 5408,34 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkung ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



**Gambar 3.17. Diagram momen lengkung poros III arah bidang horizontal.**

Gambar diagram pembebanan poros III pada arah bidang vertikal, yaitu :



**Gambar 3.18. Skema pembebanan Poros III arah bidang vertikal.**

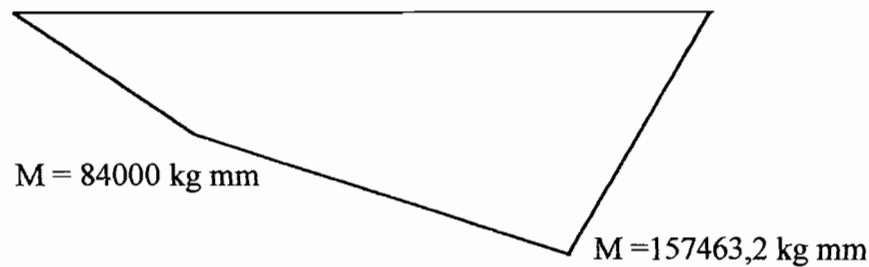
Reaksi pada masing-masing tumpuan :

$$V_E = \frac{525,35 \times 220 + 2493 \times 80}{300} = 1050,0 \text{ kg}$$

$$V_F = \frac{525,35 \times 80 + 2493 \times 220}{300} = 1968,29 \text{ kg}$$



Diagram Momen lengkungnya :



**Gambar 3.19. Diagram momen lengkung poros III arah bidang vertikal.**

$$RE = \sqrt{(2885,44)^2 + (1050)^2} = 3070,54 \text{ kg}$$

$$RF = \sqrt{(5408,34)^2 + (1968,29)^2} = 5755,37 \text{ kg}$$

$$ME = \sqrt{(230835,2)^2 + (84000)^2} = 245643,82 \text{ kg mm}$$

$$MF = \sqrt{(432667,2)^2 + (157463,2)^2} = 460429,76 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNC 22, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 100$  kg/mm<sup>2</sup>,  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ ) kg/mm<sup>2</sup>:

$$\tau_a = \frac{100}{6 \times 2} = 8,3 \text{ kg / mm}^2$$

Diameter poros ( ds ) adalah :

$$ds = \left( \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right)^{1/3}$$

$$ds = \left( \frac{5,1}{8,3} \sqrt{(2 \times 460429,76)^2 + (1,5 \times 265475,46)^2} \right)^{1/3}$$

$$= 61,50 \text{ mm}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros ( ds ) = 70 mm

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4}$$

$$\theta = 584 \times \frac{265475,46 \times 140}{8,3 \times 10^3 \times 70^4}$$

$$\theta = 0,10^\circ$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah  $0,25^\circ$ . Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.

#### 3.2.3.2.4. Perhitungan Poros IV :

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Daya yang ditransmisikan ( P ) = 45 kW

Putaran poros input adalah ( n ) = 71,8 Rpm

Faktor koreksi ( fc ) = 1,0

Sehingga :

Momen rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \times \frac{45}{71,8} = 610445,68 \text{ kg mm}$$

Gaya tangensial ( Ft ):

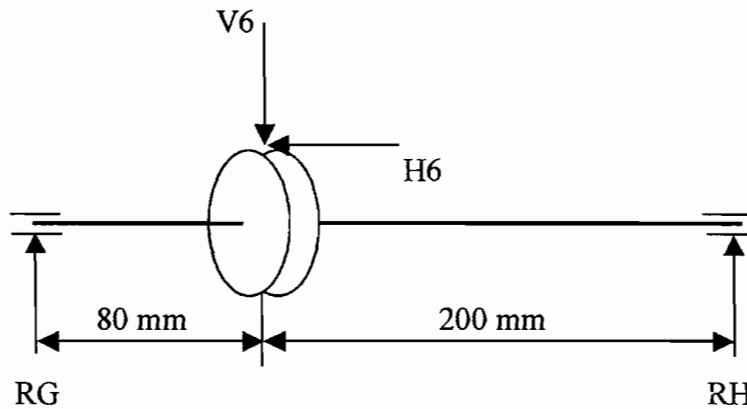
$$F_{t6} = 6850 \text{ kg}$$

Gaya radial ( Fr ):

$$F_{r6} = 6850 \times \tan 20$$

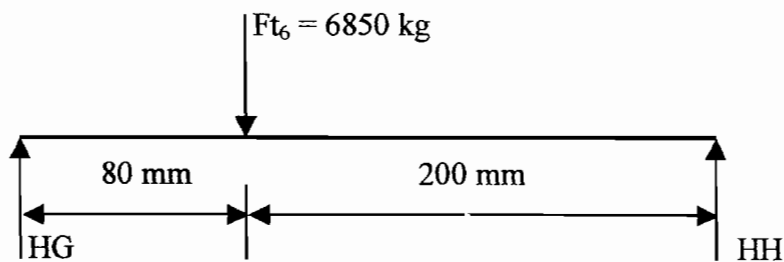
$$= 2493,19 \text{ kg}$$

Panjang poros rencana 280 mm, Gambar pembebanan porosnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 3.20. Skema pembebanan poros IV.**

Untuk mempermudah perhitungan , maka uraian mengenai poros dilakukan setiap elemen poros saja, diagram pembebanan poros pada bidang horizontal yaitu :



**Gambar 3.21. Skema pembebanan poros IV pada bidang horizontal.**

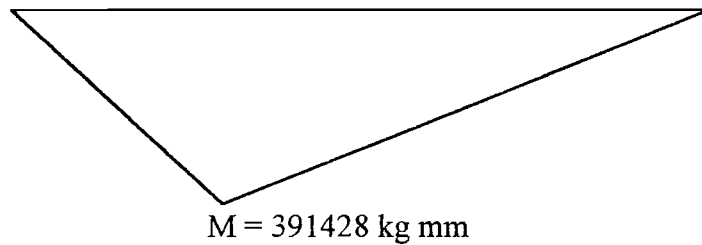
Maka :

$$HG = \frac{6850 \times 200}{280} = 4892,85 \text{ kg}$$

$$HH = \frac{6850 \times 80}{280} = 1957,14 \text{ kg}$$

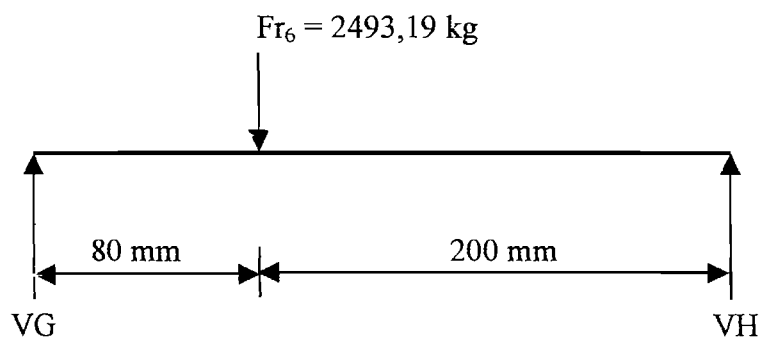


Diagram momen lengkungnya ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



**Gambar 3.22. Diagram momen lengkung poros IV arah bidang horizontal.**

Gambar skema pembebanan poros arah Vertikal, yaitu :

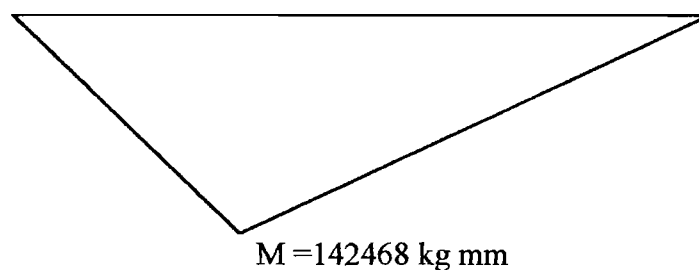


**Gambar 3.23. Skema pembebanan poros IV arah bidang Vertikal.**

$$VG = \frac{2493,19 \times 200}{280} = 1780,85 \text{ kg}$$

$$VH = \frac{2493,19 \times 80}{280} = 712,34 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkungnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 3.24. Diagram momen lengkung poros IV arah bidang vertikal.**

Maka reaksi gabungannya adalah :

$$RG = \sqrt{4892,85^2 + 1780,85^2} = 5206,86 \text{ kg}$$

$$RH = \sqrt{1957,14^2 + 712,34^2} = 2082,74 \text{ kg}$$

Momen lentur gabungan :

$$M = \sqrt{391428^2 + 142468^2} = 416548,9289 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNC 22, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 100$  kg/mm<sup>2</sup>,  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ ) kg/mm<sup>2</sup>:

$$\tau_a = \frac{100}{6 \times 2} = 8,3 \text{ kg / mm}^2$$

Diameter poros ( ds ) adalah :

$$ds = \left( \frac{5,1}{8,3} \sqrt{(2 \times 416548,9289)^2 + (1,5 \times 610445,68)^2} \right)^{1,3}$$

$$= 65,97 \text{ mm}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros ( ds ) = 90 mm

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4}$$

$$\theta = 584 \times \frac{610445,68 \times 280}{8,3 \times 10^3 \times 90^4}$$

$$= 0,18^\circ$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah 0,25°. Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.

### 3.2.3.3. Pelumasan.

Pelumasan yang digunakan berupa pelumasan celup oli karena kecepatan keliling roda gigi saat bekerja maksimum mencapai 7,37 m/det ( DIN 509 ). Urutan perancangan dan persamaan yang digunakan sama dengan perhitungan pelumasan pada gerak pengangkatan ( BAB II ), Sehingga didapat hasil :

- **Pemilihan Viscositas.**

$$F_{t3} = 14145,3 \text{ N}$$

$$b = 45 \text{ mm}$$

$$D_{o3} = 110$$

$$i = 2,8$$

$$K_s = 11,634 \text{ N/mm}^2$$

Harga karakteristik viskositas (  $K_s/v$  ):

$$\text{Kecepatan keliling roda gigi 3 ( } V_3 \text{ )} = 3,18 \text{ m/det}$$

$$\text{Maka : } K_s / V = 11,634 / 3,18$$

$$= 3,6 \text{ N/mm}^2$$

$$V = \text{Nilai viskositas kinematik} = 355 \text{ mm}^2/\text{det}$$

$$\text{Viscositas pelumas} = \text{ISO VG 690 ( DIN 51519 ).}$$

- **Kapasitas pelumasan**

$$\text{Efisiensi total transmisi ( } \eta_{\text{tot}} \text{ )} : 0,85$$

Tenaga gesek (  $P_r$  ) :

$$N = 45 \text{ kW}$$

$$P_r = 6,75$$

$$V_{\text{pelumas}} = 27 \text{ liter} = 27 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

### 3.2.4. Kopling.

#### 3.2.4.1. Perencanaan kopling pada poros motor :

Dari perancangan sebelumnya diketahui :

$$\text{Daya ( P )} = 45 \text{ kW}$$

$$\text{Momen ( T )} = 29645,27 \text{ kg mm}$$

$$\text{Diameter poros ( ds )} = 40 \text{ mm}$$

Sehingga dari Tabel 2.16 didapat ukuran kopling flens, yaitu :

Diameter luar kopling ( A )	160 mm
diameter naf / bos ( C )	80 mm
Panjang naf ( L )	56 mm
Daerah pusat baut ( B )	112 mm
Diameter baut ( d )	12 mm
Jumlah baut ( n )	4 buah
Tebal Flens ( F )	20 mm

Hasil perhitungan flens didapat hasil :

Material	SF 60
Kekuatan tarik	65 kg/mm <sup>2</sup>
Tegangan geser izin ( $\tau_a$ ) :	3,61 kg/mm <sup>2</sup>
Tegangan geser flens yang terjadi ( $\tau_f$ ) :	0,14 kg/mm <sup>2</sup>
$K_f \times \tau_f$	0,42 kg/mm <sup>2</sup>

Tegangan geser yang terjadi adalah 0,42 kg/mm<sup>2</sup> << 3,61 kg mm<sup>2</sup>, maka kopling flens ini aman.

- **Perhitungan Baut Kopling.**

Bahan baut yang dipilih adalah S 45 C dengan perlakuan panas, Tabel ( 2.2 )

dengan kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 70 kg/mm<sup>2</sup>, dengan :

Sf<sub>f</sub> = faktor keamanan material flens, : 6,0

Kf = faktor koreksi, : 3,0

Tegangan geser baut yang diizinkan ( $\tau_{ba}$ ) :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\sigma_b}{s_{f_f} \times k_f} \\ &= \frac{70}{6,0 \times 3,0} \\ &= 3,88 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Nilai efektif baut ( $\varepsilon$ ) adalah : 0,5

Jumlah baut efektif ( $n_e$ ) adalah :

$$\begin{aligned}n_e &= \varepsilon \times n \\ &= 0,5 \times 4 = 2\end{aligned}$$

Tegangan geser baut ( $\tau_b$ ) adalah :

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{6 \times T}{\pi \times db^2 \times n_e \times B} \\ &= \frac{6 \times 29645,27}{3,14 \times 12^2 \times 2 \times 112} \\ &= 1,756 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Karena tegangan geser baut lebih kecil dari tegangan geser baut yang diijinkan ( 1,756 kg/mm<sup>2</sup> << 3,88 kg/mm<sup>2</sup> ) maka baut yang dipergunakan aman.



### 3.2.4.2. Perencanaan kopling pada poros output kotak transmisi.

Dari perancangan sebelumnya diketahui :

$$\text{Daya ( P )} = 45 \text{ kW}$$

$$\text{Momen ( T )} = 610445,68 \text{ kg mm}$$

$$\text{Diameter poros ( ds )} = 90 \text{ mm}$$

Sehingga dari Tabel 2.16 didapat ukuran kopling flens, yaitu :

Diameter luar kopling ( A )	315 mm
diameter naf / bos ( C )	160 mm
Panjang naf ( L ) 56 mm	112 mm
Daerah pusat baut ( B )	236 mm
Diameter baut ( d )	25 mm
Jumlah baut ( n )	6 buah
Tebal Flens ( F )	35,5 mm

Hasil perhitungan flens didapat hasil :

Material	SF 60
Kekuatan tarik	65 kg/mm <sup>2</sup>
Tegangan geser izin ( $\tau_a$ ) :	3,61 kg/mm <sup>2</sup>
Tegangan geser flens yang terjadi ( $\tau_F$ ) :	0,42 kg/mm <sup>2</sup>
$K_f \times \tau_F$	1,20 kg/mm <sup>2</sup>

Tegangan geser yang terjadi adalah 1,2 kg/mm<sup>2</sup> << 3,61 kg mm<sup>2</sup>, maka kopling flens ini aman.

- **Perhitungan Baut Kopling.**

Bahan baut yang dipilih adalah S 45 C dengan perlakuan panas, Tabel ( 2.2 )

dengan kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 70 kg/mm<sup>2</sup>, dengan :

Sf<sub>f</sub> = faktor keamanan material flens, : 6,0

Kf = faktor koreksi, : 3,0

Tegangan geser baut yang diizinkan ( $\tau_{ba}$ ) :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\sigma_b}{sf_f \times kf} \\ &= \frac{70}{6,0 \times 3,0} \\ &= 3,88 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Nilai efektif baut ( $\varepsilon$ ) adalah : 0,5

Jumlah baut efektif ( $n_e$ ) adalah :

$$\begin{aligned}n_e &= \varepsilon \times n \\ &= 0,5 \times 6 = 3\end{aligned}$$

Tegangan geser baut ( $\tau_b$ ) adalah :

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{6 \times T}{\pi \times db^2 \times n_e \times B} \\ &= \frac{6 \times 610445,68}{3,14 \times 25^2 \times 3 \times 236} \\ &= 2,6 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Karena tegangan geser baut lebih kecil dari tegangan geser baut yang diijinkan ( $2,6 \text{ kg/mm}^2 \ll 3,88 \text{ kg/mm}^2$ ) maka baut yang dipergunakan aman.

### 3.3. Perancangan Rem.

Sistem pengereman menggunakan rem cakera atau disk breake, urutan perancangannya sama seperti pada rem sistem pengangkatan, sehingga didapat hasil sebagai berikut :

Daya statik pengereman ( Nbr ) adalah :

Dengan :  $W$  = Tahanan gaya pengereman : 2688,0 kg

Daya statik pengereman ( Nbr ) :

$$\begin{aligned} Nbr &= \frac{2688 \times 70 \times 0,85 \times 0,736}{75 \times 60} \\ &= 26,15 \text{ kW} \end{aligned}$$

Momen statik pengereman ( Mst ) :

$$\begin{aligned} Mst &= 716,20 \times \frac{Nbr}{n} \\ Mst &= 716,20 \times \frac{26,15}{1480} \\ &= 12,654 \text{ kg m} \end{aligned}$$

Momen dinamis ( Mdyn ) adalah :

$$Mdyn = \frac{\delta \times Gd^2 \times n}{375 \times tbr} \times \frac{0,975 \times Wt \times V^2 \times \eta}{n \times tbr}$$

Dengan :

$$GD^2 \text{Kopling} = 11,772 \text{ kg m}^2$$

$$GD^2 \text{motor} = 0,530 \text{ kg m}^2$$

$$GD^2 = 11,772 + 0,530$$

$$= 12,302 \text{ kg m}^2$$

tbr = Waktu pengereman

= 2 detik

Maka :

$$M_{\text{dyn}} = \frac{1,15 \times 12,302 \times 1480}{375 \times 2} + \frac{0,975 \times 47000 \times 70^2 \times 0,90}{60^2 \times 1480 \times 2}$$

$$= 46,88 \text{ kg m}$$

Momen gaya pengereman yang diperlukan adalah, ( Mbr ) :

$$M_{\text{br}} = M_{\text{dyn}} - M_{\text{st}}$$

$$= 46,88 - 12,654$$

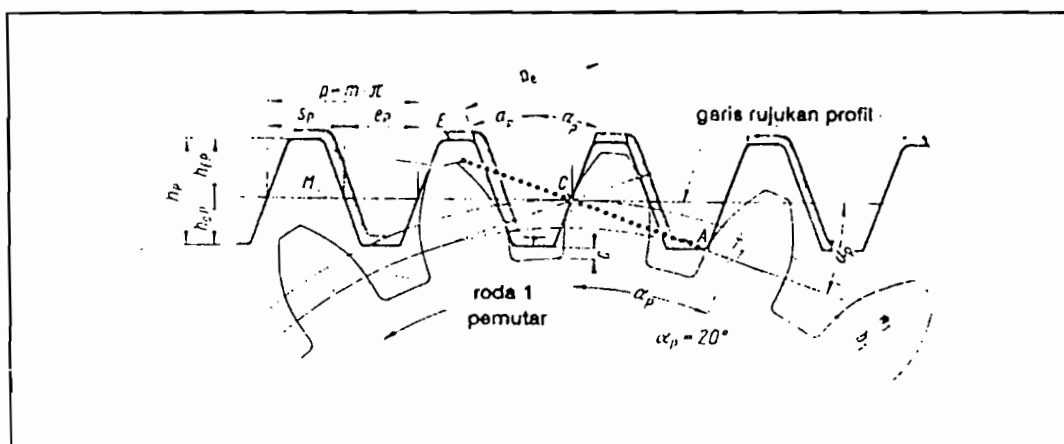
$$= 34,226 \text{ kg m}$$

Momen pengereman ( T ) yang tersedia pada motor adalah 2854 kg m.

Karena momen pengereman yang diperlukan ( Mbr ) kurang dari momen rem yang disediakan motor maka rem yang dirancang memenuhi syarat ( Aman ).

### 3.4. Perancangan Roda Gigi Penjalan Troli.

Penjalan troli berupa pasangan roda gigi lurus dengan batang gigi, berikut ini diberikan gambar pasangan roda gigi lurus dan batang gigi.



**Gambar 3.25 Pasangan Roda Gigi Lurus Dengan Batang Gigi.**  
( Sumber : Decker "Roda gigi jilid I, ATMI, Hal. 13 )

**3.4.1. Batang Gigi ( Rack Gear ).**

Jarak Bagi ( p ) :

$$\begin{aligned} P &= m \times 3,14 \\ &= 10 \times 3,14 \\ &= 31,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar Celah ( Sp ) :

$$\begin{aligned} Sp &= m \times 3,14 / 2 \\ &= 10 \times 3,14 / 2 \\ &= 15,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi kepala ( Hap ) :

$$\begin{aligned} Hap &= m \\ &= 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi kaki ( Hfp ) :

$$Hfp = Hap + c$$

Dengan :

$$\begin{aligned} c &= 0,25 \times m \\ &= 0,25 \times 10 \\ &= 2,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Hfp &= 10 + 2,5 \\ &= 12,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jumlah gigi ( Zp ) :

$$Zp = L / p$$

Dengan :

$$\begin{aligned} L &= \text{Panjang batang gigi.} \\ &= 22000 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Z_p &= 22000 / 31,4 \\ &= 700 \text{ gigi.} \end{aligned}$$

### 3.4.2. Roda Gigi :

Jumlah gigi ( Z ) :

$$Z = D / m$$

Dengan :

$$\begin{aligned} D &= \text{Diameter lingkaran jarak bagi.} \\ &= 250 \text{ mm} \\ m &= \text{Modul} \\ &= 10 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Z &= 250 / 10 \\ &= 25 \text{ gigi.} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran jarak bagi ( Dk ) :

$$Dk = D + 2 \cdot ha$$

Dengan :  $Ha = m = 10$

Maka :

$$\begin{aligned} Dk &= 250 + 2 \times 10 \\ &= 270 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak bagi kontak (  $P_e$  ):

$$\begin{aligned} P_e &= p \cos \alpha \\ &= 31,4 \times \cos 20 \\ &= 29,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kecepatan keliling (  $V$  ):

$$V = ( 3,14 \times D \times n ) / 60000$$

Dengan :  $n = 71,8$  Rpm

Maka :

$$\begin{aligned} V &= ( 3,14 \times 250 \times 74,8 ) / 60000 \\ &= 0,939 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Gaya Tangensial (  $F_t$  ):

$$F_t = ( 102 \times N_1 ) / V$$

Dengan

$$\begin{aligned} N_1 &= \text{Daya yang disalurkan pada satu poros} = 45 / 2 \\ &= 22,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned} F_t &= ( 102 \times 22,5 ) / 0,939 \\ &= 2444 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor Dinamis (  $f_v$  ):

Kecepatan keliling roda gigi 1 merupakan kecepatan rendah, terletak antara  $V = 0,5 - 10$  m/det. Maka faktor dinamis (  $f_v$  ) adalah :

$$\begin{aligned} F_v &= 3 / ( 3 + 0,939 ) \\ &= 0,76 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

Material yang digunakan adalah :

Roda gigi :

Bahan = SNC 22

Kekerasan ( HB ) = 600 HB

Tegangan tarik =  $100 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan lentur =  $55 \text{ kg/mm}^2$

Batang gigi :

Bahan = S 45 C

Kekerasan ( HB ) = 167 - 229 HB

Tegangan tarik =  $58 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan lentur =  $30 \text{ kg/mm}^2$

Beban Permukaan yang diizinkan persatuan lebar ( FH ) :

$$FH = ( f_v \times k_H \times D \times 2 \times Z_2 ) / ( Z_2 + Z_1 )$$

Dengan : KH = Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi =  $0,086 \text{ kg/mm}^2$

Maka :

$$\begin{aligned} FH &= ( 0,76 \times 0,086 \times 250 \times 2 \times 723 ) / ( 25 + 723 ) \\ &= 31,58 \text{ kg} \end{aligned}$$

Lebar gigi ( b ) :

$$\begin{aligned} b_{\min} &= F_t / FH \\ &= 2444 / 31,58 \\ &= 77,39 \text{ mm} \end{aligned}$$

Supaya lebih aman diambil lebar gigi ( b ) = 80 mm



Gaya Radial (  $F_{rad}$  ) :

$$\begin{aligned}F_{rad} &= F_t \times \tan \alpha \\&= 2444 \times \tan 20 \\&= 889,54 \text{ kg}\end{aligned}$$

Gaya Normal (  $F_n$  ) :

$$\begin{aligned}F_n &= F_t / \cos \alpha \\&= 2444 / \cos 20 \\&= 2600 \text{ kg}\end{aligned}$$

Volume roda gigi (  $V_g$  ) :

$$\begin{aligned}V_g &= (3,14 / 4) \times (D^2 - D_s^2) \times b \\&= (3,14 / 4) \times (250^2 - 90^2) \times 80 \\&= 3416320 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

Berat Roda gigi (  $W_g$  ) :

$$W_g = V_g \times \rho$$

Dengan :

$$\rho_{\text{baja}} = 7833 \times 10^{-9} \text{ kg/mm}^3$$

Maka :

$$\begin{aligned}W_g &= 3416320 \times 7833 \times 10^{-9} \\&= 26,742 \text{ kg}\end{aligned}$$

## BAB IV

### PERANCANGAN GANTRY TRAVELLING

#### 4.1. Perhitungan Beban.

Bobot gantry total (  $G_g$  ) diperkirakan sebesar 200000 kg = 200 Ton

Gantry ini ditopang oleh 8 buah roda karet, maka beban yang diterima tiap roda (  $Q_r$  ) adalah :

$$\begin{aligned} Q_r &= \frac{Q_g}{8} \\ &= \frac{200000}{8} = 25000 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tahanan gerak yang terjadi pada tiap roda (  $W_r$  ) :

$$W_r = Q_r \times \omega$$

Dengan :

$\omega$  = Koefisien tahanan gerak ( Tabel 4.1 )

$$\omega = 0,0135$$

Maka :

$$\begin{aligned} W_r &= 25000 \times 0,0135 \\ &= 337,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

## 4.2. Pemilihan Motor listrik :

### 4.2.1. Pemilihan Motor Listrik untuk Gantry Travel.

Untuk penggerak gantry ini menggunakan 2 buah motor penggerak, motor tersebut ditempatkan pada kedua sisi gantry, maka dianggap tiap motor menggerakkan 4 buah roda, sehingga :

Daya Motor yang diperlukan ( N ) :

$$N = \frac{W_{tot} \times v \times 0,736}{60 \times 75 \times \eta}$$

Dengan :

$W_{tot}$  = Tahanan gerak tiap motor

$$= W_r \times 4$$

$$= 337,5 \times 4$$

$$= 1350 \text{ kg}$$

$V$  = Kecepatan gerak gantry adalah 135 m/det

$$\eta = 0,85$$

Maka :

$$N = \frac{1350 \times 135 \times 0,736}{60 \times 75 \times 0,85}$$

$$= 35,0 \text{ kW}$$

Supaya lebih aman dipilih motor dengan :

$$\text{Daya motor ( P )} = 55 \text{ kW}$$

$$\text{Putaran motor ( n )} = 1480 \text{ Rpm}$$

$$\text{Nomor seri motor} = \text{Sg 250 M-4}$$

Dengan menggunakan persamaan dan urutan perancangan yang sama seperti pemilihan motor listrik pada mekanisme pengangkatan ( BAB II ), diperoleh hasil perhitungan sebagai berikut :

Momen Statik Motor ( Mst ) :

$$Mst = 16,9 \text{ Kg m}$$

Momen Dinamis motor ( Mdyn ) :

$$ts = \text{Waktu start } 2 \text{ detik}$$

$$Mydn = 4,77 \text{ kg m}$$

Momen gaya start motor ( Mmot ) :

$$Mmot = 21,67 \text{ kg m}$$

Momen Daya ( Mdaya ) :

$$Mdaya = 26,6 \text{ kg m}$$

Pemeriksaan motor terhadap beban lebih selama start adalah :

$$\frac{M_{max}}{M_{daya}} = \frac{21,67}{26,6} = 0,81 \ll 2,5$$

Motor yang dipilih memenuhi syarat atau aman karena  $0,81 \ll 2,5$ .

#### 4.2.2. Sistem Transmisi.

Mekanisme sistem transmisi yang digunakan adalah sebagai berikut :

Dari motor penggerak dihubungkan dengan poros input kotak roda gigi melalui sebuah kopleng flens. Dari poros output kotak transmisi dipasang sproket kecil yang dihubungkan dengan rantai rol menuju sproket besar yang terpasang pada roda ban karet.

Putaran roda (  $N_R$  ) :

$$N_R = \frac{V \times 1000}{3,14 \times D_R}$$

Dengan :

$$V = \text{Kecepatan keliling roda} = 135 \text{ m/det.}$$

Jenis ban yang digunakan adalah ban traktor seri 18 - 25 - 32 - PR.

Dengan :

18 = Lebar Ban ( inchi )

25 = Diameter Pelg ( Inchi )

32 = Angka kemampuan ban dalam menerima beban

PR = Play Rating.

$D_R$  = Diameter roda ban karet = 1470 mm

Maka :

$$\begin{aligned} N_R &= ( 135 \times 1000 ) / ( 3,14 \times 1470 ) \\ &= 29,25 \text{ Rpm} \end{aligned}$$

Perbandingan reduksi total (  $i_{tot}$  ) :

$$i_{tot} = \frac{n}{n_R}$$

Dengan :

$$N = \text{Putaran motor listrik} = 1480 \text{ Rpm}$$

$$N_R = \text{Putaran roda} = 29,25 \text{ Rpm.}$$

Maka :

$$i_{\text{tot}} = \frac{1480}{29,25} = 50,59$$

Sistem transmisi ini menggunakan tiga pasang roda gigi dan sepasang sproket, untuk perbandingan transmisi total roda gigi adalah 20 sedangkan untuk perbandingan rasio sproket adalah 2,53.

#### 4.3. Rantai Rol.

Daya yang ditransmisikan ( P ):

$$P = 55 \text{ kW}$$

Putaran roda gantri (  $n_{\text{roda}}$  ):

$$n_{\text{roda}} = 29,25 \text{ Rpm}$$

Jarak sumbu poros (  $A_o$  ):

$$A_o = 1250 \text{ mm}$$

Perbandingan transmisi sproket (  $i_{\text{spr}}$  ):

$$i_{\text{spr}} = 2,53$$

Dari Gambar 4.1 diperoleh data sebagai berikut :

Nomor rantai = 200

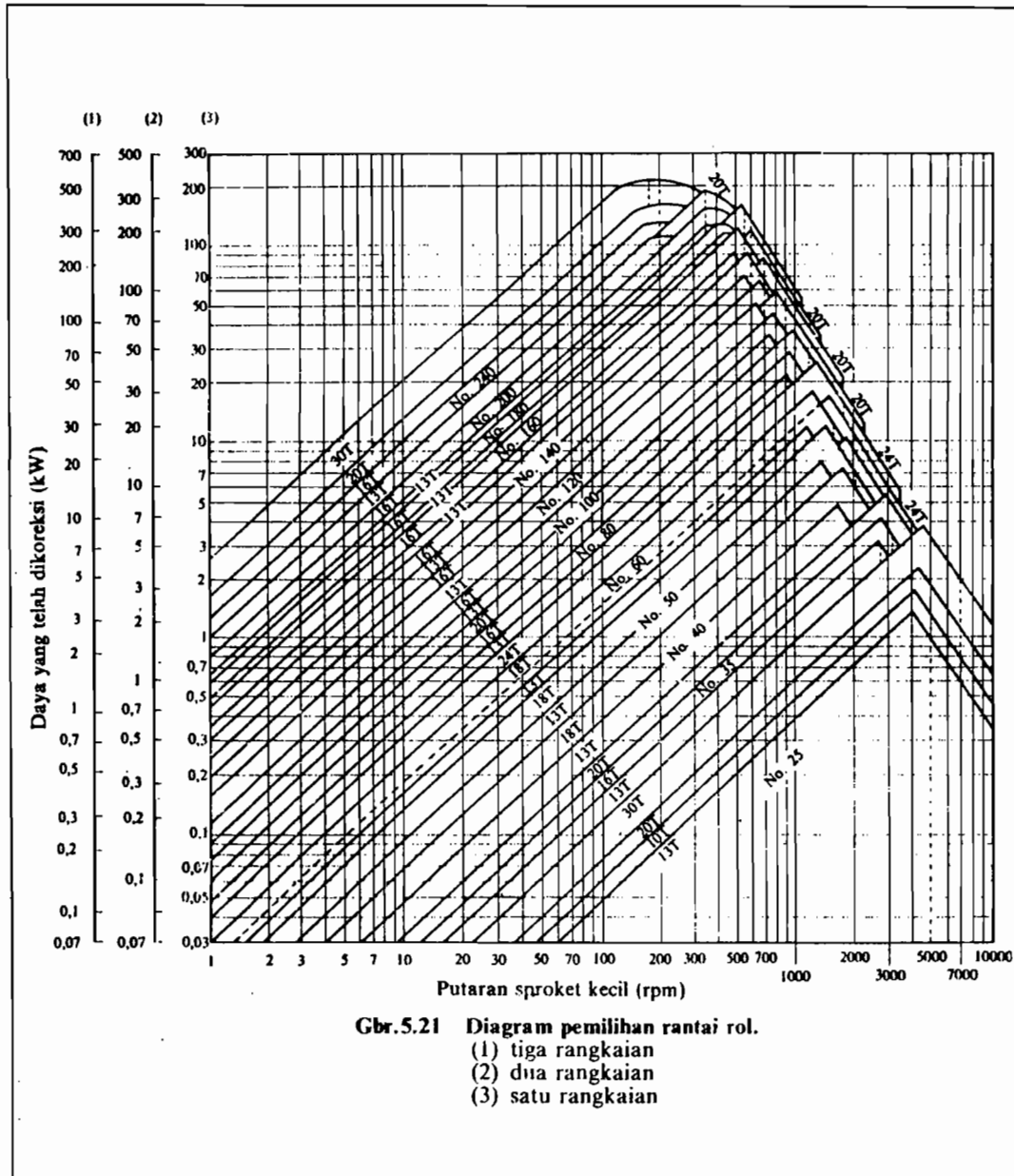
Terdiri dari dua rangkaian

Z1 = Jumlah gigi sproket kecil

= 17 Buah

Jumlah gigi sproket besar ( Z2 ) :

$$\begin{aligned}
 Z2 &= Z1 \times i_{spr} \\
 &= 17 \times 2,53 \\
 &= 43,0 \text{ Buah}
 \end{aligned}$$



**Gambar 4.1. Pemilihan Rantai Rol**

( Sumber: Sularso, Dasar pemilihan dan perencanaan Elemen Mesin Hal. 194 )





Diameter naf ( Dn ) :

$$Dn1 = p \times ( \cos ( 180^\circ / Z1 ) - 1 ) - 0,76 \dots \dots \dots 70$$

$$\begin{aligned} Dn1 &= 63,5 \times ( \cos ( 180^\circ / 17 ) - 1 ) - 0,76 \\ &= 275 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Dn2 &= 63,5 \times ( \cos ( 180^\circ / 43 ) - 1 ) - 0,76 \\ &= 803 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kecepatan rantai ( Vr ) :

$$V = ( p \times Z1 \times n1 ) / 60000 \dots \dots \dots 71$$

$$\begin{aligned} V &= ( 63,5 \times 17 \times 75 ) / 60000 \\ &= 1,35 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Karena kecepatan rantai ( Vr ) lebih kecil dari kecepatan rantai yang diizinkan ( 1,35 m/det << 4 m/det ), Maka rantai yang digunakan aman.

Beban rencana ( F ) :

$$F = ( 102 \times Pd ) / V \dots \dots \dots 72$$

$$\begin{aligned} &= ( 102 \times 55 ) / 1,35 \\ &= 4155,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor keamanan ( Sf ) :

$$Sf = FB / F \dots \dots \dots 73$$

$$\begin{aligned} Sf &= 43900 / 4155,5 \\ &= 10,56 \end{aligned}$$

---

<sup>70</sup> Ibid, Hal 197

<sup>71</sup> Ibid, Hal 198

<sup>72</sup> Ibid, Hal 198

<sup>73</sup> Ibid, Hal 198

Panjang rantai ( L ) :

$L_p$  = Panjang rantai dalam jarak bagi.

$$L_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2 \times C_p + \frac{[(Z_2 - Z_1 / 6,28)]^2}{C_p} \dots\dots\dots 74$$

Dengan :

$C_p$  = Jarak sumbu poros dalam jarak bagi.

$$C_p = A_o / P = 19,56$$

Maka :

$$L_p = \frac{17 + 43}{2} + \frac{2 \times 1250}{63,5} + \frac{[(43 - 17 / 6,28)]^2}{1250 / 63,5}$$

$$L_p = 69,77 \text{ buah mata rantai.}$$

$$L = 70 \text{ buah mata rantai.}$$

Jarak Sumbu poros ( C ) :..... 75

$C_p$  = jarak sumbu poros dalam jarak bagi

$$C_p = \frac{1}{4} \left[ \left( L - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left( L - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} (Z_2 - Z_1)^2} \right]$$

$$C_p = \frac{1}{4} \left[ \left( 70 - \frac{17 + 43}{2} \right) + \sqrt{\left( 70 - \frac{17 + 43}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} (43 - 17)^2} \right]$$

$$= 19,56$$

$$C = C_p \times p$$

$$= 19,56 \times 63,5$$

$$= 1243,0 \text{ mm}$$

<sup>74</sup> Ibid, Hal. 198

<sup>75</sup> Ibid, Hal. 198

- **Pelumasan :**

Dari Tabel 4.3 dengan nomor rantai 200, temperatur lingkungan  $40^{\circ}$ – $50^{\circ}$  dipakai pelumasan dengan cara pelumasan tetes atau sikat pelumas dengan pelumas SAE 50.

#### 4.4. Perhitungan Kotak Transmisi :

##### 4.4.1. Roda Gigi.

Untuk transmisi roda gigi 1 dan 2 digunakan pasangan roda gigi kerucut, sedangkan untuk pasangan roda gigi 3 dan 4 serta pasangan roda gigi 5 dan 6 merupakan pasangan roda gigi lurus .

Dari data sebelumnya diketahui :

Daya motor yang akan ditransmisikan ( P ) = 55 kW

Putaran motor (  $n_{input}$  ) = 1480 Rpm

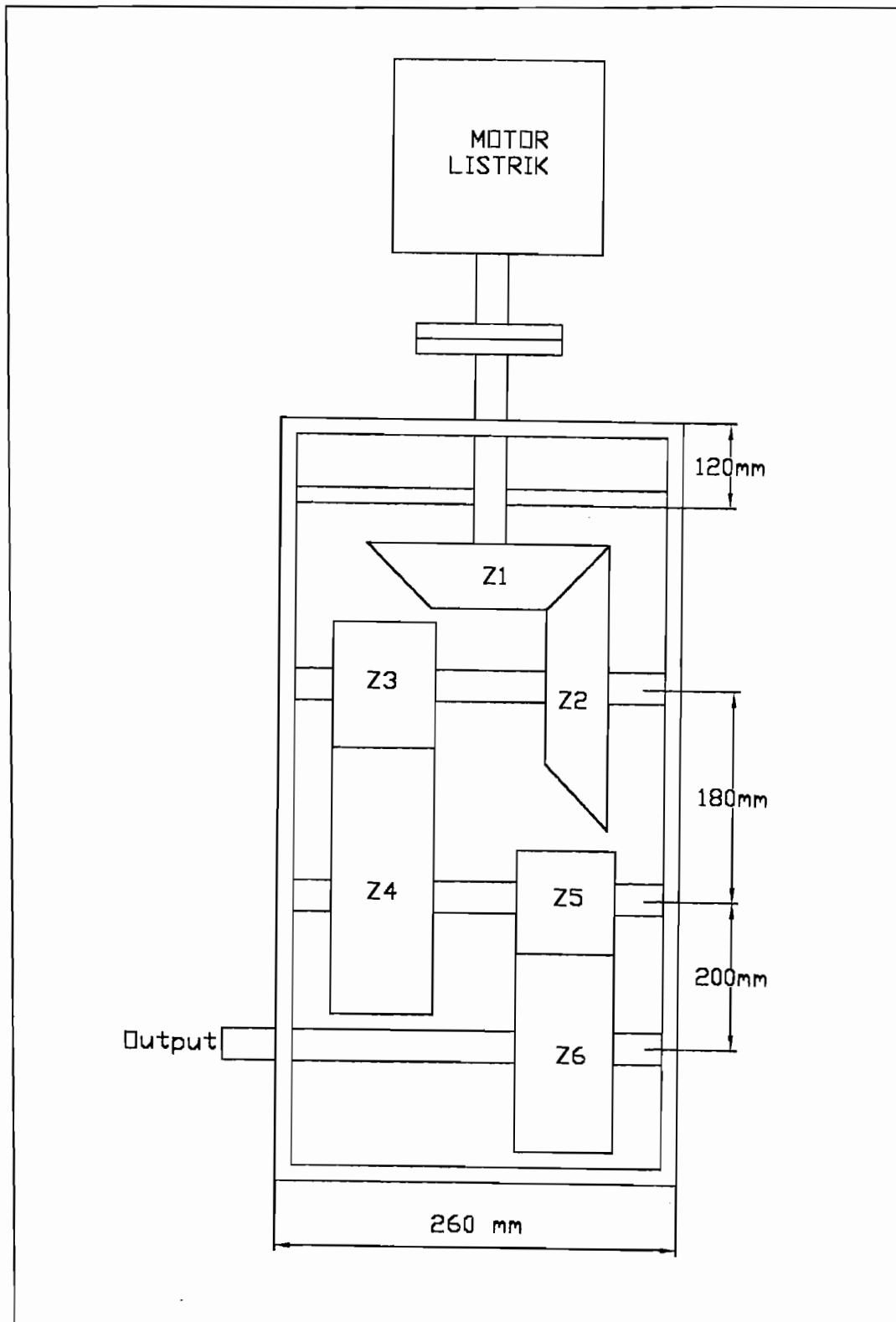
Putaran output (  $n_{output}$  ) = 73,85 Rpm

Perbandingan reduksi total (  $i_{tot}$  ) = 20, yang dibagi menjadi 3 tingkat,

yaitu :

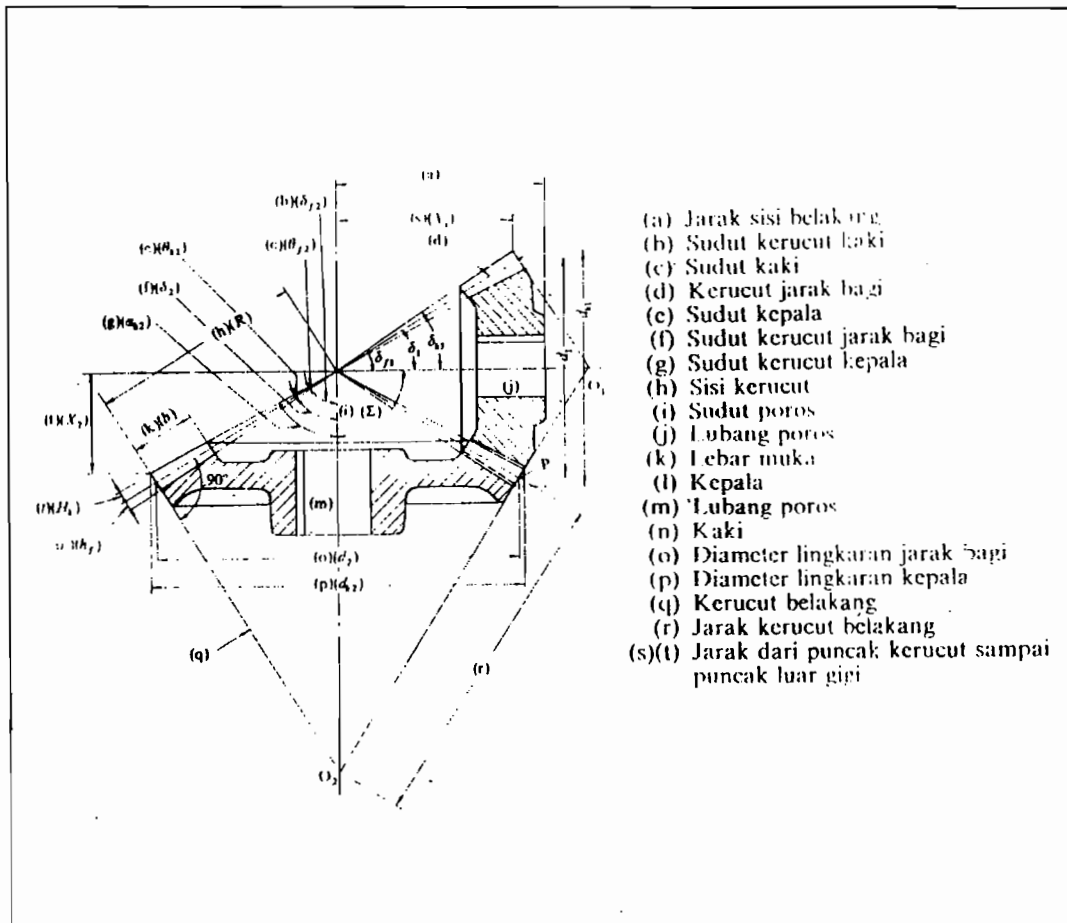
1. Perbandingan reduksi tingkat pertama (  $i_1$  ) = 2,95
2. Perbandingan reduksi tingkat pertama (  $i_2$  ) = 2,75
3. Perbandingan reduksi tingkat pertama (  $i_3$  ) = 2,47
4. Sudut tekan pahat (  $\alpha$  ) =  $20^{\circ}$





Gambar 4.2. Skema Transmisi Roda Gigi Travelling

• Perhitungan Pasangan roda gigi kerucut 1 dan 2 :



**Gambar 4.3. Nama bagian-bagian roda gigi kerucut.**  
( Sumber : Sularso, Perencanaan dan pemilihan elemen mesin. Hal 267 )

Modul yang dipilih = 6

Jumlah roda gigi 1 (  $Z_1$  ) = 13 gigi

Jumlah roda gigi 2 (  $Z_2$  ) =  $Z_1 \times i$

$$= 13 \times 2,95$$

$$= 38,35 \text{ gigi}$$

Sudut antar poros (  $\Sigma$  ) :

$$\Sigma = 90^\circ$$

Sudut kerucut jarak bagi (  $\delta$  ) :

$$\tan \delta 1 = 1 / i \dots\dots\dots 76$$

$$\delta 1 = 1 / 2,95$$

$$= 18,725^\circ$$

$$\delta 2 = 90^\circ - \delta 1$$

$$= 90^\circ - 18,725^\circ$$

$$= 71,275^\circ$$

Diameter lingkaran jarak ( d ) :

$$d1 = m \times Z1 \dots\dots\dots 77$$

$$= 6 \times 13 = 78 \text{ mm}$$

$$d2 = m \times Z2$$

$$= 6 \times 38 = 228 \text{ mm}$$

Sisi kerucut ( R ) :

$$R = d1 / 2 \sin \delta 1 \dots\dots\dots 78$$

$$= 78 / 2 \sin 18,725^\circ = 121,4 \text{ mm}$$

Koefisien perubahan kepala ( x ) :

$$x1 = 0,46 \times ( 1 - ( Z1 / Z2 )^2 ) \dots\dots\dots 79$$

$$= 0,46 \times ( 1 - ( 13 / 38 )^2 )$$

$$= 0,40$$

$$x2 = - 0,40$$

---

<sup>76</sup> Ibid, Hal. 269

<sup>77</sup> Ibid, Hal. 269

<sup>78</sup> Ibid, Hal. 269

<sup>79</sup> Ibid, Hal. 269

Tinggi kaki ( hf ) :

$$hf1 = ( ( 1 - X1 ) \times m ) + Ck \dots\dots\dots^{80}$$

Dengan :

Ck = Kelonggaran kepala

$$= 0,188 \times m$$

$$= 0,188 \times 6 = 1,128 \text{ mm}$$

Co = Kelonggaran kaki = 0

Maka :

$$hf1 = ( ( 1 - 0,40 ) \times 6 ) + 1,128$$

$$= 4,728 \text{ mm}$$

$$hf2 = ( ( 1 + 0,40 ) \times 6 ) + 1,128$$

$$= 9,528 \text{ mm}$$

Tinggi kepala ( hk ) :

$$hk1 = ( 1 + x1 ) \times m \dots\dots\dots^{81}$$

$$= ( 1 + 0,40 ) \times 6$$

$$= 8,4 \text{ mm}$$

$$hk2 = ( 1 + x2 ) \times m$$

$$= ( 1 - 0,40 ) \times 6$$

$$= 3,6 \text{ mm}$$

---

<sup>80</sup> Ibid, Hal. 269

<sup>81</sup> Ibid, Hal. 269

Tinggi gigi ( H ) :

$$\begin{aligned}
 H &= 2 \times m + C_k \dots\dots\dots 82 \\
 &= 2 \times 6 + 1,128 \\
 &= 13,128 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Sudut kepala (  $\theta$  ) :

$$\begin{aligned}
 \theta_{k1} &= \tan^{-1}( h_{k1} / R ) \dots\dots\dots 83 \\
 &= \tan^{-1}( 8,4 / 121,4 ) \\
 &= 3,95^\circ \\
 \theta_{k2} &= \tan^{-1}( h_{k2} / R ) \\
 &= \tan^{-1}( 3,6 / 121,4 ) \\
 &= 1,6^\circ
 \end{aligned}$$

Sudut kaki (  $\theta_f$  ) :

$$\begin{aligned}
 \theta_{f1} &= \tan^{-1}( h_{f1} / R ) \dots\dots\dots 84 \\
 &= \tan^{-1}( 4,728 / 121,4 ) \\
 &= 2,23^\circ \\
 \theta_{f2} &= \tan^{-1}( h_{f2} / R ) \\
 &= \tan^{-1}( 9,528 / 121,4 ) \\
 &= 4,48^\circ
 \end{aligned}$$

---

<sup>82</sup> Ibid, Hal. 269

<sup>83</sup> Ibid, Hal. 270

<sup>84</sup> Ibid, Hal. 270



Sudut kerucut kepala (  $\delta k1$  ) :

$$\delta k1 = \delta 1 + \theta k1 \dots\dots\dots 85$$

$$= 18,725 + 3,95$$

$$= 22,675^\circ$$

$$\delta k2 = \delta 2 + \theta k2$$

$$= 71,275 + 1,6$$

$$= 72,875^\circ$$

Diameter kepala ganti (  $dk$  ) :

$$dk1 = d1 + 2 \times hk1 \times \cos \delta 1 \dots\dots\dots 86$$

$$= 78 + 2 \times 8,4 \times \cos 18,725$$

$$= 93,9 \text{ mm}$$

$$dk2 = d2 + 2 \times hk2 \times \cos \delta 2$$

$$= 228 + 2 \times 3,6 \times \cos 71,275$$

$$= 230,31 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran kaki (  $X$  ) :

$$X1 = ( d1 / 2 ) - ( hk1 \times \sin \delta 1 ) \dots\dots\dots 87$$

$$= ( 78 / 2 ) - ( 8,4 \times \sin 18,725 )$$

$$= 36,30 \text{ mm}$$

$$X2 = ( d2 / 2 ) - ( hk2 \times \sin \delta 2 )$$

$$= ( 228 / 2 ) - ( 3,6 \times \sin 71,275 )$$

$$= 110,5 \text{ mm}$$

---

<sup>85</sup> Ibid, Hal. 270

<sup>86</sup> Ibid, Hal. 270

<sup>87</sup> Ibid, Hal. 270

Tebal gigi ( S ) :

$$S' = ( 0,5 \times 3,14 + 2 \times x1 \times \tan \alpha o ) \times m \dots\dots\dots^{88}$$

Dengan :

$$\alpha o = 20^\circ$$

$$S1 = ( 0,5 \times 3,14 + 2 \times 0,40 \times \tan 20^\circ ) \times 6$$

$$= 11,1 \text{ mm}$$

$$S2 = ( 0,5 \times 3,14 + 2 \times -0,40 \times \tan 20^\circ ) \times 6$$

$$= 7,67 \text{ mm}$$

Material roda gigi 1 :

Bahan	= SNC 22
Tegangan tarik ( $\sigma b$ )	= 100 kg/mm <sup>2</sup>
Kekerasan ( HB )	= 600
Tegangan lentur ( $\sigma a$ )	= 55 kg/mm <sup>2</sup>
Tegangan kontak izin ( $\sigma c$ )	= 189 kg/mm <sup>2</sup>

Material Roda gigi 2 :

Bahan	= SNC 3
Tegangan tarik ( $\sigma b$ )	= 95 kg/mm <sup>2</sup>
Kekerasan ( HB )	= 269-321
Tegangan lentur ( $\sigma a$ )	= 40 kg/mm <sup>2</sup>
Tegangan kontak izin ( $\sigma c$ )	= 102 kg/mm <sup>2</sup>

---

<sup>88</sup> Ibid, Hal. 270

Gaya tangensial ( Ft ) :

$$F_t = ( 102 \times Pd ) / V$$

Dengan :

$$\begin{aligned} V &= \text{Kecepatan keliling} \\ &= ( 3,14 \times 78 \times 1480 ) / 60000 \\ &= 6,0 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} F_t &= ( 102 \times 55 ) / 6,0 \\ &= 935,0 \text{ kg} \end{aligned}$$

Beban lentur izin persatuan lebar ( Fb ) :

$$F_{b1} = ( \sigma_a \times m \times k_v \times J_1 ) / ( K_o \times K_s \times K_m ) \dots\dots\dots^{89}$$

Dengan :

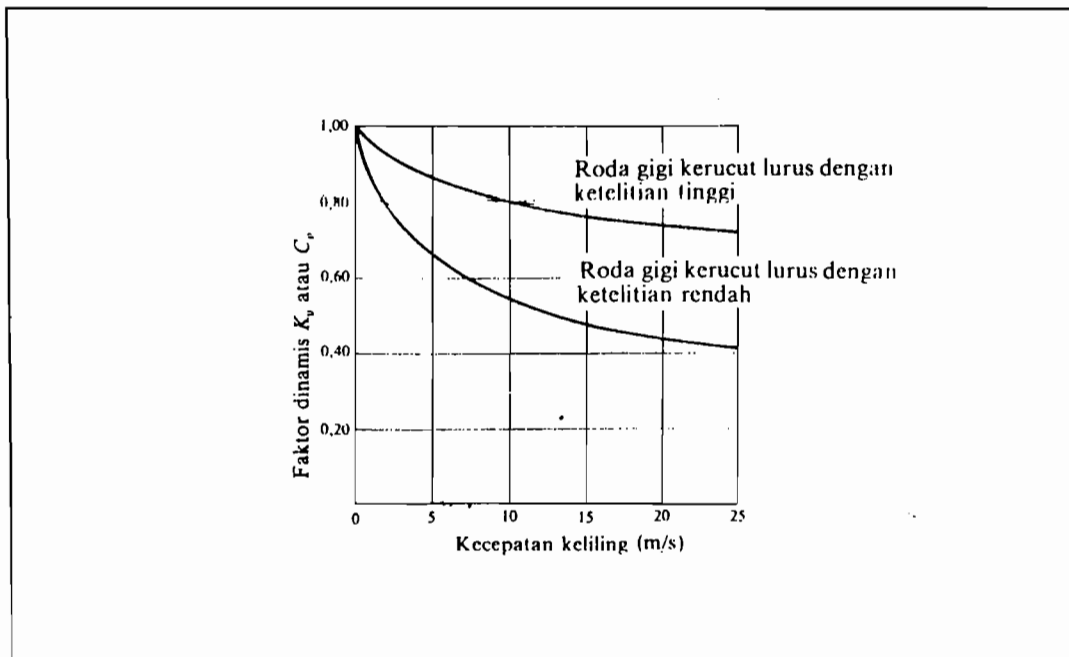
$$\begin{aligned} k_v &= \text{Faktor dinamis ( Gambar 4.3 )} \\ &= 0,8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_o &= \text{Faktor beban lebin ( Tabel 4.4 )} \\ &= 1,2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_m &= \text{faktor distribusi beban ( Tabel 4.5 )} \\ &= 1,1 \end{aligned}$$

---

<sup>89</sup> Ibid, Hal. 270



**Gambar 4.4. Faktor dinamis roda gigi kerucut**  
 ( Sumber : Sularso, Dasar perancangan dan pemilihan elemen mesin, Hal 271 )

$K_s$  = Faktor ukuran

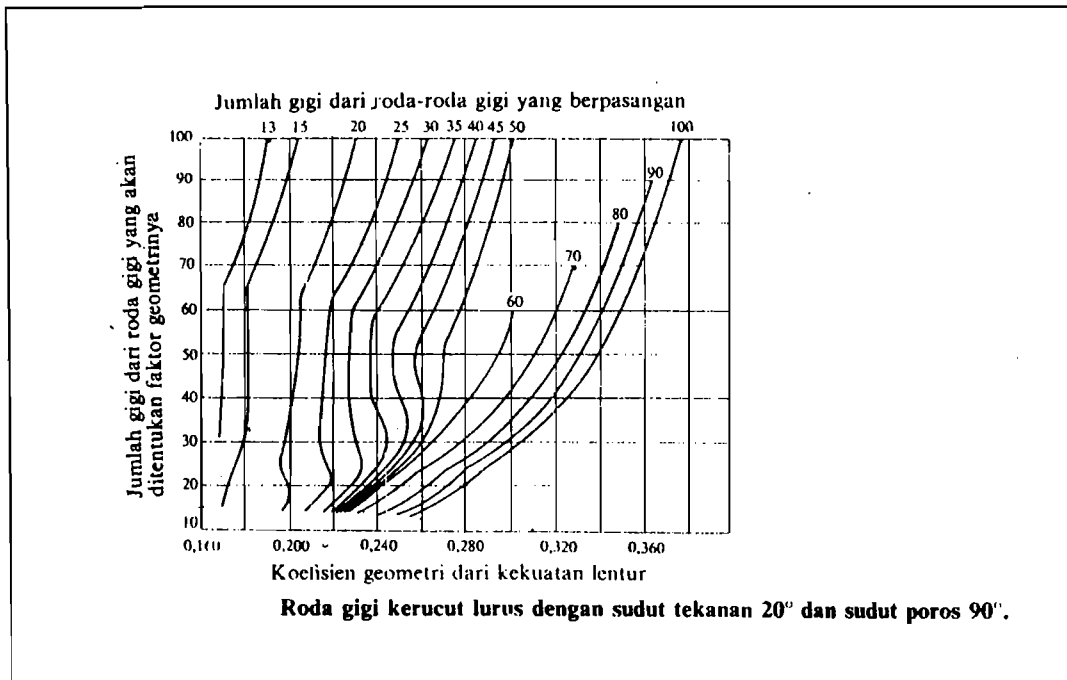
$$= \sqrt[4]{\frac{m}{2,24}} = 1,279$$

$J_1$  = Faktor geometri roda gigi kecil ( Gambar 4.4 )

$$= 0,18$$

$J_2$  = Faktor geometri roda gigi besar ( Gambar 4.4 )

$$= 0,28$$



**Gambar 4.5. Faktor geometri ( J )**

( Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Hal 272 )

Maka :

$$Fb1 = ( 55 \times 6 \times 0,8 \times 0,18 ) / ( 1,2 \times 1,279 \times 1,1 )$$

$$= 28,14 \text{ kg/mm}$$

$$Fb2 = ( 60 \times 6 \times 0,8 \times 0,28 ) / ( 1,2 \times 1,279 \times 1,1 )$$

$$= 38,21 \text{ kg/mm}$$

Beban permukaan izin persatuan lebar ( FH ) :

$$FH = ( \sigma^2 \times dl \times Cv \times 1 ) / ( Cp^2 \times Co \times Cm \times Cf ) \dots\dots\dots^{90}$$

Dengan :

$$\sigma^2 = \text{Tegangan kontak izin ( Tabel 4.6 )}$$

$$= 102^2 = 10404$$

$$Cp^2 = \text{Koefisien Elastis ( Tabel 4.7 )}$$

$$= 74,2^2 = 5505,6$$

<sup>90</sup> Ibid, Hal. 270

$C_v$  = faktor dinamis ( Gambar 4.3 )

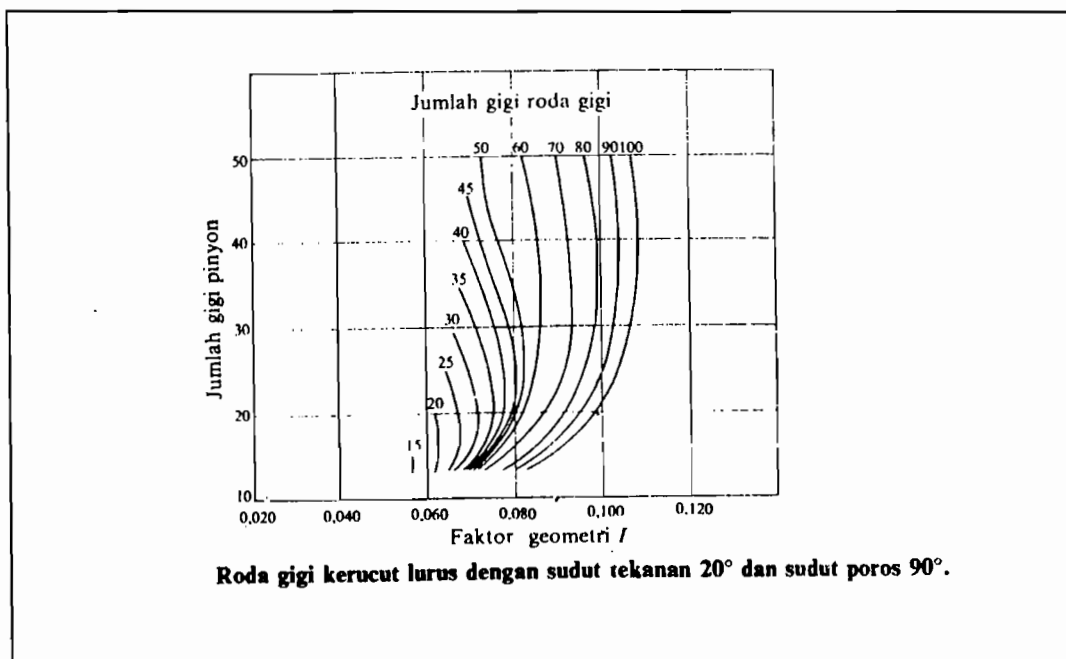
$$= 0,8$$

$I$  = Faktor geometri

$$= 0,07$$

$C_m$  = Faktor distribusi beban ( Tabel 4.5 )

$$= 1,1$$



**Gambar 4.6 Faktor geometri ( I )**

( Sumber : Sularso, Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin, Hal 273 )

$C_o$  = Faktor beban lebih ( Tabel 4.4 )

$$= 1,25$$

$C_f$  = Faktor kondisi permukaan = 1

Maka :

$$FH = ( 10404 \times 78 \times 0,8 \times 1 ) / ( 5505 \times 1,25 \times 1,1 \times 1 )$$

$$= 85,76 \text{ kg/mm}$$

Lebar sisi ( b ) :

$$\begin{aligned} B_{\min} &= Ft / F_{\min} \\ &= 935 / 85,76 \\ &= 11,0 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka diambil lebar sisi  $b = 30 \text{ mm}$

Pemeriksaan lebar sisi gigi dengan syarat :  $b / m < ( 6 - 10 )$

Sehingga :  $30 / 6 = 5 < ( 6 - 10 )$  , maka lebar sisi yang dipilih baik karena masih dalam batas aman sehingga bisa digunakan.

Gaya aksial (  $F_a$  ) :

$$\begin{aligned} Fa_1 &= Ft \times \tan \alpha \times \sin \delta_1 \\ &= 935 \times \tan 20^\circ \times \sin 18,725 \\ &= 109,24 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Fa_2 &= Ft \times \tan \alpha \times \sin \delta_2 \\ &= 935 \times \tan 20^\circ \times \sin 71,275 \\ &= 322,29 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya radial (  $F_r$  ) :

$$\begin{aligned} Fr_1 &= Ft \times \tan \alpha \times \cos \delta_1 \\ &= 935 \times \tan 20^\circ \times \cos 18,725 \\ &= 322,29 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Fr_2 &= Ft \times \tan \alpha \times \cos \delta_2 \\ &= 935 \times \tan 20^\circ \times \cos 71,275 \\ &= 109,24 \text{ kg} \end{aligned}$$

Untuk pasangan roda gigi 3 dan 4 serta pasangan roda gigi 5 dan 6 pada kotak transmisi, Persamaan yang digunakan dan urutan perhitungannya sama seperti perancangan roda gigi lurus pada gerak hoisting ( BAB II ), sehingga hasil perhitungannya ditunjukkan dalam bentuk tabel hasil sebagai berikut :

	Pasangan roda gigi 3 dan 4		Pasangan roda gigi 5 dan 6	
	Roda gigi 3	Roda gigi 4	Roda gigi 5	Roda gigi 6
P ( kW )	55			
N ( rpm )	501,6	182,4	182,4	73,86
i	2,75		2,47	
fc	1,0			
m	6		6	
Z ( gigi )	16	44	19	48
do ( mm )	96	264	114	288
Ao ( mm )	180		200	
Co	0		0	
Ck	1,25		1,35	
dk ( mm )	108	276	126	300
df ( mm )	81	249	99	275
H ( mm )	13,5		13,5	
V ( m/s )	2,52		1,088	
FT ( kg )	2226,1		5156,25	
Fv	0,39		0,919	
Material	SNC 22	SNC 21	SNC 22	SNC 21
$\sigma_B$ ( kg/mm <sup>2</sup> )	100	80	100	80
$\sigma_a$ ( kg/mm <sup>2</sup> )	50	40	50	40
KH kg/mm <sup>2</sup>	0,569		0,569	
F'b ( kg/mm )	34,5	37,06	86,56	88,66
F'H ( kg/mm )	31,24		85,41	
bs ( mm )	71,2		60	
b dipakai ( mm )	72		60	



#### 4.4.2. Perancangan Poros.

- **Perhitungan Poros I.**

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Daya yang ditransmisikan ( P ) = 55 kW

Putaran poros ( n ) = 1480 Rpm

Faktor koreksi ( fc ) = 1,0

Sehingga :

Momen rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{55}{1480} = 36195,9 \text{ kg mm}$$

Diketahui :

Gaya tangensial ( Ft ) :

$$F_{t1} = 935,0 \text{ kg}$$

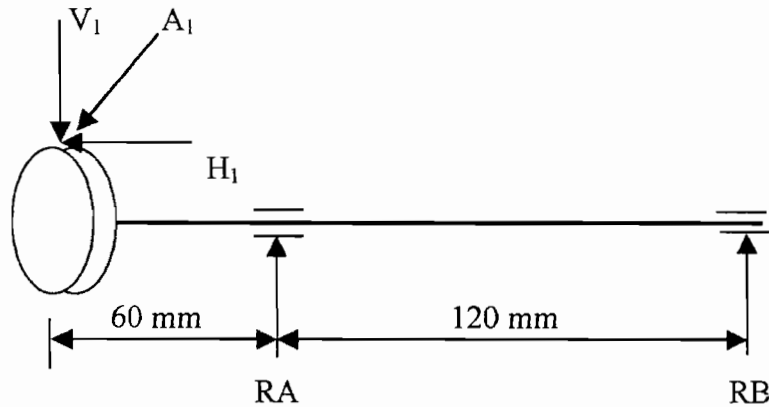
Gaya radial ( Fr ):

$$\begin{aligned} F_{r1} &= 935 \times \tan 20 \\ &= 340,3 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya Aksial ( Fa ) :

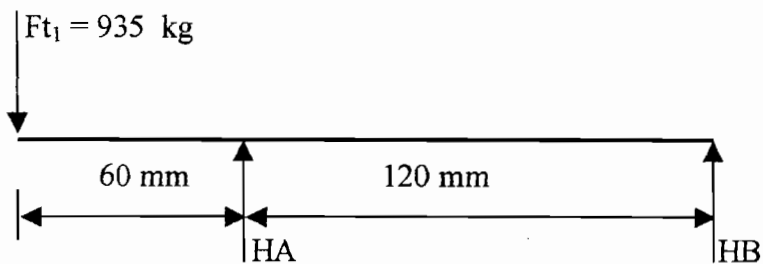
$$F_a = 109,24 \text{ kg}$$

Panjang poros rencana 180 mm, Gambar Skema pembebanan porosnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 4.7. Skema pembebanan Poros I.**

Gambar Skema pembebanan poros arah horisontal, yaitu :



**Gambar 4.8. Skema pembebanan Poros I arah bidang horizontal.**

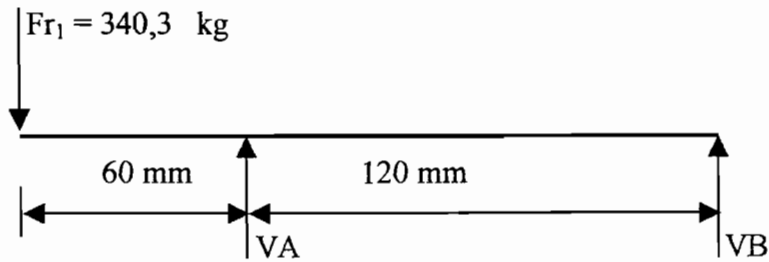
$$HA = \frac{935,0 \times 180}{120} = 1402,5 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} HB &= Ft_1 - RA \\ &= 935,0 - 1402,5 \\ &= 467,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Momen titik H ( MH ) arah Horizontal, yaitu :

$$\begin{aligned} MH &= Ft_1 \times 60 \\ &= 935,0 \times 60 \\ &= 56100 \text{ kg} \end{aligned}$$

Skema Pembebanan poros arah Vertikal ditunjukkan seperti gambar dibawah ini :



**Gambar 4.9. Skema pembebanan poros I arah bidang vertikal.**

$$V_A = 340 \times 180 / 120$$

$$= 510 \text{ kg}$$

$$V_B = F_{r1} - V_A$$

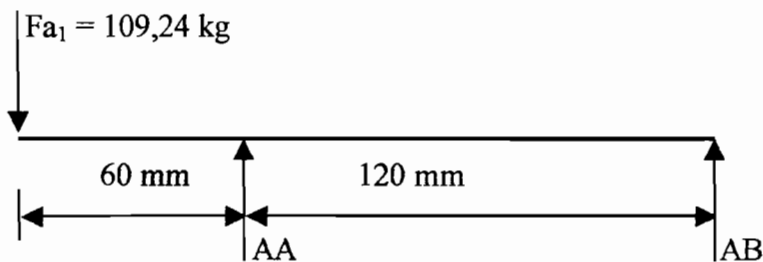
$$= 340,3 - 510 = 169,7 \text{ kg}$$

Momen dititik A arah Vertikal ( MV ) :

$$MV = 340,3 \times 60$$

$$= 20418 \text{ kg}$$

Gambar skema pembebanan poros arah Aksial, yaitu :



**Gambar 4.10. Skema pembebanan poros I arah bidang aksial.**

$$AA = 1109,24 \times 180 / 120$$

$$= 163,8 \text{ kg}$$

$$AB = F_{a1} - AA$$

$$= 109,24 - 163,8 = 54,56 \text{ kg}$$

Momen titik A Karena gaya Aksial ( MA ) :

$$\begin{aligned} MA &= 109,24 \times 60 \\ &= 65544 \text{ kg} \end{aligned}$$

Maka reaksi gabungannya adalah :

$$\begin{aligned} RA &= \sqrt{1402,5^2 + 510^2 + 163,8^2} = 1501,3 \text{ kg} \\ RB &= \sqrt{467,5^2 + 169,7^2 + 54,56^2} = 500,33 \text{ kg} \end{aligned}$$

Momen lentur gabungan adalah :

$$M = \sqrt{56100^2 + 20418^2 + 65544^2} = 88657,32 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNCM 25, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 120$  kg/mm<sup>2</sup>, Sf<sub>1</sub> = 6 ; Sf<sub>2</sub> = 2 .

Tegangan geser yang diizinkan (  $\tau_a$  ) kg/mm<sup>2</sup>:

$$\tau_a = \frac{120}{6 \times 2} = 10 \text{ kg / mm}^2$$

Diameter poros ( ds ) adalah :

$$\begin{aligned} ds &= \left( \frac{5,1}{10} \sqrt{(2 \times 88657,32)^2 + (1,5 \times 36195,9)^2} \right)^{1/3} \\ &= 45,56 \text{ mm} \end{aligned}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros ( ds ) = 50 mm

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4}$$

Dengan :

$$G = \text{Modulus kekakuan} = 8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$$

Maka :

$$\begin{aligned}\theta &= 584 \times \frac{36195,9 \times 180}{8,3 \times 10^3 \times 50^4} \\ &= 0,07^\circ\end{aligned}$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah  $0,25^\circ$ . Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.

- **Perhitungan Poros II.**

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Daya yang ditransmisikan ( P ) = 55 kW

Putaran poros ( n ) = 501,6 Rpm

Faktor koreksi ( fc ) = 1,0

Sehingga :

Momen rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{55}{501,6} = 106798,2 \text{ kg mm}$$

Gaya tangensial ( Ft ):

$$F_{t2} = 935 \text{ kg}$$

$$F_{t3} = 226,1 \text{ kg}$$

Gaya radial ( Fr ):

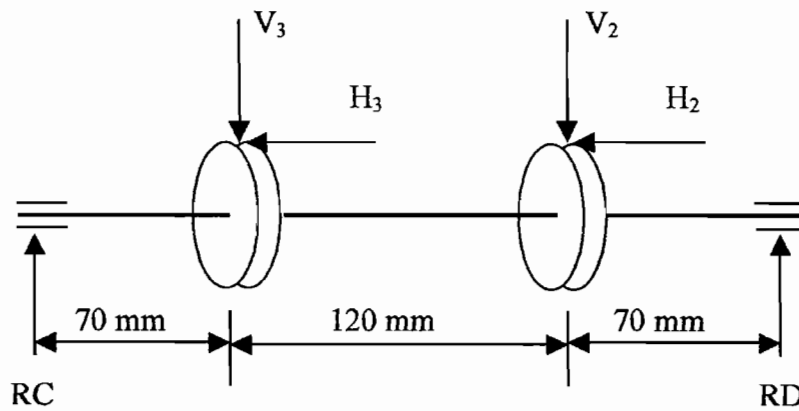
$$F_{r2} = 935 \times \tan 20$$

$$= 340,3 \text{ kg}$$

$$F_{r3} = 226,1 \times \tan 20$$

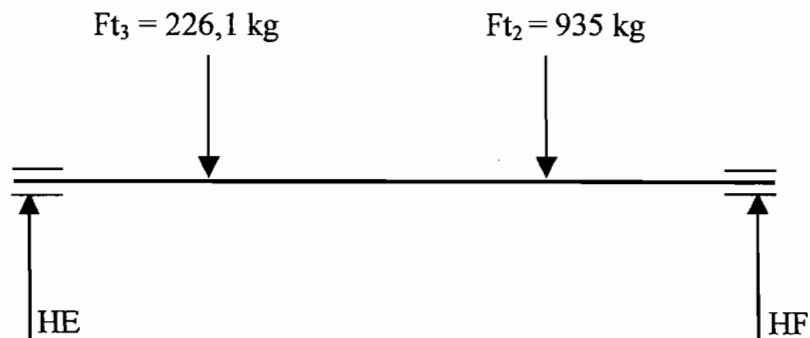
$$= 82,29 \text{ kg}$$

Gambar skema pembebanan Poros II, yaitu :



**Gambar 4.11. Skema pembebanan Poros II.**

Pembebanan poros II pada arah bidang Horizontal ditunjukkan pada gambar dibawah ini :

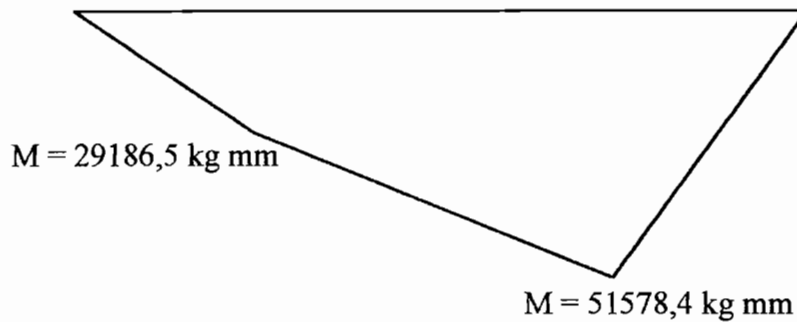


**Gambar 4.12. Skema pembebanan poros II arah bidang horizontal.**

$$HC = \frac{226,1 \times 190 + 935 \times 70}{260} = 416,95 \text{ kg}$$

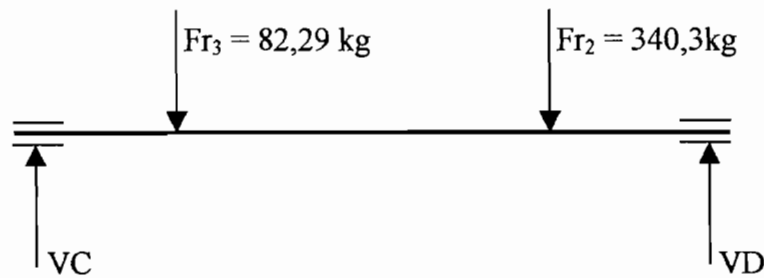
$$HD = \frac{935 \times 190 + 226,1 \times 70}{260} = 736,8 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkung ditunjukkan pada diagram dibawah ini :



**Gambar 4.13. Diagram Momen lengkung poros II arah bidang horizontal.**

Skema pembebanan poros II pada arah bidang vertikal, yaitu :



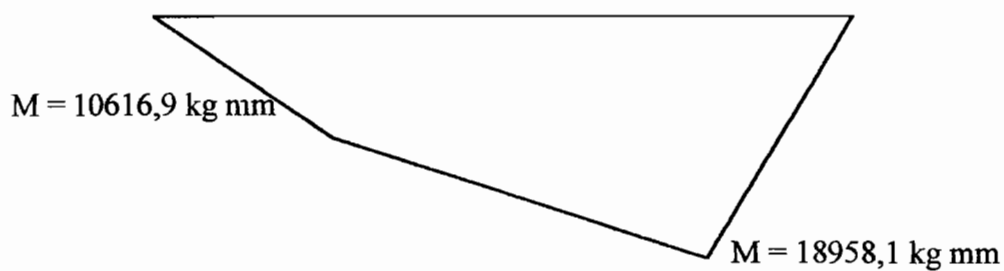
**Gambar 4.14. Skema pembebanan Poros II arah bidang vertikal.**

Reaksi pada masing-masing tumpuan :

$$V_C = \frac{82,29 \times 190 + 340 \times 70}{260} = 151,67 \text{ kg}$$

$$V_D = \frac{82,28 \times 70 + 340,3 \times 190}{260} = 270,83 \text{ kg}$$

Gambar Diagram Momen lengkungnya :



**Gambar 4.15. Diagram momen lengkung poros II arah bidang vertikal.**

$$RC = \sqrt{(416,95)^2 + (151,67)^2} = 443,67 \text{ kg}$$

$$RD = \sqrt{(736,8)^2 + (270,83)^2} = 784,99 \text{ kg}$$

$$MC = \sqrt{(29186,5)^2 + (10616,9)^2} = 31057,53 \text{ kg mm}$$

$$MD = \sqrt{(51578,4)^2 + (18958,1)^2} = 54952,16 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNCM 25, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 120$  kg/mm<sup>2</sup>,  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ ) kg/mm<sup>2</sup>:

$$\tau_a = \frac{120}{6 \times 2} = 10 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros (  $ds$  ) adalah :

$$ds = \left( \frac{5,1}{10} \sqrt{(2 \times 54952,16)^2 + (1,5 \times 106798,2)^2} \right)^{1/3}$$

$$= 46,27 \text{ mm}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros (  $ds$  ) = 60 mm

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{106798,2 \times 120}{8,3 \times 10^3 \times 60^4}$$

$$= 0,06^\circ$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah 0,25°. Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.



- **Perhitungan Poros III.**

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Daya yang ditransmisikan ( P ) = 55 kW

Putaran poros ( n ) = 182,4 Rpm

Faktor koreksi ( fc ) = 1,0

Sehingga :

Momen rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{55}{182,4} = 293695 \text{ kg mm}$$

Gaya tangensial ( Ft ):

$$F_{t4} = 226,1 \text{ kg}$$

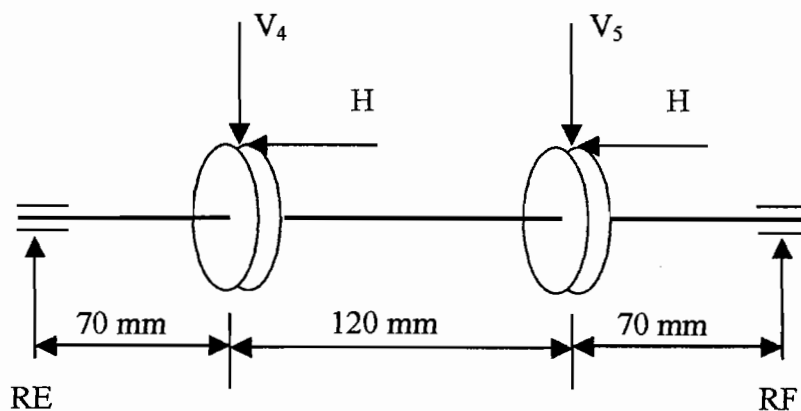
$$F_{t5} = 5156,2 \text{ kg}$$

Gaya radial ( Fr ):

$$F_{r4} = 226,1 \times \tan 20 = 82,29 \text{ kg}$$

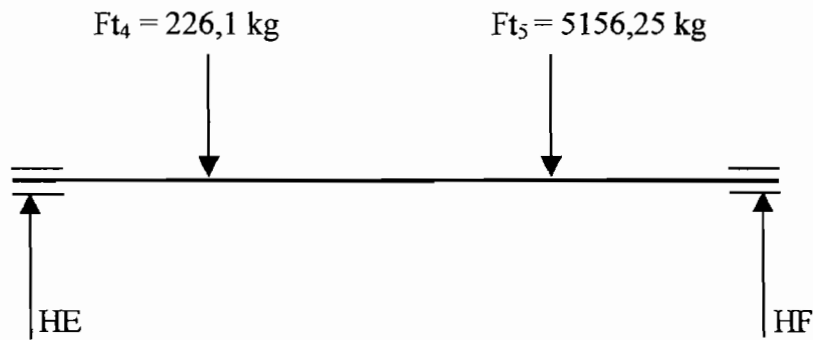
$$F_{r5} = 5156,2 \times \tan 20 = 1876,7 \text{ kg}$$

Gambar Skema pembebanan Poros III, yaitu :



**Gambar 4.16. Skema pembebanan Poros III.**

Gambar skema Pembebanan poros III pada arah bidang Horizontal ditunjukkan pada diagram dibawah ini :

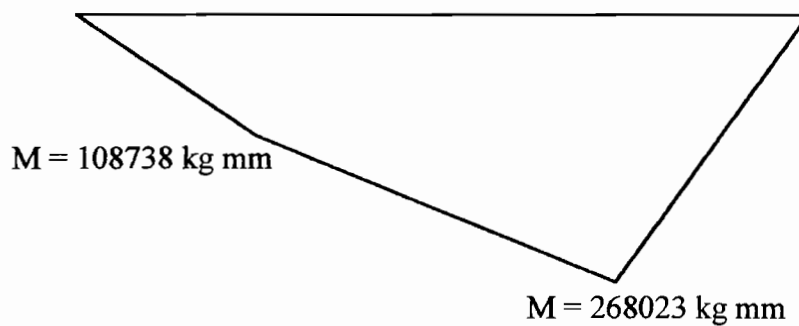


**Gambar 4.17. Skema pembebanan poros III arah bidang horizontal.**

$$H_E = \frac{226,1 \times 190 + 5156,25 \times 70}{260} = 1553,4 \text{ kg}$$

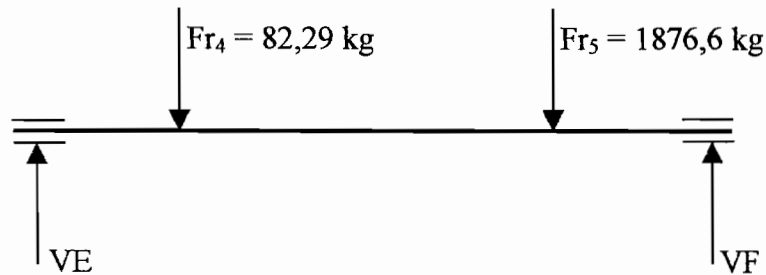
$$H_F = \frac{5156,25 \times 190 + 226,1 \times 70}{260} = 3828,90 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkung ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



**Gambar 4.18. Momen lengkung poros III arah bidang horizontal.**

Gambar skema pembebanan poros III pada arah bidang vertikal, yaitu :



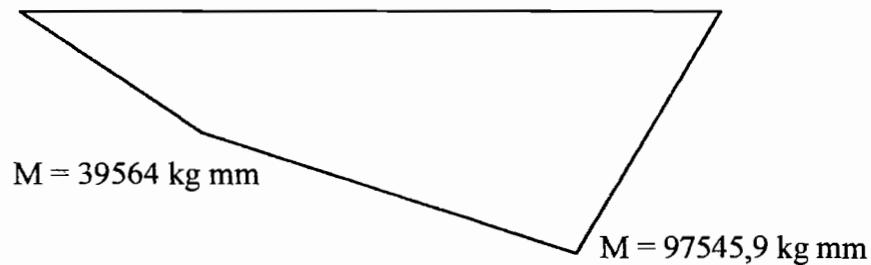
**Gambar 4.19. Skema pembebanan poros III arah vertikal.**

Reaksi pada masing-masing tumpuan :

$$V_E = \frac{82,29 \times 190 + 1876,6 \times 70}{260} = 565,21 \text{ kg}$$

$$V_F = \frac{82,28 \times 70 + 1876,6 \times 190}{260} = 1393,5 \text{ kg}$$

Gambar Diagram Momen lengkungnya :



**Gambar 4.20. Diagram momen lengkung poros III arah bidang vertikal :**

$$R_E = \sqrt{(1553,4)^2 + (565,21)^2} = 1653 \text{ kg}$$

$$R_F = \sqrt{(3828,9)^2 + (1393,5)^2} = 4074,5 \text{ kg}$$

$$M_E = \sqrt{(108738)^2 + (39564)^2} = 110378,2 \text{ kg mm}$$

$$M_F = \sqrt{(268023)^2 + (97545,9)^2} = 285221,8 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNCM 25, dengan kekuatan tarik ( $\sigma_B$ ) = 120 kg/mm<sup>2</sup>,  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$

Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ ) kg/mm<sup>2</sup>:

$$\tau_a = \frac{120}{6 \times 2} = 10 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros ( $d_s$ ) adalah :

$$d_s = \left( \frac{5,1}{10} \sqrt{(2 \times 285221,8)^2 + (1,5 \times 293695)^2} \right)^{1/3}$$

$$= 71,63 \text{ mm}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros ( $d_s$ ) = 75 mm

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4}$$

$$\theta = 584 \times \frac{293695 \times 120}{8,3 \times 10^3 \times 75^4}$$

$$= 0,07^\circ$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah 0,25°. Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.



- **Perhitungan Poros IV.**

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Daya yang ditransmisikan ( P ) = 55 kW

Putaran poros ( n ) = 73,86 Rpm

Sehingga :

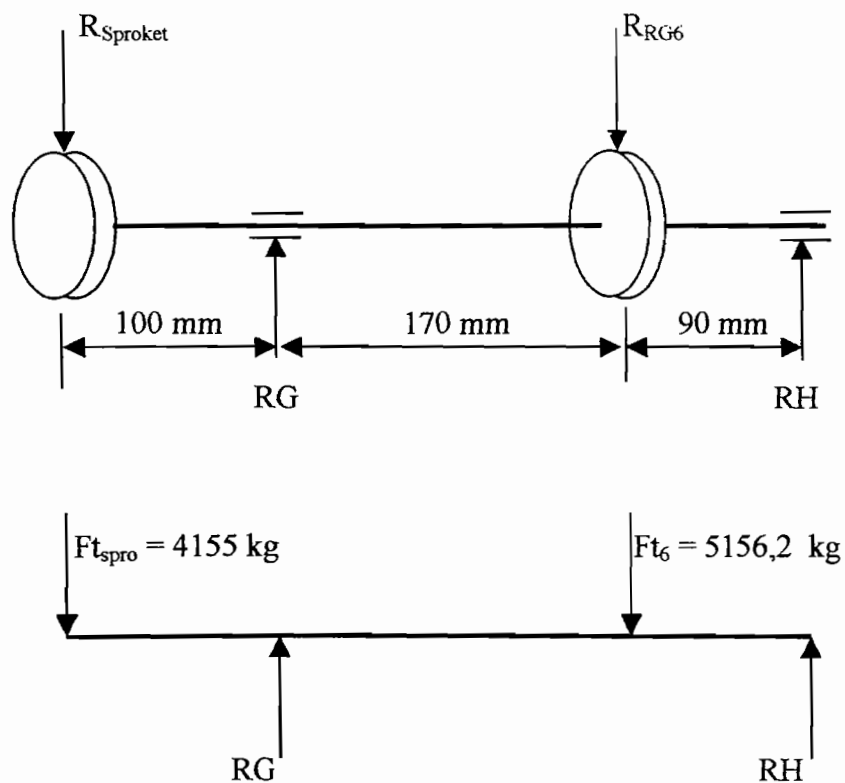
Momen rencana ( T ) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{55}{73,86} = 725291 \text{ kg mm}$$

Gaya tangensial roda gigi 6 ( Ft<sub>6</sub> ) = 5156,25 kg

Gaya tangensial sproket ( Ft<sub>sproket</sub> ) = 4155,5 kg

Panjang poros rencana 360 mm, gambar skema pembebanan porosnya adalah sebagai berikut :



**Gambar 4.21. Skema Pembebanan poros IV.**

$$\Sigma MG = 4155 \times 100 + 5156,2 \times 170 - RH$$

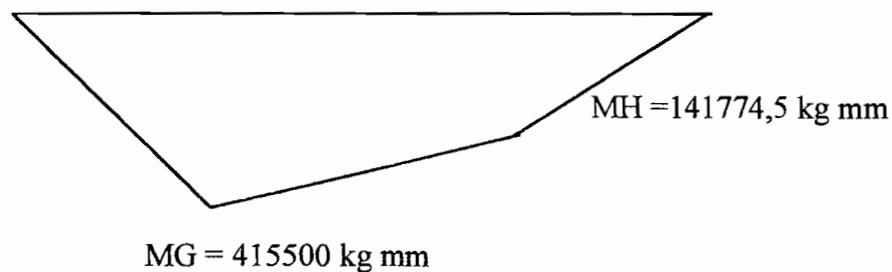
$$RH = \frac{45550 + 876554}{260}$$

$$= 3546,55 \text{ kg}$$

$$RG = 4155 + 5156,2 - 3546,55$$

$$= 5765,15 \text{ kg}$$

Diagram momen lengkungnya ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



**Gambar 4.22. Diagram momen lengkung poros IV.**

Momen dititik G :

$$MG = 4155 \times 100$$

$$= 415500 \text{ kg mm}$$

Momen dititik H :

$$MH = - 4155 \times 270 + 5765,15 \times 170$$

$$= 141774,5 \text{ kg mm}$$

Bahan poros yang dipakai adalah SNCM 25, dengan kekuatan tarik  $\sigma_B = 120 \text{ kg/mm}^2$ ,  $Sf_1 = 6$  ;  $Sf_2 = 2$  .

Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ )  $\text{kg/mm}^2$ :

$$\tau_a = \frac{120}{6 \times 2} = 10 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros ( ds ) adalah :

$$ds = \left( \frac{5,1}{10} \sqrt{(2 \times 415500)^2 + (1,5 \times 725291)^2} \right)^{1/3}$$

$$= 88,71 \text{ mm}$$

Supaya lebih aman diambil diameter poros ( ds ) = 90 mm

Defleksi puntiran  $\theta$  :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4}$$

Dengan : G = Modulus kekakuan =  $8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$

L = Panjang poros

Maka :

$$\theta = 584 \times \frac{725291 \times 270}{8,3 \times 10^3 \times 90^4}$$

$$= 0,21^\circ$$

Defleksi puntiran ini masih dibawah syarat batas, dimana defleksi maksimum untuk 1 m panjang poros adalah  $0,25^\circ$ . Jadi defleksi puntiran pada poros ini aman.

#### 4.4.3. Pelumasan.

Pelumasan yang digunakan berupa pelumasan celup oli karena kecepatan keliling roda gigi saat bekerja maksimum mencapai 6,0 m/det ( DIN 509 ). Urutan perancangannya sama dengan perhitungan pelumasan pada gerak pengangkatan ( BAB II ), Sehingga didapat :

- **Pemilihan Viscositas.**

Diketahui :

$$F_{t3} = 2226,1 \text{ N} ; b = 45 \text{ mm} ; D_{o3} = 110 ; i = 2,8 ; K_s = 1,31 \text{ N/mm}^2$$

Harga karakteristik viskositas (  $K_s/v$  ):

$$\text{Kecepatan keliling roda gigi 3 ( } V_3 \text{ )} = 2,52 \text{ m/det}$$

Maka :

$$\begin{aligned} K_s/V &= 1,35 / 2,52 \\ &= 0,53 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$V = \text{Nilai viskositas kinematik} = 150 \text{ mm}^2/\text{det}$$

$$\text{Viscositas pelumas} = \text{ISO VG 150 ( DIN 51519 ).}$$

- **Kapasitas pelumasan.**

$$\text{Efisiensi total transmisi ( } \eta_{\text{tot}} \text{ )} : 0,85$$

Tenaga gesek (  $P_r$  ) :

$$N = 55 \text{ kW}$$

$$P_r = 8,25$$

$$V \text{ pelumas} = 33 \text{ liter}$$

$$= 33 \times 10^6 \text{ mm}^2$$



#### 4.5. Kopling.

##### 4.5.1. Perhitungan Flens.

Dari perancangan sebelumnya diketahui :

$$\text{Daya ( P )} = 55 \text{ kW}$$

$$\text{Momen ( T )} = 36195,9 \text{ kg mm}$$

$$\text{Diameter poros ( ds )} = 50 \text{ mm}$$

Sehingga dari Tabel 2.16 didapat ukuran kopling flens, yaitu :

Diameter luar kopling ( A )	224 mm
diameter naf /bos ( C )	112 mm
Panjang naf ( L )	80 mm
Daerah pusat baut ( B )	160 mm
Diameter baut ( d )	16 mm
Jumlah baut ( n )	6 buah
Tebal Flens ( F )	22,4 mm

Hasil perhitungan flens didapat hasil :

Material	SF 60
Kekuatan tarik	65 kg/mm <sup>2</sup>
Tegangan geser izin ( $\tau_{fa}$ ) :	3,61 kg/mm <sup>2</sup>
Tegangan geser flens yang terjadi ( $\tau_F$ ) :	0,08 kg/mm <sup>2</sup>
$K_f \times \tau_F$	2,4 kg/mm <sup>2</sup>

Tegangan geser yang terjadi adalah 2,4 kg/mm<sup>2</sup> << 3,61 kg mm<sup>2</sup>, maka kopling flens ini aman.

#### 4.5.2. Perhitungan Baut Kopleng.

Bahan baut yang dipilih adalah S 45 C dengan perlakuan panas, Tabel ( 2.2 )

dengan kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 70 kg/mm<sup>2</sup>, dengan :

S<sub>f</sub> = faktor keamanan material flens, : 6,0

K<sub>f</sub> = faktor koreksi, : 3,0

Tegangan geser baut yang diizinkan ( $\tau_{ba}$ ) :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\sigma_b}{s_f \times k_f} \\ &= \frac{70}{6,0 \times 3,0} \\ &= 3,88 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Nilai efektif baut ( $\varepsilon$ ) adalah : 0,5

Jumlah baut efektif ( $n_e$ ) adalah :

$$\begin{aligned}n_e &= \varepsilon \times n \\ &= 0,5 \times 6 \\ &= 3\end{aligned}$$

Tegangan geser baut ( $\tau_b$ ) adalah :

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{6 \times T}{\pi \times d^2 \times n_e \times B} \\ &= \frac{6 \times 36195,9}{3,14 \times 16^2 \times 3 \times 160} \\ &= 0,562 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Karena tegangan geser baut lebih kecil dari tegangan geser baut yang diijinkan ( $0,562 \text{ kg/mm}^2 \ll 3,88 \text{ kg/mm}^2$ ) maka baut yang dipergunakan aman.

#### 4.6. Rem.

Sistem pengereman yang dipakai menggunakan rem cakera atau disk brake, persamaan yang digunakan sama seperti pada perancangan rem pada sistem hoisting ( BAB II ), sehingga diperoleh hasil :

Daya statik pengereman ( Nbr ) adalah :

Dengan : W = Tahanan gaya pengereman : 1350 kg

Daya statik pengereman ( Nbr ) :

$$Nbr = \frac{1350 \times 135 \times 0,85 \times 0,736}{75 \times 60} = 25,33 \text{ kW}$$

Momen statik pengereman ( Mst ) :

$$Mst = 716,20 \times \frac{25,33}{1480} = 12,25 \text{ kg m}$$

Momen dinamis ( Mdyn ) adalah :

Dengan :  $GD^2$ Kopling = 78,48 kg m ;  $GD^2$ motor = 0,97 kg m<sup>2</sup>

$$GD^2 = 78,48 + 0,97 = 79,45 \text{ kg m}^2$$

tbr = Waktu pengereman = 2 detik

$$Mdyn = \frac{1,15 \times 79,45 \times 1480}{375 \times 2} + \frac{0,975 \times 1350 \times 135^2 \times 0,90}{60^2 \times 1480 \times 2} = 182,32 \text{ kg m}$$

Momen gaya pengereman ( Mbr ) :

$$\begin{aligned} Mbr &= Mdyn - Mst \\ &= 182,32 - 12,25 = 170 \text{ kg m} \end{aligned}$$

Momen pengereman yang tersedia pada motor adalah 3482,5 kg m.

Karena momen gaya pengereman yang diperlukan kurang dari momen gaya rem yang tersedia pada motor maka rem yang dirancang memenuhi syarat ( Aman ).

## BAB V

### KONSTRUKSI RANGKA

#### 5.1. Perhitungan Beban Angin.

- Tinggi rangka ( H ) = 19 meter  
= 62 ft

Sehingga dari Tabel 5.1 didapat kecepatan angin ( v ) = 85 mi/h

- Velocity ( q ) :

$$\begin{aligned}q &= v^2 / 400 \\ &= 85^2 / 400 \\ &= 88 \text{ kg/m}^2\end{aligned}$$

- Koefisien tekanan angin terhadap permukaan rangka ( Cf ) :

Rangka dengan ketinggian 19 m ( 62 ft ), b = 1,0 m, c = 0,5 m, maka :

$$\begin{aligned}b / c &= 1,0 / 0,5 \\ &= 2,0\end{aligned}$$

$$b / c > 2$$

$$\begin{aligned}f / b &= 19 / 1,0 \\ &= 19\end{aligned}$$

Dari Tabel 5.2 didapat nilai koefisien ( Cf ) = 1,89

- Luasan bidang yang menerima aksi dari angin ( A ) :

$$\begin{aligned}A &= 19 \times 1,0 \\ &= 19 \text{ m}^2\end{aligned}$$

- Gaya angin untuk seluruh permukaan pada tinggi rangka ( F ) ;

$$\begin{aligned} F &= q \times A \times C_f \\ &= 88 \times 19 \times 1,89 \\ &= 3160 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Sehingga beban ( W ) untuk tiap meternya adalah :

$$\begin{aligned} W &= 3160 / 19 \\ &= 167 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

## 5. 2. Beban Dari Trolis.

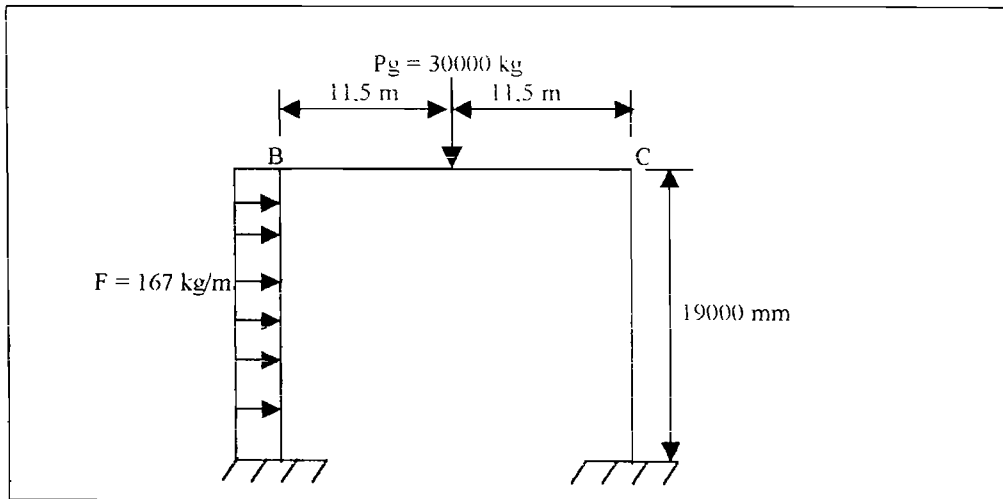
$$\begin{aligned} P &= \text{Bobot trolis beserta beban yang diangkat.} \\ &= 60000 \text{ kg} \end{aligned}$$

Portal dianggap sebagai portal bergoyang, dan karena yang dihitung hanya satu sisi maka beban yang diperhitungkan dibagi dua.

$$\begin{aligned} P_g &= 60000 / 2 \\ &= 30000 \text{ kg} \end{aligned}$$

### 5.3. Perhitungan Gaya Reaksi dan Momen Lengkung Pada Rangka.

Skema Pembebanan pada rangka, yaitu :



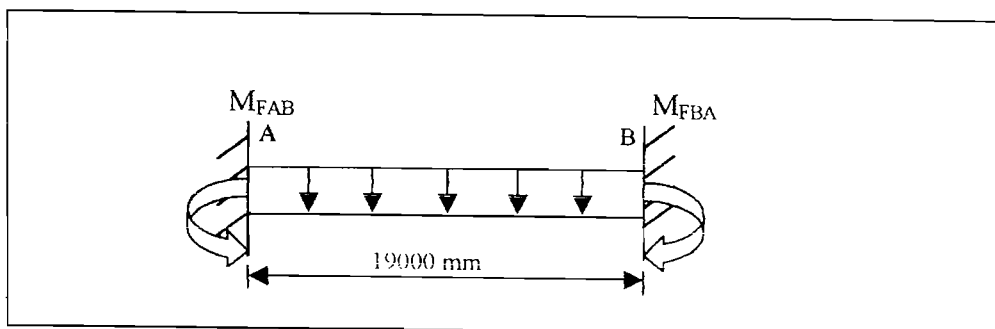
Gambar 5.1. Skema pembebanan pada rangka.

- Momen yang terjadi akibat beban dari luar ( Momen jepit Primer ) :

- Batang AB :

$$\begin{aligned} M_{FAB} &= ( W \cdot L^2 ) / 12 \\ &= ( 167 \times 19 ) / 12 \\ &= 5023,92 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

$$M_{FBA} = -5023,92 \text{ kg.m}$$

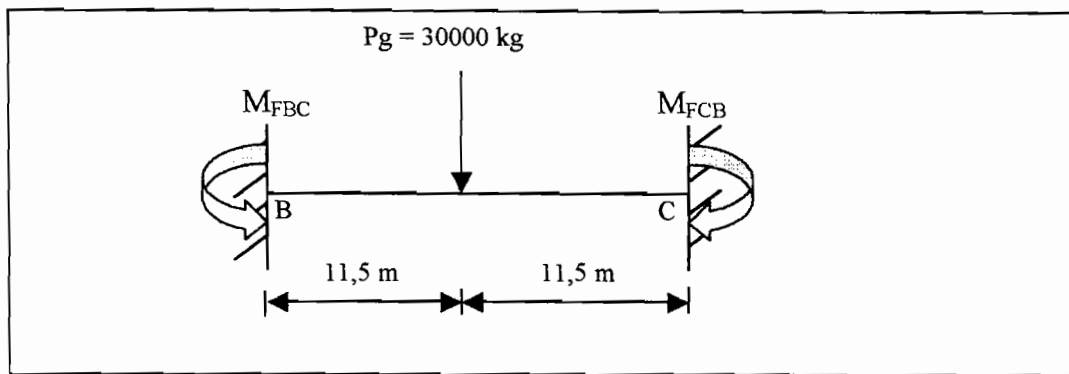


Gambar 5.2. Diagram momen jepit pada batang AB

- Batang BC :

$$\begin{aligned} M_{FBC} &= (Pg \cdot a \cdot b^2) / L^2 \\ &= (30000 \times 11,5 \times 11,5) / 23^2 \\ &= 86250 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

$$M_{FCB} = - 862250 \text{ kg.m}$$



Gambar 5.3. Diagram momen jepit pada batang BC.

- Batang CD :

Karena tidak ada gaya yang bekerja pada batang CD, Maka  $M_{FCD} = M_{FDC} = 0$

• **Faktor-faktor Distribusi :**

Misal titik B dan C dianggap sambungan ( Joint ).

$EI = 437 \text{ kg m}^2$ , sama untuk semua batang.

Joint B :

$$D_{FBA} = \frac{K_{BA}}{K_{BA} + K_{BC}} = \frac{EI/L}{EI/L + EI/L} = \frac{EI/19}{EI/19 + EI/23} = 0,55$$

$$D_{FBC} = \frac{K_{BC}}{K_{BA} + K_{BC}} = \frac{EI/L}{EI/L + EI/L} = \frac{EI/19}{EI/19 + EI/23} = 0,45$$

Syarat  $D_{FBA} + D_{FBC} = 1$  ( Benar )

Joint C :

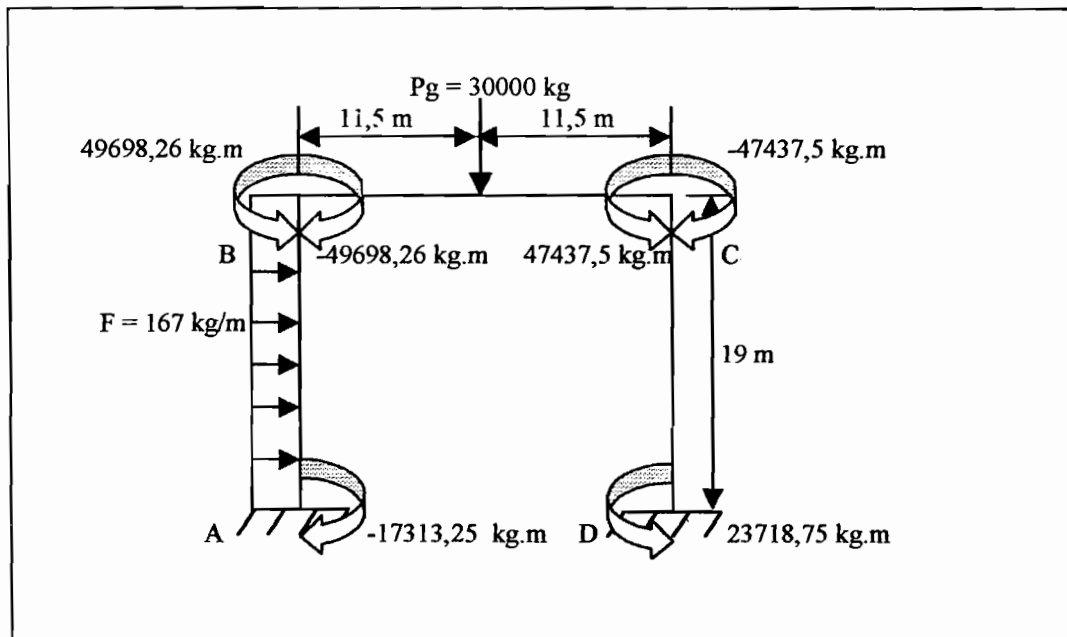
$$D_{FCB} = \frac{K_{CD}}{K_{CB} + K_{CD}} = \frac{EI/L}{EI/L + EI/L} = \frac{EI/19}{EI/19 + EI/23} = 0,45$$

$$D_{FCD} = \frac{K_{CB}}{K_{CB} + K_{CD}} = \frac{EI/L}{EI/L + EI/L} = \frac{EI/19}{EI/19 + EI/23} = 0,55$$

Syarat  $D_{FCB} + D_{FCD} = 1$  ( Benar )

• **Tabel Analisis dan Hasil Perhitungan Momen dengan Metode Cross:**

Titik	A	B		C		D
Batang	AB	BA	BC	CB	CD	DC
DF	-	0,55	0,45	0,45	0,55	-
MF (kg m)	5023,92	-5023,92	86250	-86250	0	0
		-81226,08		86250		
	-22337,17	44674,3	36551,74	38812,5	47437,5	23718,75
M (kg m)	-17313,25	-49698,26	49698,26	-47437,5	47437,5	23718,75



Gambar 5.4. Diagram Lengkungan pada rangka.

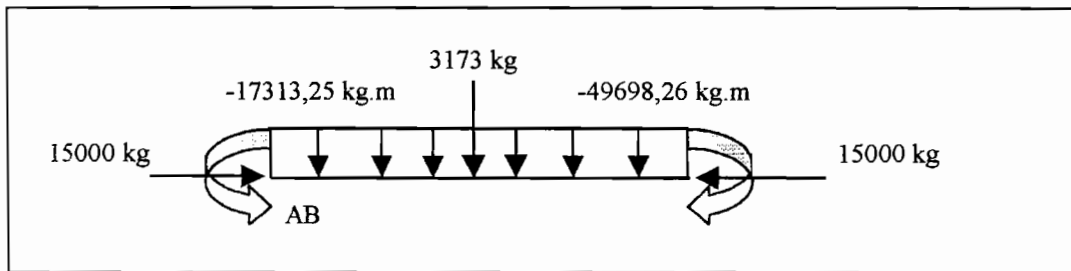


• **Perhitungan Gaya Reaksi.**

- Batang AB : ( Dianggap Horizontal ) :

$$F_{VB} = F_{VC} = 11,5 \times 30000 / 23 = 15000 \text{ kg } \downarrow$$

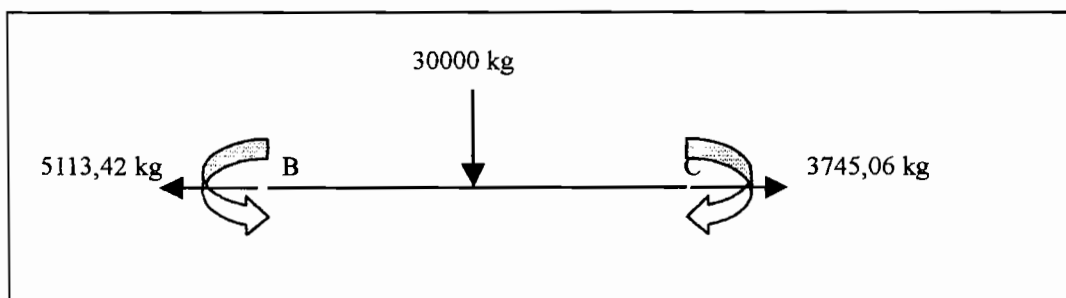
$$R_{VA} = R_{VD} = -F_{VB} = 15000 \text{ kg } \uparrow$$



**Gambar 5.5. Diagram gaya reaksi pada batang AB**

$17313,25 \text{ kg m} / 19 \text{ m} = 911,22 \text{ kg } \downarrow$	$911,22 \text{ kg } \uparrow$
$3173 \text{ kg} \times 9,5 \text{ m} / 19 \text{ m} = 1586,5 \text{ kg } \downarrow$	$1586,5 \text{ kg } \downarrow$
$47437,5 \text{ kg} \times 9,5 \text{ m} / 19 \text{ m} = 2615,7 \text{ kg } \downarrow +$	$2615,7 \text{ kg } \uparrow +$
$R_{HA} = 1940,42 \text{ kg } \downarrow$	$R_{HB} = 5113,42 \text{ kg } \uparrow$

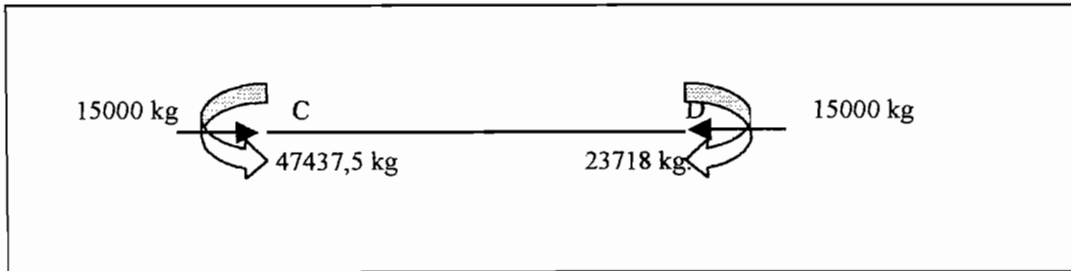
- Batang BC :



**Gambar 5.6. Diagram gaya reaksi pada batang BC**

$49698,26 \text{ kg m} / 23 \text{ m} = 2160,79 \text{ kg } \uparrow$	$2160,79 \text{ kg } \downarrow$
$30000 \text{ kg} \times 11,5 / 23 \text{ m} = 15000 \text{ kg } \uparrow$	$15000 \text{ kg } \uparrow$
$47437,5 \text{ kg m} / 23 \text{ m} = 2062,5 \text{ kg } \downarrow +$	$2062,5 \text{ kg } \uparrow +$
$R_{VB} = 15098,29 \text{ kg } \uparrow$	$R_{CV} = 14901,71 \text{ kg } \uparrow$

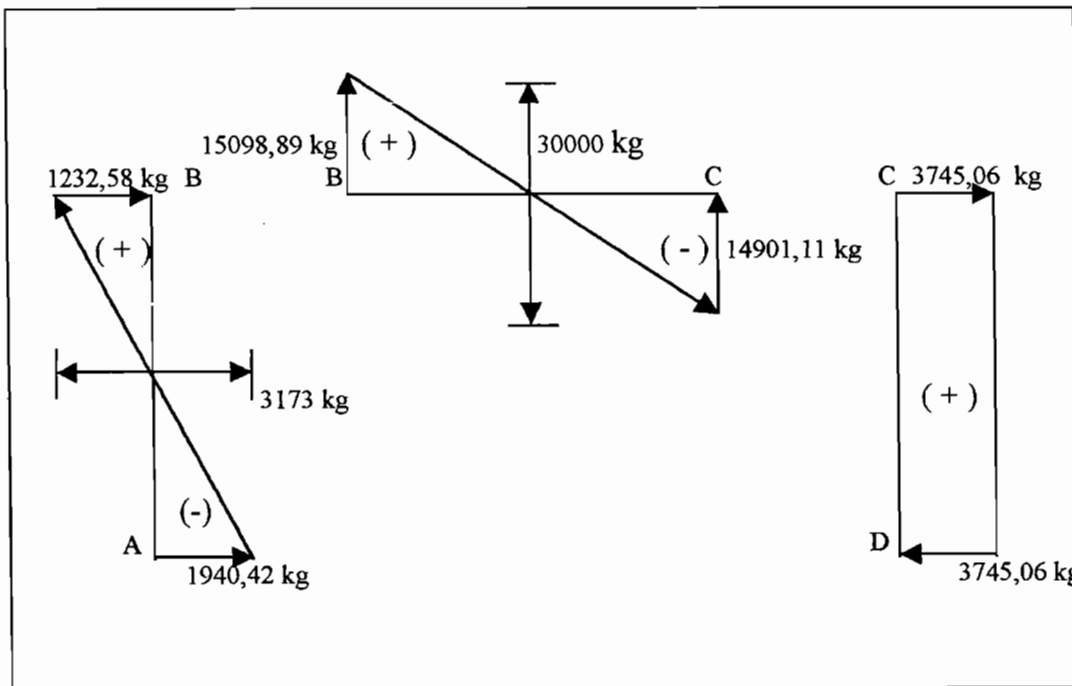
- Batang CD, ( Dianggap Horizontal ) :



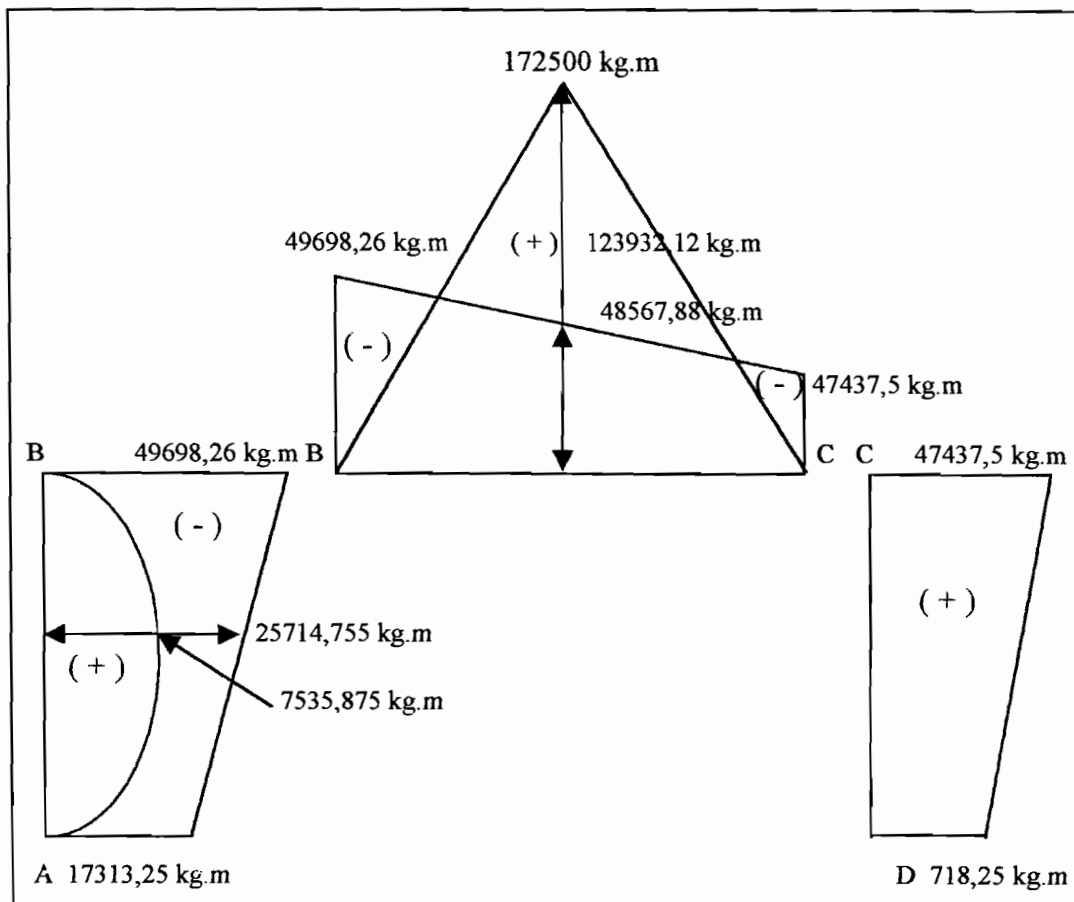
**Gambar 5.7. Diagram gaya reaksi pada batang CD**

$$\begin{array}{rcl}
 43437,5 \text{ kg m} / 19 \text{ m} = 2496,71 \uparrow & & 2496,71 \text{ kg} \downarrow \\
 23718,75 \text{ kg m} / 19 \text{ m} = 1248,35 \uparrow + & & 1248,35 \text{ kg} \downarrow + \\
 \hline
 R_{HC} = 3745,06 \text{ kg} \uparrow & & R_{HD} = 3745,06 \text{ kg} \downarrow
 \end{array}$$

Gambar Diagram SFD dan BMD, ditunjukkan dibawah ini :



**Gambar 5.8. Diagram SFD.**



Gambar 5.9. Diagram BMD.

Momen lengkung maksimal terdapat pada pertengahan batang BC yaitu sebesar 123932,12 kg.m.

#### 5.4. Pemilihan profil bahan untuk rangka portal.

Untuk konstruksi tiang penyangga dan jembatan untuk troli pada crane ini digunakan baja konstruksi menggunakan plat yang dibentuk empat persegi dengan pengelasan dan didalamnya terdapat profil-profil penguat yang dilas.

1. Untuk rangka batang portal dipakai plat dengan bahan :

Material = Baja St-37 ( Tabel 5.3 )

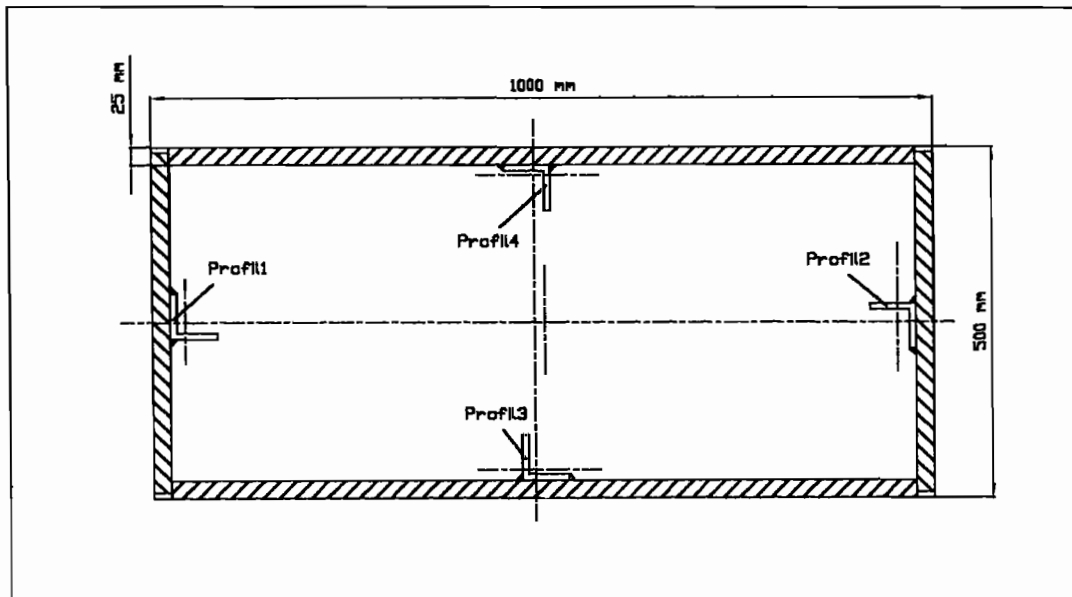
Dengan tegangan tarik ( $\sigma_b$ ) = 45 kg/mm<sup>2</sup> ( 440 N/mm<sup>2</sup> ; DIN 17100 )

Tebal plat ( t ) = 25 mm

Lebar Plat ( b1 ) = 1000 mm

Lebar Plat ( b2 ) = 500 mm

Profil rangkanya direncanakan sebagai berikut :



**Gambar 5.10 Profil Rangka.**

Momen Inersia ( Ix ) :

$$\begin{aligned}
 I_x &= \frac{(B \times H^3 - b \times h^3)}{12} \\
 &= \frac{(500 \times 1000^3 - 450 \times 950^3)}{12} \\
 &= 1,10 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

Momen Tahanan ( W1 ) :

$$\begin{aligned}
 W1 &= \frac{(B \times H^2 - b \times h^2)}{6} \\
 &= \frac{(500 \times 1000^2 - 450 \times 950^2)}{6} \\
 &= 15645833,33 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

2. Sedangkan untuk profil penguat menggunakan baja siku-siku sama kaki

L65 × 65 × 9 ( Tabel 5.2 ) :

Material = Baja St-37

Tegangan tarik ( $\sigma_b$ ) = 45 kg/mm<sup>2</sup> ( 440 N/mm<sup>2</sup>; DIN 17100 )

Momen Inersia (  $I_x$  ) = 52,6 cm<sup>2</sup>

Momen Tahanan (  $W$  ) = 9,04 cm<sup>3</sup>

$W_2$  = Momen Tahanan, karena pada batang terdapat empat buah penguat

maka momen tahanannya =  $4 \times 9,04 = 36,16 \text{ cm}^3 = 361,6 \text{ mm}^3$

3. Momen Tahanan Total (  $W_t$  ) :

$$W_t = W_1 + W_2$$

$$= 15645833,33 \text{ mm}^3 + 361,6 \text{ mm}^3$$

$$= 15646194,9 \text{ mm}^3$$

4. Tegangan tarik maksimal pada portal (  $\sigma_{\max}$  ) :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\text{total}}} \leq \sigma_{\text{izin}}$$

Dengan :  $M_{\max} = 123932120 \text{ kg mm}$

$$\sigma_{\max} = \frac{123932120}{15646194,9} \leq \sigma_{\text{izin}}$$

$$= 7,92 \text{ kg/mm}^2.$$

Karena tegangan tarik maksimal pada (  $\sigma_{\max}$  ) pada portal yang terjadi lebih kecil dari tegangan tarik izin bahan (  $\sigma_{\text{izin}}$  ) atau  $7,92 \text{ kg/mm}^2 < 45 \text{ kg/mm}^2$ , maka konstruksi aman.

### **5.5. Tinjauan sambungan pada konstruksi rangka.**

Sambungan yang dipergunakan pada konstruksi ini berupa sambungan baut, keling dan sambungan las. Tujuan diadakannya sambungan adalah untuk menggabungkan profil-profil menjadi bentuk konstruksi tertentu serta menggabungkan bagian-bagian konstruksi menjadi satu bangun konstruksi tertentu.

Jenis dari sambungan dapat dibagi menjadi :

1. Sambungan definitive.

Sambungan yang dapat dibuka lagi tanpa merusak sambungan ataupun alat penyambung.

2. Sambungan tetap.

Bagian yang disambung tidak dapat bergerak lagi.

3. Sambungan bergerak.

Sambungan yang memungkinkan terjadinya pergerakan.

4. Sambungan sementara.

Sambungan yang dapat dibuka lagi tanpa merusak alat penyambung.

Pada mesin gantri ini sambungan yang paling banyak digunakan adalah sambungan las, namun dalam perancangan ini tidak dibahas perhitungannya.

## BAB VI

### OPERASI DAN PERAWATAN

#### 6.1. Operasi.

Mesin pengangkat dan pengangkut khususnya mesin pengangkat peti kemas yaitu : *Rubber Tyred Gantry ( RTG )*, merupakan mesin yang berkemampuan tinggi karena suplai tenaga didapat dari generator yang terpasang pada mesin RTG itu sendiri. Oleh karena itu mesin pengangkat tipe ini dalam menangani bongkar muat peti kemas tergolong mesin yang mempunyai efisiensi tinggi.

Mesin ini dioperasikan oleh seorang operator yang berada pada ruang operator atau kabin, kabin tersebut terletak pada troli, karena itu pada saat mesin beroperasi melakukan gerakan pengangkatan maupun gerakan troli dapat terlihat dengan jelas oleh operator dari kabin. tapi saat mesin ini melakukan gerakan travel operator memerlukan pemandu dari bawah dengan interphone karena pandangan operator dari kabin terbatas.

Semua gerakan gantri dilakukan atau dikontrol melalui ruang ruang operator, kecuali *on-off* genset. Pada ruang operator terdapat berbagai macam tombol saklar, tuas pengontrol dan lampu-lampu pengontrol, diantaranya yaitu :

1. Switch pengatur panjang pendeknya spreader ( 20 ft, 40 ft atau 45 ft ).
2. Tuas kontrol troli.
3. Tombol Emergency, selain terletak di kabin , emergency stop juga terletak dibagian bawah gantri.
4. Tuas kontrol Hoisting.

5. Tuas kontrol gantri lock-unlock yang terlihat pada lampu indikator.

Mesin pengangkat RTG ini juga dilengkapi dengan *sirine* dan *gantry warning lamp*, pada saat gantri bergerak long travel. Sebelum dioperasikan dilakukan pengecekan pada beberapa bagian yang pada umumnya dilakukan adalah pengecekan spreader dan bagian-bagian lain yang dianggap perlu mendapat pengecekan terlebih dahulu.

Setelah melakukan pengecekan, kemudian menstart generator, setelah itu dilakukan percobaan gerakan, yaitu : gerakan Hoisting, gerakan trolley, dan gerakan long travelling secara berulang-ulang. Setelah dirasakan tidak ada kejanggalan terhadap mesin atau gerakan-gerakan percobaan tersebut maka gantri dapat segera dioperasikan. Untuk mengetahui kejanggalan-kejanggalan gerakan atau mesin dapat diketahui melalui : Suara, bau, arah dan bentuk gerakan.

## **6.2. Perawatan dan Perbaikan.**

Dalam penggunaan mesin gantri ini diperlukan suatu perawatan (*Maintenance*). Dimana fungsi perawatan adalah untuk mengkondisikan mesin tersebut agar dapat berfungsi sebagaimana mestinya yaitu sesuai dengan fungsi dan kegunaan dari mesin gantri ini. Selain itu fungsi dari perawatan adalah mencegah terjadinya kerusakan maupun kecelakaan yang dapat merugikan, akibat dari mesin tersebut tidak berfungsi sebagaimana mestinya.

*Maintenance* atau perawatan yang dilakukan secara berkala terhadap bagian-bagian dari mesin gantri ini dan peralatan pendukung, dapat dibagi menjadi dua macam, yaitu : perawatan dan perbaikan.



### 6.2.1. Perawatan.

Perawatan ( *Preventive maintenance* ) adalah langkah-langkah yang dilakukan secara berkala terhadap bagian-bagian mesin ataupun peralatan pendukung dari mesin gantri yang memerlukan perawatan secara berkala dan teratur, hal ini dilakukan untuk menghindari gangguan atau kerusakan fatal yang dapat menghambat jalannya mesin pengangkat ini.

Perawatan ini termasuk pengecekan yang dilakukan secara rutin terhadap peralatan atau mesin, sehingga gangguan atau kerusakan sekecil apapun dapat terdeteksi menurut jadwal atau schedule yang telah direncanakan.

Perawatan RTGC ini dapat dibagi menjadi beberapa perawatan, yaitu :

1. *Condition monitor*, yaitu perawatan yang mengacu pada ukuran standar perbaikan, seperti :
  - a. Memeriksa diameter kabel kawat baja  
Penggantian tali kawat baja dilakukan apabila :
    - Terdapat putus walau hanya 1 kawat.
    - Terjadi pengurangan ukuran diameter lebih dari 7 % ukuran semula.
    - Terjadi kekusutan.
    - Terjadi perubahan bentuk ataupun terjadi korosi.
  - b. Memeriksa ketebalan dari material gesek rem, yang masih dapat berfungsi sampai kurang lebih 70 % dari ukuran aslinya.
  - c. Memeriksa puli terhadap keausan.
  - d. Memeriksa ketinggian oli pada kotak roda gigi.

- e. Memeriksa pelumasan pada bagian-bagian yang terjadi gesekan atau berputar yang memerlukan pelumasan.
  - f. Memeriksa rantai rol, antara lain : Memeriksa jarak kelonggaran rantai dengan batas kelonggaran 4 % dari jarak sumbu sproket.
2. *Electrical Service*, yaitu : Perawatan atau pemeriksaan pada sambungan-sambungan pada terminal-terminal listrik, yaitu :
- a. Saklar-saklar Pembatas ( limit switch)
  - b. Otaak terminal ( Cubicles).
3. *Function Test*, yaitu : fungsi keseluruhan dari bagian-bagian mesin, antara lain :
- a. Jalan dari Trolli.
  - b. Gerakan Pengangkatan ( Hoisting ).
4. *Lublication*, yaitu : pemberian pelumasan atau penggantian pelumasan, antara lain :
- a. Penggantian pelumasan pada kotak roda gigi.
  - b. Pengantian atau pemberian pelumasan pada bantalan motor.
  - c. Pelumasan pada rantai roll dan sproket.
5. *Mechanical Service*, yaitu : Pengecekan dan perawatan bagiaan - bagian mekanik, antara lain :
- a. Kopling.
  - b. Poros puli.
  - c. Penggantian material gesek rem.

### **6.2.2. Perbaikan.**

Perbaikan ( *Corrective maintenance* ) adalah langkah perbaikan terhadap kerusakan-kerusakan yang terjadi pada mesin atau pada peralatan pembantu. Proses perbaikan ini dilakukan supaya mengurangi lost time yang disebabkan oleh kerusakan-kerusakan tersebut.

## BAB VII

### KESIMPULAN DAN PENUTUP

#### 7.1. Kesimpulan.

Dari hasil perhitungan pada bab-bab sebelumnya maka dapat ditarik kesimpulan dari perancangan Container Crane Capacity 40 Ton, dengan tinggi angkat 15 meter dan lebar pemindahan 21 meter, adalah sebagai berikut :

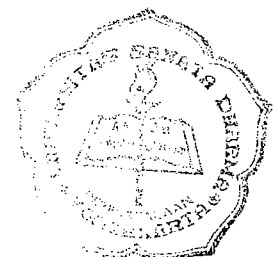
##### 7.1.1. Perancangan Gerak Pengangkatan.

- a. Kecepatan angkat dengan beban penuh = 20 m/dt.
- b. Kecepatan angkat tanpa beban = 40 m/dt
- c. Kabel baja yang digunakan adalah kabel baja dengan :
  - Konstruksi  $6 \times 37 = 222 + 1$  Fibre core dengan posisi sejajar.
  - Diameter kabel baja ( d ) = 28 mm dengan umur 21,9 bulan.
- d. Diameter puli ( Ds ) = 760 mm
- e. Diameter Drum ( Dd ) = 800 mm.
- f. Motor Penggerak yang digunakan pada gerak hoisting adalah motor listrik dengan :
  - Daya motor ( P ) = 160 kW
  - Putaran motor tanpa beban = 1500 Rpm
  - Putaran motor dengan beban = 752,277 Rpm
- g. Transmisi daya yang digunakan untuk memutar drum adalah transmisi roda gigi lurus standar tiga tingkat.
- h. Pelumasan pada sistem transmisi hoisting menggunakan sistem pelumasan celup oli.

- i. Untuk meneruskan putaran dari motor ke poros roda gigi digunakan kopling flens dengan diameter luar kopling ( A ) = 315 mm
- j. Sistem pengereman menggunakan rem cakera ( *Disk Brake* ).
- k. Untuk batang Spreader dipakai profil I dengan bahan ST 37.
- l. Bahan kait ( Twislock ) adalah SNC 22, panjang twislock adalah 30 mm, sistem pemutar twislock dengan hidrolis.

#### 6.1.2. Perancangan Gerak Trolley.

- a. Kecepatan pejalan ( V ) = 70 m/min.
- b. Jumlah roda jalan troli 4 buah, dengan diameter = 300 mm.
- c. Motor Penggerak yang digunakan :
  - Daya motor ( P ) = 45 kW
  - Putaran motor ( n ) = 1480 Rpm
- d. Transmisi penggerak troli menggunakan sistem transmisi roda gigi lurus tiga tingkat.
- e. Sebagai penerus putaran dari motor digunakan kopling flens dengan diameter luar ( A ) = 160 mm dan pada poros output juga digunakan kopling flens dengan diameter luar kopling ( A ) = 315 mm.
- f. Pelumasan pada sistem transmisi troli menggunakan sistem pelumasan celup oli.
- g. Rem yang digunakan adalah rem cakera ( *Disk Brake* ).



### 7.1.3. Perancangan Gerak Travelling.

- a. Roda yang digunakan adalah roda ban karet ( Roda Traktor ) berjumlah 8 buah dengan diameter ban = 1470 mm.
- b. Kecepatan pejalan = 135 m/min dengan putaran roda 29,25 Rpm.
- c. Motor penggerak yang digunakan pada gerak Travelling adalah motor listrik dengan :
  - Daya motor ( P ) = 55 kW
  - Putaran motor ( n ) = 1480 Rpm
  - Jumlah motor = 2 buah.
- d. Sistem transmisi yang digunakan pada travelling adalah sistem transmisi roda gigi kerucut, roda gigi lurus standar dan transmisi rantai rol.
- e. Pelumasan yang digunakan pada sistem transmisi ini adalah pelumasan celup oli dan pelumasan tetes atau sikat pelumas.
- f. Sebagai penerus putaran dari motor digunakan kopling flens dengan diameter luar ( A ) = 224 mm.
- g. Rem yang digunakan adalah rem cakera ( *Disk Brake* ).

### 7.1.4. Struktur Rangka.

Tinggi rangka adalah 19 meter dengan panjang 23 meter dan lebar 6,4 meter, rangka menggunakan plat yang dibentuk persegi empat yang didalamnya terdapat profil-profil penguat, cara penyambungan menggunakan las.

## 7.2. Penutup.

Puji syukur penyusun panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa karena berkat pertolongannya dan anugrahnya maka penulisan tugas akhir dengan judul "*Container Crane Capacity 40 Ton*" ini dapat terselesaikan.

Penulisan tugas akhir perancangan Crane Peti kemas ini dapat terselesaikan berdasarkan atas dasar studi literatur, survey lapangan, dan bimbingan bapak dosen pembimbing serta kerja sama semua pihak.

Penyusun menyadari bahwa penulisan tugas akhir ini masih jauh dari sempurna karena masih banyak kekurangan dan kesalahan yang penyusun rasakan oleh karena itu penulis sangat mengharapkan banyak masukan akan karya ini.

Akhir kata semoga karya penulisan tugas akhir "*Container Crane Capacity 40 Ton*" ini dapat berguna bagi penyusun dan pembaca demi kemajuan kita bersama.

## DAFTAR PUSTAKA

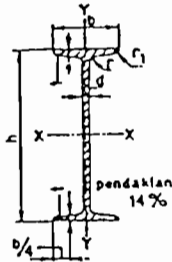
1. Daryanto., 1992, *Pesawat Pengangkat*, Jakarta, PT Reneka Cipta.
2. Djokosetyardjo, M.J., 1993, *Mesin Pengangkat I*, Jakarta, PT Pradnya Paramita.
3. Decker Maschinenelemente Gestaltug und Berechnung, 1991, *Roda Gigi Jilid I*, Materi Kuliah Akademi Teknik Mesin Industri Surakarta.
4. Elektrim, *Rotating Machines*, European Elektric Motor.
5. FAG Ealzlager in Werkzeugmaschinen Katalog, FAG Kugelfischer George Scha Fer & Co, Scheweifurt, Jerman Barat.
6. Harjanto. G., 1993, *Dasar Pesawat Pengangkat dan Pengangkut*, Materi Kuliah Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Gajah Mada.
7. Rudenko, N., 1996, *Mesin Pengangkat*, Jakarta, Erlangga.
8. Rudy. G., 1987, *Tabel Profil Konstruksi Baja*, Yogyakarta, Kanisius.
9. Sato, GT., dan Sugiarto HN., 2000, *Menggambar Mesin Menurut Standar Iso*, Jakarta, PT Pradnya Paramita.
10. Shaphiro, 1993, *Cranes and Derrick*, New York, McGraw-Hill.
11. Shigley, J., dan Michell, 1996, *Perencanaan Teknik Mesin Jilid I*, Jakarta, PT Pradnya Paramita.
12. Sularso dan Suga, K., 1997, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Jakarta, PT Pradnya Paramita.
13. Syamsir, AM., 1995, *Pesawat-Pesawat Pengangkat*, Jakarta, PT Raja Grafindo Persada.



## LAMPIRAN

Tabel 2.1. Profil Baja I<sup>1</sup>

Baja- I; panjang biasa 4 ÷ 15 m



- F = penampang
- I = momen kelambatan
- W = momen tahanan
- $i = \text{jari-jari kelambatan} = \sqrt{\frac{I}{F}}$
- $S_x = \text{momen statis dari separuh penampang terhadap sumbu-X}$

I	ukuran <sup>2</sup> dalam mm					Penampang F dalam cm <sup>2</sup>		berat kg/m	sumbu-lentur X—X					
	h	b	d=r	t	r <sub>1</sub>	prof.	badan		I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> cm	S <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	r <sub>kz</sub> cm	k <sub>x</sub>
8	80	42	3,9	5,9	2,3	7,6	2,6	5,95	77,8	19,5	3,20	11,4	2,57	0,745
10	100	50	4,5	6,8	2,7	10,6	3,8	8,32	171	34,2	4,01	19,9	3,23	0,658
12	120	58	5,1	7,7	3,1	14,2	5,2	11,2	328	54,7	4,81	31,8	3,85	0,615
14	140	66	5,7	8,6	3,4	18,3	6,9	14,4	573	81,9	5,61	47,7	4,48	0,580
16	160	74	6,3	9,5	3,8	22,8	8,8	17,9	935	117	6,40	68,0	5,13	0,565
18	180	82	6,9	10,4	4,1	27,9	10,9	21,9	1 450	161	7,20	93,4	5,77	0,535
20	200	90	7,5	11,3	4,5	33,5	13,1	26,3	2 140	214	8,00	125	6,39	0,525
22	220	98	8,1	12,2	4,9	39,6	15,6	31,1	3 060	278	8,80	162	7,02	0,510
24	240	106	8,7	13,1	5,2	46,1	18,3	36,2	4 250	354	9,59	206	7,68	0,500
26	260	113	9,4	14,1	5,6	53,4	21,6	41,9	5 740	442	10,4	257	8,28	0,500
28	280	119	10,1	15,2	6,1	61,1	24,9	48,0	7 590	542	11,1	316	8,87	0,490
30	300	125	10,8	16,2	6,5	69,1	28,7	54,2	9 800	653	11,9	381	9,45	0,485
32	320	131	11,5	17,3	6,9	77,8	32,4	61,1	12 510	782	12,7	457	10,1	0,485
34	340	137	12,2	18,3	7,3	86,8	36,6	68,1	15 700	923	13,5	540	10,6	0,480
36	360	143	13,0	19,5	7,8	97,1	41,3	76,2	19 510	1090	14,2	638	11,2	0,480
38	380	149	13,7	20,5	8,2	107	46,0	84,0	24 010	1260	15,0	741	11,8	0,475
40	400	155	14,4	21,6	8,6	118	51,0	92,6	29 210	1460	15,7	857	12,4	0,475
42 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	425	163	15,3	23,0	9,2	132	57,0	104	36 970	1740	16,7	1020	13,2	0,470
45	450	170	16,2	24,3	9,7	147	64,4	115	45 850	2040	17,7	1200	13,9	0,470
47 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	475	178	17,1	25,6	10,3	163	71,8	128	56 480	2380	18,6	1400	14,6	0,470
50	500	185	18,0	27,0	10,8	180	80,0	141	68 740	2750	19,6	1620	15,3	0,470
55	550	200	19,0	30,0	11,9	213	93,0	167	99 180	3610	21,6	2120	16,9	0,455
60	600	215	21,6	32,4	13,0	254	114,6	199	139 000	4630	23,4	2730	18,2	0,465

<sup>1</sup> Bastran Z.Lambri, "Daftar Konstruksi Baja"

Tabel 2.2. Material baja karbon dan baja paduan untuk konstruksi dan poros.<sup>2</sup>

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

<sup>2</sup> Sularso, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" Hal. 3

**Tabel 2.3. Tabel Jumlah Lengkungan<sup>3</sup>**

Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$
1	16	5	26,5	9	32	13	36
2	20	6	28	10	33	14	37
3	23	7	30	11	34	15	37,5
4	25	8	31	12	35	16	38

**Tabel 2.4. Harga Minimum Faktor K dan e1 yang diizinkan<sup>4</sup>**

TIPE ALAT PENGANGKAT	Digerakkan oleh:	Kondisi peng-operasian	Faktor K	Faktor e <sub>1</sub>
I. Lokomotif, caterpillar-mounted, traktor dan truk yang mempunyai crane pilar (termasuk excavator yang dioperasikan sebagai crane dan pengangkat mekanik pada daerah konstruksi dan pekerjaan berkala	Tangan	Ringan	4	16
	Daya	Ringan	5	16
	Daya	Medium	5,5	18
	Daya	Berat dan Sangat berat	6	20
II. Semua tipe lain dari crane dan pengangkat mekanis	Tangan	Ringan	4,5	18
	Daya	Ringan	5	20
	Daya	Medium	5,5	25
		Berat dan Sangat berat	6	30
III. DereK yang dioperasikan dengan tangan dengan kapasitas beban terangkat di atas 1 ton yang digandeng pada berbagai peralatan otomatis (mobil, truk, dan sebagainya)	—	—	4	12
IV. Pengangkat dengan troli	—	—	5,5	20
V. Penjepit mekanis (kecuali untuk puli pada grabs) untuk pengangkat mekanis pada No. I	—	—	5	20
VI. Idem untuk pengangkat mekanik pada no. II.	—	—	5	30

**Catatan:**

- Koncisi pengoperasian alat pengangkat dapat dilihat pada Tabel 2 dan 3
- Pada tali yang digunakan untuk lift penumpang, faktor K paling kecil 14.
- Faktor K dari tali sling paling kecil dari 10.
- Penentuan diameter minimum dari puli pada penjepit alat pengangkat tidak dihitung pada bagian I, II, dan IV, faktor berkurang di bawah 18.
- Faktor keamanan tali untuk pengangkat katrol pembawa cairan atau logam putih panas, asam, larutan panas yang berbahaya, bahan peledak sama dengan 6,0 tidak tergantung kondisi operasinya.
- Faktor keamanan tali yang digunakan untuk mendukung crane berlengan seperti digunakan untuk pekerjaan kasar paling kecil 3,5.

<sup>3</sup> N.Rudenko "Mesin Pengangkat" Erlangga 1994, Hal. 38

<sup>4</sup> Ibid Hal. 42

Tabel 2.5. Harga Faktor  $C^5$

$\sigma_b$ kg/mm <sup>2</sup>	KONSTRUKSI TALI									
	6 × 7 = 42 dan satu poros		6 × 19 = 114 dan satu as						6 × 37 = 222 dan satu poros	
			Biasa		Warrington		Seale			
	Posisi berpotongan	Posisi sejajar	Posisi berpotongan	Posisi sejajar	Posisi berpotongan	Posisi sejajar	Posisi berpotongan	Posisi sejajar	Posisi berpotongan	Posisi sejajar
130	1,31	1,13	1,08	0,91	0,69	0,61	0,81	0,69	1,12	0,99
160	1,22	1,04	1,00	0,83	0,63	0,54	0,75	0,62	1,06	0,93
180	1,16	0,98	0,95	0,78	0,59	0,50	0,70	0,57	1,02	0,89

Tabel 2.6. Harga Faktor  $C_1^6$

diameter tali	kurang dari 5	5,5-8	8,5-10	11-14	15-17,5	18-19	19,5-24	25-28	30-34,5	37-43,5
$C_1$	0,83	0,85	0,89	0,93	0,97	1,00	1,04	1,09	1,16	1,24

Tabel 2.7. Harga Faktor  $C_2^7$

BAHAN SERABUT TALI	$C_2$
Baja karbon: 0,55% C; 0,57% Mn; 0,25% Si; 0,09% Ni; 0,08% Cr; 0,02% S dan 0,02% P .....	1
Baja karbon: 0,70% C; 0,61% Mn; 0,09% Si; 0,021% S dan 0,028% P .....	0,9
Baja pearlitic: 0,40% C; 0,52% Mn; 0,25% Si; 0,2% Ni; 1,1% Cr; 0,025% S dan 0,025% P .....	1,37
Baja stainless: 0,09% C; 0,35% Mn; 0,3% Si; 8,7% Ni; 17,4 Cr; 0,02% S dan 0,02 P .....	0,67
Baja open-hearth biasa .....	1
Baja open hearth yang dilebur dengan arang besi dan dibersihkan dengan skrap .....	0,63
Serat yang terbuat dari batang logam seluruhnya .....	1
Serat yang terbuat dari batang logam sebagian .....	0,92

Tabel 2.8. Harga Faktor  $m^8$

z dalam ribuan m	30 0,26	50 0,41	70 0,56	90 0,70	110 0,83	130 0,95	150 1,07	
z dalam ribuan m	170 1,18	190 1,29	210 1,40	230 1,50	255 1,62	280 1,74	310 1,87	340 2,00
z dalam ribuan m	370 2,12	340 2,27	450 2,42	500 2,60	550 2,77	600 2,94	650 3,10	700 3,17

<sup>5</sup> Ibid Hal. 44

<sup>6</sup> Ibid Hal. 44

<sup>7</sup> Ibid Hal. 44

<sup>8</sup> Ibid Hal. 44

Tabel 2.9. Harga  $a$ ,  $Z_2$  dan  $\beta^9$

Kondisi pengoperasian mesin pengangkat	Operasi harian, jam	Hari kerja per bulan	Jumlah siklus kerja per hari	a	Mode suspensi beban		Tinggi A beban diangkat pada jumlah lengkungan tali maksimum per putaran untuk $l_1 = 1$ m, dan $l_2 = 2$ m (dalam m)			
Digerakkan tangan	8	25	16	400	Suspensi sederhana	2	—	0,7		
Digerakkan daya	Peralatan ringan	8	25	40	1.000	Suspensi dengan satu bebas pull	4	2	0,5	
	Peralatan medium	16	25	136	3.400	Beberapa puli dengan rasio	2 x 2	3	2	0,4
							2 x 2	5	3	0,3
	Peralatan berat dan sangat berat	24	30	320	9.600		2 x 4	7	4	0,25
2 x 5							9	5	0,2	

Tabel 2.10. Harga Faktor  $e_2$  yang tergantung pada konstruksi tali.<sup>10</sup>

KONSTRUKSI TALI	Faktor $e_2$
Biasanya $6 \times 19 = 114 + 1$ poros	
posisi berpotongan .....	1,00
posisi sejajar .....	0,90
Compound $6 \times 19 = 114 + 1$ poros	
a) Warrington	
posisi berpotongan .....	0,90
posisi sejajar .....	0,85
b) Seale	
posisi berpotongan .....	0,95
posisi sejajar .....	0,85
Biasanya $6 \times 37 = 222 + 1$ poros:	
posisi berpotongan .....	1,00
posisi sejajar .....	0,90

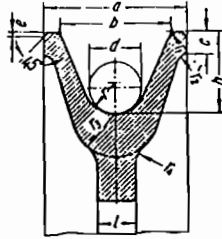
**Catatan:**

Untuk crane yang dioperasikan dengan tangan dan mekanisme pengangkat dan untuk tali yang faktor dapat diasumsikan seperti umumnya.

<sup>9</sup> Ibid Hal. 47

<sup>10</sup> Ibid, Hal 42

Tabel 2.11. Roda puli untuk tali kawat Baja, mm<sup>11</sup>

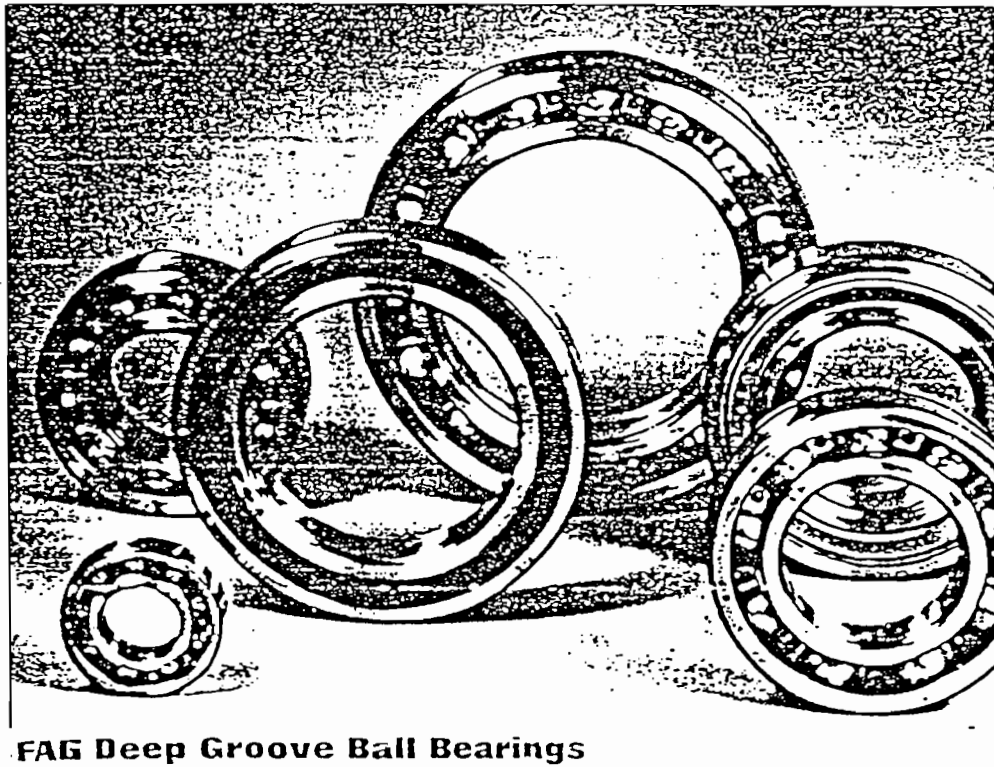


Diameter tali	a	b	c	e	h	l	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	r <sub>3</sub>	r <sub>4</sub>
4,8	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	6
6,2	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	6
8,7	28	20	6	1,0	15,0	8	5,0	3,0	2,5	9	6
11,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
13,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
15,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
19,5	55	40	10	1,5	30,0	15	12,0	5,0	5,0	17	10
24,0	65	50	10	1,5	37,0	18	14,5	5,0	5,0	20	15
28,0	80	60	12	2,0	45,0	20	17,0	6,0	7,0	25	15
34,5	90	70	15	2,0	55,0	22	20,0	7,0	8,0	28	20
39,0	110	85	18	2,9	65,0	22	25,0	9,0	10,0	40	30

<sup>11</sup> Ibid Hal. 71

Tabel 2.12. Tabel Bantalan FAG<sup>12</sup>

**FAG Deep Groove Ball Bearings**  
single row



**FAG Deep Groove Ball Bearings**

Equivalent load · Abutments

Equivalent dynamic load

Single row deep groove ball bearings:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

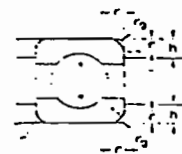
In the case of single row deep groove ball bearings the X and Y values depend on the ratio  $F_a/C_0$ , ( $C_0$ , basic static load rating.) The values of the table apply to deep groove ball bearings installed with normal fits – which means a shaft machined to j5 or k5 and a housing machined to J6.

Double row deep groove ball bearings

$$P = F_r + F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0.3$$

The shoulder height of the mating parts must be such that even at maximum chamfer an adequate abutment surface area exists. The table below lists the maximum fillet radius  $r_s$  and the minimum shoulder height  $h$ .

Filletts and shoulder heights to DIN 5418:



<sup>12</sup> Fag Walzlager in Werkzeugmaschinen katalog



Equivalent static load

Single row deep groove ball bearings

$$P_0 = F_r \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0.8$$

$$P_0 = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_a}{F_r} > 0.8$$

Double row deep groove ball bearings

$$P_0 = 0.6 \cdot F_r + 0.5 \cdot F_a \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0.3$$

Abutments

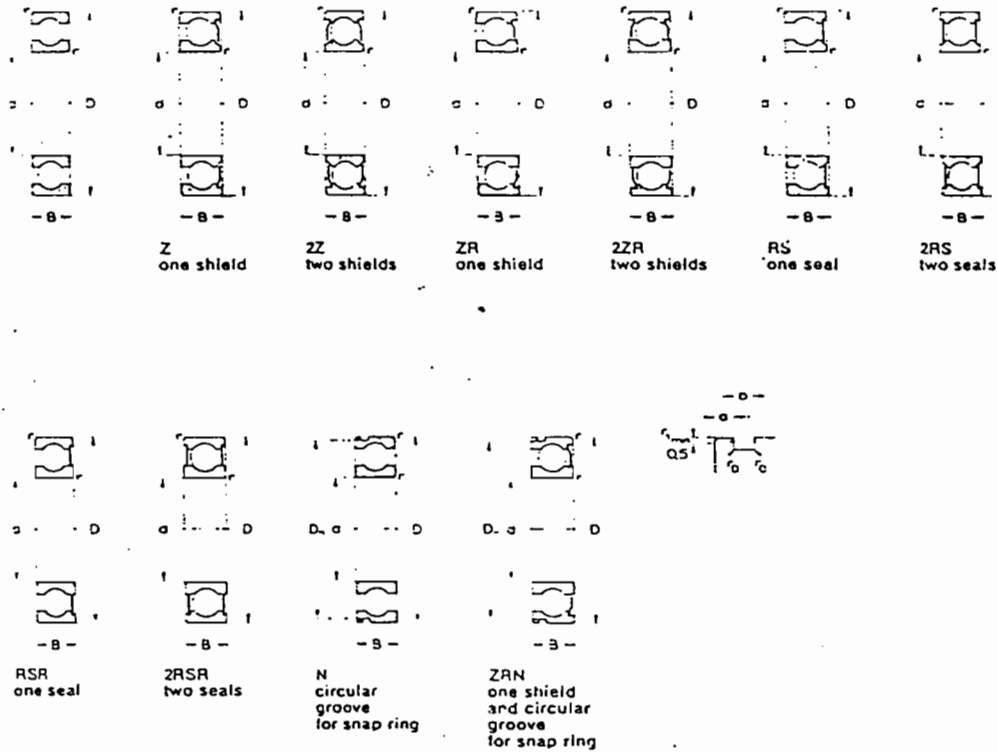
The bearing rings should closely fit the shaft or housing shoulder; they must not be allowed to foul the shoulder fillet radius. Consequently the maximum fillet radius  $r_s$  of the mating part must be smaller than the minimum chamfer  $r$  of the deep groove ball bearing.

Chamfer	Fillet radius	Shoulder height		
$r$	$r_s$	$h$	min	
Nominal dimension	max	Bearing series		
		618	62	64
		160	63	
		161	42	
		60	43	
mm				
0.3	0.1	0.5	1	
0.4	0.2	0.6	1	
0.5	0.3	0.9	1.3	
1	0.6	1.6	2.1	
1.5	1	2.3	2.8	
2	1	3	3.5	4.5
2.5	1.5	3.7	4.5	5.5
3	2	4.5	5.5	6.5
3.5	2	5.1	6	7
4	2.5	5.8	7	8
5	3	7.3	8.5	10
6	4	8.5	10	12

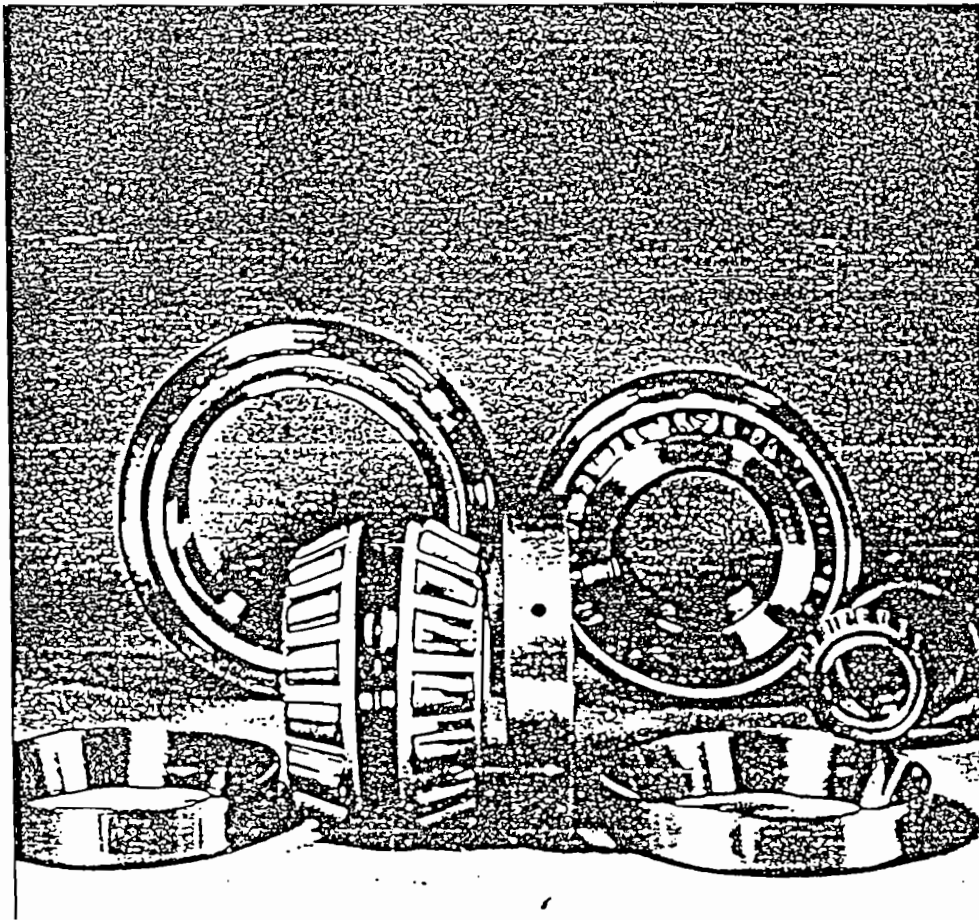
## FAG Deep Groove Ball Bearings

Cross section:

Deep groove ball bearings, single row



Shaft	Dimensions								Load ratings		Limiting speed		Number Bearing FAG	Weight kg	
	d	D	B	r	$D_s$	a	h	$r_s$	dyn. C	stat. C <sub>0</sub>	Grease min <sup>-1</sup>	Oil min <sup>-1</sup>			Snap ring
85	85	110	13	1.5					12	13.7	5600	5700	61817	0.294	
	85	130	14	1					26	25	5000	6000	16017	3.656	
	85	130	22	2					35	32.5	4800	5500	6017	3.956	
	85	130	22	2					35	35.5	4800	5500	6017.C3	3.956	
	85	130	22	2					38	33.5	4800		6017ZR	0.956	
	85	130	22	2					38	35.5	4800		6017.2ZR	3.956	
	85	130	22	2	125	22	2.87	3	3.5	38	33.5	4300	5600	6017N	3.956
	85	150	28	3						54	53	3300	5000	6217	2
	85	150	28	3						64	53	4300		6217Z	2
	85	150	28	3						64	53	4300		6217.2Z	2
	85	150	28	3	145	24	4.9	3.1	0.6	64	53	4300	5000	6217N	2
	85	150	28	3	145	24	4.9	3.1	0.6	64	53	4300		6217ZN	2
	85	180	41	4						95.5	83	3400	4000	6317	4.65
	85	180	41	4						95.5	83	3400	4000	6317.C3	4.65
	85	180	41	4						95.5	83	3400	4000	6317M.P6	4.65
	85	180	41	4						95.5	83	3400		6317Z	4.65
85	180	41	4						95.5	83	3400		6317.2Z	4.65	
85	210	52	5						124	134	3000	3600	6417M	8.31	
120	120	150	16	1.5					19.3	22.4	4000	4800	61824	0.625	
	120	180	19	1.5					46.5	47.5	3400	4000	16024	1.57	
	120	150	16	1.5					46.5	47.5	3400	4000	16024.C3	1.57	
	120	180	28	3					64	60	3400	4000	6024	2.33	
	120	180	28	3					64	60	3400	4000	6024.C3	2.33	
	120	180	28	3	173	65	3.71	3.5	1.5	64	60	3400	4000	6024N	2.33
	120	180	28	3	173	65	3.71	3.5	1.5	64	60	3400	4000	6024N	2.33



## FAG Tapered Roller Bearings

### Equivalent load

#### Equivalent dynamic load

Single tapered roller bearings:

$$P = F_r \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_o}{F_r} \leq e$$

$$P = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_o \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_o}{F_r} > e$$

Paired tapered roller bearings:

$$P = F_r + Y \cdot F_o \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_o}{F_r} \leq e$$

$$P = 0.57 \cdot F_r + Y \cdot F_o \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_o}{F_r} > e$$

For  $F_r$  and  $F_o$  the loads acting on the bearing pair must be considered.

The  $Y$  and  $e$  values are shown in the bearing tables. For matched tapered roller bearings the values refer to the pair.

With radially loaded tapered roller bearings the angularity of the raceways induces a thrust reaction which must be considered when determining the equivalent load. The thrust load is

calculated using the formulae listed below. The bearing carrying the external thrust load  $K_o$ , if no radial loads were imposed, is identified by "A", the opposite bearing by "B".

In those load cases which are not covered by formulae the thrust load  $F_o$  is not considered since  $F_o/F_r < e$ .

#### Equivalent static load

Single tapered roller bearings:

$$P_o = F_r \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_o}{F_r} \leq \frac{1}{2 \cdot Y_o}$$

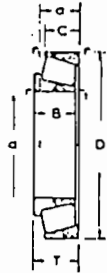
$$P_o = 0.5 \cdot F_r + Y_o \cdot F_o \quad [\text{kN}] \quad \text{when} \quad \frac{F_o}{F_r} > \frac{1}{2 \cdot Y_o}$$

Paired tapered roller bearings:

$$P_o = F_r + Y_o \cdot F_o \quad [\text{kN}]$$

$F_o$  and  $F_r$  are the loads acting on the bearing pair.

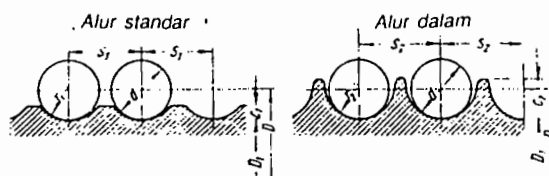
The thrust factors  $Y_o$  are listed in the bearing tables. The values of the matched bearings apply to a bearing pair.



Shaft	Dimensions								Load ratings - Factors				Limiting speed		Number Bearing FAG	Weight # kg	
	d mm	D	B	C	T	r	r <sub>1</sub>	a	dyn. C kN	e	Y	stat. C <sub>0</sub> kN	Y <sub>0</sub>	Grease min <sup>-1</sup>			Oil
50	50	80	28	15,5	20	1,5	0,5	18	54	0,42	1,4	50	0,8	4300	5600	32010X	0,395
	50	80	28	15,5	20	1,5	0,5	18	54	0,42	1,4	50	0,8	4300	5600	32010X.P5	0,395
	50	90	33	17	21,75	2	0,8	20	68	0,42	1,4	55	0,8	4000	5300	32210A	0,591
	50	90	33	19	24,75	2	0,8	21	75	0,42	1,4	63	0,8	4000	5300	32210A	0,672
	50	90	32	24,5	32	2	0,8	23	98	0,41	1,5	93	0,8	3800	5000	32210	0,913
	50	110	27	23	29,25	3	1	23	112	0,35	1,7	58	0,9	3400	4500	30310A	1,37
	50	110	27	19	29,25	3	1	35	90	0,83	0,7	69,5	0,4	3400	4500	31310A	1,32
	50	110	46	33	42,25	3	1	28	160	0,35	1,7	140	0,9	3400	4500	32210A	2,05
	50	110	46	33	42,25	3	1	33	143	0,55	1,1	129	0,6	3400	4500	32210B	2,07
	60	60	95	23	17,5	23	2	0,8	21	69,5	0,43	1,4	67	0,8	3600	4800	32012X
60		95	23	17,5	23	2	0,8	21	69,5	0,43	1,4	67	0,8	3600	4800	32012X.P5	0,624
60		110	22	19	23,75	2,5	0,8	22	88	0,4	1,5	71	0,8	3400	4500	30212A	0,976
60		110	28	24	29,75	2,5	0,8	24	114	0,4	1,5	98	0,8	3200	4300	32212A	1,25
60		110	38	29	38	2,5	0,8	28	146	0,4	1,5	137	0,8	3200	4300	32212	1,65
60		130	31	28	33,5	3,5	1,2	28	150	0,35	1,7	122	0,9	2900	3900	30312A	2,17
60		130	31	22	33,5	3,5	1,2	41	129	0,83	0,7	102	0,4	2900	3800	31312A	2,12
60		130	46	37	48,5	3,5	1,2	32	208	0,35	1,7	186	0,9	2900	3800	32212A	3,2
60		130	46	37	48,5	3,5	1,2	39	193	0,55	1,1	173	0,6	2900	3800	32212B	3,24
65		65	100	23	17,5	23	2	0,8	23	71	0,46	1,3	69,5	0,7	3400	4500	32013X
	65	100	23	17,5	23	2	0,8	23	71	0,46	1,3	69,5	0,7	3400	4500	32013X.P5	0,662
	65	100	27	21	27	2	0,8	21	85	0,35	1,7	86,5	0,9	3400	4500	33013	0,782
	65	110	34	26,5	34	2	0,8	26	127	0,39	1,5	125	0,8	3200	4300	33113	1,37
	65	120	23	20	24,75	2,5	0,8	23	102	0,4	1,5	81,5	0,8	3000	4000	30213A	1,23
	65	120	31	27	32,75	2,5	0,8	27	134	0,4	1,5	116	0,8	3000	4000	32213A	1,65
	65	120	41	32	41	2,5	0,8	30	173	0,39	1,5	163	0,8	3000	4000	33213	2,15
	65	140	33	28	36	3,5	1,2	28	173	0,35	1,7	140	0,9	2600	3500	30313A	2,68
	65	140	33	23	36	3,5	1,2	44	146	0,83	0,7	116	0,4	2600	3600	31313A	2,61
	65	140	48	39	51	3,5	1,2	34	236	0,35	1,7	212	0,9	2600	3600	32313A	3,88
65	140	48	39	51	3,5	1,2	41	220	0,55	1,1	200	0,6	2600	3600	32313B	3,94	

Shaft	Dimensions								Load ratings - Factors					Limiting speed		Number	Weight kg	
	d	D	B	C	T	r	r <sub>1</sub>	a	dyn. C	e	Y	stat. C <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	Grease	Oil			Bearing
	mm								kN			kN		min <sup>-1</sup>				FAF
75	75	115	25	19	25	2	0.8	25	90	0.46	1.3	90	0.7	3000	4000	J2015X	0.951	
	75	115	25	19	25	2	0.8	25	90	0.46	1.3	90	0.7	3000	4000	J2015X.PS	0.951	
	75	125	37	29	37	2.5	0.8	30	153	0.4	1.5	153	0.8	2800	3800	J3115	1.89	
	75	130	25	22	27,25	2.5	0.8	27	116	0.44	1.4	98	0.7	2900	3000	J0215A	1.43	
	75	130	31	27	33,25	2.5	0.8	29	146	0.44	1.4	132	0.7	2600	3600	J2215A	1.85	
	75	130	41	31	41	2.5	0.8	32	176	0.43	1.4	173	0.8	2600	3600	J3215	2.35	
	75	160	37	31	40	3.5	1.2	32	220	0.55	1.7	193	0.9	2200	3200	J0315A	3.88	
	75	160	37	28	40	3.5	1.2	30	180	0.53	0.7	146	0.4	2200	3200	J1315	3.75	
	75	160	55	45	58	3.5	1.2	39	310	0.35	1.7	285	0.9	2200	3200	J2315A	5.81	
	75	160	55	45	58	3.5	1.2	47	290	0.55	1.1	280	0.6	2200	3200	J2315B	5.94	
	80	80	125	29	22	29	2	0.8	27	116	0.42	1.4	116	0.8	2600	3600	J2016X	1.34
		80	125	29	22	29	2	0.8	27	116	0.42	1.4	116	0.8	2600	3600	J2016X.PS	1.34
80		130	37	29	37	2.5	0.8	31	163	0.42	1.4	156	0.8	2600	3600	J3116	2	
80		140	28	22	28,25	3	1	28	134	0.42	1.4	112	0.8	2600	3600	J0216A	1.79	
80		140	33	28	35,25	3	1	31	170	0.42	1.4	153	0.8	2600	3600	J2216A	2.29	
80		170	39	33	42.5	3.5	1.2	34	250	0.35	1.7	208	0.9	2200	3200	J0316A	4.63	
80		170	39	27	42.5	3.5	1.2	33	200	0.53	0.7	163	0.4	2200	3200	J1316	4.45	
80		170	58	48	61.5	3.5	1.2	42	345	0.35	1.7	325	0.9	2200	3200	J2316A	6.92	
80		170	58	48	61.5	3.5	1.2	49	310	0.55	1.1	300	0.6	2200	3000	J2316B	7.03	
90		90	140	32	24	32	2.5	0.8	30	140	0.42	1.4	140	0.8	2400	3400	J2018XA	1.83
		90	140	32	24	32	2.5	0.9	30	140	0.42	1.4	140	0.8	2400	3400	J2018XA.PS	1.83
		90	140	39	32.5	39	2.5	0.8	28	186	0.27	2.2	200	1.2	2400	3400	J3018	2.33
	90	150	45	35	45	3	1	36	224	0.4	1.5	232	0.8	2200	3200	J3118	3.33	
	90	160	30	26	32.5	3	1	32	173	0.42	1.4	146	0.8	2200	3200	J0218A	2.76	
	90	160	40	34	42.5	3	1	36	224	0.42	1.4	204	0.8	2200	3200	J2218A	3.67	
	90	190	43	36	46.5	4	1.5	37	290	0.35	1.7	245	0.9	1900	2800	J0318A	6.27	
	90	190	43	30	46.5	4	1.5	38	245	0.53	0.7	200	0.4	1900	2800	J1318	6.06	
	90	190	64	53	67.5	4	1.5	47	425	0.35	1.7	400	0.9	1900	2800	J2318A	9.49	
	95	95	145	32	24	32	2.5	0.8	32	146	0.44	1.4	150	0.7	2200	3200	J2019XA	1.92
		95	145	32	24	32	2.5	0.8	32	146	0.44	1.4	150	0.7	2200	3200	J2019XA.PS	1.92
		95	145	39	32.5	39	2.5	0.8	29	190	0.28	2.1	208	1.2	2200	3200	J3019	2.42
95		170	32	27	34.5	3.5	1.2	34	196	0.42	1.4	170	0.8	2900	3000	J0219A	3.32	
95		170	43	37	45.5	3.5	1.2	39	260	0.42	1.4	245	0.8	2000	3000	J2219A	4.52	
95		200	45	38	49.5	4	1.5	40	315	0.35	1.7	270	0.9	1800	2600	J0319A	7.3	
95		200	45	32	49.5	4	1.5	61	270	0.53	0.7	224	0.4	1800	2600	J1319A	7.11	
95		200	67	55	71.5	4	1.5	49	455	0.35	1.7	430	0.9	1800	2600	J2319A	10.9	
120		120	180	38	29	38	3	1	40	216	0.46	1.3	228	0.7	1800	2600	J2024X	3.44
		120	180	38	29	38	3	1	40	216	0.46	1.3	228	0.7	1800	2600	J2024X.PS	3.44
		120	180	48	38	48	3	1	36	265	0.31	1.9	305	1.1	1800	2600	J3024	4.36
		120	215	40	34	43.5	3.5	1.2	43	293	0.44	1.4	265	0.7	1600	2200	J0224A	6.66
	120	215	58	50	61.5	3.5	1.2	51	425	0.44	1.4	425	0.7	1600	2200	J2224A	9.84	
	120	260	55	46	59.5	4	1.5	48	490	0.35	1.7	430	0.9	1400	1900	J0324A	15.3	
	120	260	62	42	58	4	1.5	82	480	0.53	0.7	425	0.4	1300	1800	J1324X	17	
	120	260	86	69	90.5	4	1.5	60	570	0.39	1.5	570	0.8	1400	1900	J2324	23	
	170	170	230	38	30	38	3	1	42	250	0.36	1.6	300	0.9	1400	1900	J2034	4.52
		170	260	57	43	57	3.5	1.2	57	440	0.44	1.4	490	0.7	1200	1700	J2034X	11
		170	260	57	43	57	3.5	1.2	57	440	0.44	1.4	490	0.7	1200	1700	J2034X.PS	11
		170	310	86	71	91	5	2	74	850	0.44	1.4	915	0.7	1100	1600	J2334A	26.8
220	220	340	76	76	4	1.5	73	765	0.43	1.4	900	0.8	950	1400	J2044X	25.7		

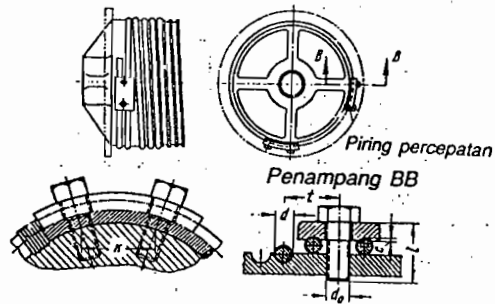
Tabel 2.13. Dimensi alur Drum ( mm )<sup>13</sup>



Dia- meter tali <i>d</i>	<i>r</i> <sub>1</sub>	Standar		Dalam			Dia- meter tali <i>d</i>	<i>r</i> <sub>1</sub>	Standar		Dalam		
		<i>s</i> <sub>1</sub>	<i>c</i> <sub>1</sub>	<i>s</i> <sub>2</sub>	<i>c</i> <sub>2</sub>	<i>r</i> <sub>2</sub>			<i>s</i> <sub>1</sub>	<i>c</i> <sub>1</sub>	<i>s</i> <sub>2</sub>	<i>c</i> <sub>2</sub>	<i>r</i> <sub>2</sub>
4,8	3,5	7	2	9	4,5	1,0	19,5	11,5	22	5	27	13,5	2,0
6,2	4,0	8	2	11	5,5	1,5	24,0	13,5	27	6	31	16,0	2,5
8,7	5,0	11	3	13	6,5	1,5	28,0	15,5	31	8	36	18,0	2,5
11,0	7,0	13	3	17	8,5	1,5	34,5	19,0	38	10	41	22,0	3,0
13,0	8,0	15	4	19	9,5	1,5	39,0	21,0	42	12	50	24,5	3,5
15,0	9,0	17	5	22	11,0	2,0							

<sup>13</sup> N. Rudenko "Mesin Pengangkat" Hal. 74

Tabel 2.14. Standar Soviet untuk Mengikat Tali Drum.<sup>14</sup>



Dia- meter tali, mm	Dimensi lokasi mm		Ukuran ulir		Plat		Dia- meter tali, mm	Dimensi lokasi mm		Ukuran ulir		Plat	
	k	t	d <sub>0</sub>	l	c, mm	Jumlah ikatan		k	t	d <sub>0</sub>	l	c, mm	Jumlah ikatan
4,8 } 6,2 }	28	19	8	20	2	1	19,5	58	53	22	60	8	1
20,5													
21,5													
7,7 } 8,7 }	34	25	10	30	4	1	23	78	60	22	60	10	1
24													
26													
11 } 13 }	52	35	16	45	5	1							
15 } 17,5 } 18 }	53	43	18	50	7	1	28	78	70	27	75	12	1
28,5													
30													
31													
32,5													
33,5	100	85	30	100	14	2							
34,5													
36													

<sup>14</sup> Ibid Hal. 78

Tabel 2.15. Tabel Pemilihan Motor Listrik<sup>15</sup>

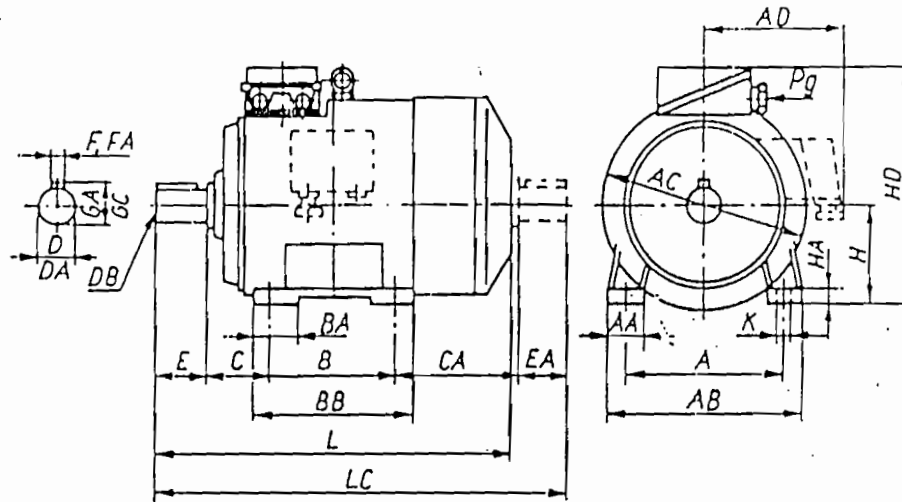
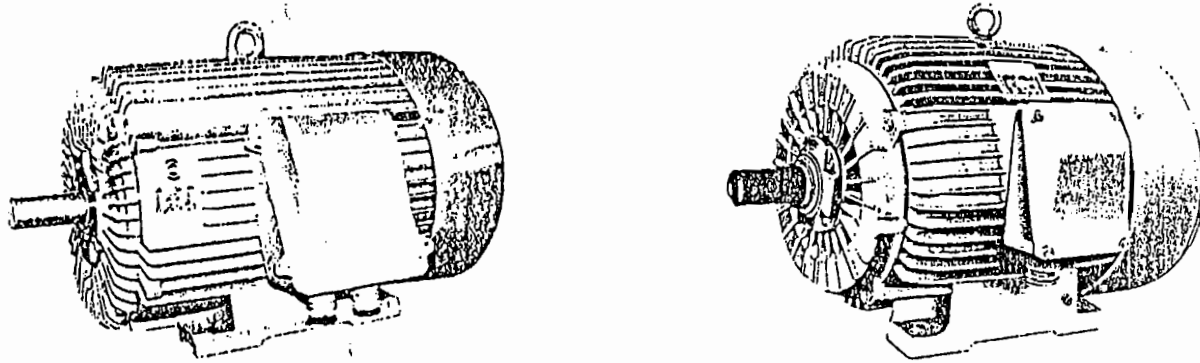
BASIC TECHNICAL SPECIFICATIONS FOR THE THREE-PHASE INDUCTION MOTORS OF THE S/KL/G SERIES

Motor type	Output		Full load		Rating		Efficiency	Power factor	Torque	Starting torque		Moment of inertia J	Net weight ca.					
	kW	KM	rpm	A	A	A				%	n.m		$\frac{M_s}{N_s}$	$\frac{I_s}{I_n}$	Maximal torque $\frac{B_{max}}{K_n}$	kg	IM 1001 IM B3	IM 3001 IM D5
							50 Hz	kg	kg			kg						
S1 56-4A	0.06	0.08	1410	0.25	0.24	55	0.85	0.07	2.2	3.3	2.3	0.00014	2.9	3.2	3.2	2.9/2.8 <sup>h</sup>	3.0/2.9 <sup>h</sup>	3.0/2.9 <sup>h</sup>
	0.09	0.12	1410	0.38	0.34	57	0.87	0.10	2.3	3.2	2.4	0.00019	3.2	3.5	3.5	3.2/3.1 <sup>h</sup>	3.3/3.2 <sup>h</sup>	3.3/3.2 <sup>h</sup>
Sg 63-4A	0.12	0.17	1370	0.44	0.42	59	0.70	0.36	1.9	3.0	2.0	0.00024	3.6	3.9	3.9	3.6/3.5 <sup>h</sup>	3.7/3.6 <sup>h</sup>	3.7/3.6 <sup>h</sup>
	0.18	0.25	1380	0.63	0.60	62	0.70	1.24	2.0	3.4	2.1	0.00031	4.1	4.4	4.4	4.1/4.0 <sup>h</sup>	4.2/4.1 <sup>h</sup>	4.2/4.1 <sup>h</sup>
71-4A	0.25	0.33	1400	0.79	0.75	66	0.72	1.70	2.1	3.8	2.2	0.00061	4.8	5.1	5.1	4.8/4.7 <sup>h</sup>	4.9/4.8 <sup>h</sup>	4.9/4.8 <sup>h</sup>
	0.37	0.50	1380	1.07	1.0	69	0.76	2.56	2.0	3.7	2.0	0.00077	5.8	6.0	6.0	5.8/5.7 <sup>h</sup>	5.9/5.8 <sup>h</sup>	5.9/5.8 <sup>h</sup>
80-4A	0.55	0.75	1400	1.47	1.40	73	0.78	3.75	1.9	4.2	2.1	0.00158	7.3	7.7	7.7	7.3/7.2 <sup>h</sup>	7.4/7.3 <sup>h</sup>	7.4/7.3 <sup>h</sup>
	0.75	1.00	1400	1.90	1.8	75	0.80	5.19	2.0	4.5	2.1	0.00187	8.7	9.0	9.0	8.7/8.6 <sup>h</sup>	8.8/8.7 <sup>h</sup>	8.8/8.7 <sup>h</sup>
90S-4	1.1	1.5	1415	2.9	2.7	74	0.80	7.4	2.1	4.7	2.4	0.0032	12.5/12.5 <sup>h</sup>	14/13 <sup>h</sup>	14/13 <sup>h</sup>	13/12 <sup>h</sup>	13.5/13 <sup>h</sup>	13.5/13 <sup>h</sup>
	1.5	2.0	1420	4.2	3.9	77	0.80	10.0	2.1	5.3	2.7	0.0038	15.2/15.2 <sup>h</sup>	16.5/16.5 <sup>h</sup>	16.5/16.5 <sup>h</sup>	15.5/15.5 <sup>h</sup>	16.2/16.2 <sup>h</sup>	16.2/16.2 <sup>h</sup>
100L-4A	2.2	3.0	1420	5.7	5.3	79	0.82	14.8	2.2	6.0	3.0	0.0047	21.5/21.5 <sup>h</sup>	24/23 <sup>h</sup>	24/23 <sup>h</sup>	23/23 <sup>h</sup>	23.5/23 <sup>h</sup>	23.5/23 <sup>h</sup>
	3.0	4.0	1415	8.2	7.6	81	0.81	20.2	2.2	6.0	3.0	0.0079	25.5/25.5 <sup>h</sup>	28/27.5 <sup>h</sup>	28/27.5 <sup>h</sup>	27/27 <sup>h</sup>	27.5/27.5 <sup>h</sup>	27.5/27.5 <sup>h</sup>
112L-4B	5.0	6.5	1415	11.6	10.9	83	0.84	26.4	2.3	7.2	3.7	0.0197	32.5/32.5 <sup>h</sup>	34.5/34.5 <sup>h</sup>	34.5/34.5 <sup>h</sup>	33.5/34.5 <sup>h</sup>	34/34 <sup>h</sup>	34/34 <sup>h</sup>
	5.5	7.5	1450	15.5	14.6	85	0.85	36.2	2.4	7.0	3.9	0.025	54	58.5	58.5	55	57	57
132M-4T	7.5	10.0	1455	15.5	14.6	86.5	0.85	49.2	2.4	7.5	3.1	0.035	66	68	67	67	69	69
132S-4A	5.5	7.5	1450	11.6	11.0	85.5	0.84	36.2	2.2	6.9	3.1	0.029	62	65	65	-	-	-
	7.5	10	1450	15.4	14.6	87.0	0.85	49.4	2.4	6.7	3.1	0.035	73	76	77	-	-	-
160M-4	11	15	1460	22.0	21.0	89.0	0.85	72.0	2.3	7.0	3.1	0.061	110	116	119	-	-	-
160L-4	15	20	1460	29.2	27.8	89.5	0.87	96.2	2.4	7.3	3.2	0.075	130	136	140	-	-	-
	18.5	25	1470	34.5	32.8	90.5	0.90	120.2	2.4	6.8	2.9	0.135	165	173	179	-	-	-
180M-4	22	30	1465	40.8	38.8	91.0	0.90	143.5	2.7	7.3	2.8	0.155	175	183	192	-	-	-
200L-4	30	40	1472	56	53	92.5	0.88	195	2.9	7.1	2.5	0.210	265	265	275	-	-	-
	37	50	1475	69	65	93.0	0.89	240	2.1	6.3	2.2	0.240	315	315	325	-	-	-
225M-4	45	60	1480	83	79	94.0	0.88	291	2.4	7.0	2.3	0.330	345	345	355	-	-	-
250M-4	55	75	1483	98	93	93.5	0.91	355	2.4	7.3	2.6	0.390	425	425	440	-	-	-
280S-4	75	100	1485	134	128	94.2	0.90	483	2.5	7.3	2.5	0.790	575	570	590	-	-	-
	90	125	1485	157	150	94.4	0.92	580	2.6	7.5	2.6	1.630	620	635	635	-	-	-
25g 315S-4 <sup>h</sup>	110	150	1482	195	185	94.4	0.91	710	2.2	7.0	2.4	1.67	715	-	735	-	-	-
315M-4A <sup>h</sup>	132	180	1483	235	223	94.8	0.90	851	2.8	6.1	2.7	1.84	750	-	770	-	-	-
315M-4B <sup>h</sup>	160	217	1483	281	267	95.0	0.91	1032	3.0	6.3	2.7	2.08	800	-	820	-	-	-
Sgm 315S-4	110	150	1482	202	192	94.4	0.90	709	2.1	6.7	2.0	1.0	690	-	710 <sup>h</sup>	-	-	-
	132	180	1484	241	229	94.8	0.90	850	2.5	7.1	2.8	2.0	750	-	770 <sup>h</sup>	-	-	-
Sg 315M-4B	160	220	1483	296	281	94.4	0.90	1031	2.4	7.1	2.5	1.075	1075	-	1050 <sup>h</sup>	-	-	-
355S-4	200	270	1489	358	340	95.3	0.89	1285	2.0	6.5	2.8	5.8	1440	-	1510 <sup>h</sup>	-	-	-
355M-4	250	340	1409	445	423	95.8	0.89	1604	2.2	6.7	3.0	7.4	1640	-	1670 <sup>h</sup>	-	-	-

Elektrim

<sup>15</sup> Tabel Motor listrik "Elektrim" katalog.

DIMENSIONS OF THE THREE-PHASE, SQUIRREL-CAGE, INDUCTION MOTORS  
 Mounting dimensions acc. to IEC recommendations

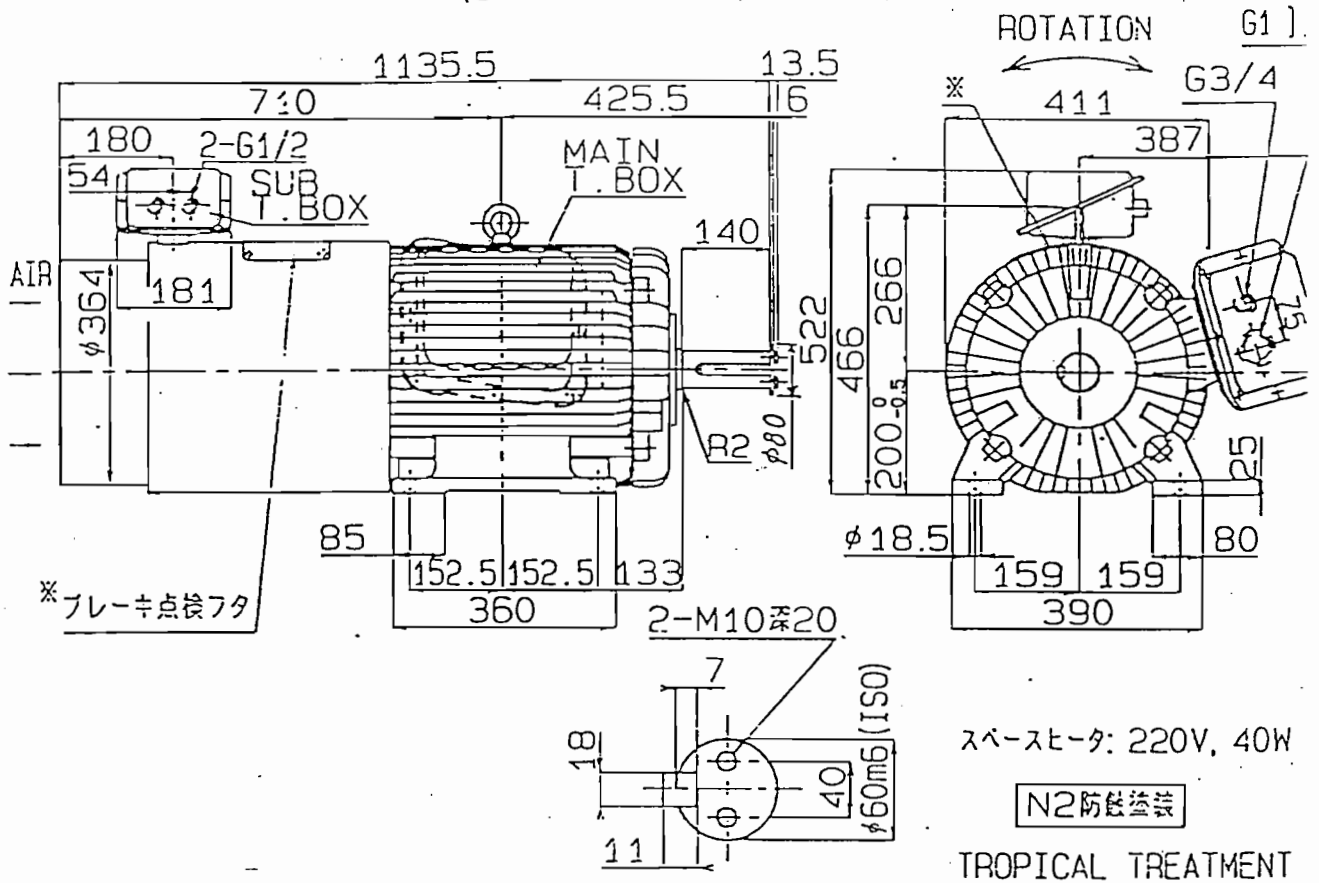


PROTECTION DEGREE IP 54  
 VERSIONS

for Sg 200-280	IM 1001	IM 1051	IM 1061	IM 1071	IM 1011	IM 1031
	IM B3	IM B6	IM B7	IM B8	IM V5	IM V6
for 2Sg 315	IM 1001	IM 1011	IM 1031			
	IM B3	IM V5	IM V5			
for Sg 315-400	IM 1001	IM B1				



INVERTER MOTOR  
TOTALLY-ENCLOSED FAN-COOLED SQUIRREL-CAGE ROTOR  
(OUTDOOR USE) JPW44



DIMENSIONS IN mm

MVK6207B-C	200L	4	37kW	376/378	72/69	51/59	1500/1750
TYPE	FRAME	POLES	OUTPUT	VOLT	A M P	Hz	R P M

60%ED	F	約37kg	0.43 kg·m <sup>2</sup>	JEC-37
RATING	INSUL	MASS	J (1/4 GD <sup>2</sup> )	RULE

ACCESSORIES	3φ, 380V	ESB250
	(150W), 50Hz, 4P	1024 P/R 20 kgm DC90V
	VAS355	DC15V A, B相
	COOL.FAN DRIVE MOTOR	PULSE ENCODER BRAKE

通風インバータ: 5000VG5

TERMINAL SIZE	MAIN	端子 (U, V, N) 14-10
	MAIN	端子 (TH1, TH2) 1.25-4
SUB	MAIN	ブレーキ (3, 4) 1.25-4
	MAIN	スペースヒータ (H1, H2) 2-5
SUB	MAIN	P.G. (PG, PGX, PA, PB, SS) M3
	MAIN	FAN (FU, FV, FX) (E) M3
D-END	6313ZZC3	
N-END	6311UUC3	
BEARING		

CUSTOMER :

VIA :

160%

APPLICATION :

W.NO. YV25870 M03 (9610D83139)

DATE	NAME	APPROVED
------	------	----------

Tabel 2.16. Data Kopling flens (JIS B 1451-1962)<sup>16</sup>

(Satuan: mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	e	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	180	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
(224)	(200)	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
250	224	71	56	90	125	180	23,6	28	45	50	8	6	21	20
(280)	(250)	80	63	100	140	200	23,6	28	45	50	8	6	21	20
315	280	90	71	112	160	236	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25
(355)	(315)	100	80	125	180	265	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25

Keterangan: 1. Jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka di dalam tabel berlaku umum baik untuk "halus" maupun untuk "kasar".  
2. Pemakaian angka-angka di dalam kurung sejauh mungkin dihindarkan.

Tabel 2.17. Tabel Momen Inersia Kopling ( N. Rudenko, Mesin Pengangkat, Hal 295 )

Diameter luar, mm	Diameter poros, mm	Panjang nap, mm	Lebar pelek, mm	Berat Kg	Momen inersia, kg, cm/detik <sup>2</sup>
150	30	120	60	10	0,003
200	40	160	80	20	0,01
250	50	200	100	40	0,03
300	60	240	120	70	0,08
400	70	280	140	140	0,28
500	80	320	160	250	0,78

<sup>16</sup> Sularso "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" Hal. 31

Tabel 2.18. Tabel Material flens<sup>17</sup>

Elemen	Tipe standar	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Flens	Besi cor kelabu (JIS G 5501)	FC20 FC25 FC30 FC35	Pelunakan temperatur rendah " " "	20 25 30 35	
	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC37 SC42 SC46 SC49	Pelunakan " " "	37 42 46 49	Penormalan. Kadang-kadang setelah penormalan dilanjutkan dengan ditemper.
	Baja karbon tempa (JIS G 3201)	SF50 SF55 SF60	Pelunakan " "	50-60 55-65 60-70	Perlakuan panas yang lain juga dilakukan.
Baut dan mur	Baja karbon untuk konstruksi mesin (JIS G 3102)	S20C S35C S40C S45C		40 50 60 70	
	Baja karbon untuk konstruksi biasa (JIS G 3101)	SS41B SS50B		40 50	
	Baja batang difinis dingin (JIS G 3123)	S20C-D S35C-D		50 60	

<sup>17</sup> Ibid Hal. 33

Tabel 2.19. Modul roda gigi<sup>18</sup>

Seri ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3	Seri ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3
0,1				3,5	3,75
0,2	0,15		4	4,5	
0,3	0,25		5	5,5	
0,4	0,35		6		6,5
0,5	0,45		8	7	
0,6	0,55		10	9	
0,8	0,7	0,65	12	11	
1	0,75		16	14	
1,25	0,9		20	18	
1,5			25	22	
2	1,75		32	28	
2,5	2,25		40	36	
3	2,75		50	45	
		3,25			

Keterangan: Dalam pemilihan utamakan seri ke-1; jika terpaksa baru dipilih dari seri ke-2 dan ke-3.

Tabel 1 Seri modul dalam mm menurut DIN 780

Seri 1	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
Seri 2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
Seri 3	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,125	1,375
	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

<sup>18</sup> Ibid Hal. 216

Tabel 2.20. faktor bentuk gigi<sup>19</sup>

Jumlah gigi z	$\gamma$	Jumlah gigi z	$\gamma$
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batang gigi	0,484

Tabel 2.21. Faktor Dinamis (  $f_v$  )<sup>20</sup>

Kecepatan rendah	$v = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Kecepatan sedang	$v = 5 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan	$v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

<sup>19</sup> Ibid Hal. 240

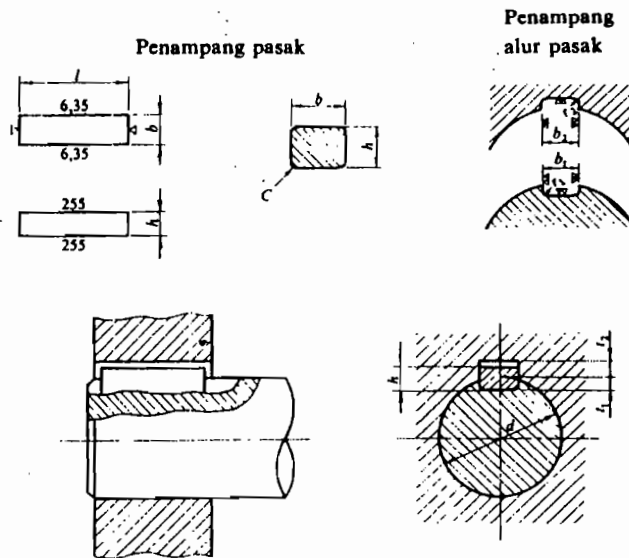
<sup>20</sup> Ibid Hal. 240

Tabel 2.22. Faktor Tegangan Kontak Pada Bahan Roda Gigi<sup>21</sup>

Bahan roda gigi (Kekerasan $H_B$ )				$k_H$ (kg/mm <sup>2</sup> )	Bahan roda gigi (Kekerasan $H_B$ )				$k_H$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Pinyon		Roda gigi besar			Pinyon		Roda gigi besar		
Baja	(150)	Baja	(150)	0,027	Baja	(400)	Baja	(400)	0,311
"	(200)	"	(150)	0,039	"	(500)	"	(400)	0,329
"	(250)	"	(150)	0,053	"	(600)	"	(400)	0,348
"	(200)	"	(200)	0,053	"	(500)	"	(500)	0,389
"	(250)	"	(200)	0,069	"	(600)	"	(600)	0,569
"	(300)	"	(200)	0,086	"	(150)	Besi cor		0,039
"	(250)	"	(250)	0,086	"	(200)	"		0,079
"	(300)	"	(250)	0,107	"	(250)	"		0,130
"	(350)	"	(250)	0,130	"	(300)	"		0,139
"	(300)	"	(300)	0,130	"	(150)	Perunggu fosfor		0,041
"	(350)	"	(300)	0,154	"	(200)	"		0,082
"	(400)	"	(300)	0,168	"	(250)	"		0,135
"	(350)	"	(350)	0,182	Besi cor		Besi cor		0,188
"	(400)	"	(350)	0,210	Besi cor nikel		Besi cor nikel		0,186
"	(500)	"	(350)	0,226	Besi cor nikel		Perunggu fosfor		0,155

<sup>21</sup> Ibid Hal. 243

Tabel 2.23. Ukuran Pasak dan Alur Pasak<sup>22</sup>



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan $b_2$	Ukuran standar $h$		C	$l^*$	Ukuran Standar $l_1$	Ukuran standar $l_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak lancur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lancur	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai $d^{**}$	
2 x 2	2	2		0,16 0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08 0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		-	8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		-	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		-	12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		-	17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25- 0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16- 0,25	-	20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		-	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		-	30-38
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		-	38-44
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8		2,9		-	44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,40- 0,60	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,25- 0,40	-	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		-	50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		-	58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		-	65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		-	75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60- 0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40- 0,60	-	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		-	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		-	95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		-	110-130

\*  $l$  harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.  
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Tabel 2.24. Faktor V, X, Y, dan X<sub>0</sub>, Y<sub>0</sub>.<sup>23</sup>

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda								
				$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$					$F_a/VF_r > e$		X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>					
				X	Y	X	Y	X	Y		X	Y									
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	1	0	0,56	1,45	1,45	1,00	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5						
	$= 0,028$															2,30	1,90	2,30	0,22		
	$= 0,056$															1,99	1,71	1,71	0,26		
	$= 0,084$															1,71	1,55	1,55	0,28		
	$= 0,11$															1,55	1,45	1,45	0,30		
	$= 0,17$															1,45	1,31	1,31	0,34		
	$= 0,28$															1,31	1,15	1,15	0,38		
	$= 0,42$															1,15	1,04	1,04	0,42		
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57	0,57	0,5	0,5	0,42	0,38	0,84						
	$= 25^\circ$															0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68
	$= 30^\circ$															0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,80
	$= 35^\circ$															0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95
	$= 40^\circ$															0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14

Untuk bantalan baris tunggal, bila  $F_a/VF_r \leq e$ ,  $X = 1$ ,  $Y = 0$

Tabel 2.26. Viscositas Kinematik oli pelumas pada roda gigi v pada temperatur 40°C berdasarkan harga karakteristik pelumasan ks/V ( Menurut DIN 51509 )<sup>24</sup>

$k_s/v$	MPa.s/m	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
$v$ pada 40°C	mm <sup>2</sup> /s	47	52	56	60	63	66	69	71	74	77
$k_s/v$	MPa.s/m	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$v$ pada 40°C	mm <sup>2</sup> /s	77	95	120	140	150	160	168	175	183	195
$k_s/v$	MPa.s/m	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20
$v$ pada 40°C	mm <sup>2</sup> /s	270	330	380	420	470	495	520	550	570	740

<sup>23</sup> Ibid, Hal 135

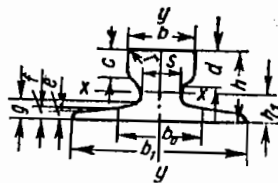
<sup>24</sup> Decker "Roda gigi jilid I" ATMI Surakarta Hal 59



Tabel 2.27. Karakteristik Bahan Gesek.<sup>25</sup>

Nama	Koefisien gesek pada permukaan kering	Temperatur yang diizinkan °C	Tekanan satuan aman kg/cm <sup>2</sup>	Spesifik gravitasi	Catatan
Rem asbes yang dilapisi jalinan serat kuningin	0,45-0,35	350	$p=2$ ke $6$ $p_{maks} = 12$	1,55	Lapisan rem normal
Rem asbes tanpa lapisan serat kuningin	0,45-0,35	200	$p = 1$ ke $4$ $p_{maks} = 6$	1,55	Untuk pekerjaan yang kurang intensif
Rem fibre yang dilapisi pulp kayu tanpa serat kuningin	0,55-0,4	150-200	$p_{maks} = 10$	1,25	Lapisan rem normal
Komposisi dari asbes yang ditekan secara hidrolik dengan serat kuningin	0,13-0,4	300	$p = 2$ ke $12$ $p_{maks} = 15$	1,6	Untuk kopling
	0,5-0,35	300	$p = 2$ ke $6$ $p_{maks} = 12$	1,5	Sebagai lapisan rem
Sepatu rem dengan komposisi tertentu tanpa serat logam (desain s.)	0,5-0,2	110	$p = 1$ ke $3$ $p_{maks} = 12$	1,3	Untuk pekerjaan yang kurang intensif
Lapisan rem dari fibre	0,55	110	$p = 8$ ke $10$	1,25	Untuk yang dipasang pada puli, lapi

Tabel 3.1. Rel khusus Untuk Crane Jalan<sup>26</sup>



Bentuk No.	UKURAN, mm											Berat per meter roda sorong, kg
	h	b	c	d	s	r	b <sub>1</sub>	b <sub>0</sub>	e	f	g	
1	55	45	20	23,5	24	3	125	54	8	11	14,5	22,5
2	65	55	25	28,5	31	4	150	66	9	12,5	17,5	32,2
3	75	65	30	34,0	38	5	175	78	10	14,0	20,0	43,8
4	85	75	35	39,5	45	6	200	90	11	15,5	22,0	57,0

<sup>25</sup> Rudenko" Mesin Pengangkat " Hal 144

<sup>26</sup> Ibid, Hal 257

**Tabel 3.2. Karakteristik Penampang Rem dan Beban Roda Maksimum yang diizinkan.**<sup>27</sup>

Bentuk no.	Posisi jarak ke pusat barai n, mm	Momen Inersia	Momen resistensi		Beban roda maksimum P <sub>max</sub> , kg pada*					
			I <sub>x</sub> , cm <sup>4</sup>	I <sub>y</sub> , cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> , cm <sup>3</sup>	W <sub>y</sub> , cm <sup>3</sup>	40	50	60	
1	28,7	22,7	94,05	182,4	29,12	29,18	6.240	7.800	9.360	400
2	41,01	26,8	180,4	352,6	47,2	47,0	11.280	14.100	16.920	600
3	55,8	30,6	328,6	646,12	74,0	73,8	17.600	22.000	26.400	800
4	72,6	35,2	523,4	988,7	105,1	98,87	25.500	31.500	37.800	1.000

\*Di sini k adalah unit tekanan yang dipengaruhi oleh kecepatan gerakan dan kondisi saat beroperasi. Untuk roda baja k = 40 s/d 60 kg/cm<sup>2</sup> untuk roda besi.

**Tabel 3.3. Karakteristik Bahan Roda Penggerak.**<sup>28</sup>

Tingkat dan kondisi	MATERIAL			Tegangan token satuan lokal aman, kg/cm <sup>2</sup>	
	Kekuatan bahan kg/cm <sup>2</sup>	Titik leleh kg/cm <sup>2</sup>	Bhn	Roda dengan kontak paralel pada rel	Roda dengan bus kontak pada permukaan rel yang melengkung
Cast Iron 35-56	7.200	—	170-230	3.500	9.500
Steel 55J1	6.000	3.000	170	6.000	16.500
Steel 3	3.800-4.500	2.200	110-130	4.000	10.500
Steel 5	5.000-6.000	2.900	130-170	5.250	14.000
Hardened steel 3	6.800-8.200	4.500	220-260	7.600	18.000
Steel 6	6.000-7.000	3.400	150-200	6.000	16.000
Hardened steel 6	8.000-9.500	5.000	240-260	8.000	20.000
Steel 65T	6.000-7.000	4.200	165-200	7.000	17.000
Hardened steel 50T 2	12.000	10.000	350	8.500	24.000

**Tabel 4.1. Koefisien Tahanan Gesek.**<sup>29</sup>

	$\mu$	k, untuk ban scot karet alam
Jalan beton .....	0,0135	0,5-0,6
Jalan aspal .....	0,015	0,25-0,35
Jalan batu-batuan .....	0,04	0,35-0,4

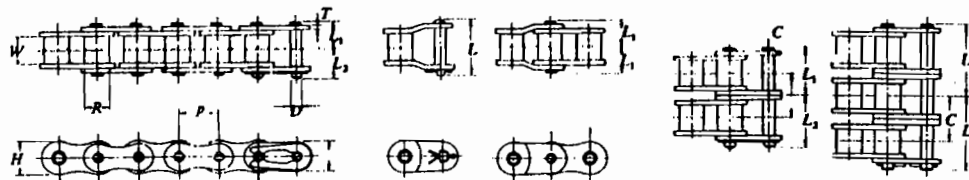
<sup>27</sup> Ibid, Hal 258

<sup>28</sup> Ibid, Hal 261

<sup>29</sup> Ibid, Hal 264



Tabel 4.2. Ukuran Rantai Rol.<sup>30</sup>



[Ukuran umum]

Nomor rantai	Jarak bagi $p$	Diameter rol $R$	Lebar rol $W$	Plat mata rantai			Diameter pena $D$
				Tebal $T$	Lebar $H$	Lebar $h$	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97

[Ukuran individuil]

Nomor rantai	Rangkaian	Panjang pena $L_1 + L_2$	$L_1$	$L_2$	Panjang pena offset $L$	Jarak sumbu rangkaian $C$	Jenis pena	Batas kekuatan tarik JIS (kg)	Batas kekuatan tarik rata-rata (kg)	Beban maksimum yang diizinkan (kg)	Berat kasar (kg/m)	Jumlah sambungan setiap satuan
# 40	1	18,2	8,25	9,95	18,0	14,4	Keling	1420	1950	300	0,64	240
# 40-2	2	32,6	15,45	17,15	33,5		-	2840	3900	510	1,27	
# 40-3	3	46,8	22,65	24,15	47,9		-	4260	5850	750	1,90	
# 40-4	4	61,2	29,9	31,3	62,3		-	5680	7800	990	2,53	
# 40-5	5	75,7	37,1	38,6	76,8		-	7100	9750	1170	3,16	
# 40-6	6	90,1	44,3	45,8	91,2		-	8520	11700	1380	3,79	

[Ukuran umum]

Nomor rantai	Jarak bagi $p$	Diameter rol $R$	Lebar rol $W$	Plat mata rantai			Diameter pena $D$
				Tebal $T$	Lebar $H$	Lebar $h$	
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

[Ukuran individuil]

Nomor rantai	Rangkaian	Panjang pena $L_1 + L_2$	$L_1$	$L_2$	Panjang pena offset $L$	Jarak sumbu rangkaian $C$	Jenis pena	Batas kekuatan tarik JIS (kg)	Batas kekuatan tarik rata-rata (kg)	Beban maksimum yang diizinkan (kg)	Berat kasar (kg/m)	Jumlah sambungan setiap satuan
# 60	1	28,1	12,85	15,25	28,2	22,8	Keling	3200	4450	740	1,53	160
# 60-2	2	51,0	24,25	26,75	52,6		-	6400	8900	1260	3,04	
# 60-3	3	73,8	35,65	38,15	75,5		-	9600	13350	1850	4,54	
# 60-4	4	96,6	47,05	49,55	98,3		-	12800	17800	2440	6,04	
# 60-5	5	119,5	58,5	61,0	121,2		-	16000	22250	2880	7,54	
# 60-6	6	142,4	69,9	72,5	144,0		-	19200	26700	3400	9,05	

<sup>30</sup> Sularso "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" Hal 192

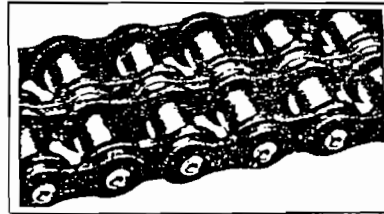
[Ukuran umum]

Nomor rantai	Jarak bagi $p$	Diameter rol $R$	Lebar rol $W$	Plat mata rantai			Diameter pena $D$
				Tebal $T$	Lebar $H$	Lebar $h$	
50	15,875	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09

[Ukuran individuil]

Nomor rantai	Rangkaian	Panjang pena $L_1 + L_2$	$L_1$	$L_2$	Panjang pena offset $L$	Jarak sumbu rangkaian $C$	Jenis pena	Batas kekuatan tarik JIS (kg)	Batas kekuatan tarik rata-rata (kg)	Beban maksimum yang diizinkan (kg)	Berat kasar (kg/m)	Jumlah sambungan setiap satuan
# 50	1	22,3	10,3	12,0	22,5	18,1	Keling	2210	3200	520	1,04	192
# 50-2	2	40,5	19,35	21,15	41,8		-	4420	6400	880	2,07	
# 50-3	3	58,6	28,4	30,2	59,9		-	6630	9600	1300	3,09	
# 50-4	4	76,7	37,45	39,25	78,1		-	8840	12800	1710	4,11	
# 50-5	5	94,8	46,5	48,3	96,2		-	11050	16000	2020	5,14	
# 50-6	6	113,0	55,6	57,4	114,4		-	13260	19200	2390	6,16	

**Rantai Engsel Ganda Dua yang Dikling Menurut Standar ANSI**



Rantai ANSI No.	Jarak puncak		Beban patah rata-rata	Berat	Panjang
	<i>in</i>	<i>mm</i>			
35-2	0.375	9.53	4500	0.44	10
40-2	0.50	12.70	8000	0.82	10
50-2	0.625	15.88	12 500	1.32	10
60-2	0.75	19.05	17 000	2.02	10
80-2	1.00	25.40	29 000	3.36	10
100-2	1.25	31.75	48 000	4.94	10
120-2	1.50	38.10	68 000	7.44	10
140-2	1.75	44.45	92 000	10.10	10
160-2	2.00	50.80	116 000	13.00	10
200-2	2.50	63.50	190 000	20.80	10

**Rantai Engsel Ganda Dua yang Dapat Dilepas Menurut Standar ANSI**

Rantai ANSI No.	Jarak puncak		Beban patah rata-rata	Berat	Panjang
	<i>in</i>	<i>mm</i>			
60-2	0.75	19.05	17 000	2.05	10
80-2	1.00	25.40	29 000	3.40	10
100-2	1.25	31.75	48 000	5.01	10
120-2	1.50	38.10	68 000	7.75	10
140-2	1.75	44.45	92 000	10.20	10
160-2	2.00	50.80	116 000	13.14	10
200-2	2.50	63.50	190 000	21.09	10

Tabel 4.3. Pelumas dan Cara Pelumasan.<sup>31</sup>

Cara pelumasan	Teko atau sikat pelumas, pelumasan tetes atau rendam				Pelumasan pompa				
	Temperatur lingkungan	-10°C sampai 0°C	0°C sampai 40°C	40°C sampai 50°C	50°C sampai 60°C	-10°C sampai 0°C	0°C sampai 40°C	40°C sampai 50°C	50°C sampai 60°C
Nomor rantai									
Sampai # 50		SAE 10	SAE 20	SAE 30	SAE 40				
# 60 sampai # 80						SAE 10	SAE 20	SAE 30	SAE 40
# 100		SAE 20	SAE 30	SAE 40	SAE 50				
Lebih dari # 120						SAE 20	SAE 30	SAE 40	SAE 50

Tabel 4.4. Faktor Beban lebih ( Ko, Co ).<sup>32</sup>

Sisi penggerak	Sisi yang digerakkan		
	Tanpa tumbukan	Tumbukan sedang	Tumbukan berat
Tanpa tumbukan	1,00	1,25	1,75
Tumbukan sedang	1,25	1,50	2,00
Tumbukan berat	1,50	1,75	2,25

<sup>31</sup> Ibid, Hal. 199

<sup>32</sup> Ibid, Hal 271

Tabel 4.5. Faktor Distribusi Beban ( Km, Cm ).<sup>33</sup>

	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan dua ujung	Salah satu dari pinyon atau roda gigi memakai bantalan satu ujung	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan satu ujung
Roda gigi reduksi umum	1,00-1,10	1,10-1,25	1,25-1,40
Otomobil	1,00-1,10	1,10-1,25	---
Kapal terbang	1,00-1,25	1,10-1,40	1,25-1,50

Tabel 4.6. Tegangan Lentur yang Diizinkan dan Tegangan Kontak yang Diizinkan ( Roda Gigi Kerucut ).<sup>34</sup>

Bahan	Perlakuan panas	Kekerasan permukaan minimum		Tegangan lentur yang diizinkan (kg/mm <sup>2</sup> )	Tegangan kontak yang diizinkan (kg/mm <sup>2</sup> )
		H <sub>B</sub>	H <sub>R</sub> C		
Baja	Celup dingin sementasi	625	60	22,7	189
	Celup dingin sementasi	575	55	22,7	151
	Celup dingin frekwensi tinggi	500	50	10,2	144
	Celup dingin dan temper	440		18,9	144
	Celup dingin dan temper	300		14,4	102
	Celup dingin dan temper	180		10,2	92
Besi cor	Pengecoran	200		5,3	49
	Pengecoran	175		3,1	38
	Pengecoran	---		2,0	23

Tabel 4.7. Koefisien Elastis Cp (  $\sqrt{\text{kg/mm}}$  )<sup>35</sup>

Bahan pinyon \ Bahan roda gigi	Baja	Besi cor
	$E = 2,27 \times 10^{-4} \text{ (kg/mm}^2\text{)}$	$E = 1,44 \times 10^{-4} \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
Baja	74,2	64,9
Besi cor	64,9	59,6

<sup>33</sup> Ibid, Hal 272

<sup>34</sup> Ibid, Hal 271

<sup>35</sup> Ibid, Hal 272

**Tabel 5.1. Kecepatan Angin ( Fastest Mile of Wind for Various Height Zones Above Ground ).<sup>36</sup>**

Height zone, ft	Basic wind velocity, mi/h									
	60	67	75	80	85	90	95	100	115	130
FOR INLAND AREAS										
0-50	60	70	75	80	85	90	95	100		
50-150	70	80	90	95	100	105	110	120		
150-400	80	90	100	110	115	125	130	140		
400-700	90	100	115	120	130	135	145	150		
700-1000	100	110	125	130	140	145	155	160		
1000-1500	105	115	130	135	145	150	160	165		
FOR COASTAL AREAS										
0-50	60	70	75	80	85	90	95	100	115	130
50-150	85	95	100	105	110	115	120	125	140	150
150-400	115	125	130	135	140	145	150	155	170	180
400-600	140	150	160	165	170	175	180	185	190	195
600-1500	150	160	165	170	175	180	185	190	195	200

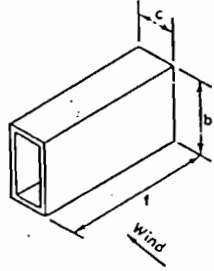
1 ft = 0.30480 m; 1 mi/h = 0.44704 m/s = 1.60934 km/h.

source: William McGraw, "Steel Structures," Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1968; used by permission

<sup>36</sup> William M.C., "Steel Structures".

Tabel 5.2. Wind Pressure.<sup>37</sup>

Large box sections, over 14 in square and 10 by 18 in rectangular



$\frac{b}{c}$	$l/b$	
	40	5
$\frac{b}{c} \approx 2$	40	2.20
	30	2.10
	20	1.95
	10	1.75
	5	1.55
$\frac{b}{c} = 1$	40	1.90
	30	1.85
	20	1.75
	10	1.55
	5	1.40
$\frac{b}{c} = \frac{1}{2}$	40	1.40
	30	1.35
	20	1.30
	10	1.20
	5	1.00
$\frac{b}{c} = \frac{1}{4}$	40	1.00
	30	1.00
	20	0.90
	10	0.90
	5	0.80

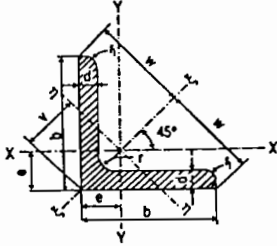
Tabel 5.3. Baja Konstruksi Umum.

Stahlsorta Kurzname	Dicke <sup>1)</sup> in mm		Behandlungszustand					
			Kaltgezogen (K)			Warmverformt		
			Zug- festigkeit $R_m$ N/mm <sup>2</sup>	Streck- grenze $R_e$ min. N/mm <sup>2</sup>	Bruch- dehnung $A_5$ min. %	Zug- festigkeit $R_m$ N/mm <sup>2</sup>	Streck- grenze $R_e$ min. N/mm <sup>2</sup>	Bruch- dehnung $A_5$ min. %
S17-2	5	10	450...790	375	8	340...470	235	26
	10	16	460...760	315	9			
	16	25	440...690	285	10			
	25	40	440...690	265	11		205	24
	40	80	390...640	235	12			
S150-2	5	10	640...940	510	6	450...590	295	20
	10	16	590...890	420	7			
	16	25	590...840	390	8			
	25	40	540...790	335	9		265	18
	40	80	520...770	295	10			

<sup>37</sup> William M.C., "Steel Structures".



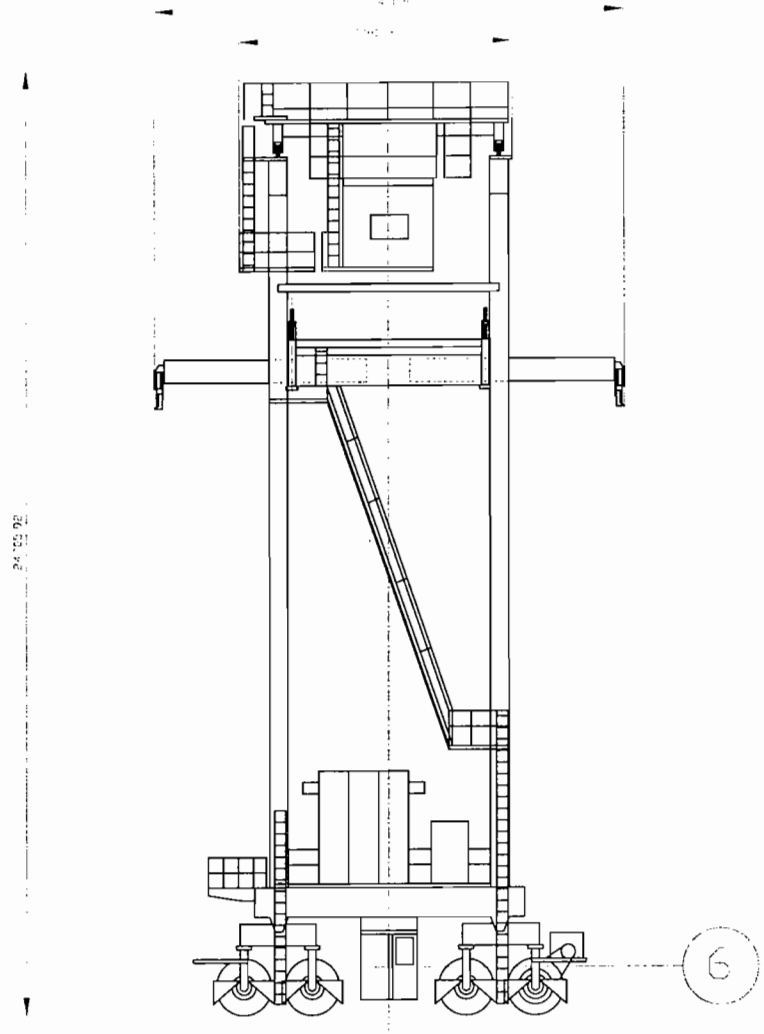
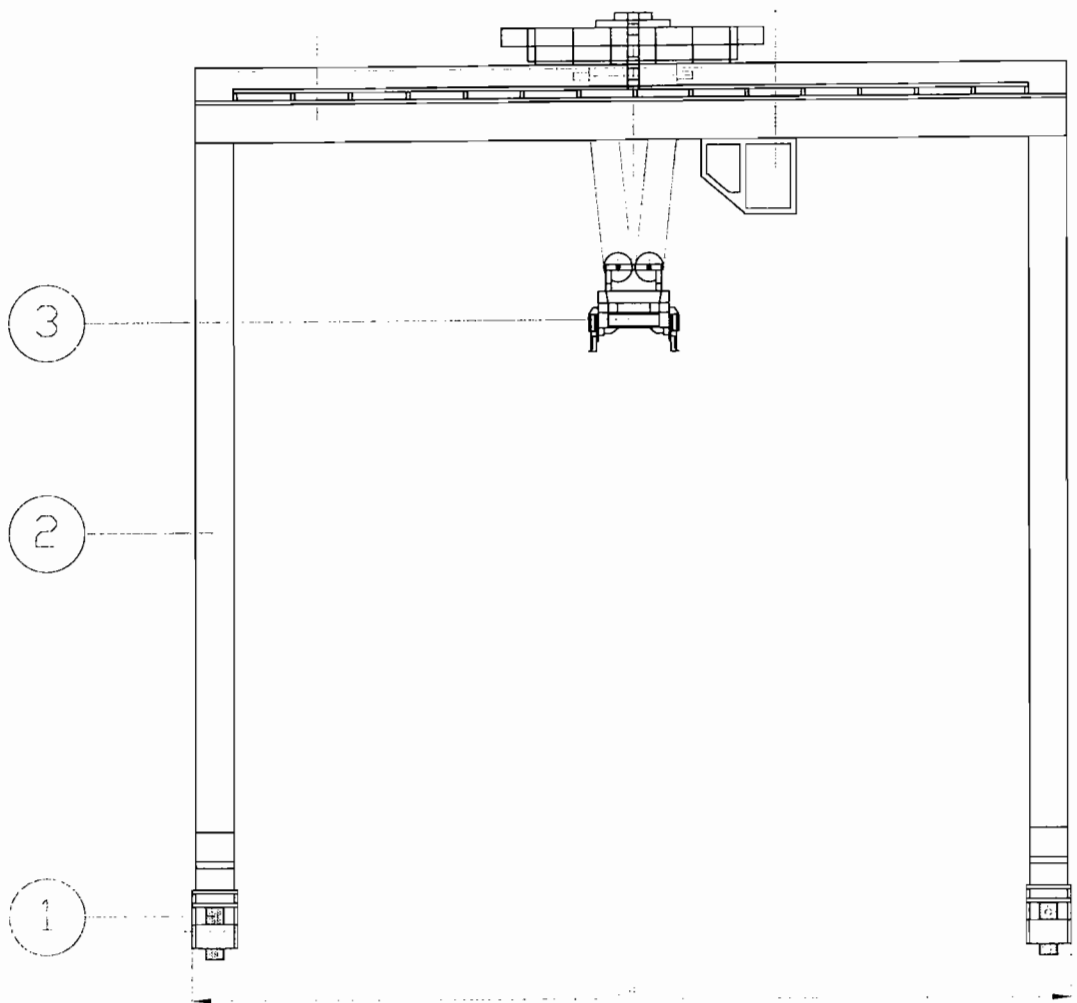
Tabel 5.4. Profil Konstruksi Baja.<sup>38</sup>



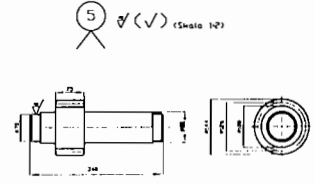
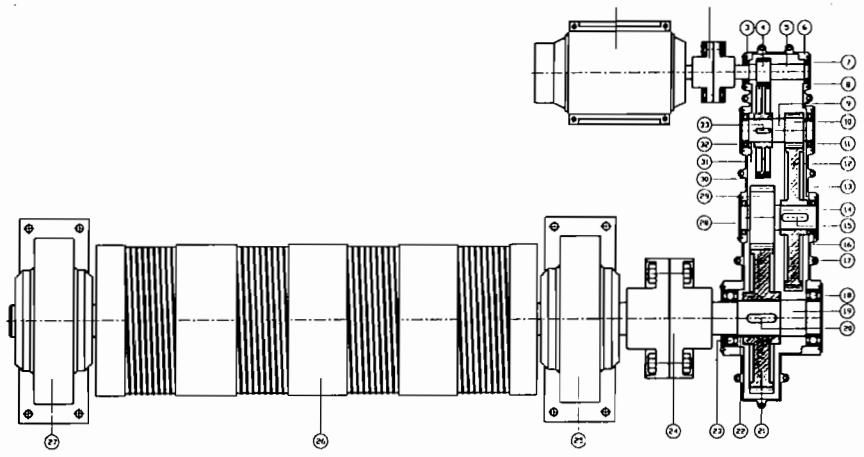
Lanjutan: baja siku-siku samakaki;  
panjang biasa 3 + 15 m

L	ukuran-ukuran dalam mm				F cm <sup>2</sup>	berat kg/m	jarak titikberat-titikberat dalam cm			$i_x = i_y$ cm <sup>4</sup>	$W_x = W_y$ cm <sup>3</sup>	$i_x = i_y$ cm	$k_x = k_y$
	b	d	r	r <sub>f</sub>			e	w	v				
80. 80. 8	80	8	10	5	12,3	9,66	2,26	5,66	3,20	72,3	12,6	2,42	2,09
80. 80.10		10			15,1	11,9	2,34		3,31	87,5	15,5	2,41	2,61
80. 80.12		12			17,9	14,1	2,41		3,41	102	18,2	2,39	3,14
80. 80.14		14			20,6	16,1	2,48		3,51	115	20,8	2,36	3,68
90. 90. 9	90	9	11	5,5	15,5	12,2	2,54	6,36	3,59	116	18,0	2,74	2,07
90. 90.11		11			16,7	14,7	2,62		3,70	138	21,6	2,72	2,54
90. 90.13		13			21,8	17,1	2,60		3,81	158	25,1	2,69	3,01
90. 90.16*		16			26,4	20,7	2,81		3,97	186	30,1	2,66	3,74
100.100.10	100	10	12	6	19,2	15,1	2,82	7,07	3,99	177	24,7	3,04	2,09
100.100.12		12			22,7	17,8	2,90		4,10	207	29,2	3,02	2,49
100.100.14		14			26,2	20,6	2,98		4,21	235	33,5	3,00	2,92
100.100.20*		20			36,2	28,4	3,20		4,54	311	45,8	2,93	4,20
110.110.10	110	10	12	6	21,2	16,6	3,07	7,78	4,34	239	30,1	3,36	1,88
110.110.12		12			25,1	19,7	3,15		4,45	280	35,7	3,34	2,25
110.110.14		14			29,0	22,8	3,21		4,54	319	41,0	3,32	2,63
120.120.11	120	11	13	6,5	25,4	19,9	3,36	8,49	4,75	341	39,5	3,66	1,89
120.120.13		13			29,7	23,3	3,44		4,86	394	46,0	3,64	2,24
120.120.15		15			33,9	26,6	3,51		4,96	446	52,5	3,63	2,58
120.120.20*		20			44,2	34,7	3,70		5,24	562	67,7	3,57	3,46
130.130.12	130	12	14	7	30,0	23,6	3,64	9,19	5,15	472	50,4	3,97	1,91
130.130.14		14			34,7	27,2	3,72		5,26	540	58,2	3,94	2,23
130.130.16		16			39,3	30,9	3,80		5,37	605	65,8	3,92	2,55
140.140.13	140	13	15	7,5	35,0	27,5	3,92	9,90	5,54	638	63,3	4,27	1,92
140.140.15		15			40,0	31,4	4,00		5,66	723	72,3	4,25	2,21
140.140.17		17			45,0	35,3	4,08		5,77	805	81,2	4,23	2,51
150.150.14	150	14	16	8	40,3	31,6	4,21	10,6	5,95	845	78,2	4,58	1,92
150.150.16		16			45,7	35,9	4,29		6,07	949	88,7	4,56	2,20
150.150.18		18			51,0	40,1	4,36		6,17	1050	99,3	4,54	2,48
160.160.15	160	15	17	8,5	46,1	36,2	4,49	11,3	6,35	1100	95,6	4,88	1,93
160.160.17		17			51,8	40,7	4,57		6,46	1230	108	4,86	2,20
160.160.19		19			57,5	45,1	4,65		6,58	1350	118	4,84	2,53
180.180.16	180	16	18	9	55,4	43,5	5,02	12,7	7,11	1680	130	5,51	1,84
180.180.18		18			61,9	48,6	5,10		7,22	1870	145	5,49	2,06
180.180.20		20			68,4	53,7	5,18		7,33	2040	160	5,47	2,29
200.200.16	200	16	18	9	61,8	48,5	5,52	14,1	7,80	2340	162	6,15	1,65
200.200.18		18			69,1	54,3	5,60		7,92	2600	181	6,13	1,83
200.200.20		20			76,4	59,9	5,68		8,04	2850	199	6,11	2,05

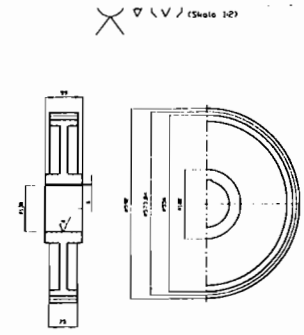
<sup>38</sup> Rudi Gunawan, Ir, "Tabel Konstruksi Baja" Kanisius, Hal 39



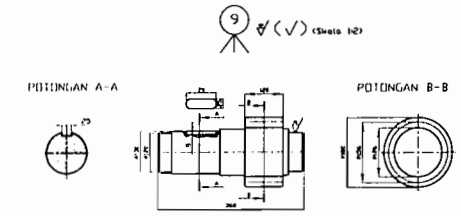
1	Kabin 2			
1	Kabin 1			
2	Rangka Drah	SM41-B		
1	Spreader			
4	tiang Rangka	SM41-B		
1	Bar Karet	225x120x10		
No	Uraian	Pilihan	Material	Referensi
Dik: ... Dibuat: ... Perancang: ...				
TEKNIK MESIN RUBBER TYRE GANTRY CRANE 01 A0				



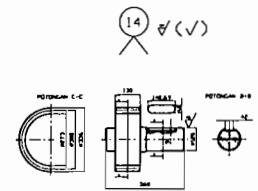
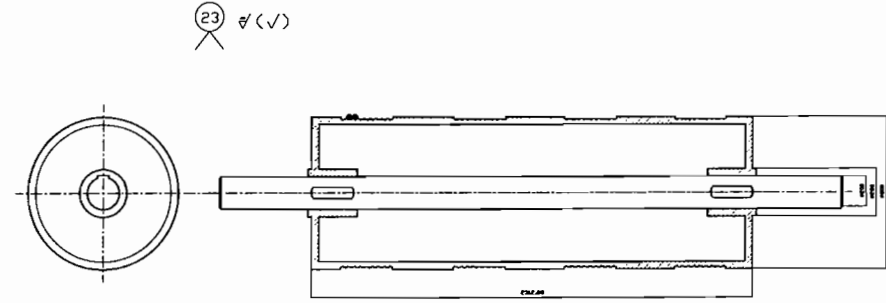
RUMAH GIGI LUBUK		Skema 1-2	
Bentuk Gigi	1	Stander	
Bentuk Gigi	1	Lubuk Permuk	
Modul	1		
Lebar Tandan	10		
Jumlah Gigi	10		
Lebar Jari-jari Bag	120		



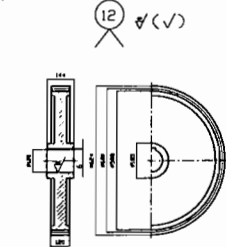
RUMAH GIGI LUBUK		Skema 1-3	
Bentuk Gigi	1	Stander	
Bentuk Gigi	1	Lubuk Permuk	
Modul	1		
Lebar Tandan	10		
Jumlah Gigi	10		
Lebar Jari-jari Bag	120		



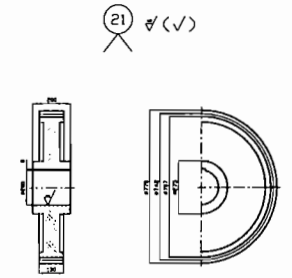
RUMAH GIGI LUBUK		Skema 1-4	
Bentuk Gigi	1	Stander	
Bentuk Gigi	1	Lubuk Permuk	
Modul	1		
Lebar Tandan	10		
Jumlah Gigi	10		
Lebar Jari-jari Bag	120		



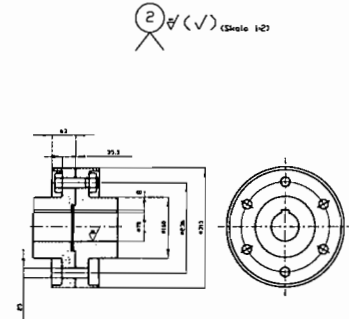
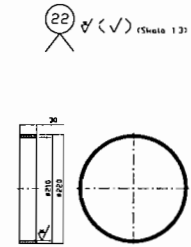
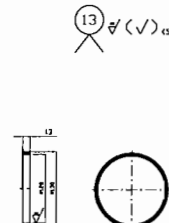
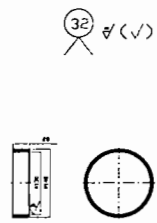
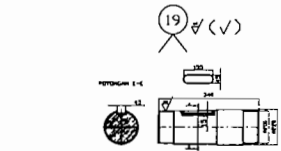
RUMAH GIGI LUBUK		Skema 1-5	
Bentuk Gigi	1	Stander	
Bentuk Gigi	1	Lubuk Permuk	
Modul	1		
Lebar Tandan	10		
Jumlah Gigi	10		
Lebar Jari-jari Bag	120		



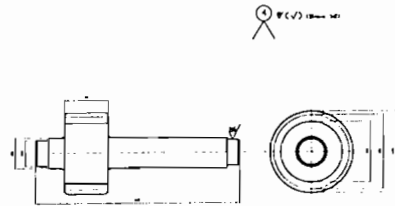
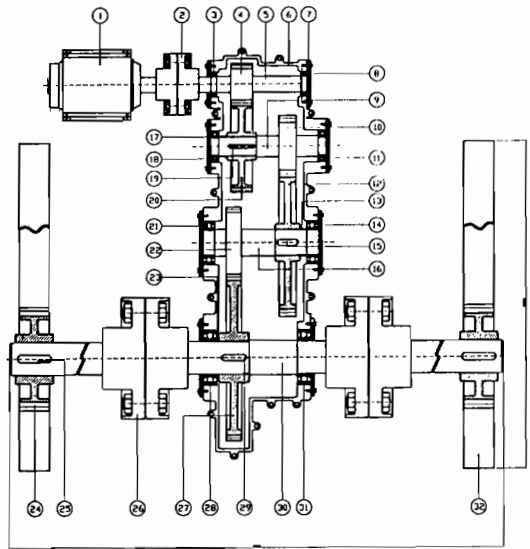
RUMAH GIGI LUBUK		Skema 1-6	
Bentuk Gigi	1	Stander	
Bentuk Gigi	1	Lubuk Permuk	
Modul	1		
Lebar Tandan	10		
Jumlah Gigi	10		
Lebar Jari-jari Bag	120		



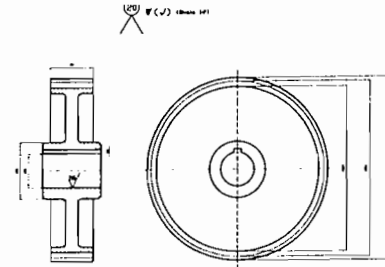
RUMAH GIGI LUBUK		Skema 1-7	
Bentuk Gigi	1	Stander	
Bentuk Gigi	1	Lubuk Permuk	
Modul	1		
Lebar Tandan	10		
Jumlah Gigi	10		
Lebar Jari-jari Bag	120		



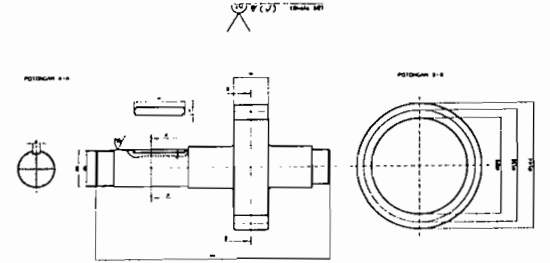
33	1	Pasak Poros 2	S 55 CD		
32	1	Bantolan C	32024X		Dibeli
31	1	Ring Poros 2			
30	1	Roda Gigi 2	SNC 21		
29	1	Roda Gigi 5	SNC 22		
28	1	Bantolan E	32024A		Dibeli
27	1	Bantolan 10			Dibeli
26	1	Drum Tali	Besi Cor		
25	1	Bantolan 9			Dibeli
24	1	Kopling 2	SF 60		
23	1	Bantolan C	32044X		Dibeli
22	1	Ring Poros 4			Dibeli
21	1	Roda Gigi 6	SNC 21		
20	1	Pasak Poros 4	S 55 CD		Dibeli
19	1	Poros 4	SNCM 25		
18	1	Bantolan H	32044X		Dibeli
17	1	Baut Casing			Dibeli
16	1	Bantolan F	32024x		Dibeli
15	1	Pasak Poros 3	S 55 CC		
14	1	Poros 3	SNCM 25		
13	1	Ring Poros 3			Dibeli
12	1	Roda Gigi 4	SNC 21		
11	1	Bantolan D	32024X		Dibeli
10	1	Roda Gigi 3	SNC 22		
9	1	Poros 2	SNCM 25		
8	B	Tutup Bantolan			
7	1	Bantolan B	32016X		Dibeli
6	1	Casing			Dibeli
5	1	Poros 1	SNCM 25		
4	1	Roda Gigi 1	SNC 22		
3	1	Bantolan A	32016X		Dibeli
2	1	Kopling 1	SF 60		
1	1	Motor Listrik	Sg315M4B		



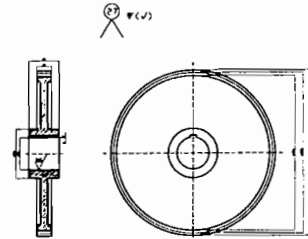
Roda Gigi Lulus		Skala: 1:1
Berikut Dip:	2	Skandar
Berikut Dip:	4	Layar Pemas
Material:	4	
Bentuk Tahan:	2P	
Jumlah Dip:	4	
Lebar dan Jarak Bag:	10	



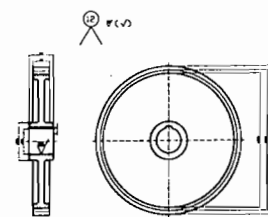
Roda Gigi Lulus		Skala: 1:1
Berikut Dip:	2	Skandar
Berikut Dip:	4	Layar Pemas
Material:	4	
Bentuk Tahan:	2P	
Jumlah Dip:	4	
Lebar dan Jarak Bag:	10	



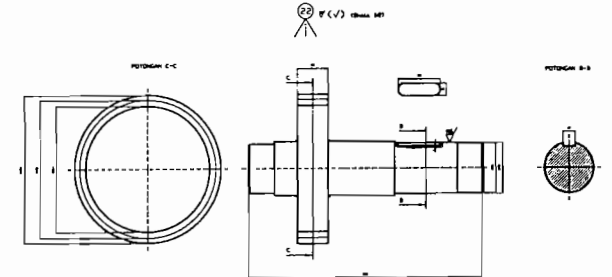
Roda Gigi Lulus		Skala: 1:1
Berikut Dip:	2	Skandar
Berikut Dip:	4	Layar Pemas
Material:	4	
Bentuk Tahan:	2P	
Jumlah Dip:	4	
Lebar dan Jarak Bag:	10	



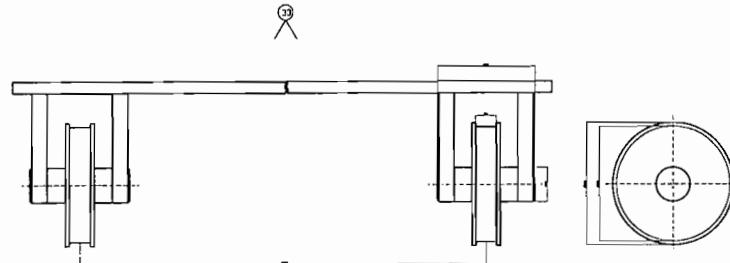
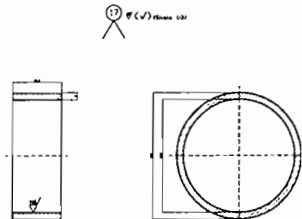
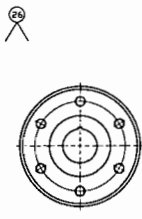
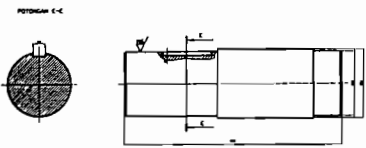
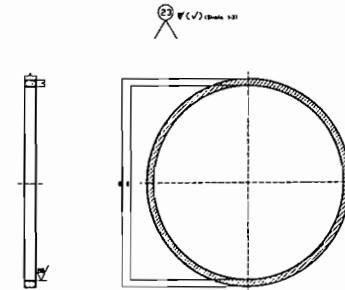
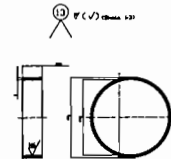
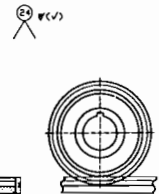
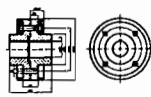
Roda Gigi Lulus		Skala: 1:1
Berikut Dip:	2	Skandar
Berikut Dip:	4	Layar Pemas
Material:	4	
Bentuk Tahan:	2P	
Jumlah Dip:	4	
Lebar dan Jarak Bag:	10	



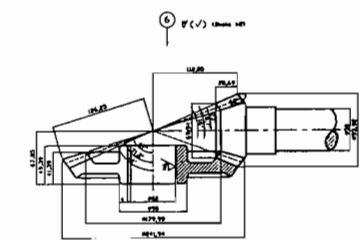
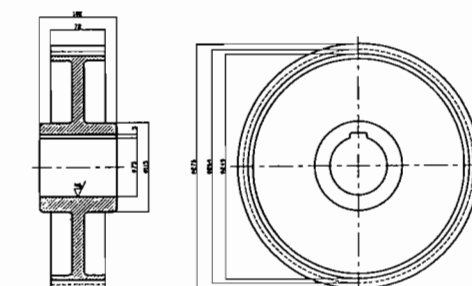
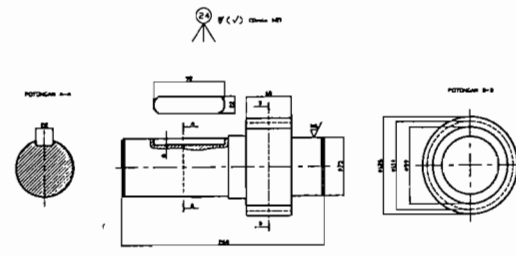
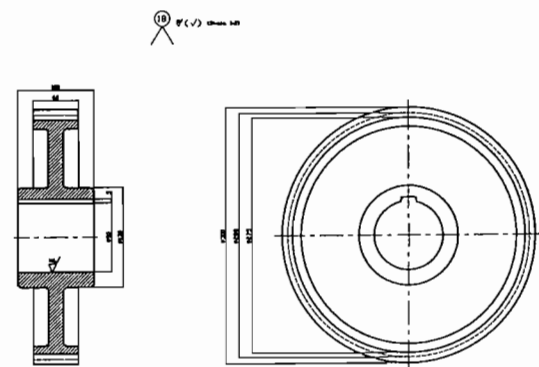
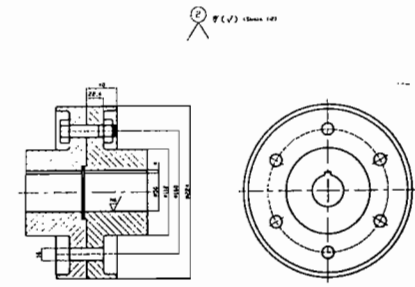
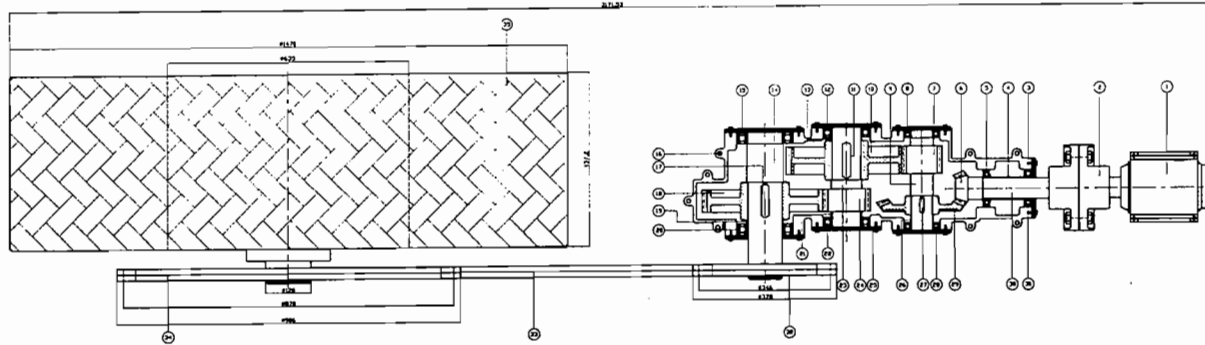
Roda Gigi Lulus		Skala: 1:1
Berikut Dip:	2	Skandar
Berikut Dip:	4	Layar Pemas
Material:	4	
Bentuk Tahan:	2P	
Jumlah Dip:	4	
Lebar dan Jarak Bag:	10	



Roda Gigi Lulus		Skala: 1:1
Berikut Dip:	2	Skandar
Berikut Dip:	4	Layar Pemas
Material:	4	
Bentuk Tahan:	2P	
Jumlah Dip:	4	
Lebar dan Jarak Bag:	10	



33	4	Roda Troli			
32	2	Roda Gigi Rack2	S 45 C		
31	1	Bantalan H			Dibeli
30	1	Paros 4	SNC 22		
29	1	Pasak RG 6			Dibeli
28	1	Bantalan G			Dibeli
27	1	Roda Gigi 6	SNC 21		
26	1	Kopling 2	SF 60		
25	2	Pasak RG Rack1			
24	2	Roda Gigi Rack1	SNC 22		
23	1	Ring Paros 4			Dibeli
22	1	Roda Gigi 5	SNC 22		
21	1	Bantalan E			Dibeli
20	1	Roda Gigi 2	SNC 21		
19	1	Pasak RG 2			
18	1	Bantalan C			Dibeli
17	1	Ring Paros 2			Dibeli
16	1	Paros 3	SNC 22		Dibeli
15	1	Pasak RG 4			
14	1	Bantalan F			
13	1	Ring Paros 3			Dibeli
12	1	Roda Gigi 4	SNC 21		
11	1	Bantalan A			
10	1	Roda Gigi 3	SNC 22		
9	1	Paros 2	SNC 22		
8	1	Bantalan B			Dibeli
7	8	Tutup Bantalan			
6	1	Casing			
5	1	Paros 1	SNC 22		
4	1	Roda Gigi 1	SNC 22		
3	1	Bantalan A			Dibeli
2	1	Kopling 1	SF 60		
1	1	Motor Listrik	225 M-4		Dibeli
No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan



RODA GIGI LUBUK

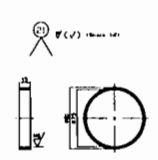
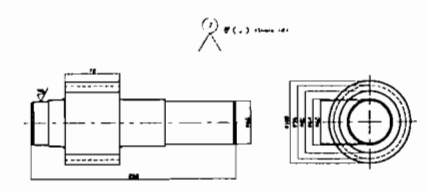
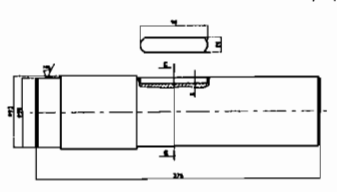
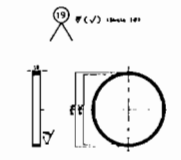
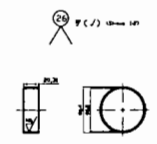
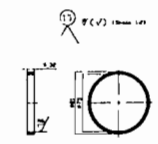
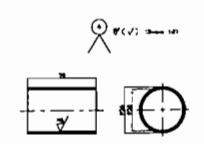
Bentuk Dg	Standar
Bentuk Dg	Lubuk Peruncit
Material	St
Bentuk Tahan	2P
Jumlah Dg	11
Lebar dan Jarak Rng	114

RODA GIGI LUBUK

Bentuk Dg	Standar
Bentuk Dg	Lubuk Peruncit
Material	St
Bentuk Tahan	2P
Jumlah Dg	11
Lebar dan Jarak Rng	114

RODA GIGI LUBUK

Bentuk Dg	Standar
Bentuk Dg	Lubuk Peruncit
Material	St
Bentuk Tahan	2P
Jumlah Dg	11
Lebar dan Jarak Rng	114



RODA GIGI MOUNT

Bentuk Dg	Standar
Material	St
Bentuk Tahan	2P
Jumlah Dg	11
Lebar dan Jarak Rng	114
Lebar dan Jarak Rng	114
Lebar dan Jarak Rng	114
Lebar dan Jarak Rng	114
Lebar dan Jarak Rng	114
Lebar dan Jarak Rng	114

35	8	Roda Ban Karet	182532PR		Dibeli
14	2	Sproket Besar			
13	2	Rantai Rgl			Dibeli
32	2	Sproket Kecil			
31	1	Bantalan A			Dibeli
30	1	Poros 1	SNCM 25		
29	1	Roda Gigi 2	SNC 3		
27	1	Pasak 1	S45C		Dibeli
26	1	Ring 2			
25	7	Tutup Bantalan			
24	1	Roda Gigi 5	SNC 22		
23	1	Poros 3	SNCM 25		
22	1	Bantalan F			Dibeli
21	1	Ring 4			
20	1	Bantalan H			Dibeli
19	1	Ring 5			
18	1	Roda Gigi 6	SNC 21		
17	1	Pasak 3	S45C		
16	1	Lubang Bant			
15	1	Bantalan G			Dibeli
14	1	Poros 4			
13	1	Ring 3			
12	1	Bantalan E			Dibeli
11	1	Pasak 2	S45C		Dibeli
10	1	Roda Gigi 4	SNC 21		
9	1	Poros 2	SNCM 25		
8	1	Bantalan C			Dibeli
7	1	Roda Gigi 3	SNC 22		
6	1	Roda Gigi 1	SNC 27		
5	1	Bantalan B			Dibeli
4	1	Ring 1			
3	1	Casing			
2	1	Kopling Flans	SF 60		
1	2	Motor Listrik	SG250M-4		Dibeli
No	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan



**LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR**

Nomor : 325 / FT\_USD / TM / Juli / 2003

Diberikan kepada :  
Nama Mahasiswa : Yosua Barage  
Nomor Mahasiswa : 995214077  
NIRM : -  
Jurusan : TEKNIK MESIN  
Fakultas : TEKNIK  
Matakuliah : Psw. Pengangkat dan Pengangkut  
Judul / naskah soal :

Rancanglah crane peti kemas di gudang pelabuhan :Kapasitas 40 ton. Kecepatan : standart. Rencanakan dan gambar yang lengkap disertai detailnya.

Tanggal dimulai : 15 Mei 2003  
Pembimbing Utama : Ir. Greg. Harjanto  
Pembimbing Kedua : RB. Dwiseno Wihadi . ST. M.Si.

NO	TGL	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	Nov '03	BAB I dan II	- Lanjutkan	
2	13/2 '04	BAB III & IV	- Spreader	
3	20/2 '04	BAB I s/d IV	- Perbaiki poros - Gambar lanjutkan	
4	27/2 '04	BAB I s/d VII	- Gambar	
5	4/3 '03	- " -	- Judul diperbaiki - Dilengkapi, persiapan seminar.	
6				
7				
8				



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA**  
**Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta**  
Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email :  
[teknik@staff.usd.ac.id](mailto:teknik@staff.usd.ac.id)

**UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI**  
**TANGGAL : 11 Juni 2004**

NAMA Mhs. : YOSUA BARAGE

NIM : 995214077

JUDUL :  
" Container Crane Capacity 40 ton "

Pembimbing Utama : Ir. Greg. Harjanto

Pembimbing Kedua : RB. Dwiseno Wihadi ,S.T.,M.Si

**USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI**

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

1. Abstract .
2. Daftar Pustaka.
3. Lihat setiap Naskah.

