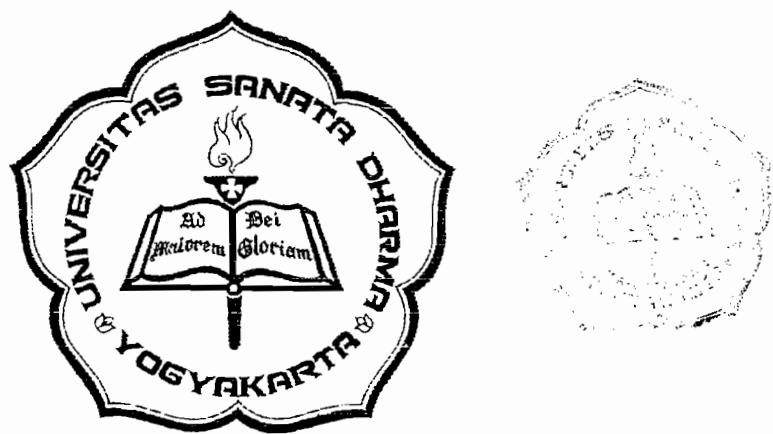


**PERANCANGAN
KRAN TELESKOPIK**

TUGAS AKHIR
No.157 / FT.USD / TM /VII / 2001

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi Teknik Mesin**



Oleh

**NC. BOWO UTOMO
NIM : 985214090
NIRM : 980051123109120090**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN JURUSAN TEKNIK
MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2002**



**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA**

(Kampus III) Paingan Maguwoharjo, Sleman - DIY

Telp. (0 2 7 4) 8 8 3 0 3 7 , 8 8 3 9 6 9 , Fax. (0 2 7 4) 8 8 6 5 2 9

TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 157 / FT.USD / TM / VII / 2001

Diberikan kepada :

Nama Mahasiswa : NC. Bowo Utomo.

Nomor Mahasiswa : 985214090

NIRM : 980051123109120090

Jurusan : TEKNIK MESIN

Fakultas : TEKNIK

Mata kuliah : Pesawat Pengangkat dan Pengangkut

Judul / naskah soal :

Kran Teleskopik :

Kapasitas angkat : 80 ton.

Tinggi angkat : 30 m.

Rencanakan dan gambar yang lengkap disertai detail yang penting.

Tanggal dimulai : 21 Juni 2001

Dosen Pembimbing Kedua


(RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.)

Yogyakarta, 16 Juli 2001
Dosen Pembimbing Utama


(Ir. Greg. Harjanto)

HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING

TUGAS AKHIR PERANCANGAN KRAN TELESKOPIK

Oleh

NC. BOWO UTOMO

NIM :985214090

NIRM :980051123109120090

Telah disetujui oleh

Dosen Pembimbing Utama



Ir. Greg Harjanto

Tanggal 9 Januari 2002

Dosen Pembimbing Kedua



RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.

Tanggal 9 Januari 2002

HALAMAN PENGESAHAN

TUGAS AKHIR PERANCANGAN KRAN TELESKOPIK

OLEH

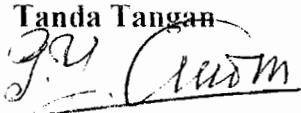
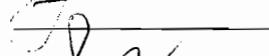
NC. BOWO UTOMO

NIM : 985214090

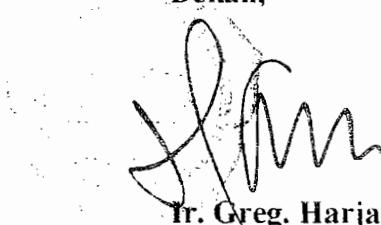
NIRM : 980051123109120090

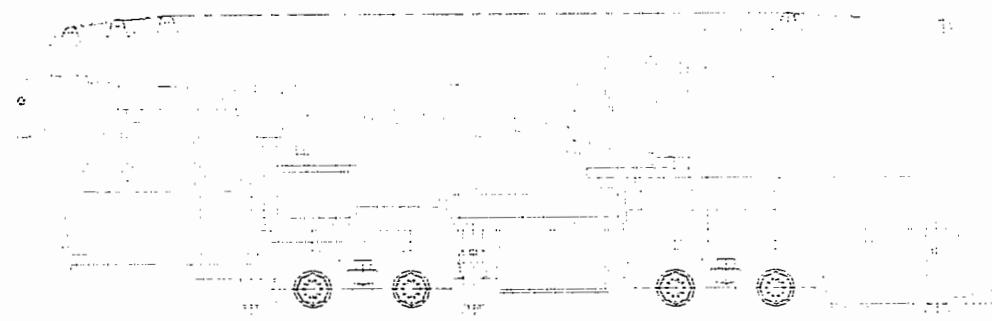
**Telah Dipertahankan Di Depan Panitia Penguji
Pada Tanggal 16 Januari 2002
Dan Dinyatakan Memenuhi Syarat**

Susunan Panitia Penguji

	Nama Lengkap	Tanda Tangan
Ketua	Ir. P.J. Soedarjana	
Sekertaris	Ir. Mudjijana, M.Eng	
Anggota	Ir. Greg. Harjanto	
Anggota	RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.	
Anggota	Adhi Susilo, S.T., M.Sc	

Yogyakarta, 16 Januari 2002
Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma
Dekan,


Ir. Greg. Harjanto



Kupersembahkan karya ini Kepada :
Yesus Bentengku, Perisaiku, Batu karangku, dan
Panglimaku
Kedua Orang Tuaku (TH. Wagiman & TH. Sri
Sukarni)
Adik-adikku (Wening, Yuniawan, Tatak)
Dan Calon Istriku

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh untuk memperoleh gelar sarjana teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta. Dalam Tugas Akhir ini membahas mengenai perancangan Kran Teleskopik, yang merupakan salah satu Pesawat Pengangkut dan Pengangkut.

Dalam kesempatan ini diucapkan banyak terima kasih atas segala bantuan, saran dan fasilitas sehingga dapat terselesaikannya tugas ini, kepada :

1. Bapak Ir. G. Harjanto, selaku dosen pembimbing utama Tugas Akhir dan selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak R.B. Dwiseno Wihadi. S.T.,M.Si., selaku dosen pembibing kedua Tugas Akhir.
3. Segenap Dosen dan Karyawan Fakultas Teknik Sanata Dharma Yogyakarta.
4. Bapak kost yang telah banyak membantu penulis dalam pengadaan fasilitas untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
5. Sahabat-sahabatku Alex, Heru, Hendy, Tejo, Td, Dedy, Ronald, Agung, Bagus, Abhe, Aton, Lina, Rosa, Astri, Sisa, Tiar, Lois, Susi.
6. Teman-temanku Alumni STM Katolik Mikael Surakarta.

7. Teman-teman UNION.
8. Teman-teman Mudika Gereja St. Petrus Gemolong.
9. Teman-teman kost Tasura. 54 dan pengemar game “Age of Empire”.
10. Teman-teman angkatan 98 yang baik-baik dan semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini hingga selesai.

Usaha yang penulis lakukan sudah semaksimal mungkin, namun penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu penulis mohon maaf atas segala kekurangan dan kesalahan yang terdapat dalam penulisan ini. Saran serta kritik membangun dari pembaca sangat penulis harapkan demi perbaikan dikemudian hari.

Akhir kata, penulis berharap semoga Tugas Akhir ini dapat memberi sedikit manfaat bagi pembaca.

Penulis,

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN SOAL	ii
HALAMAN PENGESAHAN PEMBIMBING	iii
HALAMAN PENGESAHAN UJIAN	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	vii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Tinjauan Umum Pesawat Pengangkat	1
1.2. Klasifikasi Pesawat Pengangkat	2
1.3. Peralatan Pesawat Pengangkat	3
BAB II KRAN TELESKOPIK	15
2.1. Prinsip Kerja	15
2.2. Karakteristik Kran Teleskopik	17
BAB III PERANCANGAN UNIT UTAMA	18
3.1. Gerakan Pengangkatan (Hoisting)	18
3.1.1. Perhitungan Beban Yang Diangkat	18
3.1.2. Perhitungan Peralatan Pengangkat	18
3.2. Gerakan Troli	37
3.2.1. Perancangan Mekanisme Pemutar	37
3.2.2. Perhitungan Beban Mekanisme Pemutar	38

3.3. Pemilihan Motor	40
3.3.1. Pemilihan Motor Untuk Mekanisme Pengangkat.....	40
3.3.2. Pemilihan Motor Untuk Mekanisme Pemutar.....	43
3.4. Perancangan Transmisi.....	47
3.4.1. Perancangan Transmisi Pengangkat.....	47
3.4.2. Perancangan Transmisi Pemutar	56
3.5. Perancangan Poros Transmisi dan Bantalan.....	72
3.5.1. Perancangan Poros Transmisi dan Bantalan Pengangkat.....	72
3.5.2. Perancangan Poros Transmisi dan Bantalan Pemutar	86
3.6. Kekuatan Batang Teleskopik	98
3.6.1. Kekuatan Bahan Terhadap Lengkung	98
3.6.2.Kekuatan Batang Terhadap Tekuk	103
3.7. Sistem Hidrolik	106
3.7.1. Skema Hidrolik dan Cara Kerja	107
3.7.2. Perancangan Sistem Hidrolik	108
BAB IV PERANCANGAN UNIT PEMBANTU	121
4.1. Perancangan Kopling.....	121
4.1.1. Perancangan Kopling Pada Pengangkat.....	121
4.1.2. Perancangan Kopling Pada Pemutar	124
4.2. Perancangan Rem	126
4.3. Stabilitas Kran Teleskopik	131
4.3.1. Stabilitas Kran Tanpa Beban	131
4.3.2. Stabilitas Kran Dengan Beban	135

BAB V	OPERASIANAL DAN PERAWATAN.....	142
5.1.	Operasional.....	142
5.2.	Perawatan	144
BAB VI	KESIMPULAN DAN PENUTUP	146
6.1.	Kesimpulan.....	146
6.2.	Perancangan Kopling.....	158
DAFTAR PUSTAKA		159
LAMPIRAN		160

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Tinjauan umum pesawat Pengangkat

Pesawat Pengangkat merupakan alat yang digunakan untuk menaikkan atau menurunkan muatan dari satu tempat ketempat yang lain dengan jarak yang ditempuh hanya terbatas, meskipun beberapa mesin pengangkat juga bergerak secara horisontal, berputar maupun bergerak secara radial.

Pesawat pengangkat saat ini mempunyai desain, karakteristik maupun lokasi dari operasinya yang sangat beragam, perbedaan desain ini ditentukan oleh muatan yang akan ditanganinya, arah gerakan kerja maupun proses penanganannya. Tetapi pada umumnya mekanisme didesain untuk melakukan suatu gerakan tertentu atau merupakan kombinasi dari beberapa gerakan.

Dari berbagai macam pesawat pengangkat yang ada, penulis akan membahas salah satu dari jenis tersebut yaitu : Pesawat pengangkat jenis kran teleskopik atau yang disebut "*Telescope Crane*".

1.2 Klasifikasi Pesawat Pengangkat

Berbagai jenis perlatan pesawat pengangkat yang telah ada sulit untuk diklasifikasikan secara tepat. Mengklasifikasian ini dapat berdasarkan pada karakteristik, desai, tujuan, jenis gerakan dan masih banyak dasar-dasar klasifikasi.

Berikut ini merupakan klasifikasi dari pesawat pengangkat menurut ciri khas desainnya :

A. Mesin Pengangkat

Kelompok mesin yang bekerja secara periodik yang dipergunakan untuk memindahkan muatan.

B. Kran

Gabungan mekanisme pengangkat yang terpisah dengan rangka yang mengangkat atau mengangkat sekaligus memindahkan muatan yang dapat digantungkan secara bebas atau diikatkan pada kran.

1. Kran putar yang diam

Merupakan kran yang tetap dengan tiang miring yang berputar pada sumbu vertikal.

2. Kran yang bergerak pada rel

Kran yang bergerak pada rel biasanya terdiri dari kran kantilever dan monorel yang bergerak lurus pada suatu jalur khusus.

3. Kran tanpa lintasan

Kran yang terpasang pada truk, mobil atau traktor yang dapat bergerak tanpa jalur yang khusus.

*Tugas Akhir "Kran Teleskopik"***4. Kran yang dipasang diatas traktor rantai**

Merupakan kran tiang yang lebih kuat yang dapat bergerak tanpa jalur yang khusus.

5. Kran jembatan

Merupakan kran yang berjalan pada gelagar-rangka yang bergerak pada jalur rel yang terpasang pada diding bangunan atau pada tanah.

C. Elevator

Kelompok mesin yang bekerja secara periodik untuk mengangkat muatan pada jalur pandu tertentu.

1.3. Peralatan pesawat pengangkat**A. Tali baja**

Kegunaan tali baja sebagai perabot pengangkat pada mesin-mesin pengangkat dibanding dengan perabot pengangkat lain yaitu :

- mempunyai bobot ringan
- tahan terhadap sentakan
- operasi yang tenang pada kecepatan operasi yang tinggi
- kalau terjadi kerusakan mudah dideteksi

Tali baja tersebut terbuat dari kawat baja yang diberi perlakuan panas tertentu dan dengan penarikan tinggi sehingga menghasilkan sifat mekanis kawat baja yang tinggi.

Tali baja ini dibuat dengan mesin khusus, pertama kawat dililitkan menjadi untaian dan kemudian dianyam lagi menjadi tali bulat. Kedua proses

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

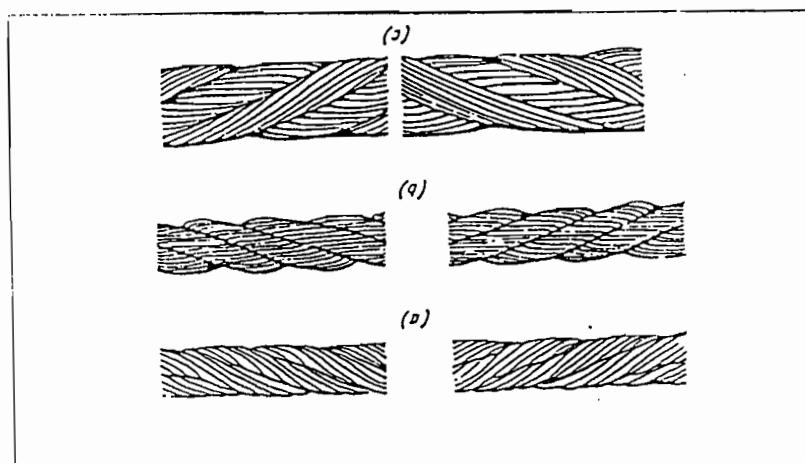
berlangsung secara bersamaan, untaian dililitkan pada inti yang terbuat dari rami, asbes atau kawat baja lunak.

Beberapa macam jenis tali baja :

1. Tali baja serba guna

a. Lapisan serat tali baja

- 1) Tali pintal silang (Gambar 1.1 – a)
- 2) Tali pararel (Gambar 1.1 – b)
- 3) 3 tali kompon (Gambar 1.1 – c)



Gambar : 1.1 : Lapisan serat tali Baja
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 31)

b. Arah lilitan

- 1) Arah kanan

- 2) Arah kiri

c. Kontruksi tali

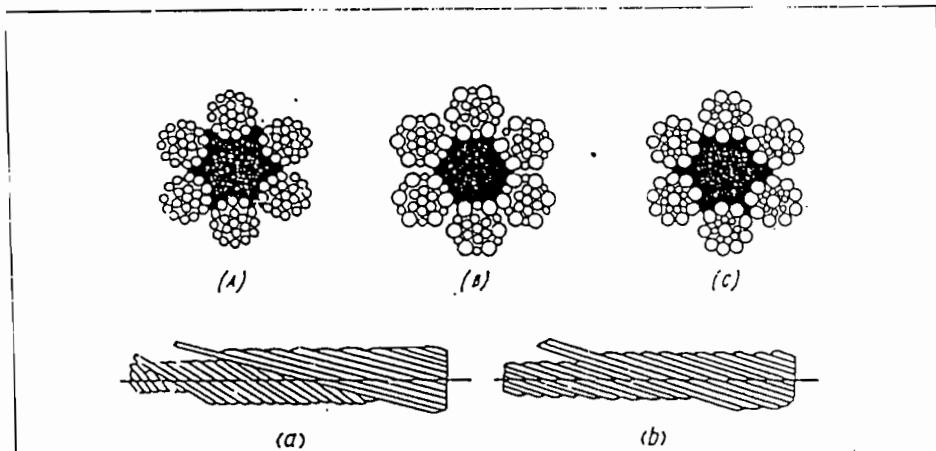
- 1) Tali baja kontruksi biasa (Gambar 1.2 – a)

- 2) Warrington (Gambar 1.2 – b)

- 3) Seale (Gambar 1.2 – c)

4) Tali baja dengan untaian yang dipipihkan

5) Tali baja dengan anyaman terkunci



Gambār : 1.2 : Kontruksi Serat Tali Baja
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 31)

2. Pengikatan tali baja

Beberapa cara yang biasanya digunakan untuk mengikat tali baja ke rangka ataupun mekanisme pengangkat yaitu :

a. Soket tali kawat tirus

Dengan menggunakan timah untuk mengisi soket yang dipergunakan untuk merekatkan kabel baja. (Gambar 1.3 – a)

b. Soket Baji

Tali dilewatkan mengitari baja-baja beralur dan diikat bersama dengan baji kedalam soket rata yang sesuai, yang terbuat dari baja tuang. (Gambar 1.3 – b)

c. Mata pengikat

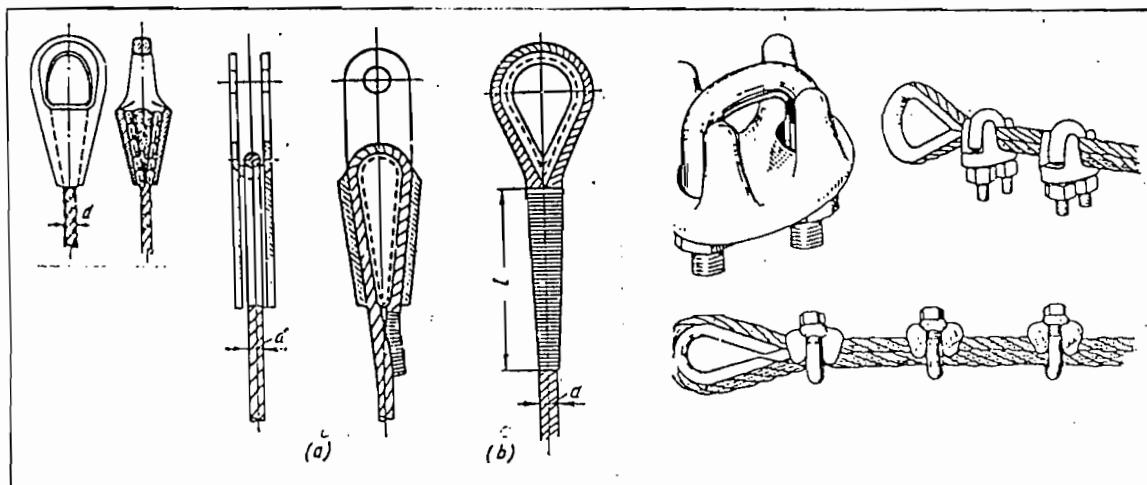
Tali dililitkan mengelilingi mata pengikat dan ujung bebasnya dililitkan dengan bagian utama tali. (Gambar 1.3 – c)

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

d. Bull-dog clip

Tali dililitkan pada mata pengikat kemudian mata pengikat dikencangkan dengan klip bull-dog (bull-dog klip). Jumlah pengapit minimum 3 buah. (Gambar 1.3 – d).

e. Pengikat dengan tali kawat pada mata pengikat dengan plat dan baut (Gambar 1.3 – e).



Gambar : 1.3 : Pengikat Tali Baja
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 50)

B. Puli dan sistem puli

1. Puli

a. Puli tetap

Puli dengan as tetap atau tidak ada gerakan vertikal dari puli (Gambar 1.4).

b. Puli bebas

Puli dengan gandar yang bergerak yang dibebani dengan muatan atau gaya.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

1) Puli gaya

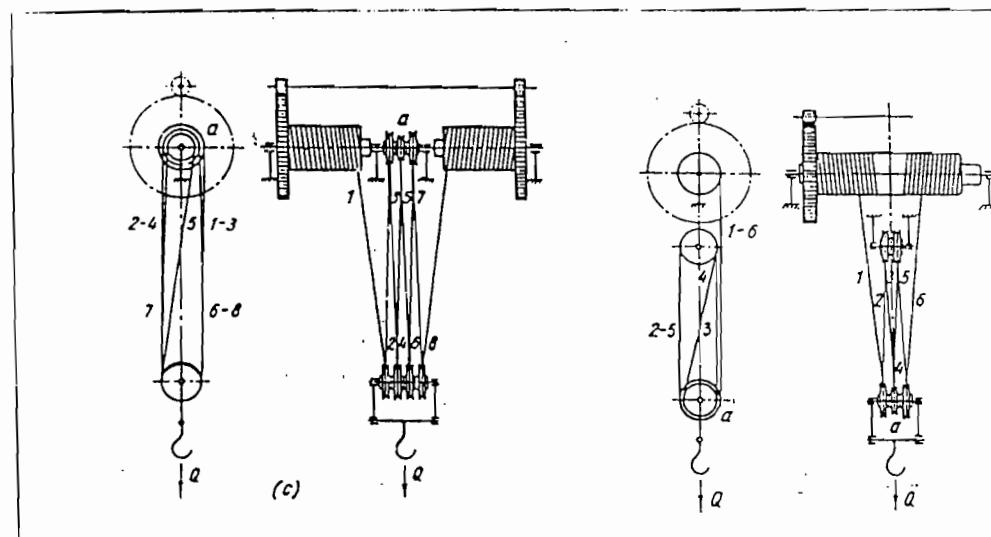
Jarak yang ditempuh oleh titik pada tali tempat usaha sama dengan dua kali tinggi jarak beban angkat.

2) Puli kecepatan

Jarak yang ditempuh oleh titik pada tali tempat usaha sama dengan setengah dari tinggi jarak beban angkat.

2. Sistem puli

Sistem puli majemuk (Gambar 1.5) digunakan untuk mengatasi kekurangan pada pengangkatan beban dari ujung tali dengan menggunakan puli sederhana.



Gambar : 1.4 : Sistem Pulii Majemuk
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 65)

Kelebihan dari penggunaan puli sistem majemuk ialah :

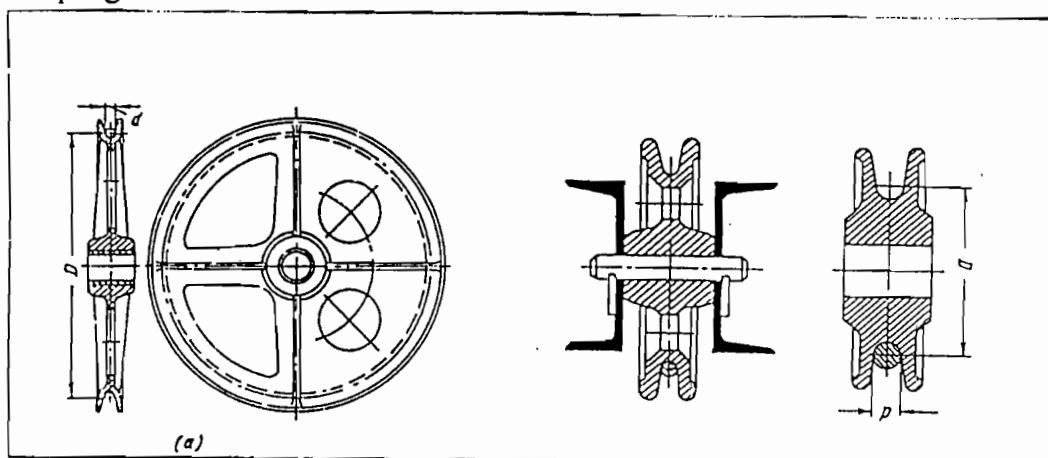
- Menaikan beban dalam arah vertikal sehingga pengangkatan lebih stabil.
- Muatan yang dibawa dua kali lebih banyak dari sistem puli sederhana.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

- Akibat kemampuan membawa lebih banyak maka untuk membawa beban yang sama (dengan menggunakan puli sederhana) dipergunakan tali yang lebih kecil sehingga akan mengurangi bobot mekanisme secara keseluruhan.

3. Roda puli

Roda puli tali berupa desain tetap, bergerak dan kompensasi dengan material yang biasa dipergunakan yaitu besi cor kelabu, baja atau kontruksi lasan. Diameter roda puli tergantung dari diameter kawat yang dipergunakan selain masih terdapat faktor-faktor yang lain yang berpengaruh.



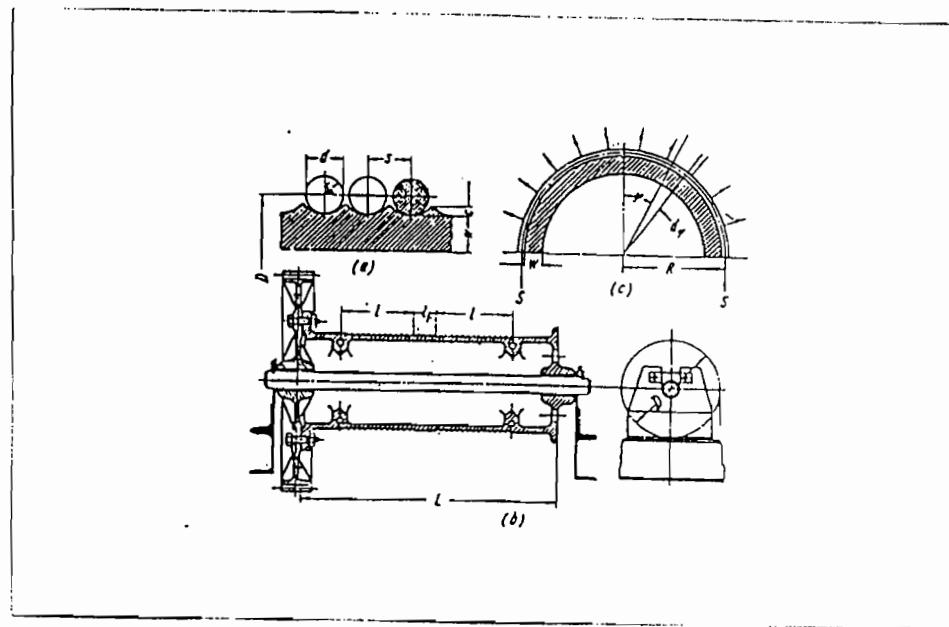
Gambar : 1.5 : Roda Puli Tali
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 72)

4. Drum

Drum tali digunakan untuk mengulung tali saat beban terangkat penuh. Drum ini dapat terbuat dari besi tuang maupun kontruksi lasan. Besarnya diameter drum ini tergantung dari diameter tali yang dipergunakan.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Drum tali ini dilengkapi dengan alur helik pada permukaannya dengan tujuan agar saat pengulungan, tali dapat tergulung rapi dan mengurangi keausan. Untuk drum dengan dua lilitan tali (dua bagian) harus dilengkapi dua alur helik dengan arah yang berlawanan, 1 kekanan dan 1 kekiri.

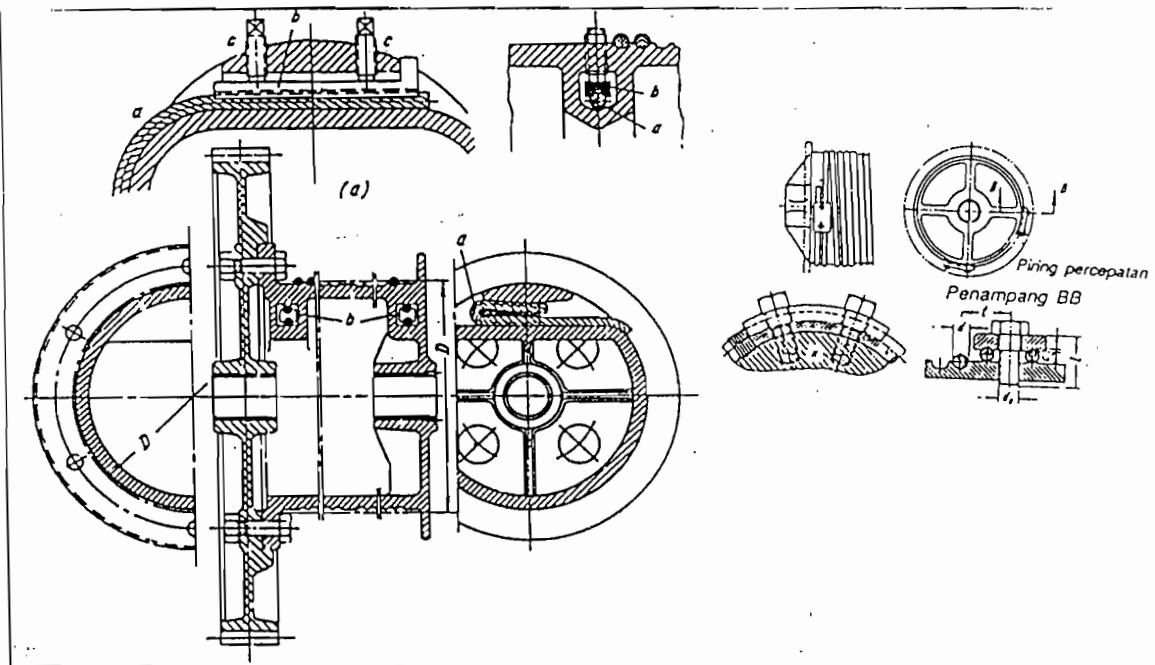


Gambar : 1.6 : Drum Tali
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 73)

5. Pengikat tali pada drum pengulung

- Pengikatan dengan menggunakan sekrup pengencang (Gambar 1.7 - a)
- Pengencangan dengan menggunakan pasak baji (Gambar 1.7 – b)
- Pengikat dengan pengikat dilakukan menurut standart soviet

(Gambar 1.7 – c)



Gambar : 1.7 : Pengikat Tali Pada Drum
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 73)

C. Peralatan penanganan muatan

Untuk penanganan berbagai bentuk muatan muatan, maka diperlukan peralatan tambahan untuk menangani pemuatannya tersebut. Pemilihan penanganan atau pemegang disesuaikan dengan bentuk, sifat serta ukuran dari muatan.

Adapun syarat dari penggunaan cengkeram khusus dengan penanganan muatan satuan :

- Sesuai dengan dan sifat muatan.
- Mencengkeram dan melepaskan muatan dengan cepat.
- Mempunyai kekuatan dan keandalan yang memadai.
- Memenuhi syarat keamanan.
- Tidak merusak muatan.

- Mudah dalam pengoperasian.
- Mempunyai bobot yang minimum.

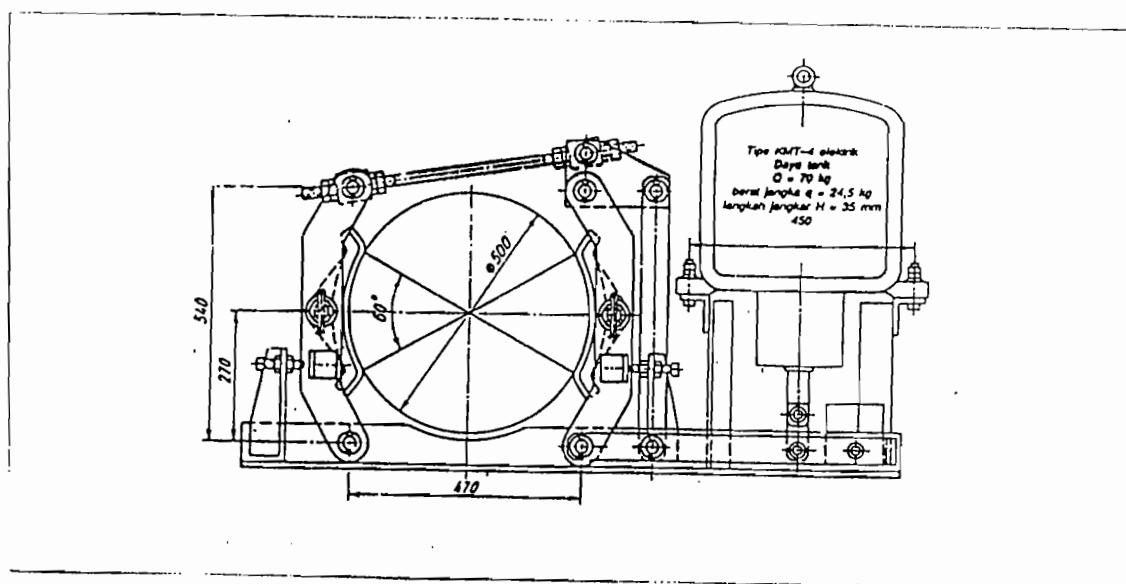
D. Rem

1. Rem sepatu

Rem pada mesin pengangkat dipergunakan untuk mengatur kecepatan penurunan muatan atau sebagai penahan muatan agar diam.

Rem dapat diklasifikasikan sebagai penahan, jenis penurunan atau merupakan gabungan dari keduanya.

Rem sepatu dapat didesain dengan sepatu luar atau dalam rem sepatu luar merupakan jenis rem yang biasa digunakan pada mesin pengangkat
(Gambar 1.8)



Gambar 1.8 : Rem Sepatu
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 146)

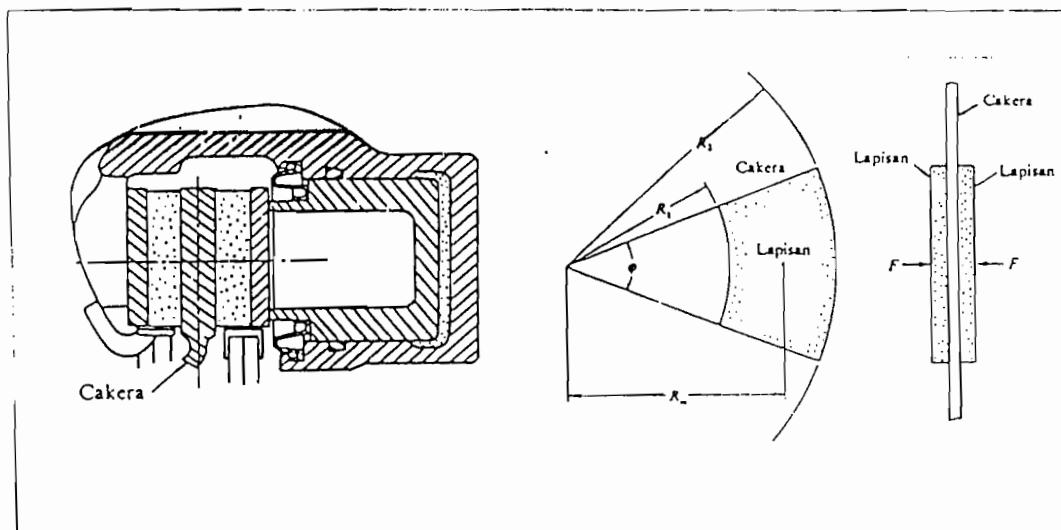
2. Rem cakera

Rem cakera adalah rem dengan cakera yang terbuat dari baja yang dijepit oleh lapisan rem pada kedua sisinya pada waktu penggereman (Gambar 1.9). Keuntungan dari rem cakera :

- Mudah dikendalikan
- Penggereman yang stabil
- Radiasi panas yang baik

Kelemahan dari rem cakera :

- Umur lapisan yang pendek
- Ukuran diameter cakera yang besar



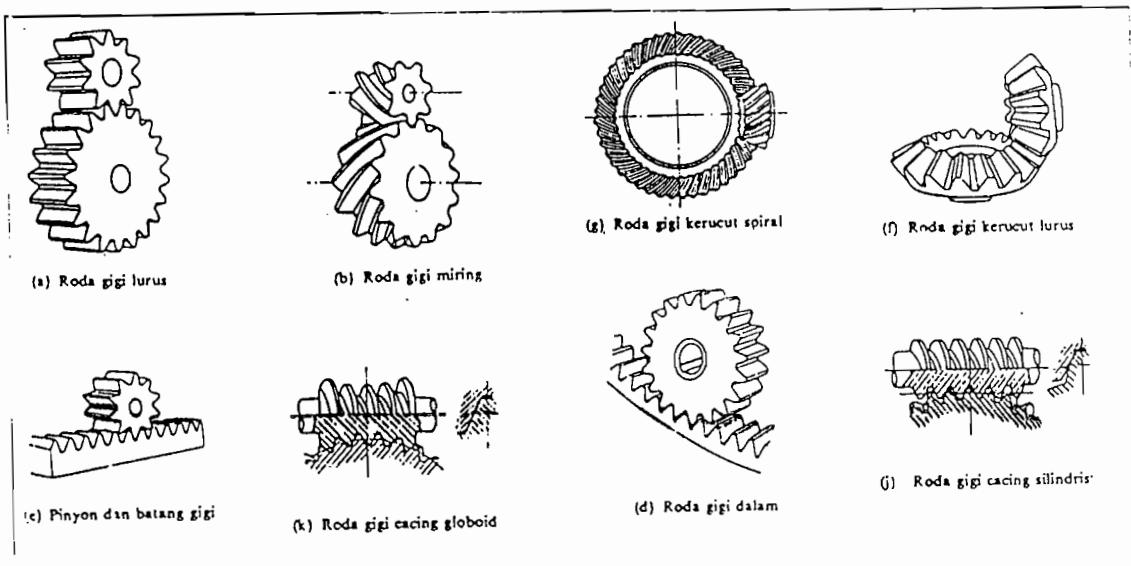
Gambar : 1.9 : Rem Cakera
(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1992, hal 91)

E. Transmisi

1. Transmisi roda gigi

Roda gigi merupakan salah satu bentuk transmisi daya dari sekian banyak cara pentransmisian. Transmisi roda gigi ini terbentuk dari dua buah roda yang bergigi pada sekelilingnya. Sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi-gigi yang saling berkait, roda tersebut berbentuk silinder atau kerucut.

Roda gigi digolongkan menurut letak poros, arah putaran dan bentuk gigi (Gambar 1.10)



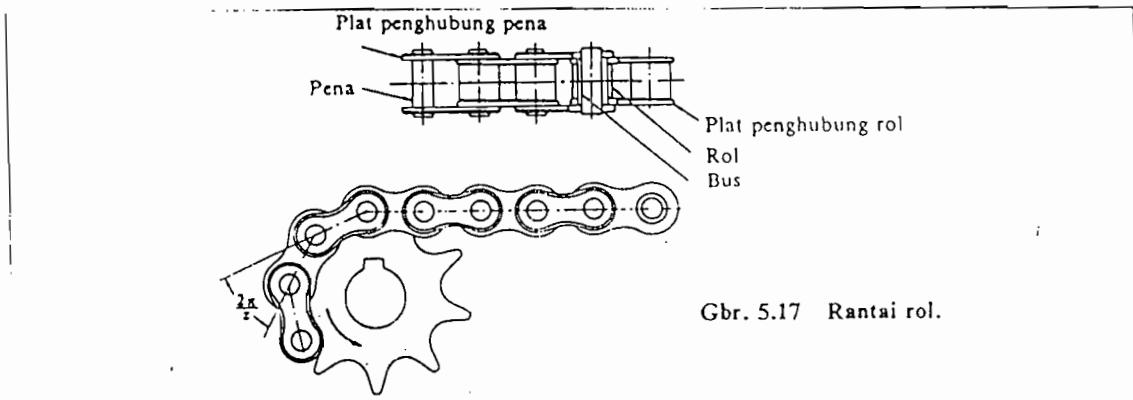
Gambar : 1.10: Klasifikasi Roda Gigi
(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1992, hal 213)

2. Transmisi rantai rol

Transmisi rantai (Gambar 1.11) biasanya dipergunakan untuk mentransmisikan daya dimana jarak poros lebih besar dari roda gigi tetapi lebih pendek dari transmisi sabuk.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Rantai mengait pada gigi sproket, sehingga menjamin perbandingan putaran yang tetap akibat tidak ada slip.



Gambar : 1.11 : Rantai Rol
(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1992, hal 190)

BAB II

KRAN TELESKOPIK

2.1.Prinsip kerja

Kran teleskopik (*Telescope Crane*) merupakan alat yang digunakan untuk mengangkat benda-benda yang berat yang tidak memungkinkan diangkat oleh manusia, seperti mengangkat peti kemas dari kapal ke penumpukan sementara atau sebaliknya, mengangkat peti kemas dari truk ke penumpukan sementara atau sebaliknya, mengangkat beton jembatan dari truk ke tanah dan pemasangan beton pada kontruksi jembatan atau jalan layang.

Kran Teleskopik ini berpenggerak motor listrik yang berasal dari generator diesel yang terpasang pada kran itu sendiri sehingga mobilitas kran ini tergolong tinggi.

Dari motor listrik menggerakan transmisi untuk gerakan pengangkatan dan gerakan trolley. Selain itu motor listrik juga digunakan untuk menggerakan gear pump untuk keperluan sistem hidrolik.

Gerakan-gerakan dari kran Teleskopik berupa:

1. Gerakan pengangkatan (*Hoisting*) :

Motor listrik yang dihasilkan dari generator diesel menggerakan gear box lalu diteruskan untuk menggerakan drum penggulung tali.

2. Gerakan trolley

Gerakan trolley ini adalah gerakan dari unit pengangkat secara berputar.

Gerakan ini dihasilkan dari motor listrik yang menggerakkan gear box kemudian diteruskan untuk menggerakkan unit pengangkat secara berputar.

Motor listrik yang digunakan untuk keperluan sistem hidrolik digunakan untuk :

1. Hidrolik untuk keperluan memanjang dan memendekan boom length.

Oli yang berasal dari tangki disalurkan melalui gear pump dan dimampatkan pada boom length untuk memanjangkan lengan ataupun memendekannya.

2. Hidrolik untuk keperluan menaik – turunkan lengan.

Oli yang berasal dari tangki dipompa disalurkan pada hidrolik penaik – turun lengan untuk mengatur sudut lengan.

3. Hidrolik untuk memanjangkan kaki dan menurunkan kaki sebagai penumpu.

Oli dari yang berasal dari tangki dipompa untuk mengatur keluarnya kaki dan turunnya kaki.

2.2. Karakteristik Kran Teleskopik

A. Kapasitas Kran

Kapasitas maksimum yang diangkat oleh Kran Teleskopik 80 ton dalam keadaan panjang lengan (*Boom Length*) minimal yaitu 11 meter sudut lengan 80° . Tinggi angkat bisa mencapai 30 meter.

B. Dimensi Bagian Utama Kran

Panjang lengan (*Boom Length*) normal = 11 meter

Panjang lengan (*Boom Length*) maksimal = 30 meter

Panjang kaki penyeimbang yang keluar = 2 meter

C. Data Operator

Kecepatan pengangkatan = 15 m / min

Rotasi maksimal pengangkutan per menit = 3 Rpm

BAB III

PERANCANGAN UNIT UTAMA

3.1. GERAKAN PENGANGKATAN (HOISTING)

3.1.1. PERHITUNGAN BEBAN YANG DIANGKAT BT

Berat beban rencana BT

$$BT = FG \times Fc$$

$$\text{Dengan, Berat beban } FG = 80000 \text{ Kg}$$

$$\text{Angka keamanan } Fc = 1,5 \text{ (untuk barang)}$$

$$BT = 80000 \times 1,5 = 120.000 \text{ Kg}$$

3.1.2. PERHITUNGAN PERALATAN PENGANGKAT

Perhitungan tali

Pemilihan tali, didalam perancangan ini dipilih baja tali dengan alasan :

- dapat digunakan dilingkungan terbuka (tidak peka terhadap debu)
- keamanan dari tali penarik lebih terjaga, karena untaian tali kabel bagian luar yang akan putus dahulu sehingga dapat terlihat apabila tali kabel akan putus.

Pemilihan jenis kabel, dari tabel 3-1 dipilih kontruksi $6 \times 37 + 1 \text{ fibre core}$ (222) dengan posisi sejajar, dengan alasan ;

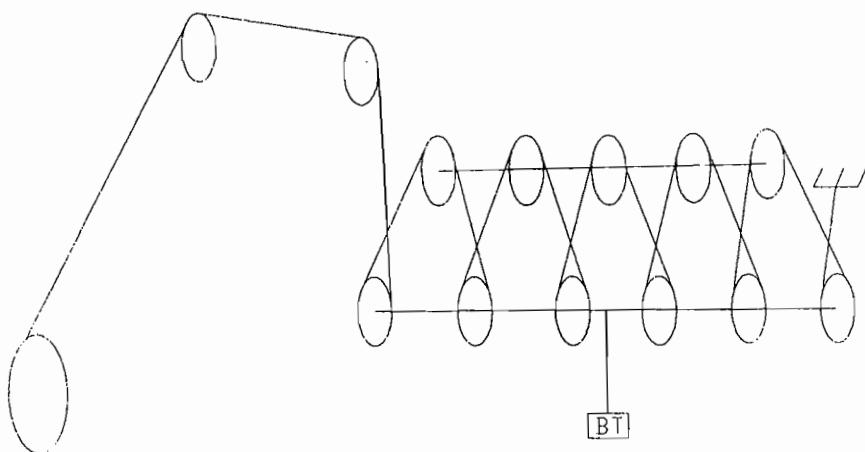
- beban yang ditahan oleh kawat merata
- kabel lebih lemas

Kemudian dipilih beban patah aktual 180 (tabel 3-2) untuk mendapatkan diameter yang minimal (kecil).

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

- Kekuatan putus $\sigma_b = 18000 \text{ Kg/cm}^2$
- Modulus elastis (222) $E = 800.000 \text{ Kg/cm}^2$
- Faktor keamanan tali $k = 6$ (tabel 3-3)

Perancangan kontruksi tali;



Gambar 3-1 : Skema pengangkatan

Dirancang kontruksi seperti diatas dengan tujuan agar beban yang dierita oleh tali tidak besar, sehingga bisa didapat kabel yang kecil sesuai standart yang ada dipasaran.

Tegangan tali G^1

$$G = BT \times \varepsilon^z \times \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon^{z+1} - 1}$$

Dengan, $BT = \text{Beban yang direncanakan} = 120.000 \text{ Kg}$

mengunakan $\eta = \text{Efisiensi} = 0,98$

$$\varepsilon = \frac{1}{\eta} = \frac{1}{0,98} = 1,024$$

¹ Ir.G. Harjanto, Pesawat Pengangkat dan Pengangkut materi kuliah jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Gajah Mada Yogyakarta 1993, hal. 10

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

sesuai dengan gambar 3-1, maka didapat jumlah

$$\text{puli} = 12$$

$$Z = (-1) = (12 - 1) = 11$$

$$G = 120.000 \times 1.024^{13} \times \frac{1,024 - 1}{1,024^{13-1} - 1}$$

$$= 9717,87 \text{ Kg}$$

Luas minimal $F(n)^2$

$$F(n) = \frac{G}{\frac{\sigma b}{k} \cdot \left(\frac{d}{D_{\min}} \times \frac{E}{1,5 \sqrt{222}} \right)}$$

Dengan, $Le = \text{Jumlah lengkungan} = 13$

$D_{\min}/d = 36$ (dari tabel 3-4)

$$F(n) = \frac{9717,88}{\frac{18000}{6} \cdot \left(\frac{1}{36} \times \frac{800.000}{1,5 \times \sqrt{222}} \right)}$$

$$= 4,84514 \text{ cm}^2 = 484,514 \text{ mm}^2$$

Diameter kawat δ^3

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \times F(n)}{3,14 \times 222}} = \sqrt{\frac{4 \times 484,514}{3,14 \times 222}}$$

$$= 1,66741 \text{ mm}$$

Diameter Tali d^4

$$d = 1,5 \times \delta \times \sqrt{222} = 1,5 \times 1,66741 \times \sqrt{222}$$

$$d = 37,27 \text{ mm}$$

² Ibid, hal. 8

³ Ibid, hal. 8

⁴ Ibid, hal. 8

Dipilih Tali dengan diameter $d = 39 \text{ mm}$

Perhitungan umur kabel

Dalam penggunaan peralatan penarik juga harus selalu memperhatikan ketergantungan umur tali pada ukuran *sheave* atau drum beban, kontruksi tali dan faktor lainnya.

Tegangan sebenarnya dalam tali (σ)⁵

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{G}{F(n)} = \frac{9717,88}{484,514} \\ &= 20,06 \text{ Kg/mm}^2\end{aligned}$$

Faktor yang tergantung jumlah lengkungan berulang (m)⁶

$$m = \frac{(D_{min}/d) - L_e}{\sigma \times c \times c_1 \times c_2}$$

Dengan,

c = Faktor yang memberi karakteristik kontruksi tali dan kekuatan kekuatan tarik maksimum beban kawat
(tabel 3-2) = 0,89

c_1 = Faktor yang tergantung pada tali (tabel 3-5) = 1,02

c_2 = Faktor yang menentukan faktor produksi dan faktor tambahan yang diperhitungkan oleh faktor c dan c_1
(tabel 3-6) = 0,9

$$m = \frac{36 - 13}{20,06 \times 0,89 \times 1,02 \times 0,9} = 1,34233$$

⁵ Ibid, hal. 43

⁶ Ibid, hal. 43

Dari tabel 3.1-7 untuk $m = 1,342$ jumlah lengkungan berulang yang mengakibatkan kerusakan tali $Z = 199090$

Dari tabel 3.1-8 didapat nilai ;

a = siklus kerja rata-rata per bulan = 3400

Z_2 = Jumlah lengkungan berulang per siklus kerja = 5

β = Faktor perubahan daya tahan tali = 0,3

φ = 2,5

Sehingga umur tali (N)⁷

$$N = \frac{Z}{a \times Z_2 \times \beta \times \varphi} = \frac{199090}{3400 \times 5 \times 0,3 \times 2,5}$$

$$= 15,615 \text{ bulan}$$

Diameter puli yang digunakan D⁸

$$D = e_1 \times e_2 \times d$$

Dengan,

e_1 = Faktor yang tergantung faktor alat penarik dan kondisi operasinya (tabel 3-4). = 20

e_2 = Faktor yang tergantung kontruksi tali (tabel 3-1).

$$= 0,9$$

d = Diameter kabel baja yang digunakan = 39 mm

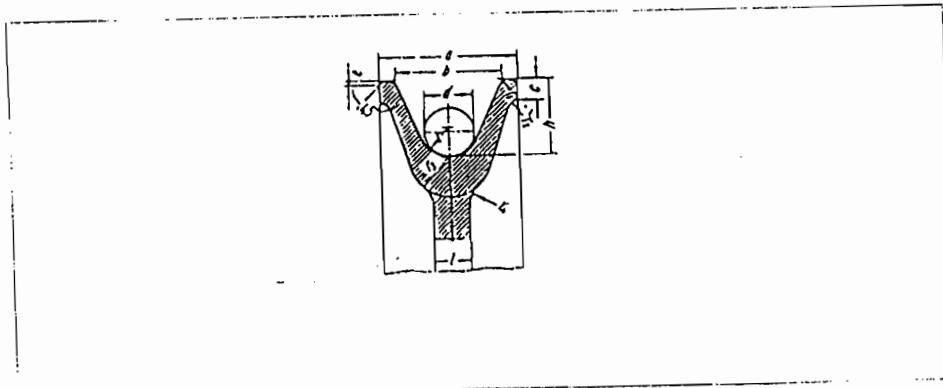
$$D = 20 \times 0,9 \times 39 = 702 \text{ mm}$$

Dipilih, Diameter *sheave* $D_s = 710 \text{ mm}$

Diameter Drum $DD = 750 \text{ mm}$

⁷ Ibid, hal. 46

⁸ Ibid, hal. 41



Gambar 3-2 ; Roda Puli Untuk Tali Kawat Baja
 (sumber : Rudenko, 1992, hal 71)

Perhitungan drum

Drum pada operasi penarikan digunakan sebagai penggulung kabel baja, pada kontruksi drum diberikan alur heliks dimaksudkan agar kabel ter gulung rapi dan keausan akan berkurang.

Jumlah lilitan pada drum untuk satu tali Z^9

$$Z = \frac{H \times i}{3,14 \times DD} + 2$$

Dengan,

H = Tinggi angkat = 30.000 mm

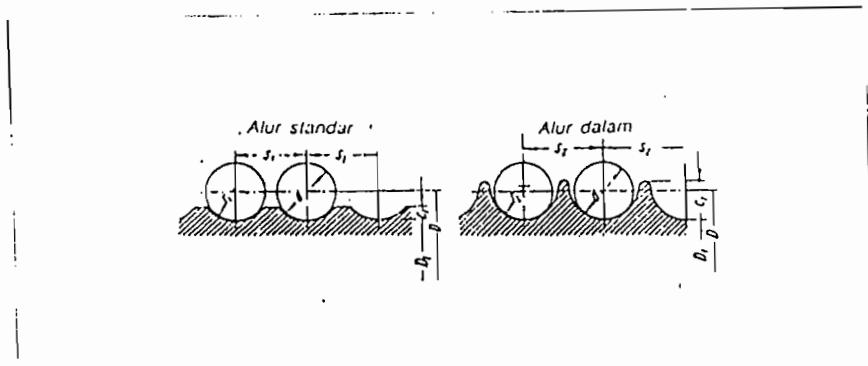
i = Perbandingan transmisi = 1

DD = Diameter drum = 750 mm

⁹ Ibid, hal. 75

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

$$Z = \frac{30.000 \times 1}{3,14 \times 750} + 2 = 14,74 \text{ lilitan, dibulatkan} = 15 \text{ lilitan}$$



Gambar 3-3 : Dimensi Alur Drum
(Sumber : Rudenko, 1992, hal. 71)

Dari tabel 3-7 digunakan alur standar, dengan

$$r1 = 21,0 \quad s1 = 42 \quad c1 = 12 \text{ mm}$$

Panjang drum heliks l^{10}

$$= Z \times s1 = 15 \times 46$$

$$= 690 \text{ mm}$$

Panjang drum total L^{11}

$$L = \left[\frac{H \times i}{3,14 \times DD} + 7 \right] \times s1 = \left[\frac{30.000 \times 1}{3,14 \times 750} + 7 \right] \times 46$$

$$= 907,987 \text{ mm}$$

¹⁰ Ibid, hal. 75

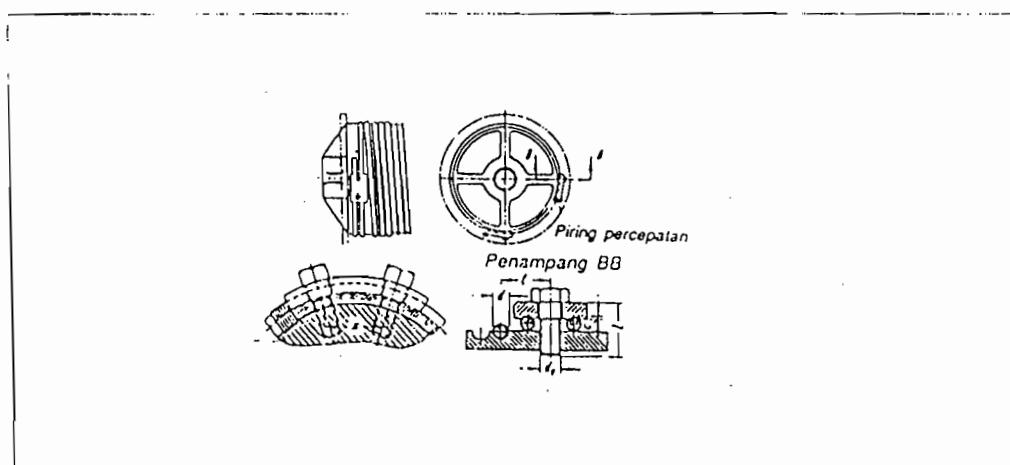
¹¹ Ibid, hal. 75

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Tebal diding drum ω ¹²

$$\begin{aligned}\omega &= 0,02 \times \text{DD} + 10 = 0,02 \times 750 + 10 \\ &= 25 \text{ mm}\end{aligned}$$

Pengikat kabel pada drum

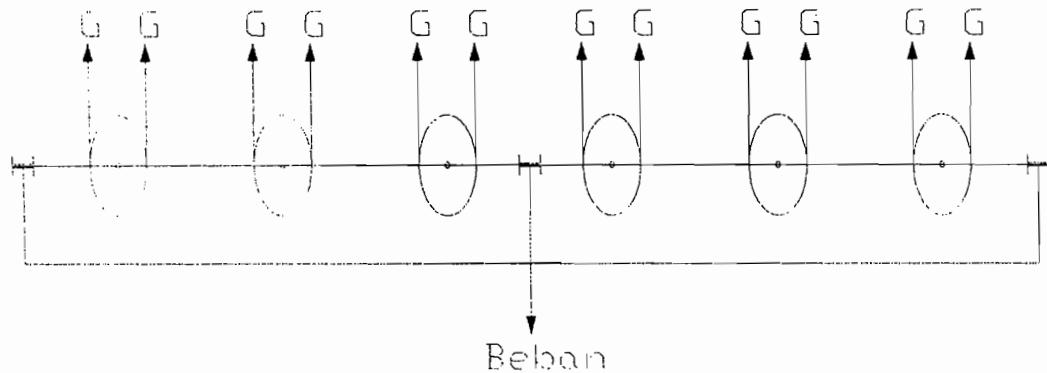


Gambar 3-4 : Standar Soviet Untuk Mengikat
(Sumber : Rudenko, 1992, hal 78)

¹² Ibid, hal. 75

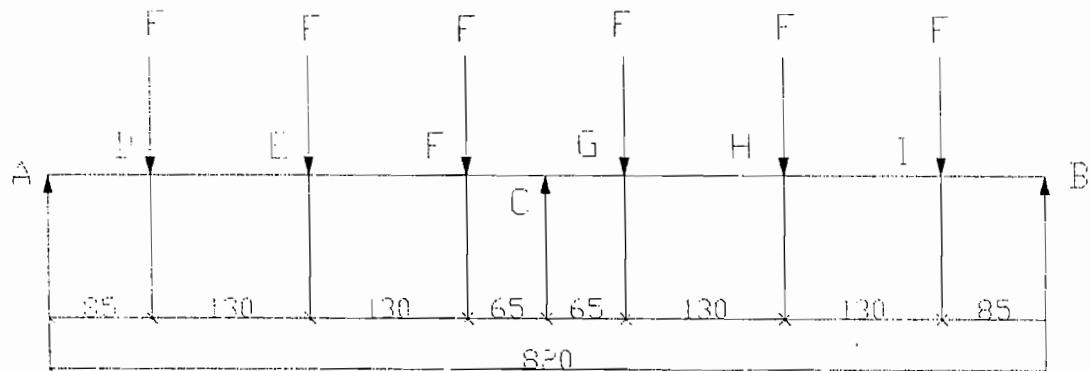
Perhitungan gandar roda puli

- Perhitungan diameter gandar untuk bagian bawah



Gambar 3-5 : Gambar Skema Gandar Puli

Sehingga kita dapat menggambarkan skema gaya yang terjadi, gaya tarikan tiap tali adalah $G = 9717,87 \text{ kg}$.



Gambar 3-6 : Skema Gaya Pada Poros Puli

Gaya-gaya yang bekerja adalah :

Batang AB

$$\sum MA = 0$$

$$RA \times 410 - F \times 325 - F \times 195 - F \times 65 = 0$$

$$RA = \frac{(F \times 325) + (F \times 195) + (F \times 65)}{410}$$

$$RA = \frac{(19435,74 \times 325) + (19435,74 \times 195) + (19435,74 \times 65)}{410}$$

$$RA = 27731,48 \text{ kg}$$

$$\sum MB = 0$$

$$RB_1 \times 410 - F \times 345 - F \times 215 - F \times 85 = 0$$

$$RB_1 = \frac{(F \times 345) + (F \times 215) + (F \times 85)}{410}$$

$$RB_1 = \frac{(19435,74 \times 345) + (19435,74 \times 215) + (19435,74 \times 85)}{410}$$

$$RB_1 = 30575,74 \text{ kg}$$

Batang BC

$$\sum MB = 0$$

$$RB_2 \times 410 - F \times 345 - F \times 215 - F \times 85 = 0$$

$$RB_2 = \frac{(F \times 345) + (F \times 215) + (F \times 85)}{410}$$

$$RB_2 = \frac{(19435,74 \times 345) + (19435,74 \times 215) + (19435,74 \times 85)}{410}$$

$$RB_2 = 30575,74 \text{ kg}$$

$$\sum MC = 0$$

$$RC \times 410 - F \times 325 - F \times 195 - F \times 65 = 0$$

$$RC = \frac{(F \times 325) + (F \times 195) + (F \times 65)}{410}$$

$$RC = \frac{(19435,74 \times 325) + (19435,74 \times 195) + (19435,74 \times 65)}{410}$$

$$RC = 27731,48 \text{ kg}$$

$$\text{Maka, RA} = 27731,48 \text{ kg}$$

$$RB = 30575,74 + 30575,74 = 61151,48 \text{ kg}$$

$$RC = 27731,48 \text{ kg}$$

Momen yang terjadi:

$$MA = 0$$

$$MD = RA \times 85$$

$$= 27731,48 \times 85 = 2357175,8 \text{ kg.mm}$$

$$ME = RA \times 215 - F \times 130$$

$$= 27731,48 \times 215 - 19435,74 \times 130 = 3435622 \text{ kg.mm}$$

$$MF = RA \times 345 - F \times 260 - F \times 130$$

$$= 27731,48 \times 345 - 19435,74 \times 260 - 19435,74 \times 130$$

$$= 1987422 \text{ kg.mm}$$

$$MC = RA \times 410 - F \times 325 - F \times 195 - F \times 65$$

$$= 27731,48 \times 410 - 19435,74 \times 325 - 19435,74 \times 195 -$$

$$19435,74 \times 65 = 0$$

$$MG = RB \times 345 - F \times 260 - F \times 130$$

$$= 27731,48 \times 345 - 19435,74 \times 260 - 19435,74 \times 130$$

$$MG = 1987422 \text{ kg.mm}$$

$$MH = RB \times 215 - F \times 130$$

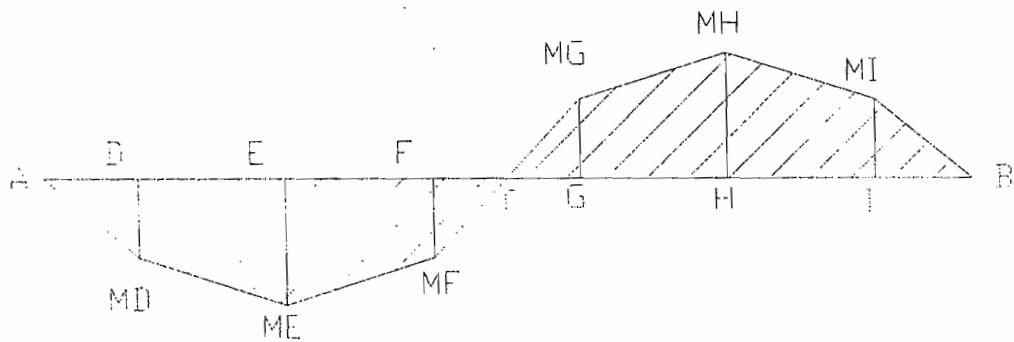
$$= 27731,48 \times 215 - 19435,74 \times 130 = 3435622 \text{ kg.mm}$$

$$MI = RB \times 85$$

$$= 27731,48 \times 85 = 2357175,8 \text{ kg.mm}$$

$$MC = 0$$

Gambar BMD :



Gambar 3-7 : Gambar BMD

Jadi momen maksimum adalah dititik E dan H yaitu :

$$M_{\text{maks}} = 1987422 \text{ kg.mm}$$

Tegangan ijin untuk bahan poros S55C (σ_{wb}) = 66 kg/mm² (tabel 3-8)

Momen tahanan yang diperlukan untuk poros ini adalah W_b ,

$$W_b = \frac{M_{\text{maks}}}{\sigma_{wb}} = \frac{1987422}{66} = 30112,46 \text{ mm}^3$$

Sedangkan $W_b = 0,1 \times d^3$ untuk poror pejal, sehingga :

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_b}{0,1}}$$

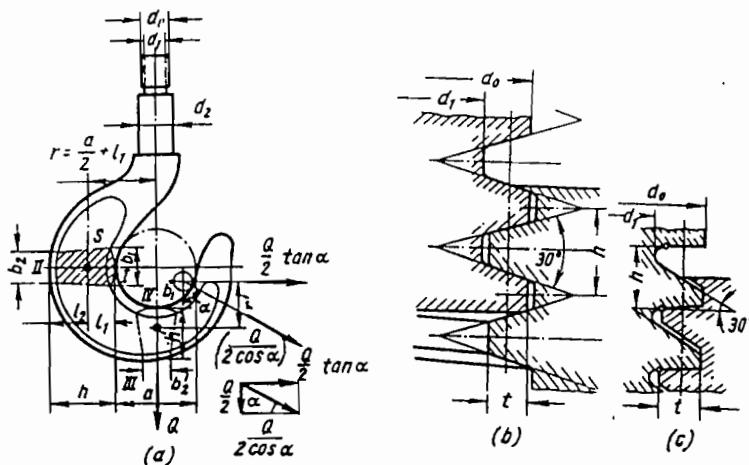
$$d = \sqrt[3]{\frac{30112,46}{0,1}} = 67,027 \text{ mm}$$

Diameter poros pembulatan D1 = 70 mm

- Perhitungan gandar pada bagian atas caranya sama dengan sebelumnya dan didapat hasil D2 = 70 mm.

Perhitungan Kait Sebagai Alat Tambahan Penanganan Muatan

Pada crane ini digunakan *Kait tanpa standar* dengan alasan bahwa kait ini bentuknya sederhana, mudah dibuat dan serbaguna.



Gambar 3-8 : Kait Tempa Standar
(Sumber : Rudenko, 1994, hal. 86)

Beban total pada kait Q¹³

$$Q = G + G_0$$

Dengan, G = Kapasitas angkat berguna = 120.000 kg

G₀ = Bobot kait = 1000 kg

$$Q = 120.000 + 1000 = 121000 \text{ kg}$$

Tegangan pada bagian berulir σt¹⁴

$$\sigma t = \frac{Q}{\left(\frac{\pi \times d_1^2}{4} \right)} \leq 500 \text{ kg/cm}^2$$

Dengan, d₁ = diameter luar ulir v = 178 mm = 17,8 cm

¹³ N.Rudenko, Mesin Pengangkat 1994, hal. 90

¹⁴ Ibid, hal. 90

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

$$\sigma t = \frac{121.000}{\left(\frac{\pi \times 17,8^2}{4} \right)} \leq 500 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma t = 486,25 \leq 500 \text{ kg/cm}^2 \approx$ Memenuhi syarat

Tinggi minimum mur kait H ¹⁵

$$H = \frac{4 \times Q \times t}{\pi \times (d_o^2 - d_i^2) \times p}$$

Dengan, t = kisar ulir = 0,5 cm

d_o = diameter luar ulir = 178 mm = 17,8 cm

d_i = diameter dalam ulir = 168 mm = 16,8 cm

p = tegangan tekananaman = 325 kg/cm² (karena baja)

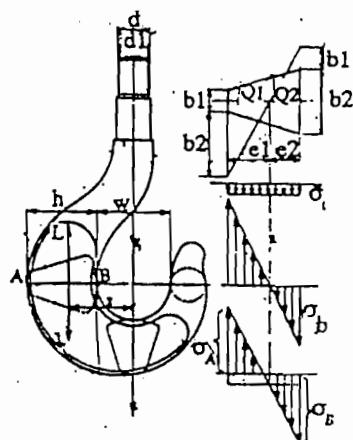
dengan baja p = 300 sampai 350 kg/cm²)

$$H = \frac{4 \times 120.000 \times 0,5}{\pi \times (17,8^2 - 16,8^2) \times 325} = 6,797 \text{ cm}$$

¹⁵ Ibid, hal. 90

Perhitungan Kekuatan Badan Kait

Kait pada waktu mengangkat beban badan kait menerima momen yang menyebabkan sebagian badan kait menerima tagangan tarik dan sebagian yang lain menerima tegangan tekan. Perhitungan kekuatan badan kait mengikuti standar sebagai berikut :



Gambar 3-9 : Kekuatan Kait Tunggal
(sumber : Ir. Syamsir A Muin, 1990, hal.170)

Panjang luasan trapesium h^{16}

$$= 2,4 \times d_1 = 2,4 \times 168 = 403,2 \text{ mm}$$

Lebar luasan trapesium b_1 dan b_2^{17}

$$b_1 = 0,9 \times d_1 = 0,9 \times 168 = 151,2 \text{ mm}$$

$$b_2 = 2,2 \times d_1 = 2,2 \times 168 = 369,6 \text{ mm}$$

¹⁶ Ir. Syamsir A Muin, Pesawat-Pesawat Pengangkat 1990, hal. 169

¹⁷ Ibid, hal. 170

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Diameter lingkar dalam dari badan kait dianggap sama dengan harga h yaitu

$a = h = 403,2 \text{ mm}$. Sehingga kita dapat menghitung harga e_1 dan e_2 ¹⁸

$$\begin{aligned} e_1 &= \frac{b_1 + 2 \times b_2}{b_1 + b_2} \times \frac{h}{3} \\ &= \frac{151,2 + 2 \times 369,6}{151,2 + 369,6} \times \frac{403,2}{3} = 229,84 \text{ mm} \\ e_2 &= \frac{2 \times b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \times \frac{h}{3} \\ &= \frac{2 \times 151,2 + 369,6}{151,2 + 369,6} \times \frac{403,2}{3} = 173,46 \text{ mm} \end{aligned}$$

Titik berat dari luasan badan kait yang menerima menerima tegangan tarik dan tegangan lentur C¹⁹

$$C = \frac{a}{2} + e_1 = \frac{403,2}{2} + 229,84 = 431,44 \text{ mm}$$

Besar momen yang terjadi M²⁰

$$M = Q \times C$$

Dengan, $Q = \text{berat beban} + \text{berat kait} = 80000 + 500 = 80500 \text{ kg}$

$$M = 80500 \times 431,44 = 34730920 \text{ kg.mm}$$

Dengan anggapan luasan badan kait memiliki bentuk trapesium, maka luasanya adalah F²¹

$$F = h \times \frac{b_1 + b_2}{2} = 403,2 \times \frac{151,2 + 369,6}{2} = 104993,28 \text{ mm}^2$$

¹⁸ Ibid, hal. 170

¹⁹ Ibid, hal. 170

²⁰ Ibid, hal. 170

²¹ Ibid, hal. 169

Momen Inersia luasan I²²

$$\begin{aligned} I &= \frac{h^3}{36} \times \frac{(b_1 + b_2)^2 + 2 \times b_1 \times b_2}{b_1 + b_2} \\ &= \frac{403,2^3}{36} \times \frac{(151,2 + 369,6)^2 + 2 \times 151,2 \times 369,6}{151,2 + 369,6} \\ &= 2351855,433 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Tegangan tarik dan lentur yang terjadi σ_1 dan σ_2 ²³

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{Q}{F} + \frac{M \times e_1}{I} = \frac{80500}{104993,28} + \frac{34730920 \times 229,84}{2351855,433} \\ &= 3,39492 \text{ kg/mm}^2 = 339,49 \text{ kg/cm}^2 \\ \sigma_2 &= \frac{Q}{F} - \frac{M \times e_2}{I} = \frac{80500}{104993,28} - \frac{34730920 \times 173,46}{2351855,433} \\ &= -2,56079 \text{ kg/mm}^2 = -256,079 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Tanda minus menunjukkan yang bekerja adalah tegangan tekan, tegangan tersebut berharga lebih kecil dari tegangan yang diijinkan untuk penampang I – II pemeriksaan aman, memenuhi syarat. Tegangan aman tidak boleh melebihi 1500 kg/cm² untuk baja 20.

Pemeriksaan penampang III – IV

$$Q' = \frac{Q}{2 \times \sin 45^\circ} = \frac{80500}{2 \times \sin 45^\circ} = 56922,096 \text{ kg}$$

$$h' = 2 \times d_1 = 2 \times 168 = 336 \text{ mm}$$

$$b_1' = 0,9 \times d_1 = 0,9 \times 168 = 151,2 \text{ mm}$$

$$b_2' = 1,9 \times d_1 = 1,9 \times 168 = 319,2 \text{ mm}$$

²² Ibid, hal. 169

²³ Ibid, hal. 169

$$e_1' = 203,4 \text{ mm}$$

$$e_2' = 147,02 \text{ mm}$$

$$C' = 383,76 \text{ mm}$$

$$M' = Q' \times C' = 56922,096 \times 383,76 = 21844423,56 \text{ kg.mm}$$

$$F' = 94615,28 \text{ mm}^2$$

$$I' = 1350177,433 \text{ mm}^4$$

Tegangan tari dan tegangan lentur yang terjadi σ_1' dan σ_2'

$$\sigma_1' = 2,5724 \text{ kg/mm}^2 = 257,24 \text{ kg/mm}^2$$

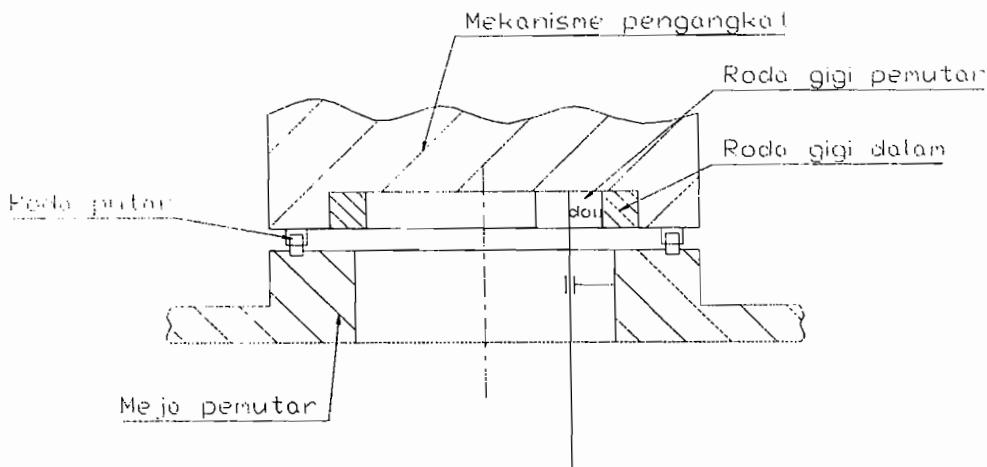
$$\sigma_2' = -1,7384 \text{ kg/mm}^2 = -173,84 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan yang terjadi masih lebih kecil dari tegangan yang diijinkan. Jadi untuk konstruksi kait baik dan memenuhi syarat.

3.2. GERAKAN TROLI

3.2.1. PERANCANGAN MEKANISME PEMUTAR

Dalam perancangan *Kran Teleskopik* ini digunakan sistem pemutar seperti pada skema dibawah ini :

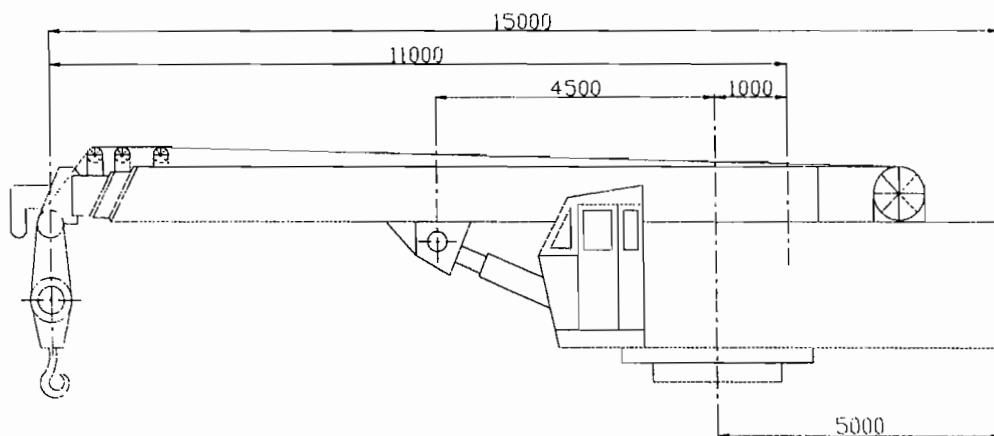


Gambar 3-10 : Skema meja putar

Didalam perancangan ini menggunakan peralatan pemutar crane dengan meja putar. Peralatan pengangkat diputar dengan roda gigi, berat muatan ditransmisikan pada struktur putar crane melalui bantalan rol (perputaran) pada jalur lingkaran yang dipasang pada truk crane.

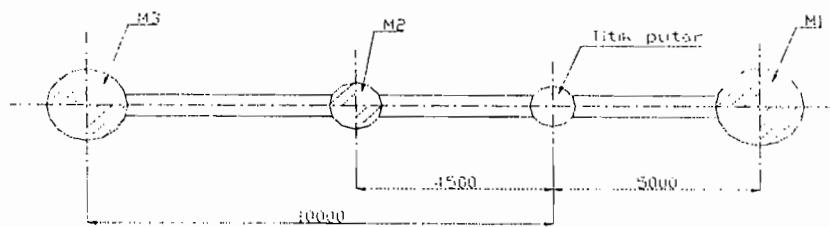
3.2.1. PERHITUNGAN BEBAN MEKANISME PEMUTAR

Dibawah ini merupakan gambar bagian dari *Kran Teleskopik*, yaitu gambar bagian mekanisme pengangkat yang merupakan bagian yang diputar oleh mekanisme pemutar :



Gambar 3-11 : Gambar mekanisme yang diputar

Sistem pembebaan untuk gerakan berputar diperlihatkan pada gambar dibawah, dengan asumsi berat beban yang bekerja pada sistem terkonsentrasi di satu titik kerjanya masing-masing.



Gambar 3-12 : Skema pembebaan yang diputar

Keterangan :

M_1 = Massa pembalans, berat mesin dan sistem transmisi mempunyai titik tangkap = 5000 mm dibelakang titik putar = 70.000 kg (dari data *Telescoop crawler crane*, Type CCH 800 T)

M_2 = massa lengan pengangkat, dengan titik tangkap = 4500 mm dimuka titik putar sebesar = 20.000 kg (dari data *Telescoop crawler crane*, Type CCH 800 T)

M_3 = massa dari beban amgkat dan peralatan pengangkat diujung lengan pengangkat mempunyai titik tangkap = 10.000 mm, dengan beban total = 95.000 kg.

Maka momen inersia massa I_o ²⁴

$$\begin{aligned} I_o &= \sum m \times r^2 \\ &= (70.000 \times 5^2) + (20.000 \times 4,5^2) + (95.000 \times 10^2) \\ &= 11655000 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

Putaran berputar $n = 3$ rpm

Torsi yang diderita T ²⁵

$$T = I_o \times \alpha$$

Dengan, α = kecepatan sudut = 0,235 rad/s²

$$T = 11655000 \times 0,235 = 2738925 \text{ kg.m}$$

²⁴ IG Suharyo, Kran Truk, hal. 128

²⁵ Ibid, hal. 128

3.3. PEMILIHAN MOTOR

3.3.1. PEMILIHAN MOTOR UNTUK MEKANISME PENGANGKATAN

Dalam perancangan ini digunakan Motor untuk mengerakan drum tali dengan melewati transmisi, dari perancangan sistem puli dan drum diatas diperoleh.

- Tarikan tali yng digulung G = 9717,87 kg
- Diameter drum DD = 750 mm
- Perbandingan transmisinya i = 6
- Kecepatan pengangkatan V_1 = 10 m/menit
- Efisensi mekanis η = 0,85

Kecepatan tali/putar pada drum V_{drum} ²⁶

$$\begin{aligned} V_{drum} &= 6 \times V \\ &= 6 \times 10 = 60 \text{ m/menit} \end{aligned}$$

Kecepatan putar drum penggulung tali n_{drum} ²⁷

$$\begin{aligned} n_{drum} &= \frac{V_{drum}}{\pi \times DD} \\ &= \frac{60}{\pi \times 0,75} = 25,465 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Maka daya motor yang diperlukan N ²⁸

$$N = \frac{G \times V \times 0,736}{75 \times 60 \times \eta}$$

²⁶ N. Rudenko, Mesin Pemindah Bahan, 1992, hal. 66

²⁷ Ibid, hal. 235

²⁸ Ibid, hal. 234

$$N = \frac{9717,87 \times 60 \times 0,736}{75 \times 60 \times 0,85} = 112,19 \text{ KW}$$

Daya hasil perhitungan diatas adalah daya minimal yang diperlukan motor adalah $N = 112,194 \text{ KW}$ maka dari katalog motor AC dipilih motor dengan karakteristik (tabel 3-9) :

Nomor motor	= Sg355S – 8 ELEKTRIM
Daya Nrated	= 132 KW
Putaran tertinggi	= 743 rpm
Diameter poros motor	= 80 mm

Besar beban yang diijinkan

$$\frac{M_{maks}}{M_{rated}} = 2,5$$

Momen girasi motor (GD^2)rot = 7,2 kg.m²

Momen tahanan statis yang diacu pada motor M_{st} ²⁹

$$M_{st} = 974000 \times \frac{N}{n}$$

$$= 974000 \times \frac{112,19}{743} = 147070,07 \text{ kg.m}$$

Direncanakan kopling yang dipakai berdasarkan data motor akan dituliskan sebagai berikut dari tabel kopling (tabel 3-10) dan tabel Inersia kopling (tabel 3-11) :

Diameter lubang kopling M	= 80 mm
Diameter luar kopling A	= 355 mm
Momen Inersia Kopling I	= 0,28 kg.m/dt ²

²⁹ Ibid, hal. 300

Momen girasi kopling (GD^2)coupl³⁰

$$(GD^2)\text{coupl} = I \times 4 \times g$$

Dimana, $g = \text{grafitasi} = 9,8 \text{ m/dt}^2$

$$(GD^2)\text{coupl} = 0,28 \times 4 \times 9,8 = 10,98 \text{ kg.m}^2$$

Momen girasi motor dan kopling pada poros motor (GD^2)³¹

$$\begin{aligned} (GD^2) &= (GD^2)\text{rot} + (GD^2)\text{coupl} \\ &= 7,2 + 10,98 = 18,18 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

Momen gaya dinamik motor M_{dyn} ³²

$$M_{dyn} = \frac{\delta \times (GD^2) \times n}{375 \times t_s} + \frac{0,975 \times G \times V^2}{n \times t_s \times \eta}$$

Dengan, $n = \text{putaran motor} = 743 \text{ rpm}$

$t_s = \text{waktu start} = 2 \text{ dt}$ (N. Rudenko)

$\eta = \text{efisiensi motor} = 0,85$

$V = \text{kecepatan putaran} = 60 \text{ m/men}$

$$\begin{aligned} M_{dyn} &= \frac{1,15 \times 18,18 \times 743}{375 \times 2} + \frac{0,975 \times 9717,87 \times 60^2}{743 \times 2 \times 0,85} \\ &= 27025,49 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

Momen gaya motor yang diperlukan³³

$$\begin{aligned} M_{mot} &= M_{st} + M_{dyn} \\ &= 147070,07 + 27025,49 = 174095,55 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

³⁰ Ibid, hal. 300

³¹ Ibid, hal. 300

³² Ibid, hal. 300

³³ Ibid, hal. 300

Momen gaya ternilai motor Mrated³⁴

$$\text{Mrated} = 974000 \times \frac{N}{n}$$

$$\text{Mrated} = 974000 \times \frac{132}{743} = 173039,03 \text{ kg.m}$$

Pemeriksaan motor terhadap beban lebih (Mmaks = Mmot) ialah

$$\frac{\text{Mmaks}}{\text{Mdaya}} = \frac{174095,55}{173039,03} = 1,006$$

Perancangan aman.

3.3.2. PEMILIHAN MOTOR UNTUK MEKANISME PEMUTAR

Untuk mekanisme pemutar diperlukan motor untuk sumber penggerak, dan dibawah ini merupakan data untuk pemilihan motor :

- Bobot yang akan diputar G = 185.000 kg
- Putaran berputarnya kran n = 3 rpm
- Diameter roda gigi terputar D = 400 mm = 1,5 m
- Koefisien motor η = 0,85

Kecepatan berputarnya kran V

$$V = \pi \times D \times n$$

$$= \pi \times 0,4 \times 3 = 3,77 \text{ m/men}$$

Daya minimal motor N

$$N = \frac{G \times V \times 0,736}{75 \times 60 \times \eta}$$

³⁴ Ibid, hal. 300

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

$$N = \frac{185.000 \times 3,77 \times 0,736}{75 \times 60 \times 0,85} = 134,2 \text{ KW}$$

Maka untuk pemilihan motor dari tabel 3-9 dipakai motor dengan

Type = Sg355M – 8A ELEKTRIM

Daya Nrated = 150 KW

Putaran tertinggi = 744 rpm

Diameter poros motor = 80 mm

Besar beban yang diijinkan

$$\frac{M_{maks}}{M_{rated}} = 2,7$$

Momen girasi motor (GD^2)rot = 9,0 kg.m²

Momen tahanan statis yang diacu pada motor Mst³⁵

$$M_{st} = 974000 \times \frac{N}{n}$$

$$= 974000 \times \frac{134,2}{744} = 175686,56 \text{ kg.m}$$

Direncanakan kopling yang dipakai berdasarkan data motor akan dituliskan sebagai berikut dari tabel kopling (tabel 3-10) dan tabel Inersia kopling (tabel 3-11) :

Diameter lubang kopling M = 80 mm

Diameter luar kopling A = 355 mm

Momen Inersia Kopling I = 0,28 kg.m/dt²

³⁵ Ibid, hal. 300

Momen girasi kopling (GD^2)coupl³⁶

$$(GD^2)\text{coupl} = l \times 4 \times g$$

$$\text{Dimana, } g = \text{grafitasi} = 9,8 \text{ m/dt}^2$$

$$(GD^2)\text{coupl} = 0,28 \times 4 \times 9,8 = 10,98 \text{ kg.m}^2$$

Momen girasi motor dan kopling pada poros motor (GD^2)³⁷

$$\begin{aligned} (GD^2) &= (GD^2)\text{rot} + (GD^2)\text{coupl} \\ &= 9 + 10,98 = 19,98 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

Momen gaya dinamik motor Mdyn³⁸

$$\text{Mdyn} = \frac{\delta \times (GD^2) \times n}{375 \times ts} + \frac{0,975 \times G \times V^2}{n \times ts \times \eta}$$

$$\text{Dengan, } n = \text{putaran motor} = 743 \text{ rpm}$$

$$ts = \text{waktu start} = 2 \text{ dt (N. Rudenko)}$$

$$\eta = \text{efisiensi motor} = 0,85$$

$$V = \text{kecepatan putaran} = 3,78 \text{ m/men}$$

$$\begin{aligned} \text{Mdyn} &= \frac{1,15 \times 19,98 \times 744}{375 \times 2} + \frac{0,975 \times 185000 \times 3,78^2}{744 \times 2 \times 0,85} \\ &= 2060,48 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

Momen gaya motor yang diperlukan³⁹

$$M_{\text{mot}} = M_{\text{st}} + M_{\text{dyn}}$$

$$= 175686,56 + 2060,48 = 177747,04 \text{ kg.m}$$

³⁶ Ibid, hal. 300

³⁷ Ibid, hal. 300

³⁸ Ibid, hal. 300

³⁹ Ibid, hal. 300

Momen gaya ternilai motor Mrated⁴⁰

$$\text{Mrated} = 974000 \times \frac{N}{n}$$

$$\text{Mrated} = 974000 \times \frac{150}{744} = 196370,97 \text{ kg.m}$$

Pemeriksaan motor terhadap beban lebih (Mmaks = Mmot) ialah

$$\frac{\text{Mmaks}}{\text{Mdaya}} = \frac{177747,04}{196370,97} = 0,9$$

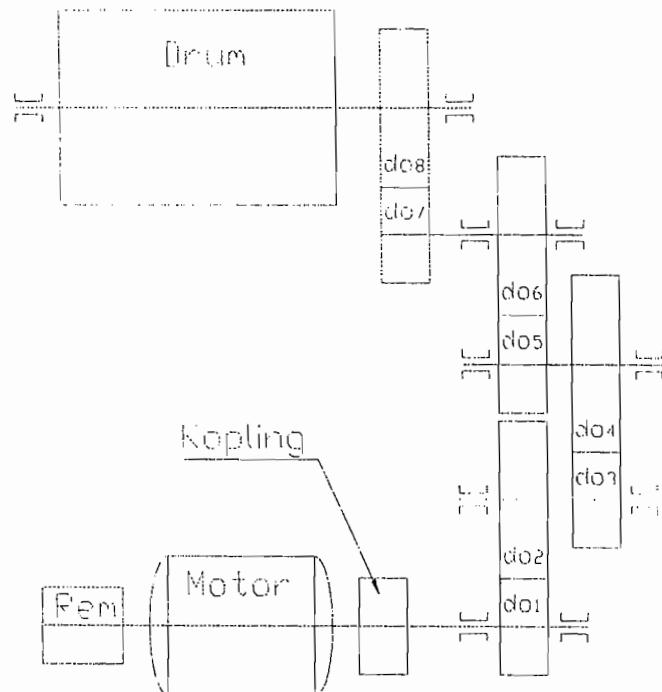
Perancangan aman.

⁴⁰ Ibid, hal. 300

3.4. PERANCANGAN TRANSMISI

3.4.1. PERANCANGAN TRANSMISI PENGANGKAT

Skema transmisi roda gigi



Gambar 3-13 : Kontruksi transmisi pada Hoisting

Perbandingan transmisi yang dipakai :

$$i = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{drum}}}$$

$$= \frac{743}{25,465} = 30$$

Perbandingan reduksi yang direncanakan :

$$i = i_1 \times i_2 \times i_3 \times i_4$$

$$30 = 2 \times 2 \times 2 \times 3,75$$

A. Reduksi I

Direncanakan :

Daya motor	P	= 132 kw
Perbandingan reduksi	i	= 2
Putaran input (motor)	n _I	= 743 rpm
Jarak sumbu rencana	A _O	= 260 mm
Faktor koreksi	F _C	= 1 (menurut Ir. Sularso, MSME.,

halaman 245, karena sudah termasuk kelebihan daya)

Daya rencana Pd ⁴¹

$$P_d = F_c \times P$$

$$= 1 \times 132 = 132 \text{ KW}$$

Diameter lingkaran jarak bagi sementara d'1 dan d'2 ⁴²

$$\begin{aligned} d'1 &= \frac{2 \times A_o}{(1+i)} \\ &= \frac{2 \times 260}{(1+2)} = 173,33 \text{ mm} \\ d'2 &= \frac{2 \times A_o \times i}{(1+i)} \\ &= \frac{2 \times 260 \times 2}{(1+2)} = 346,67 \text{ mm} \end{aligned}$$

Modul yang dipakai M = 8 (Tabel 3-12)

Sudut tekanan pahat $\alpha_o = 20^\circ$

⁴¹ Ir. Sularso, MSME Elemen mesin, hal. 248

⁴² Ibid, hal. 216

Jumlah gigi Z1 dan Z2 ⁴³

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{d'1}{M} \\ &= \frac{173,33}{8} = 21,67 \Rightarrow 22 \text{ buah} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_2 &= \frac{d'2}{M} \\ &= \frac{346,67}{8} = 43,33 \Rightarrow 44 \text{ buah} \end{aligned}$$

Diameter lingkaran jarak bagi yang baru do1 dan do2 ⁴⁴

$$do1 = Z_1 \times M$$

$$= 22 \times 8 = 176 \text{ mm}$$

$$do2 = Z_2 \times M$$

$$= 44 \times 8 = 352 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros yang baru A ⁴⁵

$$\begin{aligned} A &= \frac{Z_1 + Z_2}{2} \times M \\ &= \frac{22 + 44}{2} \times 8 = 264 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran sisi Co = 0 (menurut Ir. Sularso, MSME., halaman 248)

Kelonggaran puncak Ck ⁴⁶

$$\begin{aligned} Ck &= 0,18 \times M \\ &= 0,18 \times 8 = 1,44 \text{ mm} \end{aligned}$$

⁴³ Ibid, hal. 248

⁴⁴ Ibid, hal. 220

⁴⁵ Ibid, hal. 220

⁴⁶ Ibid, hal. 248

Diameter kepala dk1 dan dk2 ⁴⁷

$$\begin{aligned} dk1 &= (Z1 + 2) \times M \\ &= (22 + 2) \times 8 = 192 \text{ mm} \\ dk2 &= (Z2 + 2) \times M \\ &= (44 + 2) \times 8 = 368 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter kaki df1 dan df2 ⁴⁸

$$\begin{aligned} df1 &= (Z1 - 2) \times M - 2 \times Ck \\ &= (22 - 2) \times 8 - 2 \times 1,44 = 157,12 \text{ mm} \\ df2 &= (Z2 - 2) \times M - 2 \times Ck \\ &= (44 - 2) \times 8 - 2 \times 1,44 = 333,12 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi gigi H ⁴⁹

$$\begin{aligned} H &= 2 \times M + Ck \\ &= 2 \times 8 + 1,44 = 17,44 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dari tabel 6.5 diadapat harga :

Faktor bentuk gigi 1 Y1 = 0,333

Faktor bentuk gigi 2 Y2 = 0,396

Kecepatan keliling V ⁵⁰

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \times d o l \times n l}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 176 \times 743}{60 \times 1000} = 6,85 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

⁴⁷ Ibid, hal. 220

⁴⁸ Ibid, hal. 248

⁴⁹ Ibid, hal. 248

⁵⁰ Ibid, hal. 238

Gaya tangensial F_t ⁵¹

$$F_t = \frac{102 \times P_d}{V}$$

$$= \frac{102 \times 132}{6,85} = 1965,55 \text{ kg}$$

Bahan roda gigi pinyon :

Material roda gigi	= SNC-22 (dari tabel 3-13)
Kekuatan tarik σ_b_1	= 100 kg/mm ² (tabel 3-14)
Tegangan lentur yang diijinkan σ_a_1	= 45 kg/mm
Kekerasan permukaan sisi gigi HB ₁	= 600

Bahan roda gigi besar :

Material roda gigi	= SNC-22 (dari tabel 3-13)
Kekuatan tarik σ_b_2	= 100 kg/mm ² (tabel 3-14)
Tegangan lentur yang diijinkan σ_a_2	= 45 kg/mm
Kekerasan permukaan sisi gigi HB ₂	= 600

Faktor tegangan kontak KH = 0,569 (tabel 3-15)

Faktor dinamis fv (tabel 3-16)

$$F_v = \frac{3}{3 + V}$$

$$= \frac{3}{3 + 6,85} = 0,31$$

Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar F'b₁ dan F'b₂⁵²

$$F'b_1 = \sigma a_1 \times M \times Y_1 \times f_v$$

⁵¹ Ibid, hal. 238

⁵² Ibid, hal. 240

$$F'b_1 = 45 \times 8 \times 0,333 \times 0,31 = 35,96 \text{ kg/mm}$$

$$F'b_2 = \sigma a_2 \times M \times Y_2 \times f_v$$

$$= 45 \times 8 \times 0,396 \times 0,467 = 66,58 \text{ kg/mm}$$

Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar F'H⁵³

$$\begin{aligned} F'H &= f_v \times K_H \times d_{01} \times \frac{2 \times Z_2}{Z_1 + Z_2} \\ &= 0,467 \times 0,569 \times 176 \times \frac{2 \times 44}{22 + 44} \\ &= 62,36 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga $F_{min} = 35,96 \text{ kg/mm}$ dari $F'b_1$

Lebar sisi gigi b ⁵⁴

$$\begin{aligned} b &= \frac{F_t}{F_{min}} \\ &= \frac{1965,55}{35,96} = 55,66 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pemeriksaan keamanan

- $\frac{b}{M} < 10$

$$\frac{55,66}{8} < 10 \Rightarrow 6,96 < 10, \text{ Perancangan aman.}$$

- $\frac{d}{b} < 1,5$

$$\frac{176}{55,66} < 1,5 \Rightarrow 3,16 < 1,5, \text{ Perancangan aman.}$$

⁵³ Ibid, hal. 244

⁵⁴ Ibid, hal. 249

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

B. Reduksi II

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	132	KW
2	Putaran	n2	372	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	2	
4	Modul yang dipakai	M	8	
5	Jumlah gigi 1	Z1	25	Buah
6	Jumlah gigi 2	Z2	50	Buah
7	Diameter jarak bagi 1	Do1	208	mm
8	Diameter jarak bagi 2	Do2	400	mm
9	Jarak sumbu	A	304	mm
10	Diameter kepala 1	Dk1	224	mm
11	Diameter kepala 2	Dk2	416	mm
12	Diameter kaki 1	Df1	189,12	mm
13	Diameter kaki 2	Df2	381,12	mm
14	Tinggi gigi	H	17,44	mm
15	Kecepatan keliling	V	4,05	m/dt
16	Gaya tangensial	Ft	3324,98	Kg
17	Faktor dinamis	f _v	0,43	
18	Beban lentur 1	F' b ₁	51,94	Kg/mm
19	Beban lentur 2	F' b ₂	62,51	Kg/mm
20	Beban permukaan	F'H	66,27	Kg/mm
21	Harga F _{min}	F _{min}	51,94	Kg/mm
22	Lebar gigi	b	64,02	mm

C. Reduksi III

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	132	KW
2	Putaran	n3	186	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	2	
4	Modul yang dipakai	M	10	
5	Jumlah gigi 1	Z1	18	Buah
6	Jumlah gigi 2	Z2	36	Buah
7	Diameter jarak bagi 1	Do1	180	mm
8	Diameter jarak bagi 2	Do2	360	mm
9	Jarak sumbu	A	270	mm
10	Diameter kepala 1	Dk1	200	mm
11	Diameter kepala 2	Dk2	380	mm
12	Diameter kaki 1	Df1	156,4	mm
13	Diameter kaki 2	Df2	336,4	mm
14	Tinggi gigi	H	21,8	mm
15	Kecepatan keliling	V	1,75	m/dt
16	Gaya tangensial	Ft	7684,41	Kg
17	Faktor dinamis	fv	0,63	
18	Beban lentur 1	F'b ₁	87,5	Kg/mm
19	Beban lentur 2	F'b ₂	106,53	Kg/mm
20	Beban permukaan	F'H	86,21	Kg/mm
21	Harga F _{min}	F _{min}	86,21	Kg/mm
22	Lebar gigi	b	87,82	mm

D. Reduksi IV

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	132	KW
2	Putaran	n4	93	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	3,75	
4	Modul yang dipakai	M	12	
5	Jumlah gigi 1	Z1	18	Buah
6	Jumlah gigi 2	Z2	66	Buah
7	Diameter jarak bagi 1	Do1	216	Mm
8	Diameter jarak bagi 2	Do2	792	mm
9	Jarak sumbu	A	504	mm
10	Diameter kepala 1	Dk1	240	mm
11	Diameter kepala 2	Dk2	816	mm
12	Diameter kaki 1	Df1	187,68	mm
13	Diameter kaki 2	Df2	763,68	mm
14	Tinggi gigi	H	26,16	mm
15	Kecepatan keliling	V	1,05	m/dt
16	Gaya tangensial	Ft	12807,34	Kg
17	Faktor dinamis	fv	0,74	
18	Beban lentur 1	F'b ₁	123,16	Kg/mm
19	Beban lentur 2	F'b ₂	169,95	Kg/mm
20	Beban permukaan	F'H	143,02	Kg/mm
21	Harga Fmin	Fmin	123,16	Kg/mm
22	Lebar gigi	b	103,99	mm

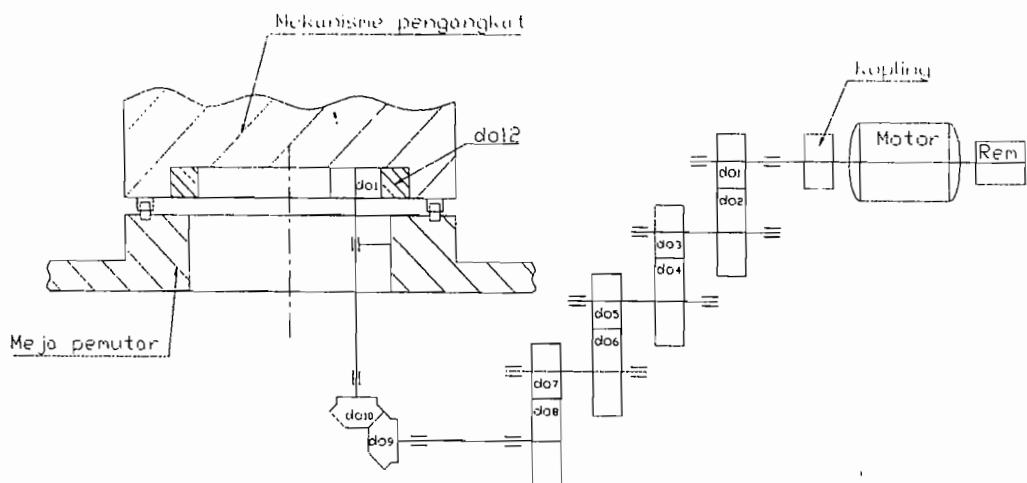
Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Untuk reduksi IV, pelumasan menggunakan pelumas gemuk, karena pelumasan seperti ini digunakan untuk kontruksi kontak roda gigi yang terbuka (G.Niemann, hal. 304).

Putaran drum n₅ = 25 rpm.

3.4.2. PERANCANGAN TRANSMISI PEMUTAR

Skema transmisi roda gigi pemutar :



Gambar 3-14: Konstruksi transmisi pada pemutar

Perbandingan transmisi yang dipakai :

$$i = \frac{n \text{ motor}}{n \text{ putaran kran}}$$

$$= \frac{744}{3} = 247,5$$

Perbandingan reduksi yang direncanakan :

$$i = i_1 \times i_2 \times i_3 \times i_4 \times i_5 \times i_6$$

$$247,5 = 2,75 \times 2 \times 3 \times 2,5 \times 3 \times 2$$

A. Reduksi I

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	150	KW
2	Putaran	n1	744	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	2,75	
4	Modul yang dipakai	M	8	
5	Jumlah gigi 1	Z1	18	Buah
6	Jumlah gigi 2	Z2	48	Buah
7	Diameter jarak bagi 1	Do1	144	mm
8	Diameter jarak bagi 2	Do2	384	mm
9	Jarak sumbu	A	264	mm
10	Diameter kepala 1	Dk1	160	mm
11	Diameter kepala 2	Dk2	400	mm
12	Diameter kaki 1	Df1	125,12	mm
13	Diameter kaki 2	Df2	365,12	mm
14	Tinggi gigi	H	17,44	mm
15	Kecepatan keliling	V	5,61	m/dt
16	Gaya tangensial	Ft	2728,84	Kg
17	Faktor dinamis	f _v	0,35	
18	Beban lentur 1	F'b ₁	38,65	Kg/mm
19	Beban lentur 2	F'b ₂	62,74	Kg/mm
20	Beban permukaan	F'H	41,54	Kg/mm
21	Harga F _{min}	F _{min}	38,65	Kg/mm
22	Lebar gigi	b	70,6	mm

B. Reduksi II

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	150	KW
2	Putaran	n2	370	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	2	
4	Modul yang dipakai	M	10	
5	Jumlah gigi 1	Z1	19	Buah
6	Jumlah gigi 2	Z2	38	Buah
7	Diameter jarak bagi 1	Do1	190	mm
8	Diameter jarak bagi 2	Do2	380	mm
9	Jarak sumbu	A	285	mm
10	Diameter kepala 1	Dk1	210	mm
11	Diameter kepala 2	Dk2	400	mm
12	Diameter kaki 1	Df1	166,4	mm
13	Diameter kaki 2	Df2	356,4	mm
14	Tinggi gigi	H	21,8	mm
15	Kecepatan keliling	V	2,68	m/dt
16	Gaya tangensial	Ft	5698,96	Kg
17	Faktor dinamis	fv	0,53	
18	Beban lentur 1	F'b ₁	74,57	Kg/mm
19	Beban lentur 2	F'b ₂	90,95	Kg/mm
20	Beban permukaan	F'H	76,07	Kg/mm
21	Harga Fmin	Fmin	74,57	Kg/mm
22	Lebar gigi	b	76,42	mm

C. Reduksi III

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	150	KW
2	Putaran	n3	135	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	3	
4	Modul yang dipakai	M	12	
5	Jumlah gigi 1	Z1	17	Buah
6	Jumlah gigi 2	Z2	51	Buah
7	Diameter jarak bagi 1	Do1	204	mm
8	Diameter jarak bagi 2	Do2	612	mm
9	Jarak sumbu	A	408	mm
10	Diameter kepala 1	Dk1	228	mm
11	Diameter kepala 2	Dk2	636	mm
12	Diameter kaki 1	Df1	175,68	mm
13	Diameter kaki 2	Df2	583,68	mm
14	Tinggi gigi	H	26,16	mm
15	Kecepatan keliling	V	1,44	m/dt
16	Gaya tangensial	Ft	10615,71	Kg
17	Faktor dinamis	fv	0,68	
18	Beban lentur 1	F'b ₁	110,16	Kg/mm
19	Beban lentur 2	F'b ₂	149,19	Kg/mm
20	Beban permukaan	F'H	117,61	Kg/mm
21	Harga Fmin	Fmin	110,16	Kg/mm
22	Lebar gigi	b	96,37	mm

D. Reduksi IV

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	150	KW
2	Putaran	n4	45	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	2,5	
4	Modul yang dipakai	M	14	
5	Jumlah gigi 1	Z1	21	Buah
6	Jumlah gigi 2	Z2	52	Buah
7	Diameter jarak bagi 1	Do1	294	mm
8	Diameter jarak bagi 2	Do2	728	mm
9	Jarak sumbu	A	511	mm
10	Diameter kepala 1	Dk1	322	mm
11	Diameter kepala 2	Dk2	756	mm
12	Diameter kaki 1	Df1	260,96	mm
13	Diameter kaki 2	Df2	694,96	mm
14	Tinggi gigi	H	30,52	mm
15	Kecepatan keliling	V	0,69	m/dt
16	Gaya tangensial	Ft	22098,01	Kg
17	Faktor dinamis	fv	0,81	
18	Beban lentur 1	F'b ₁	167,38	Kg/mm
19	Beban lentur 2	F'b ₂	209,87	Kg/mm
20	Beban permukaan	F'H	193,64	Kg/mm
21	Harga Fmin	Fmin	167,38	Kg/mm
22	Lebar gigi	b	132,02	mm

E. Reduksi V

Pada reduksi IV ini adalah reduksi pada roda gigi kerucut dan perhitungannya dapat dilihat dibawah ini :

$$\text{Daya motor} \quad P = 150 \text{ kW}$$

$$\text{Perbandingan reduksi} \quad = 3$$

$$\text{Putaran pinion} \quad n_5 = 18 \text{ rpm}$$

$$\text{Sudut poros} \quad \Sigma = 90^\circ$$

$$\text{Sisi kerucut} \quad R = 300 \text{ mm}$$

Daya rencana P_d^{55}

$$P_d = P \times f_c$$

$$= 150 \times 1 = 150 \text{ KW}$$

Sudut kerucut jarak bagi δ_1 dan δ_2 ⁵⁶

$$\delta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{1}{i} \right)$$

$$= \tan^{-1} \left(\frac{1}{3} \right) = 18,43^\circ$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 18,43^\circ = 71,67^\circ$$

Diameter lingkaran jarak bagi ujung luar⁵⁷

$$D_1 = 2 \times R \times \sin \delta_1$$

$$= 2 \times 300 \times \sin 18,43^\circ = 187 \text{ mm}$$

$$D_2 = 2 \times 300 \times \sin 71,67^\circ = 569,56 \text{ mm}$$

⁵⁵ Ir. Sularso, MSME, Dasar Perancangan dan Pemilihan, hal. 269

⁵⁶ Ibid, hal. 273

⁵⁷ Ibid, hal. 273

Modul normal mn⁵⁸

$$mn = \frac{25,4}{p}$$

Dengan, p = jarak bagi diameterl pada ujung luar = 3

$$= \frac{25,4}{3} = 8,47 \text{ mm}$$

Dipilih modul normal = 8 mm

Sudut tekan $\alpha_0 = 20^\circ$

Jumlah gigi Z1 dan Z2⁵⁹

$$Z1 = \frac{D1}{mn} = \frac{187}{8} = 23,38 = 24 \text{ buah}$$

$$Z2 = \frac{569,56}{8} = 71,2 = 72 \text{ buah}$$

Kecepatan keliling V⁷⁰

$$V = \frac{\pi \times D1 \times n5}{60}$$

$$= \frac{\pi \times 0,187 \times 18}{60} = 0,18 \text{ m / s}$$

Gaya tangensial Ft

$$Ft = \frac{102 \times Pd}{V} = \frac{102 \times 150}{0,18} = 2137,2 \text{ kg}$$

Kelonggaran puncak Ck

$$Ck = 0,188 \times mn$$

$$= 0,188 \times 8 = 1,5 \text{ mm}$$

⁵⁸ Ibid, hal. 273

⁵⁹ Ibid, hal. 273

⁷⁰ Ibid, hal. 274

Kelonggaran belakang Co

$$\text{Co} = 0 \text{ mm}$$

Faktor perubahan kepala X1 dan X2 ⁷¹

$$\begin{aligned} X1 &= 0,46 \times \left(1 - \left(\frac{Z1}{Z2} \right)^2 \right) \\ &= 0,46 \times \left(1 - \left(\frac{24}{72} \right)^2 \right) = 0,409 \end{aligned}$$

$$X2 = -X1 = -0,409$$

Tinggi kepala hk1 dan hk2 ⁷²

$$\begin{aligned} hk1 &= (1 + X1) \times mn \\ &= (1 + 0,409) \times 8 = 11,2 \text{ mm} \\ hk2 &= (1 - X1) \times mn \\ &= (1 - 0,409) \times 8 = 4,73 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi kaki hf1 dan hf2 ⁷³

$$\begin{aligned} hf1 &= (1 - X1) \times mn + Ck \\ &= (1 - 0,409) \times 8 + 1,5 = 6,3 \text{ mm} \\ hf2 &= (1 + X1) \times mn + Ck \\ &= (1 + 0,409) \times 8 + 1,5 = 12,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka tinggi gigi adalah H

$$\begin{aligned} H &= 2 \times mn + Ck \\ &= 2 \times 8 + 1,5 = 17,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

⁷¹ Ibid, hal. 269

⁷² Ibid, hal. 269

⁷³ Ibid, hal. 269

Sudut kepala θ_{k1} dan θ_{k2} ⁷⁴

$$\begin{aligned}\theta_{k1} &= \tan^{-1} \left(\frac{hk1}{R} \right) \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{11,2}{300} \right) = 2,14^\circ \\ \theta_{k2} &= \tan^{-1} \left(\frac{hk2}{R} \right) \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{4,73}{300} \right) = 0,9^\circ\end{aligned}$$

Sudut kaki θ_{f1} dan θ_{f2} ⁷⁵

$$\begin{aligned}\theta_{f1} &= \tan^{-1} \left(\frac{hf1}{R} \right) \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{6,3}{300} \right) = 1,2^\circ \\ \theta_{f2} &= \tan^{-1} \left(\frac{hf2}{R} \right) \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{12,8}{300} \right) = 2,5^\circ\end{aligned}$$

Maka sudut kerucut kepala δ_{k1} dan δ_{k2} ⁷⁶

$$\begin{aligned}\delta_{k1} &= \delta_1 + \theta_{k1} \\ &= 18,43^\circ + 2,14^\circ = 20,57^\circ \\ \delta_{k2} &= \delta_2 + \theta_{k2} \\ &= 71,67^\circ + 0,9^\circ = 72,57^\circ\end{aligned}$$

⁷⁴ Ibid, hal. 270

⁷⁵ Ibid, hal. 270

⁷⁶ Ibid, hal. 270

Sudut kerucut kaki δf_1 dan δf_2 ⁷⁷

$$\begin{aligned}\delta f_1 &= \delta_1 - \theta f_1 \\ &= 18,43^\circ - 1,2^\circ = 19,63^\circ\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\delta f_2 &= \delta_2 - \theta f_2 \\ &= 71,67^\circ - 2,5^\circ = 69,17^\circ\end{aligned}$$

Diameter lingkaran kepala dk1 dan dk2⁷⁸

$$\begin{aligned}dk_1 &= D_1 + 2 \times hk_1 \times \cos \delta_1 \\ &= 187 + 2 \times 11,2 \times \cos 18,43^\circ = 208,25 \text{ mm} \\ dk_2 &= D_2 + 2 \times hk_2 \times \cos \delta_2 \\ &= 569,56 + 2 \times 4,73 \times \cos 71,67^\circ = 572,54 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jarak dari puncak kerucut sampai puncak luar gigi x_1 dan x_2 ⁷⁹

$$\begin{aligned}x_1 &= \left(\frac{D_2}{2} \right) - hk_1 \times \sin \delta_1 \\ &= \left(\frac{569,56}{2} \right) - 11,2 \times \sin 18,43^\circ = 281,24 \text{ mm} \\ x_2 &= \left(\frac{D_1}{2} \right) - hk_2 \times \sin \delta_2 \\ &= \left(\frac{187}{2} \right) - 4,73 \times \sin 71,67^\circ = 89 \text{ mm}\end{aligned}$$

⁷⁷ Ibid, hal. 269

⁷⁸ Ibid, hal. 269

⁷⁹ Ibid, hal. 269

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Tebal lingkar gigi S1 dan S2 ⁸⁰

$$\begin{aligned} S1 &= (0,5 \times \pi + 2 \times X_1 \times \tan \alpha_0) \times m_n \\ &= (0,5 \times \pi + 2 \times 0,409 \times \tan 20^\circ) \times 8 \\ &= 14,95 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S1 &= (0,5 \times \pi - 2 \times X_1 \times \tan \alpha_0) \times m_n \\ &= (0,5 \times \pi - 2 \times 0,409 \times \tan 20^\circ) \times 8 \\ &= 10,19 \text{ mm} \end{aligned}$$

Bahan roda gigi pinyon : SNC 21 (dari tabel 3-13)

Dicelup dingin sementasi, dengan :

Kekuatan tarik $\sigma_{b1} = 80 \text{ kg/mm}^2$

Batas mulur $\sigma_{B1} = 80 \text{ kg/mm}^2$

Dari tabel 3-17 didapat :

Kekerasan HB = 575

Kekerasan HRC = 55

Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_{a1} = 22,7 \text{ kg/mm}^2$

Bahan roda gigi besar SNC 21

Kekuatan tarik $\sigma_{b1} = 80 \text{ kg/mm}^2$

Batas mulur $\sigma_{B1} = 80 \text{ kg/mm}^2$

Dari tabel 6.16-- sularso

Kekerasan HB = 575

Kekerasan HRC = 55

Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_{a2} = 22,7 \text{ kg/mm}^2$

⁸⁰ Ibid, hal. 269

Faktor dinamis $K_v = 0,975$ (didapat dari grafik dinamis roda gigi kerucut 3.5 – 00).

Faktor beban lebih $K_o = C_o = 1$ (didapat dari tabel 3-18, dengan tanpa tumbukan).

Faktor ukuran K_s ⁸¹

$$K_s = \sqrt[4]{\frac{m}{2,24}}$$

$$= \sqrt[4]{\frac{8}{2,24}} = 1,38$$

Faktor distribusi beban $K_m = C_m = 1,1$ (didapat dari tabel faktor pembagian beban 3-19).

Faktor geometri pinyon $J_1 = 0,285$ (didapat dari grafik 3-20).

Faktor geometri roda gigi besar $J_2 = 0,235$ (didapat dari grafik 3-20)

Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar pada penampang rata-rata $F'b_1$ dan $F'b_2$ ⁸²

$$F'b_1 = \frac{\sigma a_1 \times m \times K_v \times J_1}{K_o \times K_s \times K_m}$$

$$= \frac{22,7 \times 8 \times 0,975 \times 0,285}{1 \times 1,38 \times 1,1} = 33,3 \text{ kg/mm}$$

$$F'b_2 = \frac{\sigma a_2 \times m \times K_v \times J_2}{K_o \times K_s \times K_m}$$

$$= \frac{22,7 \times 8 \times 0,975 \times 0,235}{1 \times 1,38 \times 1,1} = 27,4 \text{ kg/mm}$$

⁸¹ Ibid, hal. 271

⁸² Ibid, hal. 271

Tegangan kontak yang diijinkan $\sigma_c = 151 \text{ kg/mm}^2$ (diadaptasi dari tabel 3-17, diambil yang terkecil).

Koefisien elastis $C_p^2 = 74,2^2 = 5506 \text{ kg/mm}^2$ (didapat dari tabel koefisien elastis 3-21).

Faktor kondisi permukaan $C_f = 1$ (menurut Sularso halaman 273)

Faktor geometri $I = 0,09$ (dari tabel 3-22).

Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar pada penampang rata-rata $F'H^{83}$

$$\begin{aligned} F'H &= \sigma_c^2 \times \frac{D_1 \times K_v \times I}{C_p^2 \times C_o \times C_m \times C_f} \\ &= 151^2 \times \frac{187 \times 0,975 \times 0,09}{5506 \times 1 \times 1 \times 1} = 61,78 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Harga F_{min} dari $F'b_1$, $F'b_2$, dan $F'H$ adalah $F'b_2 = 27,4 \text{ kg/mm}$.

Lebar gigi b^{84}

$$\begin{aligned} b &= \frac{Ft}{F_{min}} \\ &= \frac{2137,2}{27,4} = 78 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pemeriksaan keamanan

$$\frac{b}{m} < 10$$

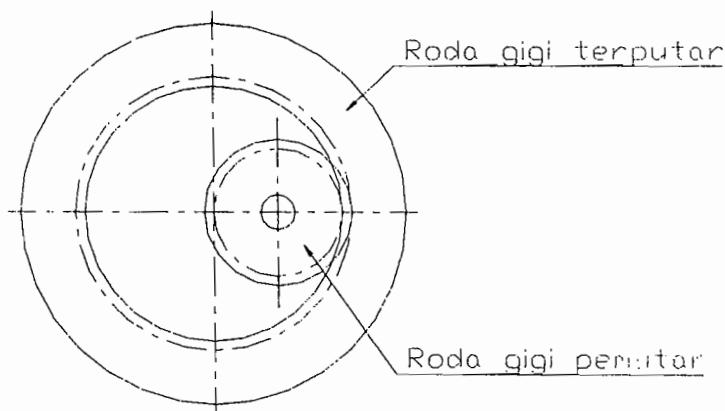
$$\frac{78}{8} < 10 \approx 9,75 < 10, \text{ Perancangan aman.}$$

⁸³ Ibid, hal. 272

⁸⁴ Ibid, hal. 275

F.Reduksi VI

Untuk reduksi ini adalah pasangan roda gigi dalam yang mana digunakan sebagai pemutar peralatan kran dengan menggunakan meja pemutar. Dibawah ini adalah gambar ekstrim dari pasangan roda gigi yang digunakan untuk memutar kran, dengan perbandingan reduksi $i = 2$.



Gambar 3–15 : Gambar pasangan roda gigi pemutar

Daya yang ditransmisikan $P = 150 \text{ KW}$

Putaran roda pemutar $n_6 = 6 \text{ rpm}$

Perbandingan transmisi $I = 2$

Diameter jarak bagi rencana 1 $d_1 = 200 \text{ mm}$

Diameter jarak bagi rencana 2 $d_2 = 400 \text{ mm}$

Modul yang dipakai $M = 16$

Jumlah gigi Z_1 dan Z_2 ⁸⁵

$$Z_1 = \frac{d_1}{M}$$

⁸⁵ Ibid, hal. 248

$$Z1 = \frac{200}{16} = 12,5 \Rightarrow 13 \text{ buah}$$

$$Z2 = \frac{d2}{M}$$

$$= \frac{400}{16} = 25 \Rightarrow 26 \text{ buah, supaya reduksinya } 2.$$

Diameter jarak bagi yang baru do1 dan do2 ⁸⁶

$$do1 = Z1 \times M$$

$$= 13 \times 16 = 208 \text{ mm}$$

$$do2 = Z2 \times M$$

$$= 26 \times 16 = 416 \text{ mm}$$

Jarak sumbu A

$$A = \frac{Z2 - Z1}{2} \times M$$

$$= \frac{26 - 13}{2} \times 16 = 104 \text{ mm}$$

Kelonggaran sisi Co = 0 (menurut Ir. Sularso MSME., halaman 248)

Kelonggaran puncak Ck ⁸⁷

$$Ck = 0,18 \times M$$

$$= 0,18 \times 16 = 2,88 \text{ mm}$$

Diameter kaki df1 dan df2 ⁸⁸

$$df1 = (Z1 - 2) \times M$$

$$= (13 - 2) \times 16 = 176 \text{ mm}$$

⁸⁶ Ibid, hal.220

⁸⁷ Ibid, hal. 248

⁸⁸ Ibid, hal. 248

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

$$\begin{aligned} df2 &= (Z2 - 2) \times M \\ &= (26 - 2) \times 16 = 384 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi gigi H ⁸⁹

$$\begin{aligned} H &= 2 \times M + Ck \\ &= 2 \times 16 + 2,88 = 34,88 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kecepatan keliling V ⁹⁰

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \times d_{01} \times n_6}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 204 \times 6}{60 \times 1000} = 0,064 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

Gaya tangensial Ft ⁹¹

$$\begin{aligned} Ft &= \frac{102 \times P_d}{V} \\ &= \frac{102 \times 150}{0,064} = 239062,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Bahan roda gigi pinyon :

Material roda gigi = SNC-3 (dari tabel 3-13)

Bahan roda gigi besar :

Material roda gigi = SNC-3 (dari tabel 3-13)

Lebar sisi gigi b ⁹²

$$\begin{aligned} b &= 1,2 \times d_{01} \\ &= 1,2 \times 208 = 249,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

⁸⁹ Ibid, hal. 248

⁹⁰ Ibid, hal. 238

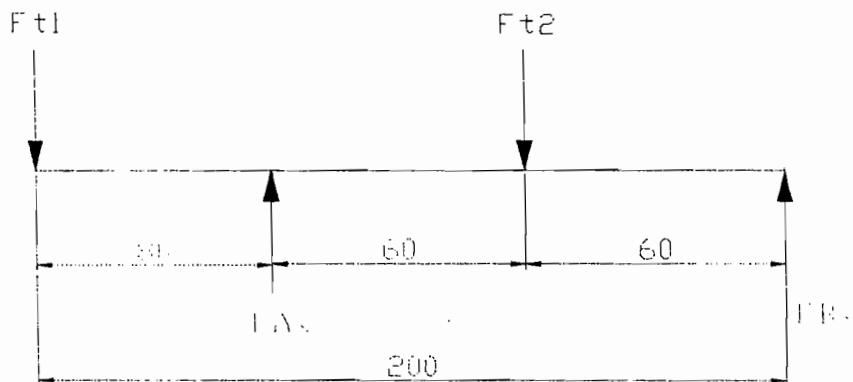
⁹¹ Ibid, hal. 238

⁹² Ibid, hal. 241

3.5. PERANCANGAN POROS TRANSMISI DAN BANTALAN

3.5.1. PERANCANGAN POROS TRANSMISI DAN BANTALAN UNTUK PENGANGKAT

A. Perhitungan Diameter Poros I dan Bantalan I



Gambar 3-16 : Skema gaya keliling poros I

Momen puntir yang terjadi pada poros ⁹³

$$\begin{aligned} T &= 9550 \times \frac{P}{n_1} \\ &= 9550 \times \frac{132}{743} = 1696,635 \text{ N.m} = 1696635 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

Gaya keliling kopling Fu1

$$Ft1 = \frac{T}{R}$$

$$\text{Dengan, } T = \text{Torsi kopling} = 1696635 \text{ N.mm}$$

$$R = \text{jari-jari sumbu kopling} = 132,5 \text{ mm}$$

$$Ft1 = \frac{1696635}{132,5} = 13059,55 \text{ N}$$

⁹³ B. Sudibyo, Roda Gigi, hal. 42

Gaya keliling Roda gigi 1 Ft2 = 19655,5 N

Gaya-gaya pada tumpuan :

$$\Sigma MA = 0$$

$$RB \times 120 - Ft2 \times 60 + Ft1 \times 80 = 0$$

$$\begin{aligned} RB &= \frac{Ft2 \times 60 - Ft1 \times 80}{120} \\ &= \frac{19655,5 \times 60 - 13059,55 \times 80}{120} \\ &= 1121,38 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$Fu1 + Fu2 = RA + RB$$

$$13059,55 + 19655,5 = RAX + 1121,38$$

$$RA = 32715,05 - 1121,38$$

$$RA = 31593,67 \text{ N}$$

Momen dititik C MC = 0

Momen dititik A MA:

$$MA = Ft1 \times 80$$

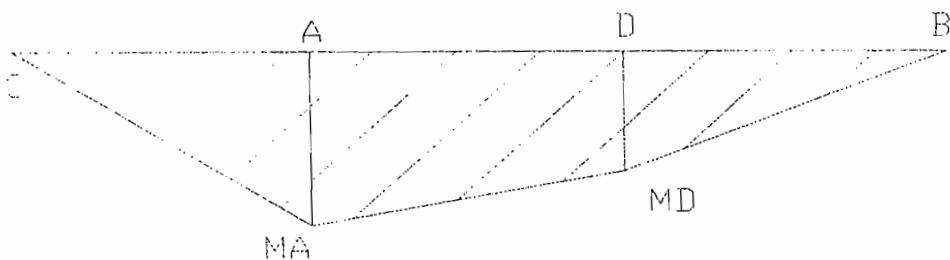
$$= 13059,55 \times 80 = 1044764 \text{ N.mm}$$

Momen dititik D MD:

$$MD = RB \times 60$$

$$= 1121,38 \times 60 = 67282,8 \text{ N.mm}$$

Momen dititik B MB = 0

Gambar BMD :**Gambar 3-17 : Gambar BMD**

Momen maksimal :

$$M_{max} = 1044764 \text{ N.mm}$$

Material poros : St 70 (tabel 3-23)

$$\text{Dengan } \sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2 = 700 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_b_{ijin} = \frac{700}{2,5} = 280 \text{ N/mm}^2$$

Diameter poros dipandang dari momen lengkung d_1^{94}

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{max}}{0,1 \times \sigma_b_{ijin}}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{1044764}{0,1 \times 280}} = 33,42 \text{ mm}$$

Diameter poros dipandang dari momen puntir ⁹⁵

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{pt} \times 1000}{0,2 \times \sigma_b_{ijin}}}$$

⁹⁴ B. Sudibyo, Poros Penyangga, hal. 13

⁹⁵ Ibid, hal. 13

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{1696635 \times 1000}{0,2 \times 280}} = 31,18 \text{ mm}$$

Diameter poros dipandang dari momen geser ⁹⁶

$$\begin{aligned} d_3 &= \sqrt{\frac{F_t}{\frac{1}{4} \times \pi \times \sigma b_{ijin}}} \\ &= \sqrt{\frac{19655,55}{\frac{1}{4} \times \pi \times 280}} = 9,45 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi diameter poros total :

$$\begin{aligned} s_1 &= \sqrt{d_1^2 + d_2^2 + d_3^2} \\ &= \sqrt{33,42^2 + 31,18^2 + 9,45^2} = 46,68 \text{ mm} \\ s_1 &= 50 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk ukuran pasak diambil dari tabel 3-24.

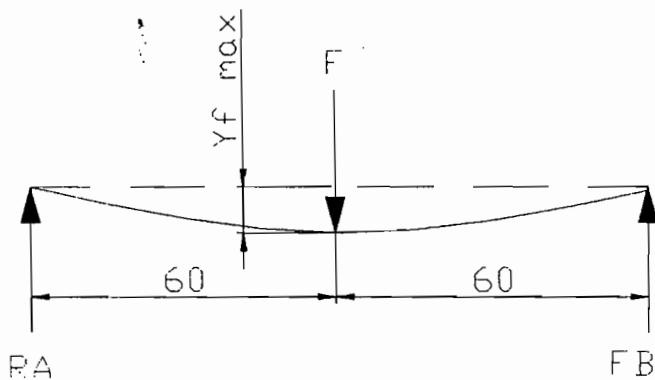
Pasak 15 x 10 x 50 :

$$= 15 \text{ mm}$$

$$= 10 \text{ mm}$$

$$L = 50 \text{ mm}$$

⁹⁶ Ibid, hal. 14

**Gambar : 3-18 : Gambar Defleksi Poros**

Besarnya defleksi yang terjadi Y_f ⁹⁷

$$Y_f = \frac{F \times 120^3}{48 \times E \times I}$$

Dimana, F = Gaya terbesar pada poros = $F_{t2} = 19655,5$ N

E = Elastisitas (E baja = 210000 N/mm 2)

I = Momen Inersia

$$= \frac{\pi}{64} D s^5 = \frac{\pi}{64} \times 50^5 = 379828829,5 \text{ mm}^4$$

$$Y_f = \frac{19655,5 \times 120^3}{48 \times 210000 \times 15339807,88}$$

$$= 2,2 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

Pemeriksaan defleksi menurut Ir. Sularso, MSME, hal. 19

$Y_f < 0,3$ setiap 1 m

Berarti perancangan aman.

⁹⁷ Ibid, hal. 17

Angka putaran kritis terhadap tekuk nkb⁹⁸

$$n_{kb} = 950 \times \sqrt{\frac{1}{Y_f}} \times k$$

Dengan, k = faktor koreksi untuk poros berputar = 1

$$\begin{aligned} n_{kb} &= 950 \times \sqrt{\frac{1}{2,2 \times 10^{-4}}} \times 1 \\ &= 64048,98 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$64048,98 > 743 \text{ rpm}$, perancangan aman.

Momen inersia polar I_p ⁹⁹

$$\begin{aligned} I_p &= 0,1 \times D s^4 \\ &= 0,1 \times 50^4 = 625000 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Sudut puntir poros dengan diameter konstan φ ¹⁰⁰

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \times \frac{M_{pt} \times L}{G \times I_p}$$

Dengan, M_{pt} = momen puntir poros = 1696635 N.mm

$$L = \text{Panjang poros} = 200 \text{ mm}$$

$$G = \text{modulus gelincir} = 80000 \text{ N/mm}^2$$

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{180^\circ}{\pi} \times \frac{1696635 \times 200}{80000 \times 625000} \\ &= 0,039^\circ \end{aligned}$$

⁹⁸ Ibid, hal. 22

⁹⁹ Ibid, hal. 23

¹⁰⁰ Ibid, hal. 24

Massa poros :

$$m = \frac{\pi}{4} \times Ds1^2 \times L \times \rho$$

Dengan, ρ = massa jenis St 70 = 0,00786 kg/mm²

$$\begin{aligned} m &= \frac{\pi}{4} \times 50^2 \times 200 \times 0,00786 \\ &= 3086,6 \text{ kg} \end{aligned}$$

Momen inersia massa yang berputar :

$$\begin{aligned} J &= m \times \frac{Ds1^2}{8} \\ &= 3086,6 \times \frac{50^2}{8} = 964562,5 \text{ kg.mm}^2 \end{aligned}$$

Angka putaran kritis terhadap puntir nkt¹⁰¹

$$\begin{aligned} nkt &= 72,3 \times \sqrt{\frac{Mpt \times 1000}{\varphi \times J}} \\ &= 72,3 \times \sqrt{\frac{1696635 \times 1000}{0,039^\circ \times 964562,5}} \\ &= 9341,6 \text{ rpm} \end{aligned}$$

9341,6 > 743 rpm, jadi perancangan aman.

Perhitungan umur bantalan :

Dalam perancangan ini menggunakan bantalan bola alur dalam (Deep Groove Ball Bearing) type 6410 (tabel 3-25)

$$Ds1 = 50 \text{ mm}$$

$$D = 130 \text{ mm}$$

¹⁰¹ Ibid, hal. 24

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

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

$$C = 57 \text{ KN} = 57000 \text{ N}$$

Harga patokan untuk umur pakai mesin pengangkat :

$Lh' = 10000 - 15000 \text{ jam}$. (B. Sudibyo, Bantalan gelinding, hal. 67)

Umur pakai bantalan Lh^{102}

$$Lh = \frac{C^3 \times 10^6}{Ft^3 \times 60 \times n1}$$

Dengan, $Ft = \text{Gaya tangensial poros} = 19655,5 \text{ N}$

$$Lh = \frac{57000^3 \times 10^6}{19655,5^3 \times 60 \times 743}$$

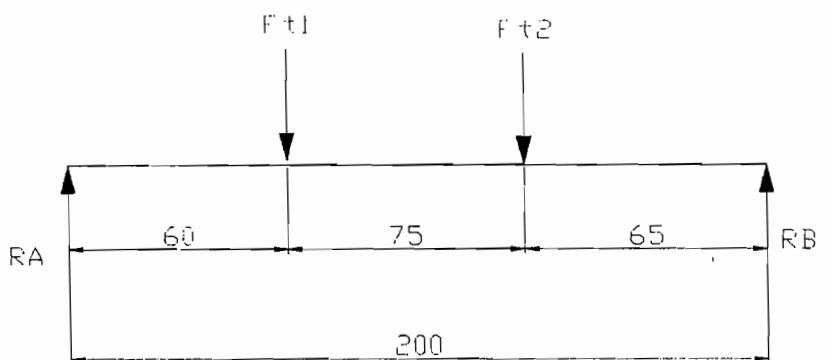
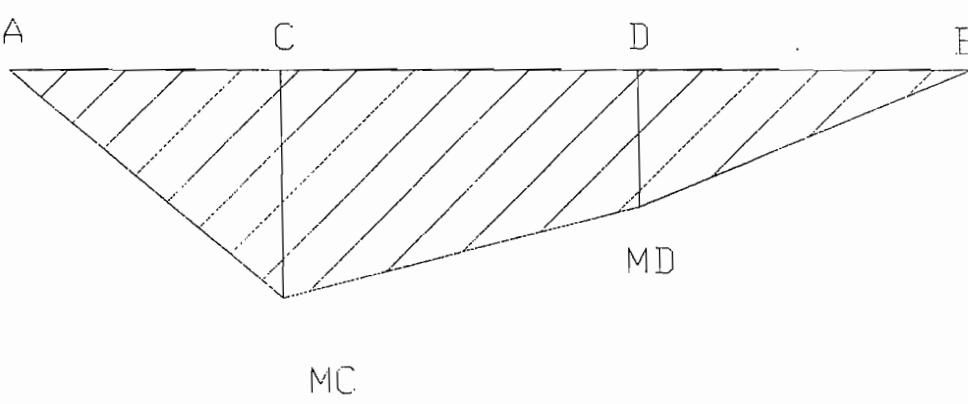
$$= 11726,63 \text{ jam}$$

$10000 < 11726,63 < 15000 \text{ jam}$, perancangan aman.

¹⁰² Ibid, hal. 19

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

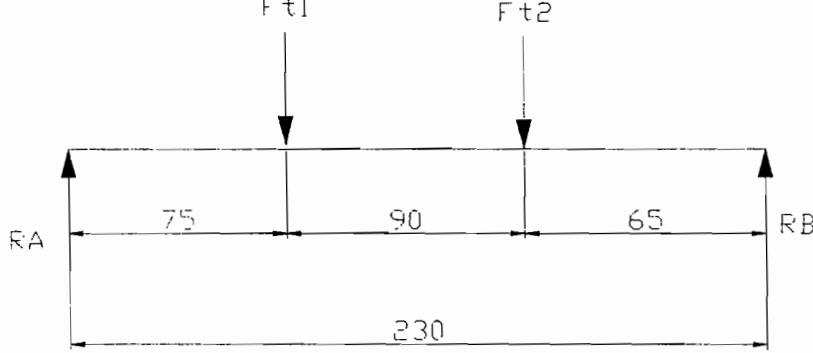
B. Perhitungan Diameter Poros II dan Bantalan II

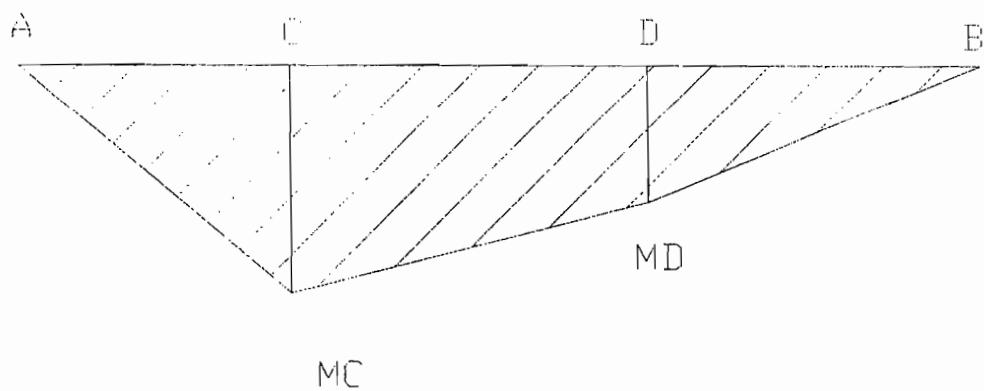
No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				
1	Gaya tangensial 1	Ft1	19655,5	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	33249,4	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	24564,5	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	28339,9	N
5	Momen maksimal	Mmak	1842093,5	N.mm
				
6	Material poros	St70		
7	Kekuatan tarik ijin	σ_b_{ijin}	320	N/mm ²
8	Putaran poros	n	372	rpm
9	Diameter poros terhadap	D1	38,47	mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

	momen lengkung			
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	37,41	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	14,51	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	55,59	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	60	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	18 x 11 x 50	
		b	18	mm
		h	11	mm
		L	50	mm
15	Momen Inersia	I	38151000	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,0011	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	28636,1	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,20 °	
19	Massa poros	m	4442,5	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	1999113	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	4862,74	rpm
22	Bantalan dengan type	6012ZR		
		d	60	mm
		D	95	mm
		B	18	mm
		C	22,8	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	13573,85	jam

C. Perhitungan Diameter Poros III dan Bantalan III

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				
1	Gaya tangensial 1	Ft1	76844,1	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	33249,4	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	61182,8	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	48910,7	N
5	Momen maksimal	M _{mak}	31791955,5	N.mm

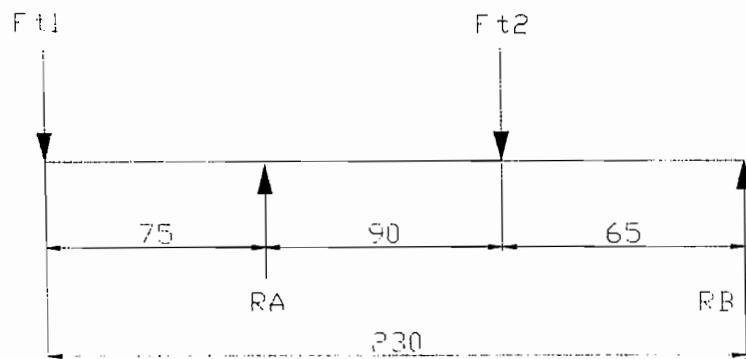
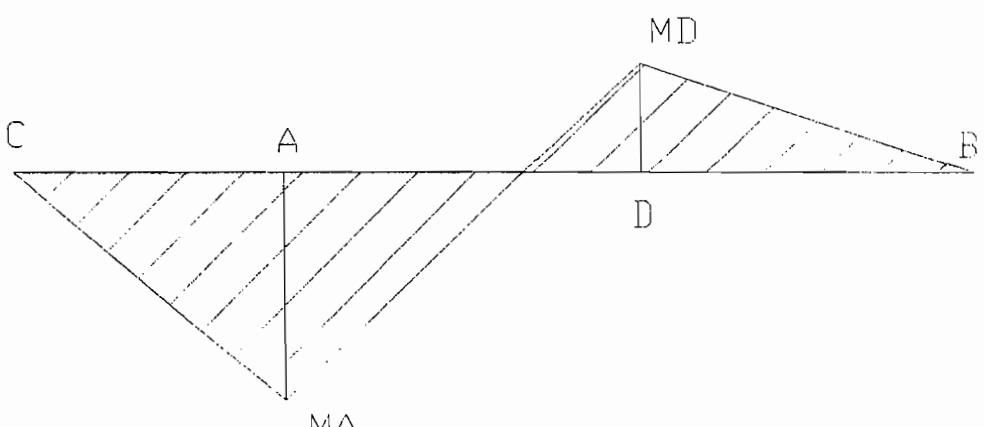


6	Material poros	St70		
7	Kekuatan tarik ijin	σ_{bijin}	320	N/mm ²
8	Putaran poros	n	186	rpm
9	Diameter poros terhadap	D1	99,32	mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

	momen lengkung			
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	47,13	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	20,93	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	111,91	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	115	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	32 x 18 x 60	
		b	32	mm
		h	18	mm
		L	60	mm
15	Momen Inersia	I	986822100	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,000139	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	81865,96	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,299 °	
19	Massa poros	m	18767,90	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	31025690	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	4228,47	rpm
22	Bantalan dengan type	6024		
		d	120	mm
		D	180	mm
		B	28	mm
		C	64	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	11575,73	jam

D. Perhitungan Diameter Poros IV dan Bantalan IV

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				
1	Gaya tangensial 1	Ft1	128073,4	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	76844,1	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	239070,5	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	- 34152,9	N
5	Momen maksimal	Mmak	10886247,5	N.mm
				
6	Material poros	St70		
7	Kekuatan tarik ijin	σ_{bijin}	320	N/mm ²
8	Putaran poros	n	93	rpm
9	Diameter poros terhadap	D1	69,51	mm

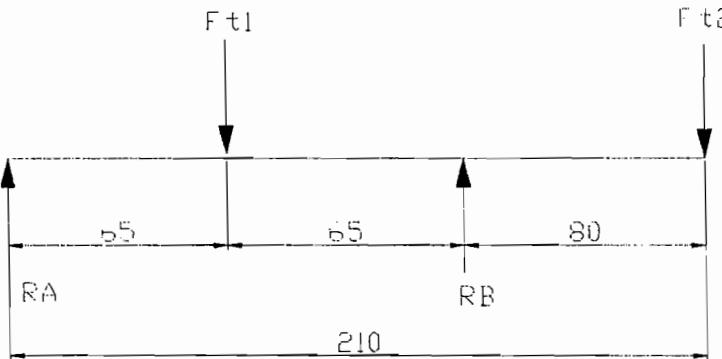
Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

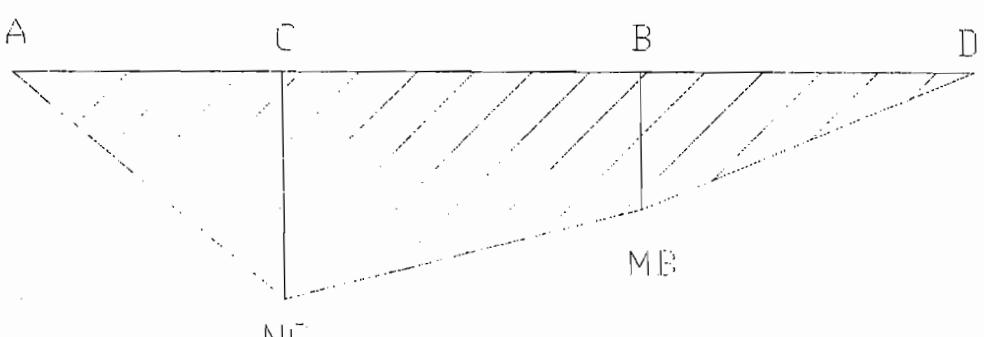
	momen lengkung			
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	59,36	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	28,56	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	95,77	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	100	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	28 x 16 x 50	
		b	28	mm
		h	16	mm
		L	50	mm
15	Momen Inersia	I	490625000	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,00056	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	40967,31	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,18 °	
19	Massa poros	m	14499,74	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	18124670	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	4138,5	rpm
22	Bantalan dengan type	6220		
		d	100	mm
		D	180	mm
		B	34	mm
		C	93	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	12523,47	jam

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3.5.2. PERANCANGAN POROS TRANSMISI DAN BANTALAN UNTUK PEMUTAR

A. Perhitungan Diameter Poros I dan Bantalan I

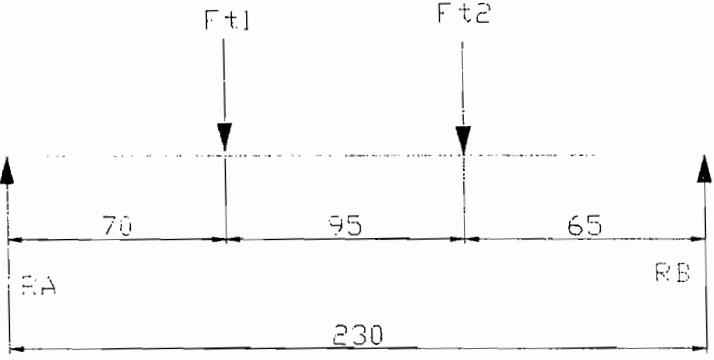
No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				
1	Gaya tangensial 1	Ft1	27288,4	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	2929,7	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	11841,31	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	18376,79	N
5	Momen maksimal	Mmaks	234376	N.mm
6	Material poros	St70		

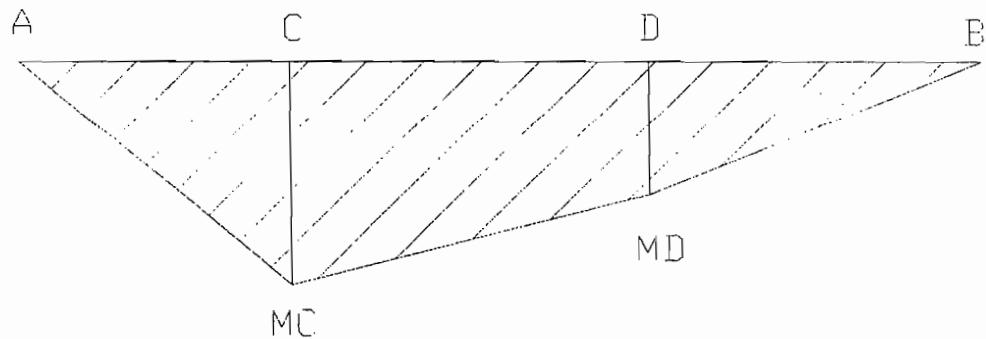


Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

7	Kekuatan tarik ijin	σb_{ijin}	320	N/mm ²
8	Putaran poros	n	744	rpm
9	Diameter poros terhadap momen lengkung	D1	19,36	mm
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	30,99	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	10,97	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	38,15	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	40	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	12 x 8 x 50	
		b	12	mm
		h	8	mm
		L	50	mm
15	Momen Inersia	I	5024000	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,00131	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	26237,96	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,085 °	
19	Massa poros	m	1285,38	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	256676,2	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	7481,13	rpm
22	Bantalan dengan type	6208		
		d	40	mm
		D	80	mm
		B	18	mm
		C	22,4	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	13624,72	jam

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"**B. Perhitungan Diameter Poros II dan Bantalan II**

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				
1	Gaya tangensial 1	Ft1	54989,6	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	27288,4	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	45965,57	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	36312,43	N
5	Momen maksimal	Mmak	3217589,9	N.inm

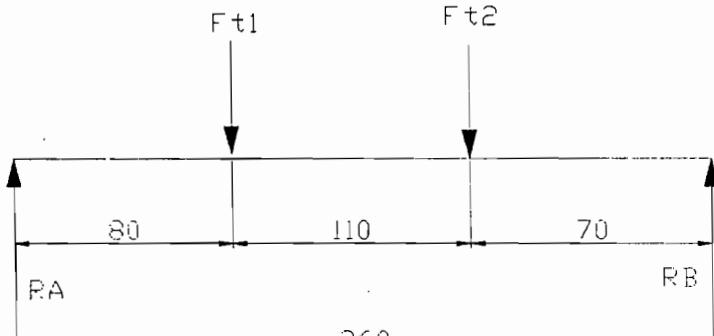


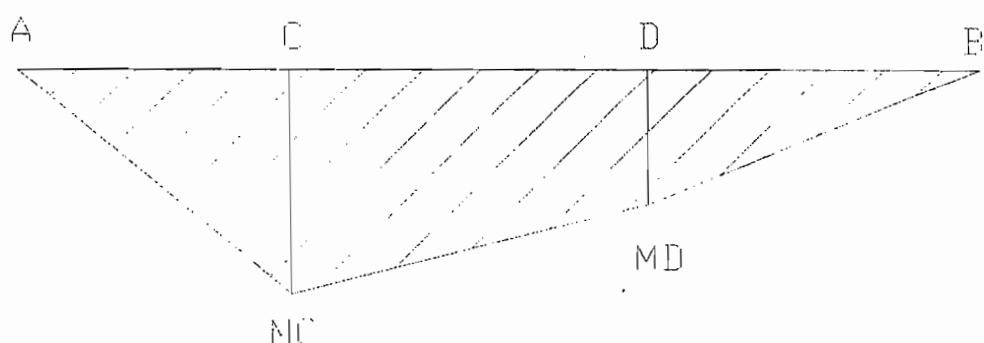
6	Material poros	St70		
7	Kekuatan tarik ijin	σ_{bijin}	320	N/mm ²
8	Putaran poros	n	270	rpm
9	Diameter poros terhadap	D1	46,32	mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

	momen lengkung			
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	43,44	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	18,1	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	66,03	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	70	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	20 x 12 x 50	
		b	20	mm
		h	12	mm
		L	50	mm
15	Momen Inersia	I	82459350	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,0012	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	27374,12	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,22 °	
19	Massa poros	m	6953,70	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	4259144	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	4228,47	rpm
22	Bantalan dengan type	6214		
		d	70	mm
		D	125	mm
		B	24	mm
		C	48	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	12421,62	jam

C. Perhitungan Diameter Poros III dan Bantalan III

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				
1	Gaya tangensial 1	Ft1	106157,1	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	56989,6	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	88836,73	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	74309,97	N
5	Momen maksimal	Mmak	7106938,4	N.mm

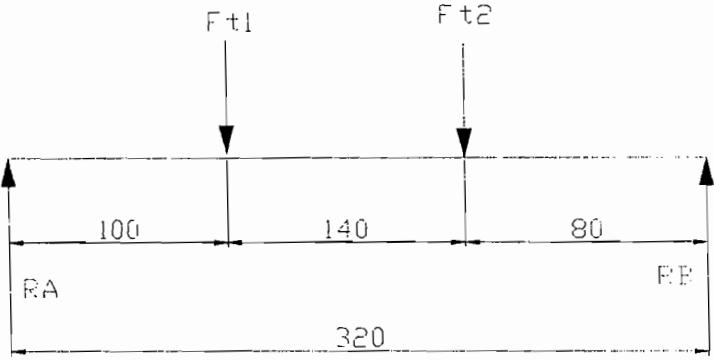


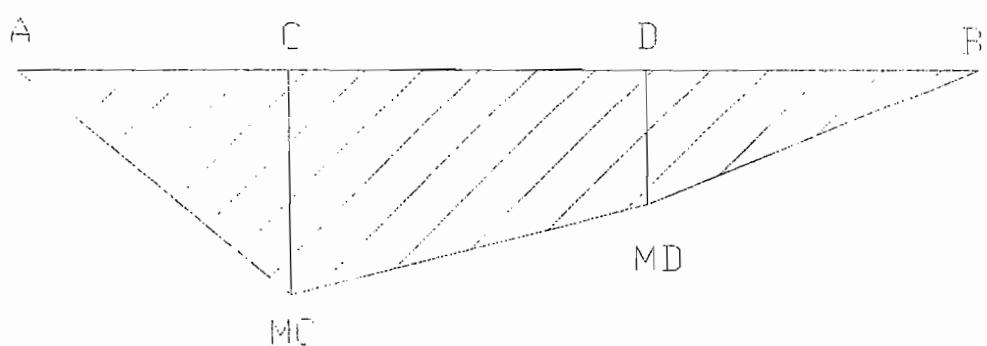
6	Material poros	St70		
7	Kekuatan tarik ijin	σ_{bijin}	320	N/mm ²
8	Putaran poros	n	135	rpm
9	Diameter poros terhadap	D1	60,31	mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

	momen lengkung			
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	54,72	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	25,48	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	85,33	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	90	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	25 x 14 x 50	
		b	25	mm
		h	14	mm
		L	50	mm
15	Momen Inersia	I	289709200	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,000982	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	30316,97	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,202 °	
19	Massa poros	m	12994,23	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	13156660	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	3740,57	rpm
22	Bantalan dengan type	6218		
		d	90	mm
		D	160	mm
		B	30	mm
		C	71	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	13231,32	jam

D. Perhitungan Diameter Poros IV dan Bantalan IV

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				
1	Gaya tangensial 1	Ft1	220980,1	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	106157,1	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	178463,1	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	148674,1	N
5	Momen maksimal	Mmak	17846310	N.mm



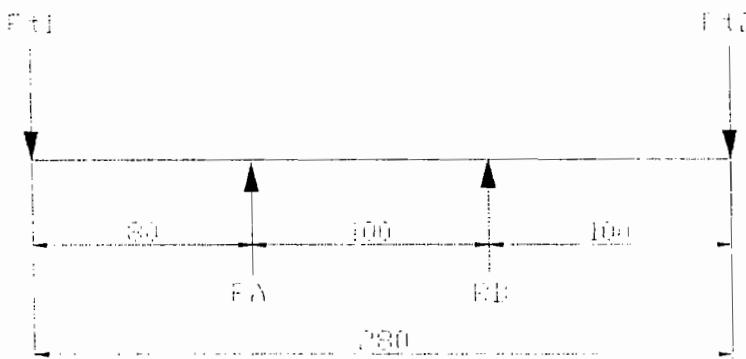
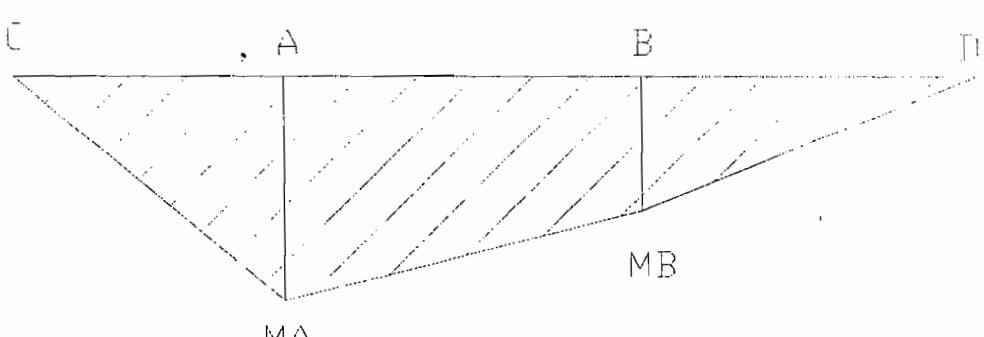
6	Material poros	St70		
7	Kekuatan tarik ijin	σ_{bijin}	320	N/mm ²
8	Putaran poros	n	45	rpm
9	Diameter poros terhadap	D1	81,95	mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

	momen lengkung			
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	78,89	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	36,09	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	119,34	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	120	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	32 x 18 x 80	
		b	32	mm
		h	18	mm
		L	80	mm
15	Momen Inersia	I	1220832000	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,000871	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	32187,85	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,197 °	
19	Massa poros	m	28431,82	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	51177280	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	3039,21	rpm
22	Bantalan dengan type	6224		
		d	120	mm
		D	260	mm
		B	55	mm
		C	112	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	14521,51	jam

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

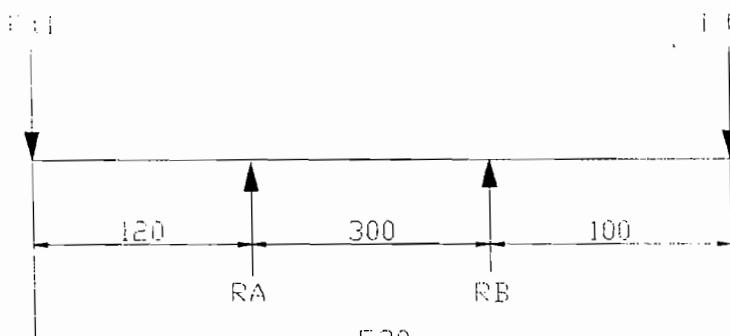
E. Perhitungan Diameter Poros V dan Bantalan V

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				
1	Gaya tangensial 1	Ft1	15112,29	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	220980,1	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	- 193777,98	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	429870,37	N
5	Momen maksimal	Mmaks	22098010	N.mm
				
6	Material poros	St70		
7	Kekuatan tarik ijin	σ_{bijin}	320	N/mm ²
8	Putaran poros	n	18	rpm
9	Diameter poros terhadap	D1	87,99	mm

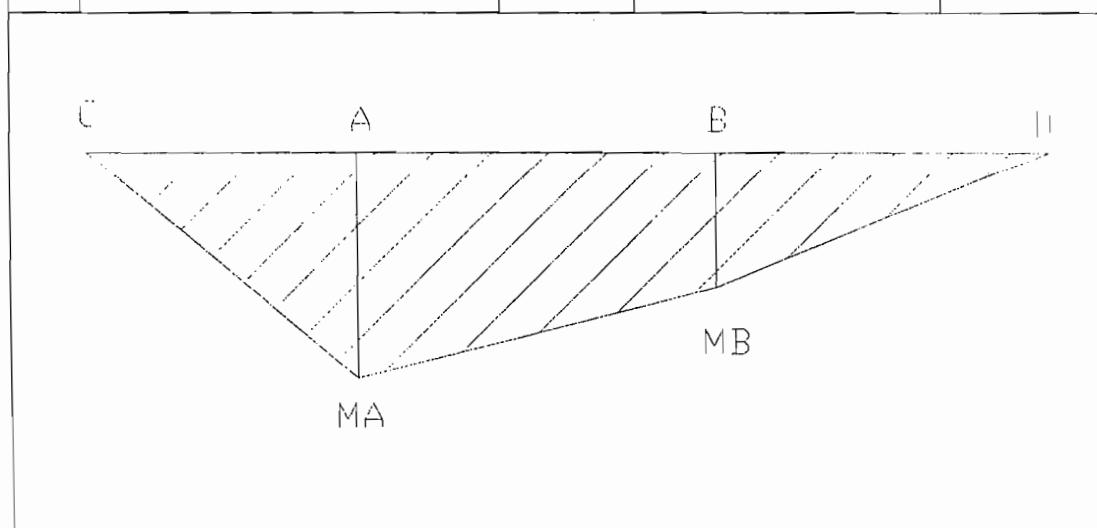
Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

	momen lengkung			
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	107,03	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	30,66	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	141,91	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	145	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	35 x 20 x 100	
		b	35	mm
		h	20	mm
		L	100	mm
15	Momen Inersia	I	3144776000	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,00000745	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	348103	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,036 °	
19	Massa poros	m	12972,64	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	34093710	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	9725,47	rpm
22	Bantalan dengan type	6230		
		D	150	mm
		D	270	mm
		B	35	mm
		C	134	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	13251,25	jam

F. Perhitungan Diameter Poros VI dan Bantalan VI

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
				

1	Gaya tangensial 1	Ft1	15112,29	N
2	Gaya tangensial 2	Ft2	2390625	N
3	Gaya reaksi tumpuan A	RA	- 3957172,87	N
4	Gaya reaksi tumpuan B	RB	3181455,08	N
5	Momen maksimal	Mmak	239062500	N.mm



6	Material poros	15CrNi6		
7	Kekuatan tarik ijin	σ_{bijin}	640	N/mm ²
8	Putaran poros	n	6	rpm
9	Diameter poros terhadap	D1	30,38	mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

	momen lengkung			
10	Diameter poros terhadap momen puntir	D2	112,51	mm
11	Diameter poros terhadap momen geser	D3	69,2	mm
12	Diameter poros terhadap momen total (perhitungan)	Ds'	143,94	mm
13	Diameter poros pembulatan	Ds	145	mm
14	Ukuran pasak yang dipakai	Pasak A	35 x 20 x 100	
		b	35	mm
		h	20	mm
		L	100	mm
15	Momen Inersia	I	3144776000	mm ⁴
16	Defleksi	Yf	0,00205	mm
17	Putaran kritis terhadap tekuk	nkb	20986,63	rpm
18	Sudut puntir poros	φ	0,0088 °	
19	Massa poros	m	38917,91	kg
20	Momen inersia massa berputar	J	102281100	Kg.mm ²
21	Putaran kritis terhadap puntir	nkt	3241,82	rpm
22	Bantalan dengan type	6230		
		D	150	mm
		D	270	mm
		B	35	mm
		C	134	KN
23	Umur pakai bantalan	Lh	12321,13	jam

3.6. KEKUATAN BATANG TELESKOPIK

3.6.1. KEKUATAN BATANG TERHADAP LENGKUNG

Dalam perhitungan kekuatan batang Teleskopik ini, dihitung pada saat beban maksimal dan panjang lengan pada kondisi paling panjang yaitu 30 meter. Sedangkan gaya maksimal adalah 80 ton dikalikan faktor keamanan.

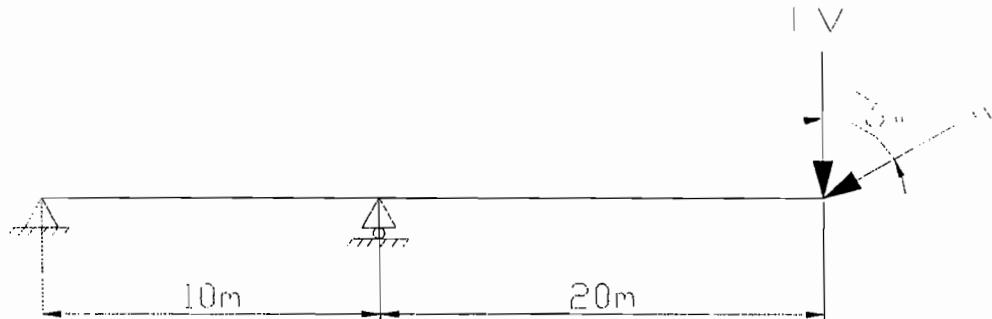
$$F = Q \times F_c$$

Dengan, Q = beban maksimal yang diangkat = 80000 kg

F_c = faktor keamanan dengan memperhitungkan beban lebih dan berat mekanisme pendukung pada pengangkat = 1,5

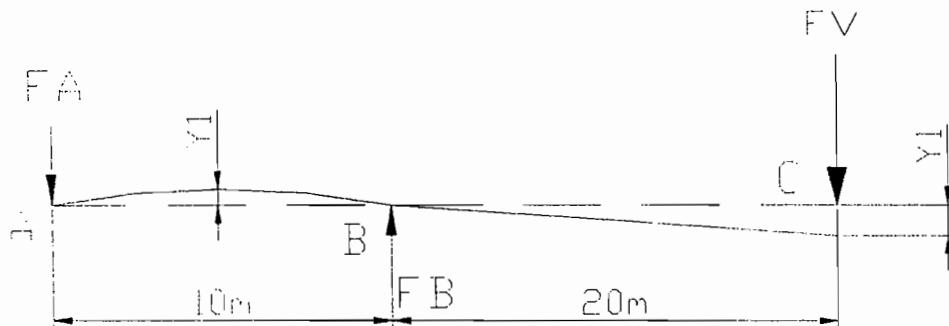
$$F = 80000 \times 1,5 = 120000 \text{ kg}$$

Dibawah ini adalah gambar gaya yang diterima batang Teleskopik :



Gambar 3 -19 : Skema gaya pada lengan Teleskopik

Karena adanya beban vertikal F_V maka batang mengalami tengangan lentur dan berikut ini merupakan gambar ekstrim lenturan yang terjadi pada batang Teleskopik.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"**Gambar 3 -20 : Skema lenturan akibat gaya vertikal**

Besar gaya vertikal F_V

$$\begin{aligned} F_V &= \cos 75^\circ \times F \\ &= \cos 75^\circ \times 120000 = 31058,29 \text{ kg} \end{aligned}$$

Besar gaya reaksi di titik B

$$\Sigma MA = 0$$

$$FV \times 30 - RB \times 10 = 0$$

$$31058,29 \times 30 - RB \times 10 = 0$$

$$RB = \frac{31058,29 \times 30}{10} = 93174,86 \text{ kg}$$

Besar gaya reaksi di titik A

$$\Sigma FV = 0$$

$$RA = FV - RB$$

$$= 31058,29 - 93174,87 = - 62116,58 \downarrow$$

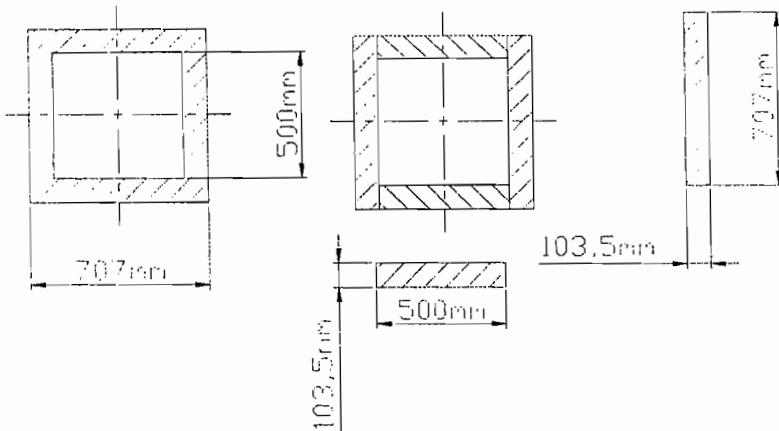
Besar momen disetiap titik

$$MA = 0$$

$$MB = FV \times 20 = 31058,29 \times 20 = 621165,8 \text{ kg.m}$$

$$MC = 0$$

Momen Inersia lengan Teleskopik I



Gambar 3 - 21 : Dimensi penampang lengan Teleskopik

$$I_1 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{500 \times 103,5^3}{12} = 46196578,12 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 46196578,12 \text{ mm}^3$$

$$I_3 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{103,5 \times 707^3}{12} = 3048016721 \text{ mm}^4$$

$$I_4 = 3048016721 \text{ mm}^4$$

Maka,

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4$$

$$= 46196578,12 + 46196578,12 + 3048016721 + 3048016721$$

$$= 6188426598 \text{ mm}^4$$

Modulus Elastis bahan E untuk baja

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2 = 2100000 \text{ kg/mm}^2$$

Besar defleksi Y1 dan Y2 ¹⁰³

$$\begin{aligned} Y_1 &= 0,064 \times \frac{FV \times 10000 \times 20000}{E \times I} \\ &= 0,064 \times \frac{31058,29 \times 10000 \times 20000}{2100000 \times 6188426598} \\ &= 0,000031 \text{ mm} \end{aligned}$$

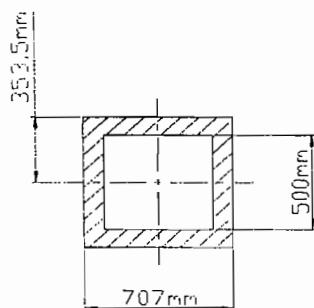
$$Y_2 = \frac{FV \times 10000 \times 20000}{3 \times E \times I} \times \left(1 + \frac{20000}{10000}\right) \times L_x$$

Dengan, Lx = jarak tumpuan ke titik defleksi = 5000 mm

$$\begin{aligned} Y_2 &= \frac{31058,29 \times 10000 \times 20000}{3 \times 2100000 \times 6188426598} \times \left(1 + \frac{20000}{10000}\right) \times 5000 \\ &= 0,2389 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan defleksi 0,2389 mm berarti lengan tidak mungkin patah karena beban vertikal.

Momen tahanan terhadap beban lengkung Wb ¹⁰⁴



Gambar 3 - 22 : Dimensi penampang lengan Teleskopik

¹⁰³ B. Sudibyo, Ing. HTL, Poros Penyangga dan Transmisi. Hal. 16

¹⁰⁴ A. Suroto, Strength of Materials. Hal. 19

$$W_b = \frac{I}{L_x}$$

Dengan, L_x = jarak dari sumbu netral sampai titik terluar dari penampang = 353,5 mm

$$W_b = \frac{6188426598}{353,5} = 17506157,28 \text{ mm}^3$$

Tegangan lengkung σ_b^{105}

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

Dengan, M_b = momen terbesar yang terjadi

$$= 621165,8 \text{ kg.m} = 6211658000 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_b = \frac{6211658000}{17506157,28} = 354,83 \text{ N/mm}^2$$

Pemeriksaan kekuatan :

Material yang dipilih = SNC-22 (tabel 4 – 32)

Tegangan lentur yang diijinkan σ_{bijin} = 400 N/mm²

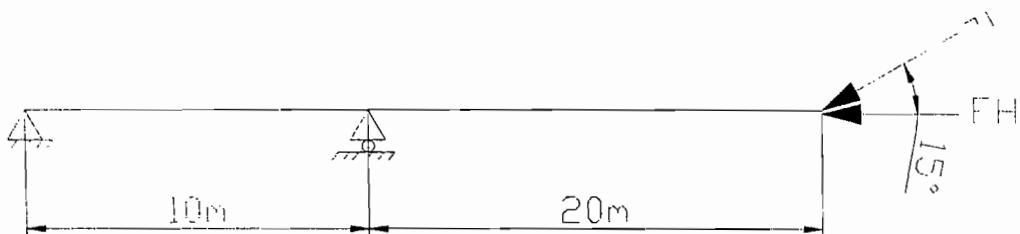
$$\sigma_b < \sigma_{bijin}$$

$$354,83 < 400 \Rightarrow \text{Perancangan aman.}$$

¹⁰⁵ Ibid, hal. 29

3.6.2. KEKUATAN BATANG TERHADAP TEKUK

Apabila pada suatu batang kita berikan beban tekan pada sumbu batang maka ada suatu kemungkinan kegagalan yang disebut tekuk. Kemungkinan terjadinya tekuk semakin besar bila batang semakin langsing yakni perbandingan antara panjang dengan luas penampang.

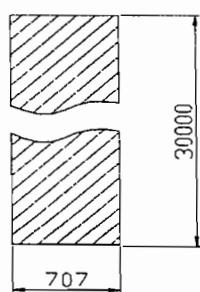


Gambar 3 - 23 : Dimensi penampang lengan Teleskopik

Besar gaya horisontal FH

$$\begin{aligned} FH &= \cos 15^\circ \times F \\ &= \cos 15^\circ \times 120000 = 115911,09 \text{ kg} \end{aligned}$$

Momen Inersia lengkap I



Gambar 3 - 24 : Dimensi penampang lengan Teleskopik

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

$$I = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{707 \times 30000^3}{12} = 1,5 \times 10^{15} \text{ mm}^4$$

Besarnya beban tekuk F_k^{106}

$$\begin{aligned} F_k &= \frac{\pi^2 \times E \times I}{4 \times L^2} \\ &= \frac{\pi^2 \times 210000 \times 1,59 \times 10^{15}}{4 \times 30000^2} = 9,15 \times 10^{11} \text{ N} \\ &= 9,15 \times 10^{10} \text{ kg} \end{aligned}$$

Pemeriksaan gaya tekuk :

$$F_H < F_k$$

$$1159110,9 < 9,15 \times 10^{10} \Rightarrow \text{Perancangan aman.}$$

Tegangan tekuk yang terjadi σ_k

$$\sigma_k = \frac{F_H}{A}$$

Dengan, $A = \text{luas penampang minimal} = 249849 \text{ mm}^2$

$$\sigma_k = \frac{115911,09}{249849} = 0,464 \text{ kg/mm}^2 = 4,64 \text{ N/mm}^2$$

Jari-jari kelembaman i^{107}

$$\begin{aligned} i &= \sqrt{\frac{I}{A}} \\ &= \sqrt{\frac{9,15 \times 10^{11}}{249849}} = 1913,596 \text{ mm} \end{aligned}$$

¹⁰⁶ Ibid, hal. 36

¹⁰⁷ Ibid, hal. 37

Faktor kelangsungan λ^{108}

$$\lambda = \frac{Lk}{i}$$

Dengan, Lk = Panjang tekuk = 2 x L = 60000 mm

$$\lambda = \frac{60000}{1913,596} = 31,36$$

Tegangan tekuk ijin σk_{ijin}^{109}

$$\sigma k_{ijin} = \frac{\pi^2 \times E}{\lambda^2}$$

$$= \frac{\pi^2 \times 210000}{31,36^2} = 2105,36 \text{ N/mm}^2$$

Pemeriksaan tegangan :

$$\sigma k < \sigma k_{ijin}$$

$$4,64 < 2105,36 \Rightarrow \text{Perancangan aman.}$$

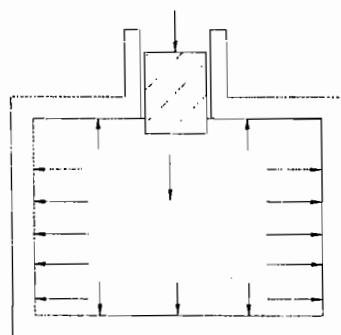
¹⁰⁸ Ibid, hal. 37

¹⁰⁹ Ibid, hal. 37

3.7. SISTEM HIDROLIK

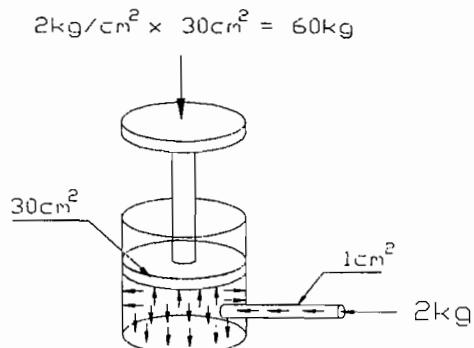
Sistem hidrolik dalam perancangan ini digunakan pada bagian lengan yang dapat bertambah panjang sesuai dengan keperluan atau yang disebut dengan *Lengan Teleskopik*. Selain itu sistem hidrolik digunakan pada bagian-bagian lain diantaranya pengangkat lengan dan pada kaki kran sebagai penumpu kran pada saat bekerja.

Didalam sistem hidrolik ini menggunakan prinsip paskal yaitu tekanan yang diberikan dalam suatu sistem itu besarnya sama disegala arah.



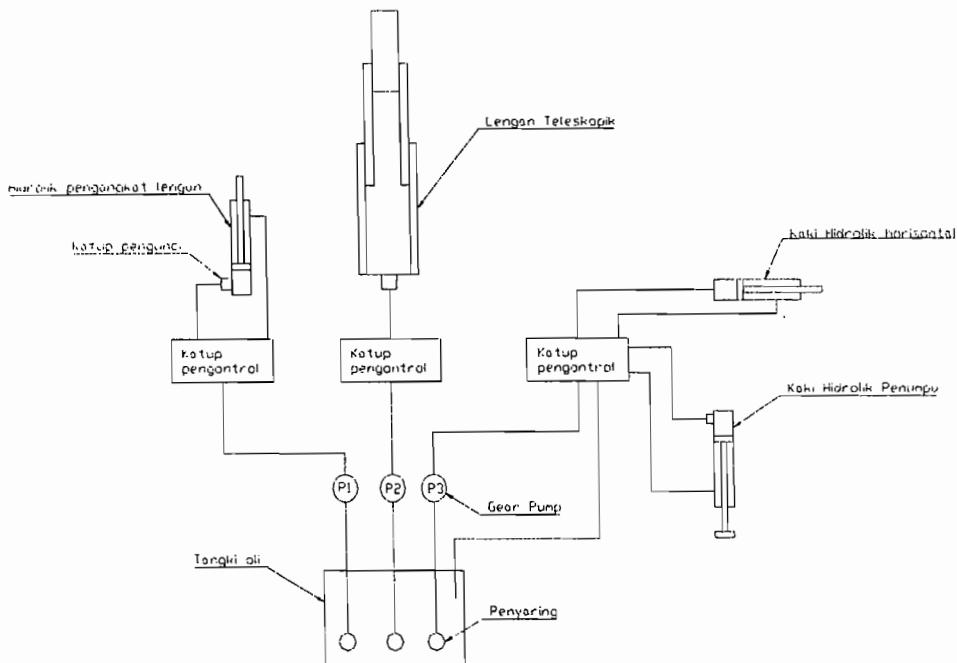
Gambar 3 - 25 : Gambar prinsip tekanan

Untuk perhitungan secara logika dapat kita lihat pada contoh sederhana dibawah ini,



Gambar 3 - 26 : Contoh aplikasi prinsip Paskal

3.7.1. Skema Hidrolik dan Cara Kerja



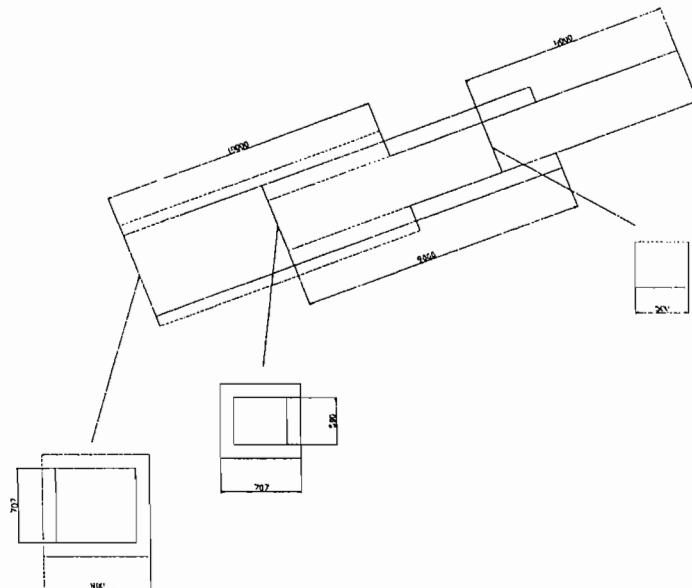
Gambar 3 - 27 : Gambar Skema Sistem Hidrolik

Cara Kerja

Didalam sistem ini untuk mengalirkan oli kebagian bagian yang diperlukan menggunakan *gear pump* sebagai penggerak. Gear pump memompa oli dari tangki yang diberi penyaring supaya oli yang masuk kedalam pompa benar-benar bersih, kemudian dari pompa masuk kedalam katup pengatur yang befungsi untuk mengatur distribusi oli yng masuk kedalam sistem hidrolik, dan katup pengatur ini digunakan untuk menaik-turunkan hidrolik. Sedangkan fungsi dari katup pengunci adalah sebagai pengunci aliran saat hidrolik mendapat tekanan balik. Dan untuk keterangan yang lebih detail akan diterangkan pada perancangan sistem hidrolik.

3.7.2. Perancangan Sistem Hidrolik

Sistem Hidrolik pada Lengan Teleskopik



Gambar 3 - 28 : Gambar Skema Lengan Teleskopik

Gaya relawan dari lengan F

$$F = \text{Berat peralatan pengangkat} + \text{Berat lengan yang dipanjangkan}$$

$$\text{Berat peralatan pengangkat} = 5000 \text{ kg}$$

$$\text{Berat lengan yang dipanjangkan} = 10000 \text{ kg}$$

Maka,

$$F = 5000 + 10000 = 15000 \text{ kg}$$

Luas penampang batang yang dipanjangkan A

$$A = \text{Luas penampang lengan yang berbentuk bujursangkar}$$

$$= 500 \times 500 = 250000 \text{ mm}^2$$

Tekanan yang dibutuhkan untuk memanjangkan lengan P

$$\begin{aligned} P &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{15000}{250000} = 0,06 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 60 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan memanjangnya lengan V

$$V = \frac{h}{t \times 1000}$$

Dengan, h = bertambah panjangnya lengan
 $= 9000 + 8000 = 17000 \text{ mm}$
 t = waktu untuk memanjangkan lengan
 $= 20 \text{ dt}$

$$V = \frac{17000}{20 \times 1000} = 0,85 \text{ m/dt}$$

Volume langkah untuk memanjangkan lengan VL

$$\begin{aligned} VL &= (A_1 \times h_1) + (A_2 \times h_2) \\ \text{Dengan, } A_1 &= \text{Luas penampang lengan 1} = 250000 \text{ mm}^2 \\ A_2 &= \text{Luas penampang lengan 2} = 125000 \text{ mm}^2 \\ h_1 &= \text{panjang lengan 1} = 9000 \text{ mm} \\ h_2 &= \text{panjang lengan 2} = 8000 \text{ mm} \\ VL &= (250000 \times 9000) + (12500 \times 8000) \\ &= 2350000000 \text{ mm}^3 = 2350 \text{ liter} \end{aligned}$$

Debit yang diperlukan untuk memanjangkan lengan jika dianggap tidak terjadi kebocoran Q_{th}

$$\begin{aligned} Q_{th} &= \frac{VL}{t} \times 60 \\ &= \frac{2350}{20} \times 60 = 7050 \text{ l/menit} \end{aligned}$$

Debit yang diperlukan untuk memanjangkan lengan Q

$$Q = \frac{Q_{th}}{\eta v}$$

Dengan, ηv = efisiensi kerapatan ruang = 0,95

$$Q = \frac{7050}{0,95} = 7421,05 \text{ l/menit}$$

Daya minimal yang dibutuhkan untuk memompa oli P_{min}

$$P_{min} = P \times Q$$

$$\begin{aligned} \text{Dengan, } P &= 0,6 \text{ N/mm}^2 = 600000 \text{ N/m}^2 \\ Q &= 7421,05 \text{ dm}^3/\text{menit} = 7,4205 \text{ m}^3/\text{menit} \\ &= 0,123675 \text{ m}^3/\text{dt} \end{aligned}$$

$$P_{min} = 600000 \times 0,123675$$

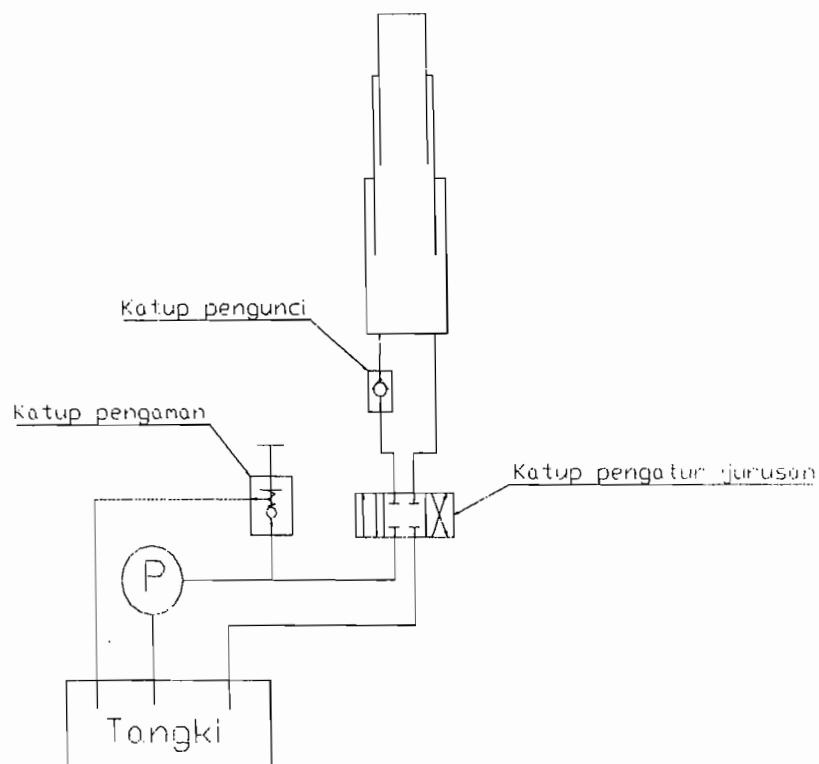
$$= 74205 \text{ N.m/dt} = 74205 \text{ Watt} = 74,21 \text{ KW}$$

Daya pemompaan dengan efisiensi mekanis P_{pom}

$$P_{pom} = \frac{P_{min}}{\eta m}$$

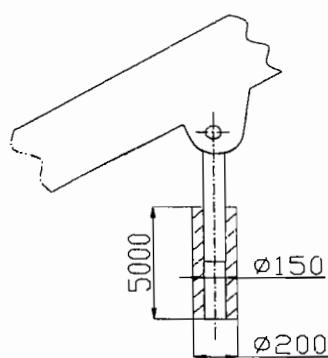
Dengan, ηm = efisiensi mekanis dianggap = 0,85

$$P_{pom} = \frac{74,21}{0,85} = 87,31 \text{ KW}$$



Gambar 3-29 : Skema Kerja Lengan Teleskopik

Sistem Hidrolik pada Pengangkat lengan Teleskopik



Gambar 3-30 : Gambar Skema Dimensi silinder Hidrolik

Luas penampang 1 silinder hidrolik A1

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \times d^2$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \times 150^2 = 17671,46 \text{ mm}^2$$

Luas penampang 2 silinder A

$$\begin{aligned} A &= 2 \times A_1 \\ &= 2 \times 17671,46 = 35342,92 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Tekanan yang dibutuhkan untuk memanjangkan piston P

$$\begin{aligned} P &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{150000}{35342,92} = 0,4244 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 424,4 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan memanjangnya piston V

$$V = \frac{h}{t \times 1000}$$

$$\begin{aligned} \text{Dengan, } h &= \text{bertambah panjangnya piston} \\ &= 10000 \text{ mm} \\ t &= \text{waktu untuk memanjangkan piston} \\ &= 15 \text{ dt} \end{aligned}$$

$$V = \frac{10000}{15 \times 1000} = 0,67 \text{ m/dt}$$

Volume langkah untuk memanjangkan Piston 1 hidrolik V1

$$\begin{aligned} V_1 &= A \times h \\ &= 17671,46 \times 10000 \\ &= 176714600 \text{ mm}^3 = 176,7146 \text{ liter} \end{aligned}$$

Volume 2 hidrolik VL

$$\begin{aligned} VL &= 2 \times Vl \\ &= 2 \times 176,7146 = 353,43 \text{ liter} \end{aligned}$$

Debit yang diperlukan untuk memanjangkan piston jika dianggap tidak terjadi kebocoran Qth

$$\begin{aligned} Qth &= \frac{VL}{t} \times 60 \\ &= \frac{353,43}{15} \times 60 = 1413,72 \text{ l/menit} \end{aligned}$$

Debit yang diperlukan untuk memanjangkan piston Q

$$\begin{aligned} Q &= \frac{Qth}{\eta v} \\ \text{Dengan, } \eta v &= \text{efisiensi kerapatan ruang} = 0,95 \end{aligned}$$

$$Q = \frac{1413,73}{0,95} = 1488,13 \text{ l/menit}$$

Daya minimal yang dibutuhkan untuk memompa oli Pmin

$$\begin{aligned} P_{min} &= P \times Q \\ \text{Dengan, } P &= 4,244 \text{ N/mm}^2 = 4244000 \text{ N/m}^2 \\ Q &= 1488,13 \text{ dm}^3/\text{menit} = 1,49 \text{ m}^3/\text{menit} \\ &= 0,025 \text{ m}^3/\text{dt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{min} &= 4244000 \times 0,0124 \\ &= 52625,6 \text{ N.m/dt} = 52625,6 \text{ Watt} = 52,63 \text{ KW} \end{aligned}$$

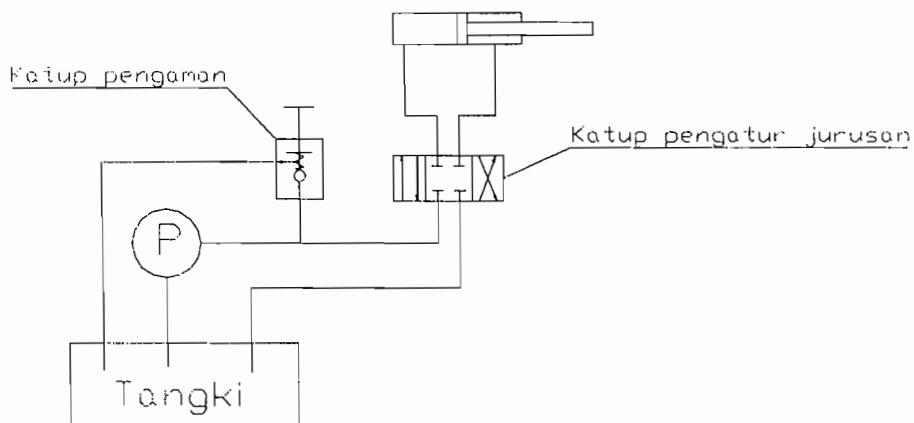
Daya pemompaan dengan efisiensi mekanis P_{pom}

$$P_{pom} = \frac{P_{min}}{\eta m}$$

Dengan, η_m = efisiensi mekanis dianggap = 0,85

$$P_{pom} = \frac{52,63}{0,85} = 61,92 \text{ KW}$$

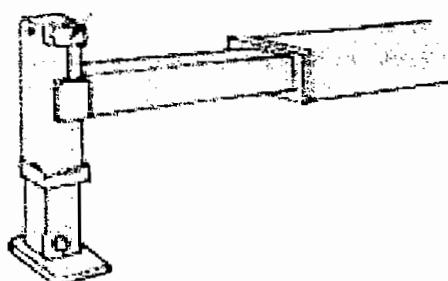
Dibawah ini skema kerja untuk sistem hidrolik pengangkat lengan teleskopik :



Gambar 3-31 : Gambar Skema Kerja Sistem Hidrolik Pengangkat Lengan Teleskopik

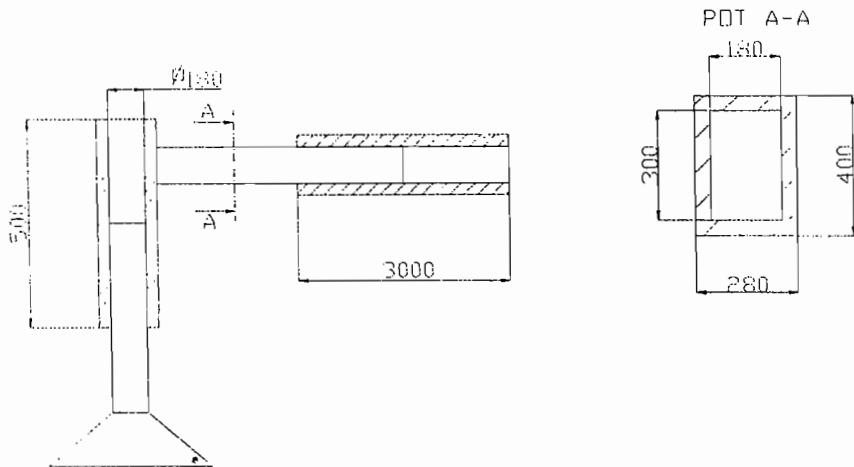
Sistem Hidrolik Pada Jib atau Perpanjangan dan Penurunan Kaki Penumpu.

Katup pengunci



Gambar 3-32 : Gambar Jib atau kaki penumpu

Dan dibawah ini adalah gambar skema dimensi hidrolik pada Jib



Gambar 3-32 : Gambar Skema Dimensi Jib

Perhitungan Hidrolik untuk perpanjangan Jib

Luas penampang kotak solid hidrolik A

$$\begin{aligned} A &= 180 \times 300 \\ &= 54000 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Tekanan yang dibutuhkan untuk memanjangkan Jib P

$$P = \frac{F}{A}$$

Dengan, F = gaya dorong perpanjangan Jib = 1000 kg

$$\begin{aligned} P &= \frac{1000}{54000} = 0,0185 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 18,5 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan memanjangnya Jib V

$$V = \frac{h}{t \times 1000}$$

Dengan, h = bertambah panjangnya piston

$$h = 2000 \text{ mm}$$

t = waktu untuk memanjangkan Jib

$$= 15 \text{ dt}$$

$$V = \frac{2000}{15 \times 1000} = 0,133 \text{ m/dt}$$

Volume langkah untuk memanjangkan Jib VL

$$VL = A \times h$$

$$= 54000 \times 2000$$

$$= 108000000 \text{ mm}^3 = 108 \text{ liter}$$

Debit yang diperlukan untuk memanjangkan piston jika dianggap tidak terjadi kebocoran Qth

$$Q_{th} = \frac{VL}{t} \times 60$$

$$= \frac{108}{15} \times 60 = 432 \text{ l/menit}$$

Debit yang diperlukan untuk memanjangkan piston Q

$$Q = \frac{Q_{th}}{\eta v}$$

Dengan, ηv = efisiensi kerapatan ruang = 0,95

$$Q = \frac{432}{0,95} = 454,74 \text{ l/menit}$$

Daya minimal yang dibutuhkan untuk memompa oli Pmin

$$P_{min} = P \times Q$$

Dengan, P = 0,185 N/mm² = 185000 N/m²

$$Q = 454,74 \text{ dm}^3/\text{menit} = 0,454 \text{ m}^3/\text{menit}$$

$$Q = 0,0076 \text{ m}^3/\text{dt}$$

Maka,

$$\begin{aligned} P_{\min} &= 185000 \times 0,0076 \\ &= 1399,8 \text{ N.m/dt} = 1399,8 \text{ Watt} = 1,3998 \text{ KW} \end{aligned}$$

Perhitungan untuk hidrolik penurunan Jib

Luas penampang kotak hidrolik A

$$\begin{aligned} A &= 180 \times 180 \\ &= 32400 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Tekanan yang dibutuhkan untuk menurunkan Jib P

$$P = \frac{F}{A}$$

$$\begin{aligned} \text{Dengan, } F &= \text{gaya tumpu tiap jib dari berat kran} \\ &= 50000 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$P = \frac{50000}{32400} = 1,5432 \text{ kg/mm}^2$$

$$P = 1543,2 \text{ N/cm}^2$$

Kecepatan menurunkan Jib V

$$V = \frac{h}{t \times 1000}$$

Dengan, h = bertambah panjangnya piston

$$= 500 \text{ mm}$$

t = waktu untuk memanjangkan Jib

$$= 30 \text{ dt}$$

$$V = \frac{500}{30 \times 1000} = 0,017 \text{ m/dt}$$

Volume langkah untuk menurunkan Jib VL

$$\begin{aligned} VL &= A \times h \\ &= 32400 \times 500 \\ &= 16200000 \text{ mm}^3 = 16,2 \text{ liter} \end{aligned}$$

Debit yang diperlukan untuk menurunkan Jib jika dianggap tidak terjadi kebocoran Qth

$$\begin{aligned} Qth &= \frac{VL}{t} \times 60 \\ &= \frac{16,2}{30} \times 60 = 32,4 \text{ l/menit} \end{aligned}$$

Debit yang diperlukan untuk menurunkan Jib Q

$$Q = \frac{Qth}{\eta v}$$

Dengan, ηv = efisiensi kerapatan ruang = 0,95

$$Q = \frac{32,4}{0,95} = 34,1 \text{ l/menit}$$

Daya minimal yang dibutuhkan untuk memompa oli Pmin

$$P_{min} = P \times Q$$

Dengan, $P = 15,432 \text{ N/mm}^2 = 15423000 \text{ N/m}^2$

$$\begin{aligned} Q &= 34,1 \text{ dm}^3/\text{menit} = 0,0341 \text{ m}^3/\text{menit} \\ &= 0,000568 \text{ m}^3/\text{dt} \end{aligned}$$

$$P_{min} = 15423000 \times 0,000568$$

$$= 8760,27 \text{ N.m/dt} = 8760,27 \text{ Watt} = 8,76 \text{ KW}$$

Sedangkan jumlah Jib yang dipanjangkan adalah 4 buah dan jib yang diturunkan adalah 5 buah maka:

Daya untuk pemanjangan Jib P1

$$P1 = \frac{P_{min} \times 4}{\eta m}$$

Dengan, ηm = efisiensi mekanis pemompaan = 0,85

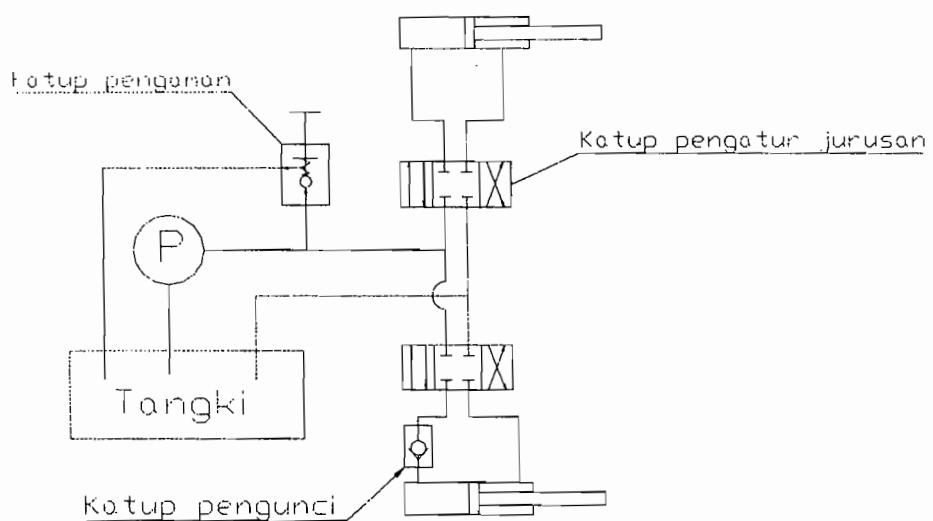
$$P1 = \frac{1,3998 \times 4}{0,85} = 6,59 \text{ KW}$$

Daya untuk penurunan Jib P2

$$P2 = \frac{P_{min} \times 5}{\eta m}$$

Dengan, ηm = efisiensi mekanis pemompaan = 0,85

$$P2 = \frac{8,76 \times 5}{0,85} = 51,53 \text{ KW}$$



Gambar 3-33 : Skema kerja Hidrolik Pada Jib

BAB IV

PERANCANGAN UNIT PEMBANTU

4.1. PERANCANGAN KOPLING

4.1.1. PERANCANGAN KOPLING PADA PENGANGKAT

Dalam perancangan kopling pada motor dipilih kopling Flens, dengan alasan kopling ini meneruskan daya dan putaran dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip), dimana kedua sumbu poros tersebut terletak pada satu garis lurus. Kopling ini dapat dilepas dan dihubungkan bila diperlukan.

Kopling flens kaku terdiri atas naf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja cor, dan dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya.

Berikut adalah perhitungan kopling flens :

Perhitungan Flens

Daya yang direncanakan $P_d = 132 \text{ KW}$

Torsi / Momen puntir T

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

$$= 9,74 \times 10^5 \times \frac{132}{743}$$

$$= 173039,03 \text{ kg.mm}$$

Diameter poros pada motor $D = 80 \text{ mm}$

Dari tabel 4 - 26

$$A = (355) \text{ mm} \quad L = 125 \text{ mm} \quad F = 35,5 \text{ mm} \quad n = 6 \text{ Buah}$$

$$G = (315) \text{ mm} \quad C = 180 \text{ mm} \quad H = 63 \text{ mm} \quad d = 25 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm} \quad B = 265 \text{ mm} \quad K = 8$$

Material baja karbon tempa : SF60 (tabel 4 -27)

$$\sigma_t = 70 \text{ kg/mm}^2$$

Angka keamanan material $S_{ff} = 6$ (dari Ir. Sularso, MSME, hal. 35)

Faktor koreksi terhadap tumbukan $K_f = 3$

Tegangan geser ijin τ_{fa} ¹¹⁰

$$\tau_{fa} = \frac{\sigma}{(S_{ff} \times K_f)}$$

$$= \frac{70}{(6 \times 3)} = 3,89 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang terjadi τ_f ¹¹¹

$$\tau_f = \frac{2 \times T}{(3,14 \times C^2 \times F)}$$

$$= \frac{2 \times 173039,03}{(3,14 \times 180^2 \times 35,5)} = 0,09 \text{ kg}$$

Pemeriksaan Tegangan geser yang terjadi

$$\tau_f \times K_f = 0,09 \times 3$$

$$= 0,27 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_f \times K_f < \tau_{fa}$$

$$0,27 < 3,89, \text{ Maka perancangan aman}$$

¹¹⁰ Ir. Sularso, MSME, Dasar Perancangan dan Pemilihan, hal. 35

¹¹¹ Ibid, hal. 35

Perhitungan Baut

Material baut, Baja batang finish dingin S35C-D (tabel 3-8)

$$\text{Dengan kekuatan tarik } \sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Angka keamanan material } S_{fb} = 6$$

$$\text{Faktor koreksi terhadap tumbukan } K_f = 3$$

Tegangan geser ijin τ_{ba} ¹¹²

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_b}{(S_{fb} \times K_f)}$$

$$= \frac{70}{(6 \times 3)} = 3,89 \text{ kg/mm}^2$$

Jumlah efektif baut ne¹¹³

$$ne = \varepsilon \times n$$

dengan, ε = faktor nilai efektif baut = 0,5

$$ne = 0,5 \times 6 = 3 \text{ buah}$$

Tegangan geser baut τ_b ¹¹⁴

$$\tau_b = \frac{8 \times T}{(3,14 \times d^2 \times ne \times B)}$$

$$= \frac{8 \times 173039,03}{(3,14 \times 25^2 \times 3 \times 265)} = 0,89 \text{ kg/mm}^2$$

Pemeriksaan

$$\tau_b < \tau_{ba}$$

$0,89 < 3,89$, Maka perancangan aman.

¹¹² Ibid, hal. 35

¹¹³ Ibid, hal. 35

¹¹⁴ Ibid, hal. 35

4.1.2. PERANCANGAN KOPLING PADA PEMUTAR

Perhitungan Flens

Daya yang direncanakan P_d = 150 KW

Putaran motor n = 744 rpm

Dengan perhitungan yang sama dengan perhitungan kopling sebelumnya didapat hasil sebagai berikut :

Torsi / Momen puntir T

$$T = 196370,97 \text{ kg.mm}$$

Diameter poros pada motor D = 80 mm

Dari tabel 4 - 26

$$A = (355) \text{ mm} \quad L = 125 \text{ mm} \quad F = 35,5 \text{ mm} \quad n = 6 \text{ Buah}$$

$$G = (315) \text{ mm} \quad C = 180 \text{ mm} \quad H = 63 \text{ mm} \quad d = 25 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm} \quad B = 265 \text{ mm} \quad K = 8$$

Material baja karbon tempa : SF60 (tabel 4 -27)

$$\sigma_t = 70 \text{ kg/mm}^2$$

Angka keamanan material Sff = 6 (dari Ir. Sularso, MSME, hal. 35)

Faktor koreksi terhadap tumbukan Kf = 3

Tegangan geser ijin τ_{fa}

$$\tau_{fa} = 3,89 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang terjadi τ_f

$$\tau_f = 0,109 \text{ kg}$$

Pemeriksaan Tegangan geser yang terjadi

$$\tau_f \times K_f = 0,109 \times 3 = 0,33 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_f \times K_f < \tau_{fa}$$

$$0,33 < 3,89, \text{ Maka perancangan aman}$$

Perhitungan Baut

Material baut, Baja batang finish dingin S35C-D (tabel 3-8)

$$\text{Dengan kekuatan tarik } \sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Angka keamanan material } S_{fb} = 6$$

$$\text{Faktor koreksi terhadap tumbukan } K_f = 3$$

Tegangan geser ijin τ_{ba}

$$\tau_{ba} = 3,89 \text{ kg/mm}^2$$

Jumlah efektif baut ne

$$ne = \varepsilon \times n$$

$$\text{dengan, } \varepsilon = \text{faktor nilai efektif baut} = 0,5$$

$$ne = 0,5 \times 6 = 3 \text{ buah}$$

Tegangan geser baut τ_b

$$\tau_b = 1,007 \text{ kg/mm}^2$$

Pemeriksaan

$$\tau_b < \tau_{ba}$$

$$1,007 < 3,89, \text{ Maka perancangan aman.}$$



4.2. PERANCANGAN REM

Pada mesi pengangkat, rem digunakan untuk mengatur kecepatan penurunan kecepatan ataupun menahan muatan agar diam. Didalam perancangan rem, hal penting yang harus diperhatikan adalah menentukan gaya penggereman yang berkait dengan perencanaan motor sebelumnya. Rem yang digunakan jenis rem kerucut pengangkat listrik yang dikendalikan oleh rotor kerucut motor.

Daya penggereman motor N_{br} ¹¹⁵

$$N_{br} = \frac{G \times v \times \eta}{75}$$

$$= \frac{9717,87 \times 15 \times 0,85}{75} = 18,356 \text{ hp}$$

Momen statis penggereman M'_{st} ¹¹⁶

$$M'_{st} = 71620 \times \frac{N_{br}}{n_{br}}$$

$$= 71620 \times \frac{18,356}{743}$$

$$= 1769,39 \text{ kg.cm} = 17,6939 \text{ kg.m}$$

Momen gaya dinamik saat penggereman M'_{dyn} ¹¹⁷

$$M'_{dyn} = \frac{\delta \times GD^2 \times n}{375 \times tbr} + \frac{0,975 \times G' \times v^2 \times \eta}{60^2 \times n \times tbr}$$

Dengan, tbr = Waktu penggereman diambil = 1 dt

GD^2 = Momen girasi motor (tabel 3-9) = 2,7 kg.m

¹¹⁵ Ibid, hal. 301

¹¹⁶ Ibid, hal. 301

¹¹⁷ Ibid, hal. 302

$$G' = \text{Bobot sistem} = G = 9717,87 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} M'_{\text{dyn}} &= \frac{1,15 \times 2,7 \times 743}{375 \times 1} + \frac{0,975 \times 9717,87 \times 10^2 \times 0,85}{60^2 \times 743 \times 1} \\ &= 6,453 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

Momen gaya yang diperlukan untuk penggereman M'_{br} ¹¹⁸

$$\begin{aligned} M'_{\text{br}} &= M'_{\text{st}} + M'_{\text{dyn}} \\ &= 17,6939 + 6,453 = 24,147 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

Pemeriksaan momen gaya penggereman dengan memakai koefisien penggereman, kita dapatkan :

Momen gaya penggereman dengan memakai koefisien penggereman M'_{br} ¹¹⁹

$$M'_{\text{br}} = M'_{\text{st}} \times \beta$$

Dengan, β = koefisien penggereman = 2,5 (tabel 4 -28)

$$M'_{\text{br}} = 17,6935 \times 2,5 = 44,234 \text{ kg.m}$$

Momen yang terjadi pada waktu penggereman sebesar = 44,234 kg.m

Jadi lebih besar dari yang diperlukan = 24,147 kg.m

Sehingga motor tidak mengalami over load.

Besar jari-jari dalam dan luar permukaan kerucut dapat ditentukan melalui rumus¹²⁰ :

$$(R_1 + R_2)^2 \times (R_1 - R_2) = \frac{2 \times M'_{\text{br}} \times \sin \alpha}{\pi \times P_{\text{aman}} \times \mu}$$

dengan, α = setengah sudut kerucut (bekisar antara 15°- 25°)

P_{aman} = tekanan satuan yang aman = 2,5 (tabel 4 -29)

¹¹⁸ Ibid, hal. 302

¹¹⁹ Ibid, hal. 302

¹²⁰ Ibid, hal. 213

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

μ = koefisien gesek pada kerucut = 0,12(N.Rudenko)

$$M'_{br} = 44,234 \text{ kg.m} = 4423,4 \text{ kg.cm}$$

Maka,

$$(R_1 + R_2)^2 \times (R_1 - R_2) = \frac{2 \times 4423,4 \times \sin 15^\circ}{\pi \times 2,5 \times 0,12}$$

$$= 2429,469 \text{ cm}^3$$

Dengan mengambil nilai $R_1 - R_2 = 2 \text{ cm}$, (N.Rudenko) kita dapatkan:

$$R_1 + R_2 = \sqrt{\frac{2429,469}{2}} = 34,853 \text{ cm}$$

Dengan mensusutitusikan nilai $R_1 = R_2 + 2$, kita mendapatkan :

$$R_1 + R_2 = 34,853 \text{ cm}$$

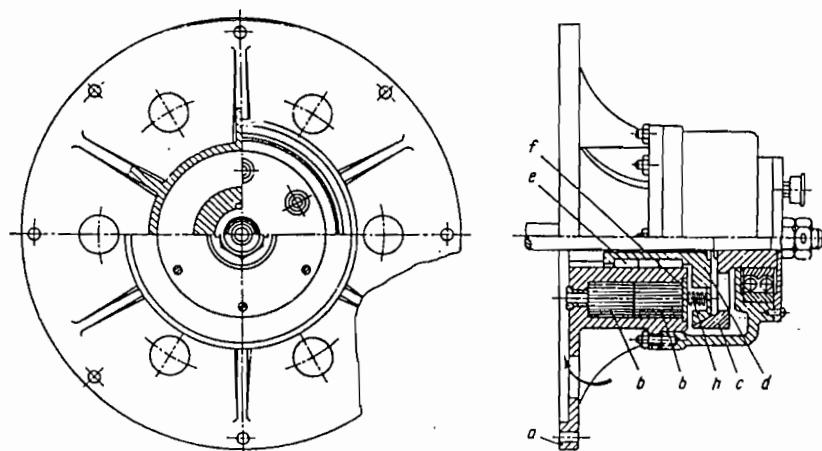
$$R_1 + R_2 + 2 = 34,853 \text{ cm}$$

$$2R_2 = 32,853 \text{ cm}$$

$$R_2 = 16,427 \text{ cm}$$

$$R_1 = 34,853 - 16,427 = 18,427 \text{ cm}$$

Berikut ini skema diagram rem kerucut secara sederhana.



Gambar 4 -34 : Rem kerucut sederhana
(sumber : N. Rudenko, 1994, hal.206)

Gaya aksial rem S¹²¹

$$S = \frac{M'_{br} \times \sin \alpha}{\mu \times R}$$

Dengan, R = Jari-jari rata-rata

$$\begin{aligned} &= R_1 - \left(\frac{R_1 - R_2}{2} \right) \\ &= 18,427 - \left(\frac{18,427 - 16,427}{2} \right) \\ &= 17,427 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$S = \frac{4423,4 \times \sin 15^\circ}{0,12 \times 17,427} = 547,456 \text{ kg}$$

Gaya tangensial rem F_t¹²²

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{M'_{br}}{R} \\ &= \frac{4423,4}{17,427} = 253,825 \text{ kg} \end{aligned}$$

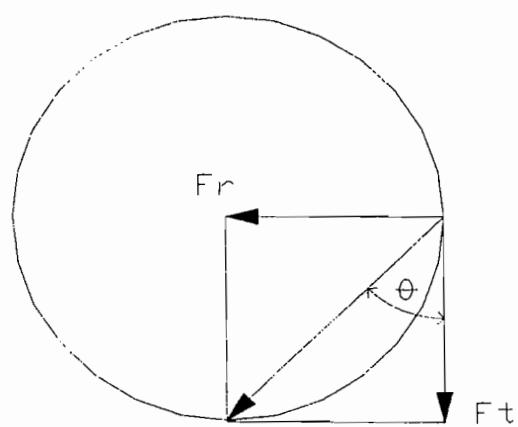
Gaya radial rem F_r¹²³

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{F_t}{\tan \theta} \\ &= \frac{253,825}{\tan 45^\circ} = 253,825 \text{ kg} \end{aligned}$$

¹²¹ Ibid, hal. 203

¹²² Ibid, hal. 203

¹²³ Ibid, hal. 203



Gambar 4 -35 : Skema gaya pada rem

4.3. STABILITAS KRAN TELESKOPIK

4.3.1. STABILITAS KRAN TANPA BEBAN

Stabilitas karena beban angin

Kran yang direncanakan adalah kran yang digunakan pada daerah-daerah daratan (*inland*), dan bukan untuk daerah pesisir yang anginnya besar. Bisa digunakan pada daerah yang mempunyai kecepatan angin dibawah 165 mi/h.

$$\text{Tinggi angkat kran} \quad H = 30 \text{ m} = 99 \text{ ft}$$

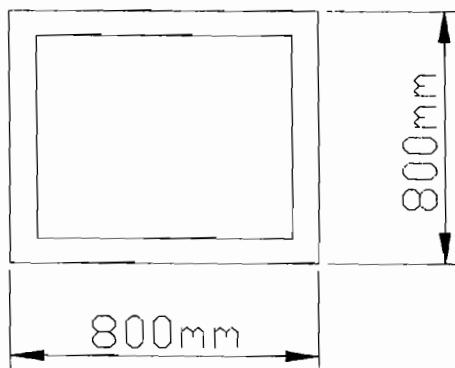
$$\text{Dari tabel kecepatan angin (4 - 30)} \quad v = 165 \text{ mi/h}$$

Velocity q^{124}

$$q = \frac{v^2}{400}$$

$$= \frac{165^2}{400} = 68,06 \text{ lb/ft}^2 = 332,5 \text{ kg/m}^2$$

Koefisien tekanan angin terhadap permukaan beban Dari tabel 4 - 31 didapat C_f :



Gambar 4 -36 : Penampang Lengan Teleskopik

¹²⁴ H. Shapiro, PE, Crane & Derricks, Mo Grow. Hil, inc 1980, hal. 114

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

$$\frac{b}{c} = \frac{800}{800} = 1$$

$$\frac{f}{b} = \frac{30000}{800} = 37,5$$

Maka, $C_f = 1,887$

Luasan bidang yang menerima aksi dari angin A

$$A = 30000 \times 800 = 24000000 \text{ mm}^2 = 24 \text{ m}^2$$

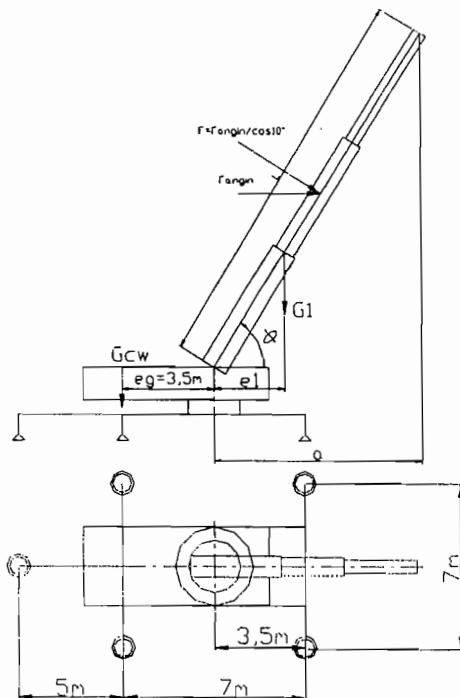
Gaya angin bila kondisi beban seperti pada asumsi F ¹²⁵

$$F = q \times A \times C_f$$

$$= 332,5 \times 24 \times 1,887$$

$$= 15058,26 \text{ kg}$$

Untuk tiap meternya $F = 627,43 \text{ kg/m}^2$



Gambar 4 -37 : Skema stabilitas kran karena beban angin

¹²⁵ Ibid, hal. 117

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Gaya angin yang diasumsikan sebagai beban kran F dan terletak ditengah-tengah lengan Teleskopik.

$$\begin{aligned} F &= \frac{\text{Fangin}}{\cos 10^\circ} \\ &= \frac{15058,26}{\cos 10^\circ} = 15291,57 \text{ kg} \end{aligned}$$

Maka resultante gaya untuk kran dengan beban angin V ¹²⁶

$$V = (\alpha \times F) + G_1 + G_{cw}$$

$$\text{Dengan, } \alpha = \text{koefisien terhadap beban lebih} = 1,25$$

$$G_1 = \text{bobot lengan Teleskopik} = 20000 \text{ kg}$$

$$G_{cw} = \text{bobot pengimbang} = 70000 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} V &= (1,25 \times 1529,57) + 20000 + 70000 \\ &= 91911,96 \text{ kg} \end{aligned}$$

Keseimbangan kran tanpa beban e ¹²⁷

$$\begin{aligned} e &= \frac{(\alpha \times F \times a) + (G_1 \times e_1) - (G_{cw} \times e_g)}{V} \\ &= \frac{(1,25 \times 1529,57 \times 8) + (20000 \times 2,6) - (70000 \times 3,5)}{91911,96} \\ &= -1,93 \end{aligned}$$

Pemeriksaan keamanan keseimbangan

$$e < e_r$$

Dengan, e_r = jarak garis keseimbangan pada Jib ke pusat putaran = 3,5 m

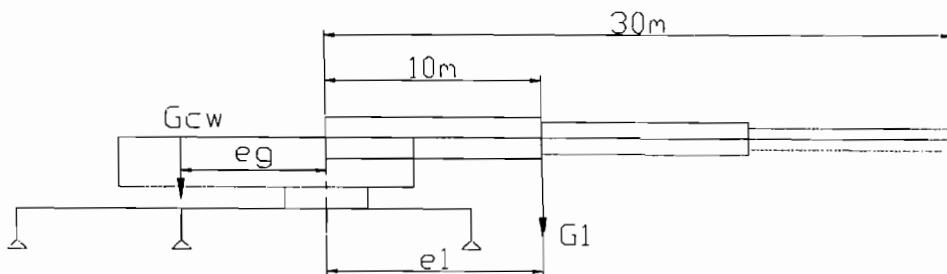
$3,21 < 3,5 \Rightarrow$ Perancangan keseimbangan aman.

¹²⁶ N.Rudenko, Mesin Pengangkat 1994, hal. 343

¹²⁷ Ibid, hal. 344

Stabilitas karena berat kran itu sendiri

Stabilitas kran tanpa beban juga berpengaruh karena apabila kran dipanjangkan dengan posisi sembarang dan tanpa beban tetap stabil walaupun dalam kondisi apapun, dibawah ini adalah posisi kran yang paling rawan terjungkir :



Gambar 4 -38 : Skema stabilitas kran pada posisi paling rawan tanpa beban

Maka resultante gaya untuk kran yang tanpa muatan V^{128}

$$\begin{aligned} V &= (\alpha \times Q) + G_1 + G_{cw} \\ &= (1,25 \times 0) + 20000 + 70000 \\ &= 90000 \text{ kg} \end{aligned}$$

Keseimbangan kran tanpa beban e^{129}

$$\begin{aligned} e &= \frac{(\alpha \times Q \times a) + (G_1 \times e_1) - (G_{cw} \times e_g)}{V} \\ &= \frac{(1,25 \times 0 \times 30) + (20000 \times 15) - (70000 \times 3,5)}{90000} = 0,611 \end{aligned}$$

¹²⁸ Ibid, hal. 343

¹²⁹ Ibid, hal. 344

Pemeriksaan keamanan keseimbangan

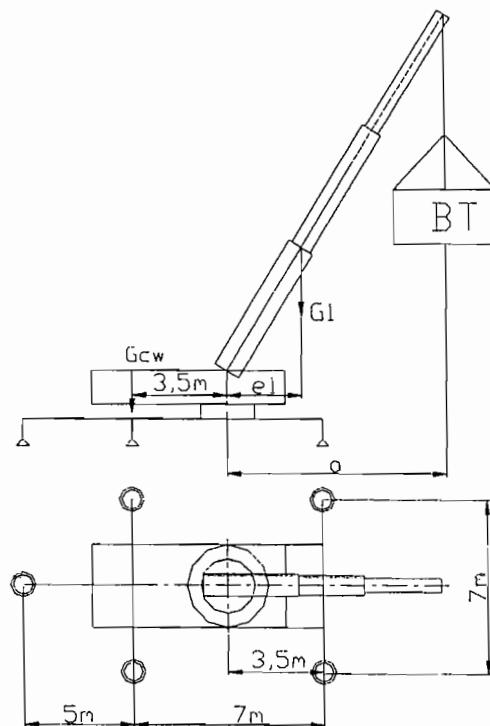
$$e \quad < \quad e_r$$

Dengan, e_r = jarak garis keseimbangan pada Jib ke pusat putaran = 3,5 m

$0,61 < 3,5 \Rightarrow$ Perancangan keseimbangan aman.

4.3.2. STABILITAS KRAN DENGAN BEBAN

Perhitungan stabilitas kran untuk beban maksimal



Gambar 4 -39 : Skema stabilitas kran

Dalam perhitungan stabilitas kran diperhitungkan pada saat :

Beban muatan $Q = 80.000 \text{ kg}$

Sudut Teleskopik $\theta = 75^\circ$

Bobot lengan $G1 = 20.000 \text{ kg}$

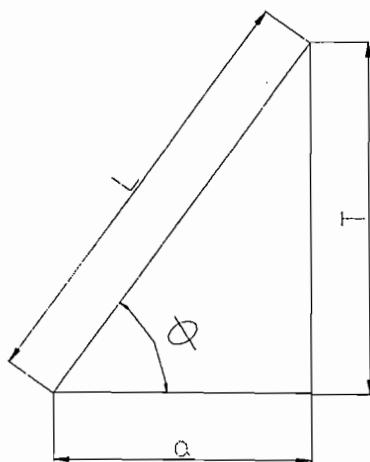
Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Bobot pengimbang dan lengan $G_{CW} = 70.000 \text{ kg}$

Jarak titik berat pengimbang $e_g = 3,5 \text{ m}$

Koefisien terhadap beban lebih $\alpha = 1,25$

Radius angkat atau jangkauan angkat a

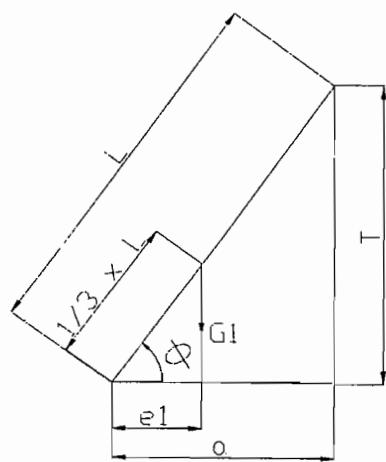


Gambar 4 -40 : Skema jangkauan kran

$$a = \cos \theta \times L$$

$$= \cos 75^\circ \times 30 = 8 \text{ m}$$

Jarak titik berat lengan terhadap sumbu putar e_1



Gambar 4 -41 : Skema jarak titik berat lengkap

$$\begin{aligned} e_1 &= \cos \theta \times (1/3 \times L) \\ &= \cos 75^\circ \times (1/3 \times 30) = 2,6 \text{ m} \end{aligned}$$

Maka resultante gaya untuk crane yang bermuatan penuh V^{130}

$$\begin{aligned} V &= (\alpha \times Q) + G_1 + G_{cw} \\ &= (1,25 \times 80.000) + 20.000 + 70.000 \\ &= 190.000 \text{ kg} \end{aligned}$$

Keseimbangan kran e^{131}

$$\begin{aligned} e &= \frac{(\alpha \times Q \times a) + (G_1 \times e_1) - (G_{cw} \times eg)}{V} \\ &= \frac{(1,25 \times 80000 \times 8) + (15000 \times 2,6) - (70000 \times 3,5)}{190000} \\ &= 3,21 \end{aligned}$$

Pemeriksaan keamanan keseimbangan

$$e < e_r$$

Dengan, e_r = jarak garis keseimbangan pada Jib ke pusat putaran

$$= 3,5 \text{ m}$$

$3,21 < 3,5 \Rightarrow$ Perancangan keseimbangan aman.

Untuk perhitungan keseimbangan berikutnya adalah menggunakan cara seperti diatas dengan variabel yang berubah sebagai berikut :

θ = sudut lengan kran

a = jangkauan kran atau radius kran

e_1 = jarak titik berat terhadap sumbu putar

¹³⁰ Ibid, hal. 343

¹³¹ Ibid, hal. 344

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Q = beban angkat

L = panjang lengan yang dipanjangkan

T = tinggi angkat kran

Dari perhitungan stabilitas seperti sebelumnya didapat tabel kerja yang aman sebagai berikut :

Tabel Stabilitas Kran Sudut 60° sampai 70°

L (meter)	75°			70°		
	Beban (Ton)	Jangkauan Kran (meter)	Tinggi angkat (meter)	Beban (Ton)	Jangkauan Kran (meter)	Tinggi angkat (meter)
30	80	7,78	30,00	53	10,28	30,18
27,5	80	7,14	28,56	62	9,42	27,84
25	80	6,49	26,14	73	8,57	25,49
22,5	80	5,84	23,73	80	7,71	23,14
20	80	5,19	21,32	80	6,85	20,79
17,5	80	4,54	18,90	80	6,00	18,44
15	80	3,89	16,49	80	5,14	16,09
12,5	-	-	-	80	4,28	13,74

Tabel Stabilitas Kran Sudut 45° sampai 60°

L (meter)	60°			45°		
	Beban (Ton)	Jangkauan Kran (meter)	Tinggi angkat (meter)	Beban (Ton)	Jangkauan Kran (meter)	Tinggi angkat (meter)
30	29	15,01	27,97	16	21,22	23,20
27,5	33	13,76	25,81	18	19,45	21,44
25	38	12,51	23,64	21	17,68	19,67
22,5	45	11,26	21,48	25	15,92	17,90
20	54	10,01	19,32	30	14,15	16,14
17,5	69	8,76	17,15	37	12,38	14,37
15	80	7,51	14,99	48	10,61	12,60
12,5	80	6,26	12,82	65	8,84	10,84

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"**Tabel Stabilitas Kran Sudut 20° sampai 30°**

θ L (meter)	30°			20°		
	Beban (Ton)	Jangkauan Kran (meter)	Tinggi angkat (meter)	Beban (Ton)	Jangkauan Kran (meter)	Tinggi angkat (meter)
30	11	25,98	16,99	9	28,19	12,26
27,5	13	23,82	15,74	11	25,84	11,40
25	15	21,67	14,49	12	23,49	10,55
22,5	18	19,49	13,24	15	21,14	9,69
20	21	17,32	12,00	19	18,80	8,84
17,5	25	15,16	10,75	20	16,45	7,98
15	34	12,99	9,5	29	14,10	7,13
12,5	45	10,83	8,25	39	11,75	6,27

Tabel Stabilitas Kran Sudut 10° sampai 15°

θ	15°			10°		
	L (meter)	Beban (Ton)	Jangkauan Kran (meter)	Tinggi angkat (meter)	Beban (Ton)	Jangkauan Kran (meter)
30	9	28,98	9,76	5	29,54	7,21
27,5	10	26,56	9,11	10	27,08	6,77
25	12	24,15	8,47	12	24,62	6,34
22,5	15	21,73	7,82	14	22,16	5,91
20	18	19,32	7,17	17	19,70	5,47
17,5	22	16,90	6,53	21	17,23	5,04
15	28	14,49	5,88	27	14,77	4,60
12,5	37	12,07	5,23	36	12,31	4,17

BAB V

OPERASIONAL DAN PERAWATAN

5.1. OPERASIONAL

Kran Teleskopik ini merupakan alat bantu pengangkat dan pengangkut yang mempunyai kapasitas angkat 80 ton dantinggi angkat 30 meter. Kran ini khusus dioperasikan pada daerah-daerah daratan atau inland, karena kran ini dirancang untuk daerah daerah yang mempunyai kecepatan angin maksimal 165 mi/h.

Untuk langkah operasionalnya perlu diperhatikan petunjuk-petunjuk pengoprasian, antara lain langkah-langkahnya sebagai berikut :

- Kran sebelum beroprasi dipilih tempat yang setrategis untuk memancang kran, dengan melihat dataran yang akan digunakan untuk beroperasi.
- Kaki kran dikeluarkan sampai maksimal yaitu 3 meter dan kemudian kaki diturunkan untuk penyangga dan pengimbang, setelah kaki menempuh perlu diperhatikan tumpuan kaki tersebut rata satu dengan yang lainnya atau tidak, apabila tidak kita bisa menaik turunkan kaki itu sendiri-sendiri dan menseting keratan kaki dengan melihat waterpas yang tersedia disetiap kaki.
- Lengan Teleskopik dinaikan sesuai sudut yang dikehendaki sesuai dengan kebutuhan radius kran atau jangkauan kran sesuai pada tabel yang telah disediakan.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

- Lengan Teleskopik dipanjangkan sesuai dengan panjang yang dikehendaki dengan melihat ketentuan-ketentuan pada tabel yang telah disediakan.
- Kran dioperasikan pada kabin pemandu yang berada pada sebelah kanan mekanisme kran yang ikut berputar mengikuti kerja kran.

Kran ini mempunyai dua kabin yaitu kabin untuk pengemudi truk yang berada didepan dan kabin pemandu yang berada dibelakang. Dan didalam pengoperasian diperhatikan langkah-langkahnya dan perlu diperhatikan fungsi tobol-tombol dan tuas-tuas yang tersedia.

5.2. PERAWATAN

Dalam penggunaan suatu mesin diperlukan suatu aktifitas perawatan.

Dimana fungsi dari perawatan untuk mengkondisikan mesin tersebut agar dapat berfungsi sesuai dengan kegunaannya. Juga mencegah terjadinya kerusakan maupun kecelakaan yang dapat merugikan, akibat dari bagian mesin tersebut tidak berfungsi sebagaimana mestinya.

Perawatan untuk mesin Kran Teleskopik dapat dibagi menjadi beberapa kegiatan perawatan yaitu :

- *Condition Monitor* : Merupakan perawatan yang mengacu pada ukuran standar perbagian, seperti :
 - ❖ Memeriksa diameter kabel baja.
 - ❖ Penggantian tali baja dilakukan apabila :
 - Terdapat putus walaupun satu kawat
 - Terjadi pengukuran diameter lebih dari 7 % ukuran semula
 - Terjadi kesusutan
 - Terjadi perubahan bentuk, pengerasan atau korosi.
 - ❖ Memeriksa ketebalan dari material gesek rem (dapat digunakan sampai kurang lebih 70 % dari ukuran aslinya)
 - ❖ Memeriksa puli terhadap keausan
 - ❖ Memeriksa ketinggian oli pada kotak roda gigi
 - ❖ Memeriksa oli pada tangki hidrolik (oli hidrolik yang digunakan adalah jenis VG46)

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

- *Electrical service* : Perawatan atau pemeriksaan pada sambungan-sambungan kabel pada terminal-terminal kelistrikan.

Antara lain :

- ❖ Saklar-saklar pembatas (*Limits switch*)
- ❖ Kontak terminal (*cubicles*)

- *Fungtion Test* : Fungsi keseluruhan dari bagian

Antara lain :

- ❖ Gerakan pengangkatan
- ❖ Gerakan berputar
- ❖ Gerakan memanjangnya lengan Teleskopik
- ❖ Hidrolik pada pengatur sudut lengan Teleskopik
- ❖ Hidrolik pada kaki penumpu

- *Lubricated* : Pemberian pelumasan atau penggantian pelumasan.

Antara lain :

- ❖ Penggantian pelumasan pada kontak roda gigi
- ❖ Penggantian atau pemberian pelumas pada bantalan motor

- *Mechanical service* : Pengecekan pada bagian-bagian mekanik.

Antara lain :

- ❖ Kopling
- ❖ Poros puli (*sheeve*)
- ❖ Pergantian material gesek rem.

BAB VI

KESIMPULAN DAN PENUTUP

6.1. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan sebelumnya dapat kita simpulkan :

Kran Teleskopik dengan karakteristik :

❖ Kemampuan kran :

Kapasitas angkat	= 80000 kg
Tinggi angkat	= 30 meter
Panjang lengan Teleskopik maksimal	= 30 meter
Panjang lengan Teleskopik normal	= 11 meter
Panjang kaki (Jib) yang keluar	= 2 meter
Tinggi kaki (jib) yang diturunkan	= 0,5 meter
Kecepatan pengangkatan	= 15 m/min
Putaran kran	= 3 rpm

❖ Spesifikasi mesin pembawa kran atau mobil pengangkut kran :

Type mesin	= MITSUBISHI 8DC9
Kapasitas silinder ruang bakar	= 16031 cc
Daya output maksimal	= 320 PS/2200 rpm
Torsi maksimal	= 110 kg.m/1400 rpm

❖ Spesifikasi mesin untuk kran :

Type mesin	= NISSAN RF8
Kapasilinder ruang bakar	= 16991 cc
Daya output maksimal	= 340 PS/2200 rpm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Torsi maksimal = 120 kg.m/1200 rpm

❖ Peralatan pengangkat :

Diameter kawat perhitungan	= 1,667 mm
Diameter tali perhitungan	= 37,27 mm
Diameter tali yang dipilih	= 39 mm
Umur tali	= 15,615 bulan
Diameter puli (sheeve)	= 710 mm
Diameter drum	= 750 mm
Jumlah lilitan pada drum untuk satu tali	= 15 lilitan
Panjang drum helik	= 690 mm
Panjang drum total	= 907,987 mm
Tebal dinding drum	= 25 mm
Panjang gandar puli (sheeve)	= 900 mm
Diameter gandar puli (sheeve)	= 70 mm
Kait yang digunakan	= kait tempa standar
Tinggi mur kait	= 67,97 mm

❖ Pemilihan motor

- Untuk mekanisme pengangkatan :

Nomor motor	= Sg355S – 8 ELEKTRIM
Daya Nrated	= 132 KW
Putaran tertinggi	= 743 rpm
Diameter poros motor	= 80 mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

- Untuk mekanisme pemutar :

Nomor motor	= Sg355M – 8 ELEKTRIM
Daya Nrated	= 150 KW
Putaran tertinggi	= 744 rpm
Diameter poros motor	= 80 mm

❖ Transmisi pengangkat

- Perbandingan transmisi total = 30

- Komposisi angka transmisi

$$i = i_1 \times i_2 \times i_3 \times i_4$$

$$30 = 2 \times 2 \times 2 \times 3,75$$

- Reduksi 1

Angka transmisi	= 2
Jenis roda gigi	= Roda gigi lurus
Modul	= 8 mm
Jumlah gigi 1	= 22 buah
Jumlah gigi 2	= 44 buah
Bahan roda gigi	= SNC – 22

- Reduksi 2

Angka transmisi	= 2
Jenis roda gigi	= Roda gigi lurus
Modul	= 8 mm
Jumlah gigi 3	= 25 buah
Jumlah gigi 4	= 50 buah

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Bahan roda gigi = SNC – 22

- Reduksi 3

Angka transmisi = 2

Jenis roda gigi = Roda gigi lurus

Modul = 10 mm

Jumlah gigi 5 = 18 buah

Jumlah gigi 6 = 36 buah

Bahan roda gigi = SNC – 22

- Reduksi 4

Angka transmisi = 3,75

Jenis roda gigi = Roda gigi lurus

Modul = 12 mm

Jumlah gigi 7 = 18 buah

Jumlah gigi 8 = 66 buah

Bahan roda gigi = SNC – 22

❖ Transmisi pemutar

- Perbandingan transmisi total = 247,5

- Komposisi angka transmisi

$$i = i_1 \times i_2 \times i_3 \times i_4 \times i_5 \times i_6$$

$$247,5 = 2,75 \times 2 \times 3 \times 2,5 \times 3 \times 2$$

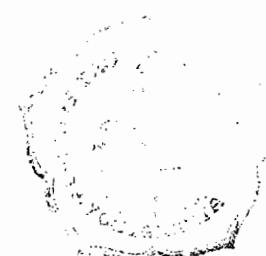
- Reduksi 1

Angka transmisi = 2,75

Jenis roda gigi = Roda gigi lurus

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Modul	= 8 mm
Jumlah gigi 1	= 18 buah
Jumlah gigi 2	= 48 buah
Bahan roda gigi	= SNC – 22
• Reduksi 2	
Angka transmisi	= 2
Jenis roda gigi	= Roda gigi lurus
Modul	= 10 mm
Jumlah gigi 3	= 19 buah
Jumlah gigi 4	= 38 buah
Bahan roda gigi	= SNC – 22
• Reduksi 3	
Angka transmisi	= 3
Jenis roda gigi	= Roda gigi lurus
Modul	= 12 mm
Jumlah gigi 5	= 17 buah
Jumlah gigi 6	= 51 buah
Bahan roda gigi	= SNC – 22
• Reduksi 4	
Angka transmisi	= 2,5
Jenis roda gigi	= Roda gigi lurus
Modul	= 14 mm
Jumlah gigi 7	= 21 buah



Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

- Jumlah gigi 8 = 52 buah
- Bahan roda gigi = SNC – 22
- Reduksi 5
- Angka transmisi = 3
- Jenis roda gigi = Roda gigi kerucut
- Modul = 8 mm
- Jumlah gigi 5 = 24 buah
- Jumlah gigi 6 = 72 buah
- Bahan roda gigi = SNC – 21
- Reduksi 6
- Angka transmisi = 2
- Jenis roda gigi = Roda gigi lurus
- Modul = 16 mm
- Jumlah gigi 5 = 13 buah
- Jumlah gigi 6 = 26 buah
- Bahan roda gigi = SNC – 3
- ❖ Poros transmisi dan bantalan untuk transmisi pengangkat
- Poros, pasak dan bantalan 1
- Diameter poros = 50 mm
- Bahan poros = St 70
- Lebar pasak = 15 mm
- Tinggi pasak = 10 mm
- Panjang pasak = 50 mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Type bantalan	= 6410
Umur bantalan	= 11726,63 jam
• Poros, pasak dan bantalan 2	
Diameter poros	= 60 mm
Bahan poros	= St 70
Lebar pasak	= 18 mm
Tinggi pasak	= 11 mm
Panjang pasak	= 50 mm
Type bantalan	= 6012ZR
Umur bantalan	= 13573,85 jam
• Poros, pasak dan bantalan 3	
Diameter poros	= 115 mm
Bahan poros	= St 70
Lebar pasak	= 32 mm
Tinggi pasak	= 18 mm
Panjang pasak	= 60 mm
Type bantalan	= 6024
Umur bantalan	= 11575,73 jam
• Poros, pasak dan bantalan 4	
Diameter poros	= 100 mm
Bahan poros	= St 70
Lebar pasak	= 28 mm
Tinggi pasak	= 16 mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Panjang pasak	= 50 mm
Type bantalan	= 6220
Umur bantalan	= 12523,47 jam

❖ Poros transmisi dan bantalan untuk transmisi pemutar

• Poros, pasak dan bantalan 1

Diameter poros	= 40 mm
Bahan poros	= St 70
Lebar pasak	= 12 mm
Tinggi pasak	= 8 mm
Panjang pasak	= 50 mm
Type bantalan	= 6208
Umur bantalan	= 13624,72 jam

• Poros, pasak dan bantalan 2

Diameter poros	= 70 mm
Bahan poros	= St 70
Lebar pasak	= 20 mm
Tinggi pasak	= 12 mm
Panjang pasak	= 50 mm
Type bantalan	= 6214
Umur bantalan	= 12421,62 jam

• Poros, pasak dan bantalan 3

Diameter poros	= 90 mm
Bahan poros	= St 70

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

- | | |
|-------------------------------|----------------|
| Lebar pasak | = 25 mm |
| Tinggi pasak | = 14 mm |
| Panjang pasak | = 50 mm |
| Type bantalan | = 6218 |
| Umur bantalan | = 13231,32 jam |
| • Poros, pasak dan bantalan 4 | |
| Diameter poros | = 120 mm |
| Bahan poros | = St 70 |
| Lebar pasak | = 32 mm |
| Tinggi pasak | = 18 mm |
| Panjang pasak | = 80 mm |
| Type bantalan | = 6224 |
| Umur bantalan | = 14521,51 jam |
| ♦ Poros, pasak dan bantalan 5 | |
| Diameter poros | = 145 mm |
| Bahan poros | = St 70 |
| Lebar pasak | = 35 mm |
| Tinggi pasak | = 20 mm |
| Panjang pasak | = 100 mm |
| Type bantalan | = 6230 |
| Umur bantalan | = 13251,25 jam |
| • Poros, pasak dan bantalan 6 | |
| Diameter poros | = 145 mm |

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Bahan poros	= St 70
Lebar pasak	= 35 mm
Tinggi pasak	= 20 mm
Panjang pasak	= 100 mm
Type bantalan	= 6230
Umur bantalan	= 12321,13 jam

❖ Kekuatan batang Teleskopik

Material batang Teleskopik	= SNC – 22
Tegangan lentur ijin	= 400 N/mm ²
• Kekuatan batang terhadap lengkung	
Defleksi terbesar yang terjadi	= 0,2389 mm
Tegangan lentur yang terjadi	= 354,83 N/mm ²
• Kekuatan batang terhadap tekuk	
Tegangan tekuk yang diijinkan	= 21005,36 N/mm ²
Tegangan tekuk yang terjadi	= 4,64 N/mm ²

❖ Sistem hidrolik

Oli yang digunakan	= Sintetik VG46
• Hidrolik pada lengan Teleskopik	
Kecepatan untuk memanjangkan	= 20 dt
Volume langkah untuk memanjangkan	= 2350 liter
Daya pemompaan	= 87,31 KW
• Hidrolik pada pengangkat lengan Teleskopik	
Kecepatan untuk memanjangkan	= 15 dt

Volume langkah untuk memanjangkan = 176,72 liter

Daya pemompaan = 61,92 KW

- Hidrolik untuk memanjangkan Jib

Kecepatan untuk memanjangkan = 15 dt

Volume langkah untuk memanjangkan = 97,2 liter tiap jib

Daya pemompaan untuk 4 jib = 4,96 KW

- Hidrolik untuk menurunkan jib

Kecepatan untuk menurunkan = 30 dt

Volume langkah untuk memanjangkan = 16,2 liter tiap jib

Daya pemompaan untuk 5 jib = 51,53 KW

❖ Perancangan kopling

- Kopling pada mekanisme pengangkat

Material kopling = SF60

Ukuran

A = 355 mm G = 315 mm D = 80 mm

L = 125 mm C = 180 mm B = 265 mm

F = 35,5 mm H = 63 mm K = 8

n = 6 buah d = 25 mm

- Kopling pada mekanisme pemutar

Material kopling = SF60

Ukuran

A = 355 mm G = 315 mm D = 80 mm

L = 125 mm C = 180 mm B = 265 mm

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

$$F = 35,5 \text{ mm} \quad H = 63 \text{ mm} \quad K = 8$$

$$n = 6 \text{ buah} \quad d = 25 \text{ mm}$$

❖ Perancangan Rem

$$\text{Daya penggereman motor} = 18,37 \text{ Hp}$$

$$\text{Gaya aksial rem} = 547,46 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya tangensial rem} = 253,83 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya radial} = 253,83 \text{ kg}$$

❖ Stabilitas kran

- Stabilitas tanpa beban

$$\text{Kecepatan angin maksimal} = 165 \text{ mi/h}$$

- Stabilitas kran dengan beban

$$\text{Pada beban } 80 \text{ ton, sudut minimal lengan} = 70^\circ$$

$$\text{Pada sudut minimal } 10^\circ \text{ maksimal beban} = 5000 \text{ kg}$$

6.2. PENUTUP

Sebagai penutup, penulis mengucapkan puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan karunia-Nya, sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Suka dan duka dalam mewujudkan Tugas Akhir ini tidak akan pernah penulis lupakan, dan hal ini akan menjadi bekal penulis di masa yang akan datang.

Perancangan Kran Teleskopik ini dapat penulis selesaikan atas dasar studi literatur di Universitas Sanata Dharma, pengadaan survei, dan bimbingan dari dosen pembibing Tugas Akhir, bimbingan para dosen Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma, serta kerja sama dari berbagai pihak.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih banyak kekurangan dan tidak lepas pula dari kesalahan, oleh karena itu kritik dan saran dari pembaca sangat penulis harapkan demi kemajuan. Penulis juga mohon maaf yang sebesar-besarnya apabila dalam menyajikan Tugas Akhir ini terdapat kata-kata yang tidak berkenan.

Penulis juga tidak lupa mengucapkan banyak terima kasih kepada semua pihak yang telah berperan penting dalam mewujudkan cita-cita penulis, baik itu dorongan semangat, fasilitas, kesempatan, bimbingan, serta kepercayaan. Penulis berharap semoga langkah awal ini membawa cahaya terang untuk masa depan penulis dan perubahan pandangan terhadap masa lalu penulis yang kurang baik.

Dan akhir kata, semoga Tugas Akhir Kran Teleskopik ini dapat berguna bagi pembaca.

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, MSME, Ir dan Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Penerbit PT. Pradnya Paramita Jakarta 1994.
2. G. Harjanto, Ir, *Pesawat Pengangkat dan Pengangkut*, Materi kuliah Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Gajah Mada Yogyakarta, 1993.
3. N. Rudenko, *Mesin Pengangkat*, Penerbit Erlangga Jakarta 1994.
4. Syamsir A Muin, Ir, *Pesawat-Pesawat Pengangkat*, Penerbit Rajawali Jakarta 1987.
5. B. Sudibyo, Ing.HTL, *Poros Penyangga dan Poros Transmisi*, materi kuliah Akademi Teknik Mesin Industri Surakarta.
6. B. Sudibyo, Ing.HTL, *Mekanika Teknik 3*, materi kuliah Akademi Teknik Mesin Industri Surakarta.
7. B. Sudibyo, Ing.HTL, *Roda Gigi*, materi kuliah Akademi Teknik Mesin Industri Surakarta.
8. B. Sudibyo, Ing.HTL, *Bantalan Gelinding / Rolling Bearing*, materi kuliah Akademi Teknik Mesin Industri Surakarta.
9. Jac. Stolk, Ir., C. KROS, Ir., *Elemen Mesin / Elemen Kontruksi Bangunan Mesin*, Edisi ke-21. Slikerveer Rotterdam, 1981.
10. H. Shapiro, PE, *Crane and Derricks*, Brooklyn, New York, Mc Graw Hill Book Company, 1980.
11. Viktor Malau, DEA, Dr. Ir., *Elemen Mesin II*, materi kuliah Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta 1999.

LAMPIRAN

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

```

DOI=Z1*DUL
DO2=Z2*DUL
AO=((Z1+Z2)*DUL)/2.
CK=0.18*DUL
DK1=(Z1+2.)*DUL
DK2=(Z2+2.)*DUL
DF1=((Z1-2.)*DUL)-(2.*CK)
DF2=((Z2-2.)*DUL)-(2.*CK)
H=2.*DUL+CK
WRITE(*,*)"FAKTOR BENTUK GIGI Y1="
READ(*,*)Y1
WRITE(*,*)"FAKTOR BENTUK GIGI Y2="
READ(*,*)Y2
V=(3.14*DOI*NI)/(60.*1000.)
FT=(102.*PD)/V
C----BAHAN SNC-22
C----PINION-----
DBI=100.
HBI=600.
DAI=45.
C---RODA GIGI BESAR
DB2=100.
HB2=600.
DA2=45.
WRITE(*,*)"FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH="
READ(*,*)HK
FV=3./(3.+V)
FBI=DAI*DUL*Y1*FV
FB2=DA2*DUL*Y2*FV
FH=FV*HK*DOI*((2.*Z2)/(Z1+Z2))
WRITE(*,9)FBI,FB2,FH

```

9 FORMAT(/

```
$ 2X,'HARGA FMINIMAL YANG      FBI =' ,F10.2,'KG/MM' ,/
$ 2X,'    DIPILIH          FB2 =' ,F10.2,'KG/MM' ,/
$ 2X,'  YANG TERKECIL        FH   =' ,F10.2,'KG/MM')
WRITE(*,*)'FMINIMAL YANG DIPILIH FMIN='
READ(*,*)FMIN
B=FT/FMIN
```

C---PEMERIKSAAN---

```
XI=B/DUL
IF(XI.LE.I0.)GOTO28
IF(XI.GT.I0.)GOTO27
X2=DOI/B
IF(X2.GE.I.5)GOTO28
IF(XI.LT.I.5)GOTO27
```

28 WRITE(*,2)PD,ZI,Z2,DOI,DO2,AO,DKI,DK2,DF1,DF2,H

2 FORMAT(/

```
$ 2X,'DAYA RENCANA          PD   =' ,F10.2,'KW' ,/
$ 2X,'JUMLAH GIGI 1          ZI   =' ,F10.2,'BUAH' ,/
$ 2X,'JUMLAH GIGI 2          Z2   =' ,F10.2,'BUAH' ,/
$ 2X,'DIAMETER JARAK BAGI   DOI  =' ,F10.2,'MM' ,/
$ 2X,'DIAMETER JARAK BAGI   DO2  =' ,F10.2,'MM' ,/
$ 2X,'JARAK SUMBU            AO   =' ,F10.2,'MM' ,/
$ 2X,'DIAMETER KEPALA 1     DKI  =' ,F10.2,'MM' ,/
$ 2X,'DIAMETER KEPALA 2     DK2  =' ,F10.2,'MM' ,/
$ 2X,'DIAMETER KAKI 1       DF1  =' ,F10.2,'MM' ,/
$ 2X,'DIAMETER KAKI 2       DF2  =' ,F10.2,'MM' ,/
$ 2X,'TINGGI GIGI            H    =' ,F10.2,'MM')
```

WRITE(*,5)V,FT,FV,FBI,FB2,FH,FMIN,B

5 FORMAT(/

```
$ 2X,'KECEPATAN KELILING      V    =' ,F10.2,'M/DT' ,/
$ 2X,'GAYA TANGENSIAL        FT   =' ,F10.2,'KG' ,/
$ 2X,'FAKTOR DINAMIS         FV   =' ,F10.2,/
```

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

```
$ 2X,'BEBAN LENTUR YANG DILIJINKAN FB1 =',FI0.2,'KG/MM',/
$ 2X,'BEBAN LENTUR YANG DILIJINKAN FB2 =',FI0.2,'KG/MM',/
$ 2X,'BEBAN PERMUKAAN DILIJINKAN FH  =',FI0.2,'KG/MM',/
$ 2X,'HARGA F MINIMAL          FMIN=',FI0.2,'KG/MM',/
$ 2X,'LEBAR GIGI              B   =',FI0.2,'MM')  
END
```


Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

```

READ(*,*)L
WRITE(*,*)"MODULUS ELASTIS BAHAN E='
READ(*,*)E
I=(3.14/64.)*(DS**5.)
YF=(FU*(L**3.))/(48.*E*I)
IF(YF.LT.0.3)GOTO20
IF(YF.GE.0.3)GOTO21
20 PKR=950.*((I./YF)**0.5)
IF(PKR.LT.PT)GOTO22
IF(YF.GE.PT)GOTO21
22 WRITE(*,*)"MODULUS GELINCIR BAHAN G='
READ(*,*)AG
EP=0.1*(DS**4.)
Q=(180./3.14)*((TS*L)/(AG*EP))
WRITE(*,*)"MASSA JENIS BAHAN P='
READ(*,*)P
BJ=(3.14/4.)*(DS**2.)*L*P
BJC=BJ*((DS**2.)/8.)
PKP=72.3*((TS*1000.)/(Q*BJC))**0.5
IF(YF.LT.0.3)GOTO23
IF(YF.GE.0.3)GOTO21
23 WRITE(*,2)DBI,PT,DI,D2,D3,DST,DS,I,YF,PKR,EP,Q
2 FORMAT(/,
      $ 2X,'TEGANGAN IJIN BAHAN          DBIJIN=',F10.2,'N/MM2',/,
      $ 2X,'PUTARAN POROS                 N  =',F10.2,'RPMT',/,
      $ 2X,'DIAMETER POROS MOMEN LENGKUNG DI =',F10.2,'MM',/,
      $ 2X,'DIAMETER POROS MOMEN PUNTIR   D2 =',F10.2,'MM',/,
      $ 2X,'DIAMETER POROS MOMEN GESEN    D3 =',F10.2,'MM',/,
      $ 2X,'DIAMETER POROS TOTAL          DST =',F10.2,'MM',/,
      $ 2X,'DIAMETER POROS PEMBULATAN     DS  =',F10.2,'MM',/,
      $ 2X,'MOMEN INERSIA POROS           I   =',F15.2,'MM4',/,
      $ 2X,'BESARNYA DEFLEKSI            YF  =',F10.8,'MM',/
)

```

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

```
$ 2X,'PUTARAN KRITIS'          NKB ='F10.2,'RPM',/
$ 2X,'MOMEN INERSIA POLAR'      IP ='F15.2,'MM4',/
$ 2X,'SUDUT PUNTIR POROS'       Q ='F10.8,'DRJT')
WRITE(*,4)BJ,BJC,PKP

4 FORMAT(/
$ 2X,'MASSA POROS'            M ='F10.2,'KG',/
$ 2X,'MOMEN INERSIA MASSA BERPUTAR' J ='F15.2,'KG.MM2',/
$ 2X,'PUTARAN KRITIS THD PUNTIR' NKT ='F10.2,'RPM')

END
```

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

© 2022 All rights reserved. No part of this document may be reproduced without written permission from the author.

C²² 22

C²² PROGRAM PERHITUNGAN 22

C²² STABILITAS 22

C22 22

REAL L,N,M

```
WRITE(*,*)'SUDUT LENGAN TELESKOPIK Q='
```

READ(*,*)Q

WRITE(*,*) PANJANG LENGAN L=

READ(*,*)L

$$SQ = Q * (3.14 / 180)$$

$$A = (\cos(SQ))^* L$$

$$TB = (5. + (0.3 * (L - 5.)))$$

$$EI = (\cos(SQ)) * TB$$

```
27 WRITE(*,*)'BOBOT MUATAN B='
```

READ(*,*)B

$$T = ((S \mid N(SQ)) * L) + 2.$$

$$V = (1.25 * B) + 15000 + 70000$$

$$E=((1.25*B*A)+(20000.*EI)-(70000.*3.5))/V$$

IF(E.LT.3.5)GOTO28

IF(E.GE.3.5)GOTO27

28 WRITE(*,2)Q,B,L,A,T,EI,E

2 FORMAT(/

2X,'SUDUT LENGAN TELESKOPIK	Q	=',F10.2,'DRAJAT',/
2X,'BEBAN KRAN	B	=',F10.2,'KG',/
2X,'PANJANG LENGAN TELESKOPIK	L	=',F10.2,'M',/
2X,'JANGKAUAN KRAN	A	=',F10.2,'M',/
2X,'TINGGI ANGKAT	T	=',F10.2,'M',/
2X,'JARAK TITIK BERAT KE SUMBU	EI	=',F10.2,'M',/
2X,'HARGA E	E	=',F10.2,'M')

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-1. Tabel Pemilihan Jenis Kabel

KONSTRUKSI TALI		Faktor c_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
<i>Catatan:</i> Untuk crane yang dioperasikan dengan tangan dan mekanisme pengangkat dan unik tali yang faktor dapat diasumsikan seperti umumnya.		

3-2. Tabel Beban Patah Aktual

σ_s kg/mm ²	KONSTRUKSI TALI									
	$6 \times 7 = 42$ dan satu poros		$6 \times 19 = 114$ dan satu as						$6 \times 37 = 222$ 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

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-3. Tabel Keamanan Tali

TIPE ALAT PENGANGKAT	Digerakkan oleh:	Kondisi pengoperasian	Faktor K	Faktor ϵ_1
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 berat	Tangan Daya Daya Daya	Ringan Ringan Medium Berat dan Sangat berat	4 5 5,5 6	16 16 18 20
II. Semua tipe lain dari crane dan pengangkat mekanis	Tangan Daya Daya	Ringan Ringan Medium Berat dan Sangat berat	4,5 5 5,5 6	18 20 25 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:

1. Kondisi pengoperasian alat pengangkat dapat dilihat pada Tabel 2 dan 3.
2. Pada tali yang digunakan untuk lift penumpang, faktor K paling kecil 14.
3. Faktor K dari tali sling paling kecil dari 10.
4. Penentuan diameter minimum dari puli pada penjepit alat pengangkat tidak dihitung pada bagian I, II, dan IV, faktor berkurang di bawah 18.
5. Faktor keamanan tali untuk pengangkat karrol pembebas cairan atau logam putih panas, asam, larutan panas yang berbahaya, bahan pelodak sama dengan 6,0 tidak tergantung kondisi operasinya.
6. Faktor keamanan tali yang digunakan untuk mendukung crane berlengkap seperti digunakan untuk pekerjaan keras paling kecil 3,5.

3-4. Tabel Dmin/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

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

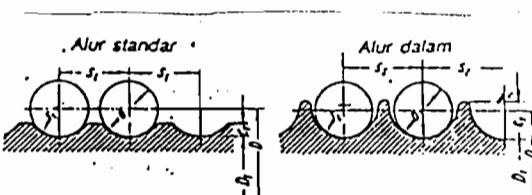
3-5. Tabel Faktor C1 Tali

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

3-6. Tabel Faktor C2 Tali

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 berasa	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 terdiri dari batang logam	

3-7. Tabel Alur Standar Drum



Dia-meter tali d	r ₁	Standar		Dalam		Dia-meter tali d	r ₁	Standar		Dalam	
		s ₁	c ₁	s ₂	c ₂			s ₁	c ₁	s ₂	c ₂
4,8	3,5	7	2	9	4,5	1,0	19,5	11,5	22	5	27
6,2	4,0	8	2	11	5,5	1,5	24,0	13,5	27	6	31
8,7	5,0	11	3	13	6,5	1,5	28,0	15,5	31	8	36
11,0	7,0	13	3	17	8,5	1,5	34,5	19,0	38	10	41
13,0	8,0	15	4	19	9,5	1,5	39,0	21,0	42	12	50
15,0	9,0	17	5	22	11,0	2,0					

*Pada penggulungan lapisan majemuk flens drum harus ditambahkan sejauh kurangnya sebesar satu diameter tali di atas lapisan tali terluar.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-8. Tabel Bahan Untuk Gandar

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	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	

3-9. Tabel Motor Listrik

Untuk 1000 rpm

Motor type	Rating								Starting current	Starting torque	Dynamical moment of inertia J	Mechanical						
	Output	Fullload speed	Current at		Efficiency	Power factor	Torque	Torque				I ₁	I ₂	M ₁	M ₂			
			340V	400V														
2p = 6 n ₁ = 1000 rpm 50 Hz																		
SJ71 - 6A 71 - 40 80 - 54 89 - 68	0.15 0.25 0.37 0.46	0.25 0.33 0.50 0.73	900 920 930 970	2.64 0.93 1.23 1.59	0.50 0.58 1.15 1.3	59 60 55 69	0.72 0.65 0.76 0.75	1.911 2.594 3.821 5.712	1.7 3.0 1.8 1.8	2.7 3.0 2.0 3.6	1.8 2.0 2.0 2.0	0.00074 0.00095 0.00169 0.00207	4.7 5.8 5.7 8.6	4.9 5.8 7.4 8.7	5.0 5.8 7.5 8.9			
S9S - 6 SOL - 6 100 - 6 12M - 6 12S - 6T 12M - 6AT 12M - 6BT	0.75 1.1 1.5 2.2 3.0 4.0 5.5	1.0 1.5 2.0 3.0 4.0 5.5 7.5	920 925 945 955 960 965 965	2.2 3.1 4.0 5.6 6.9 8.2 12.6	2.1 2.3 2.8 2.9 2.7 2.5 2.0	71 73 75 79 77 75 85	0.74 0.74 0.76 0.75 0.77 0.76 0.78	2.0 2.2 2.0 2.1 2.0 2.2 2.3	2.0 2.3 4.5 5.5 5.2 5.8 6.2	1.9 2.3 2.3 2.5 2.5 2.7 2.7	2.2 2.3 2.3 2.5 2.5 2.7 2.7	0.00336 0.0042 0.0066 0.0181 0.024 0.030 0.040	12.5175 ^b 15.21 ^b 20.528 ^b 28.37 ^b 30.38 ^b 30.539.5 ^b 66	14.19 16.522.5 ^b 24.30.5 ^b 30.37.5 ^b 30.539.5 ^b 51 60	13.15 ^b 15.522.5 ^b 22.35 ^b 29.37.5 ^b 30.539.5 ^b 53.5 62.5	13.518 ^b 16.21.5 ^b 23.31 ^b 30.38 ^b 52.5 61.5		
32S - 6I 32M - 6A/I 32M - 6B/I 10A - 6 60L - 6 80L - 6	3.5 4.0 5.5 7.5 11 15	4.0 5.5 7.5 10 15 20	950 950 950 960 960 975	7.2 8.1 11.8 16.0 23.0 30.5	6.8 8.7 8.5 8.7 18.8 19.0	81.0 64.0 85.0 87.5 88.5 19.0	0.78 0.78 0.79 0.81 0.82 0.82	30.2 42.2 54.3 74.6 105.5 147	2.1 2.4 2.7 2.3 2.4 2.8	5.4 6.0 5.3 5.5 7.0 6.0	2.8 3.1 3.1 3.1 3.1 2.4	0.025 0.032 0.040 0.072 0.096 0.220	54 66 72 105 136 170	57 69 75 111 136 178	57 70 76 113 140 187	- - - - - -	- - - - - -	
SOL - 6A SOL - 6B S12 - 6 S12 - 6 OS - 6 DM - 6 SS - 6 ^a S12 - 6A ^a S12 - 6B ^a	18.5 22 32 37 45 55 75 92 125 112	21 30 42 50 60 75 95 105 125 153	983 982 925 985 985 985 985 984 984 983	25.5 42 56 65 85 100 125 157 166 152	33.5 42 53.5 62.5 80.0 85.0 93.5 131 157 152	90.5 62.5 51.9 92.5 93.5 93.7 93.7 93.7 93.7 94.2	0.81 0.61 0.51 0.65 0.67 0.67 0.69 0.61 0.61 0.61	180 214 251 259 267 267 264 1544 1523 1570	2.5 2.4 2.1 2.5 2.0 2.2 2.4 2.3 2.3 2.4	6.8 5.7 5.3 5.8 6.5 6.5 6.7 6.4 6.4 6.9	2.4 3.2 2.7 2.3 2.3 2.2 2.1 2.0 2.0 2.2	0.410 0.460 0.772 1.220 1.256 1.115 1.115 1.47 1.216 0.866	250 265 325 430 430 510 510 525 550 620	250 265 325 430 430 510 510 570 570 660	- - - - - - - - - -	- - - - - - - - - -		
S15 - 6 S14 - 6A S14 - 6B S14 - 6C S15 - 6 S14 - 6A S14 - 6B S14 - 6C	75 90 110 122 150 200 250 340	100 125 150 160 220 270 320 340	983 984 985 987 982 990 991 991	137 157 194 247 235 299 371 452	93.6 94.2 94 94.5 95 94.8 95.3 95.6	0.95 0.91 0.91 0.95 0.95 0.95 0.95 0.95	729 474 1567 1278 1544 1523 1523 2412	2.0 2.1 1.9 2.2 1.7 1.7 2.0 2.2	6.2 7.0 5.6 6.5 5.7 5.9 2.7 6.7	2.5 2.3 2.4 2.5 2.5 2.5 9.3 11.3	1.8 2.3 4.4 5.1 7.5 9.3 9.3 11.3	660 740 760 ^a 970 ^a 1065 1030 1460 ^a 1760 ^a	700 ^a - - - - - - -	- - - - - - - -				

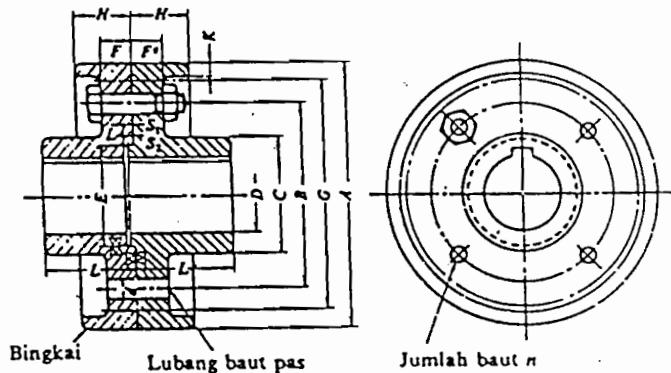
Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

Untuk 750 rpm

Motor Type	Rating										Starting torque	Starting current	Maximum torque	Maximum current	Torque weights										
	Output speed		Fullload Current 300V		Efficiency		Power Losses		Torque						$\frac{M_s}{N_s}$		$\frac{I_s}{I_n}$		$\frac{S_{max}}{M_n}$		J				
	V/V	KW	min ⁻¹	A	A	%	-	-	n.m	-					-	-	-	-	-	-	-				
20 + 8 n ₁ = 750 min ⁻¹																									
Sy 71 - 8A	0.05	0.12	665	0.49	0.46	42	0.67	1.273	1.9	2.1	2.0	0.000736	4.7	4.9	5.0										
71 - 8B	0.12	0.17	670	0.58	0.55	50	0.62	1.711	2.2	2.3	2.3	0.000646	5.7	5.8	5.9										
82 - 8A	0.13	0.25	700	0.76	0.72	57	0.62	2.457	1.6	2.6	1.9	0.0169	7.2	7.4	7.5										
82 - 8B	0.25	0.33	700	0.96	0.9	62	0.64	3.412	1.7	2.5	1.9	0.00207	6.5	6.7	6.9										
S05 - 8	0.37	0.5	680	1.3	1.2	62	0.62	5.2	1.6	2.8	1.8	0.003	11-16 ^h	12.5-17 ^h	12.5-17.5 ^h	11.5-18.5 ^h	12-13 ^h								
S06 - 8	0.55	0.75	680	1.9	1.8	65	0.68	7.7	1.6	3.0	1.8	0.0034	12.5-18.5 ^h	14-19.5 ^h	14-20.5 ^h	13-18 ^h	13.5-19 ^h								
100L - 8A	0.75	1.0	710	2.4	2.2	72	0.67	10.1	1.7	3.5	2.1	0.0092	23.5-27.5 ^h	23-29 ^h	23-30 ^h	22-23 ^h	22.5-29 ^h								
100L - 8B	1.1	1.5	710	3.5	3.3	72	0.67	14.8	1.7	3.5	2.2	0.0110	24-31 ^h	26.5-32.5 ^h	26.5-33.5 ^h	25.5-32 ^h	26-33 ^h								
112M - 8	1.5	2.0	715	4.4	4.2	75	0.62	20.0	1.8	4.2	2.1	0.0171	28-56 ^h	30-37 ^h	30-38.5 ^h	29-37 ^h	30-38 ^h								
122S - 8T	2.2	3.0	720	5.7	5.4	81	0.73	25.2	2.0	4.7	3.3	0.030	53	55	57.5	53.5	55								
132M - 8T	3.2	4.0	720	7.5	7.1	82	0.74	35.8	2.0	5.0	2.4	0.040	63	65	67.5	63.5	66								
132S - 8M	2.2	3.0	710	5.8	5.5	78	0.74	25.6	2.0	4.7	2.4	0.033	53	56	56	-	-								
132M - 8M	3.0	4.0	710	7.7	7.3	80	0.74	40.4	2.3	5.0	3.0	0.044	65	68	69	-	-								
160M - 8A	4.0	5.5	705	9.8	9.3	81.5	0.78	53.8	2.2	5.0	2.7	0.060	90	96	98	-	-								
160M - 8B	5.5	7.5	710	13.4	12.7	83	0.75	74.0	2.7	5.5	3.0	0.077	100	106	108	-	-								
160L - 8	7.5	10	705	17.2	16.4	84.5	0.76	101.6	2.7	5.8	3.0	0.102	120	126	130	-	-								
180L - 8	11	15	730	24.7	23.5	89	0.76	144.0	2.0	5.5	2.4	0.213	165	173	182	-	-								
200L - 8	15	20	733	30.5	29	89.5	0.83	156	2.2	5.5	2.1	0.460	255	255	265	-	-								
255S - 8	18.5	25	735	39	37	89.5	0.81	241	2.0	5.6	2.0	0.580	280	280	290	-	-								
225M - 8	22	30	735	45	43	90.4	0.82	256	2.0	5.2	1.8	0.680	315	315	325	-	-								
250M - 8	30	40	738	60	57	91.5	0.83	339	2.5	6.3	2.1	1.240	430	430	445	-	-								
280S - 8	37	50	737	73	69	92.8	0.82	430	2.0	5.3	1.8	1.330	525	525	540	-	-								
280M - 8	45	60	737	88	84	92.5	0.84	534	2.1	5.4	2.0	1.700	580	575	595	-	-								
315S - 8 ^{II}	55	75	735	110	104	92.8	0.85	716	2.1	5.0	1.8	2.16	720	-	740	-	-								
315M - 8A ^{II}	75	100	735	155	148	92.8	0.75	976	2.4	5.7	1.8	2.29	755	-	775	-	-								
315M - 8B ^{II}	90	125	737	179	170	93.2	0.82	1158	2.5	5.9	2.0	2.86	845	-	865	-	-								
315S - 8	55	75	737	110	105	93.0	0.82	713	1.9	5.5	2.2	1.0	680	700 ^h	-	-	-								
315M - 8A	75	100	735	149	142	93.2	0.81	675	1.9	5.5	2.2	2.8	740	760 ^h	-	-	-								
315M - 8B	90	125	741	174	155	93.7	0.84	1153	1.7	7.3	2.7	4.4	980	965 ^h	-	-	-								
315M - 8C	110	150	741	211	200	94.1	0.84	1418	1.8	7.5	2.7	5.1	1060	1040 ^h	-	-	-								
355S - 8	132	180	743	265	252	94.5	0.82	1498	1.4	5.0	2.5	7.2	1320	1440 ^h	-	-	-								
355M - 8A	150	200	744	324	308	95.1	0.78	2055	1.6	6.7	2.7	9.0	1520	1590 ^h	-	-	-								
355M - 8D ^{II}	200	270	743	393	373	95.4	0.81	2572	1.6	6.7	2.7	10.8	1700	1750 ^h	-	-	-								

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-10. Tabel Ukuran Kopling



(Satuan: mm)

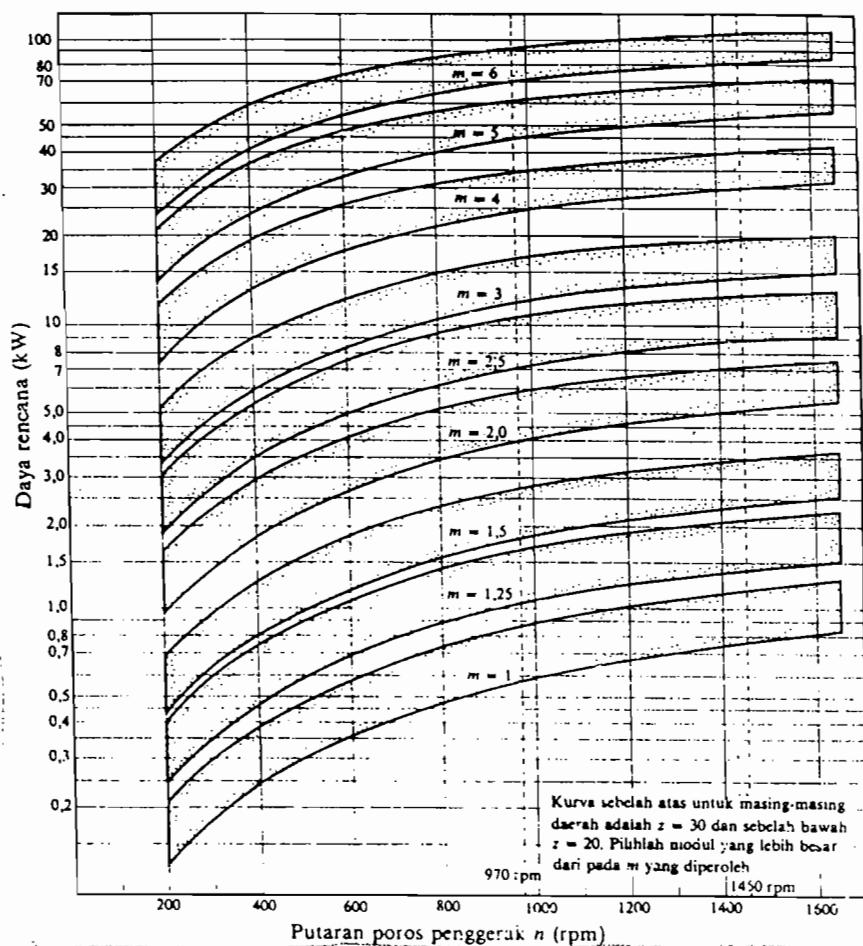
A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	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.

3-11. Tabel Inersia Kopling

Diameter luar, mm	Diameter poros, mm	Panjang nap, mm	Lebar pelek, mm	Berat kg	Momen Inersia, kg, cm/detik ²
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

3-12. Tabel Pemilihan Modul Roda Gigi



3-13. Tabel Bahan Untuk Roda Gigi

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
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
	SNCM25	"	120
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

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-14. Tabel Kekuatan Bahan Roda Gigi

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm ²)	Kekerasan (Brinell) H_B	Tegangan lentur yang diizinkan σ_a (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140–160	7
	FC 20	20	160–180	9
	FC 25	25	180–240	11
	FC 30	30	190–240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123–183	21
	S 35 C	52	149–207	26
	S 45 C	58	167–229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21	80	600 (dicelup dingin dalam air)	35–40
	SNC 22	100		40–55
Baja kchrom nikel	SNC 1	75	212–255	35–40
	SNC 2	85	248–302	40–60
	SNC 3	95	269–321	40–60
Perunggu Logam delta Perunggu fosfor (coran) Perunggu nikel (coran)		18	85	5
		35–60	–	10–20
		19–30	80–100	5–7
		64–90	180–260	20–30
Damar phenol, dll.				3–5

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-15. Tabel Faktor Tegangan Kontak KH

Bahan roda gigi (Kekerasan H_B)				k_H (kg/mm ²)	Bahan roda gigi (Kekerasan H_B)				k_H (kg/mm ²)
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

Sudut tekanan $\alpha = 20^\circ$

3-16. Tabel Faktor Dinamis fv

Kecepatan rendah	$v = 0,5\text{--}10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Kecepatan sedang	$v = 5\text{--}20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan	$v = 20\text{--}50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

3-17. Tabel Kekerasan Bahan

Bahan	Perlakuan panas	Kekerasan permukaan minimum		Tegangan lentur yang diizinkan (kg/mm ²)	Tegangan kontak yang diizinkan (kg/mm ²)
		H_B	H_{RC}		
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	Pegecoran	200		5,3	49
	Pengecoran	175		3,1	38
	Pengecoran	--		2,0	23

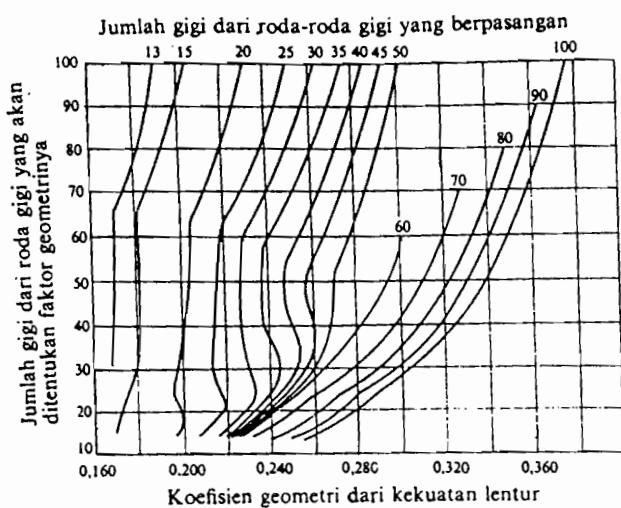
Tugas Akhir "Kran Teleskopik"3-18. Tabel Faktor Beban Lebih $K_o = C_o = 1$

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

3-19. Tabel Faktor Distribusi Beban Lebih $K_m = C_m$

	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

3-20. Grafik Geometri Pinyon

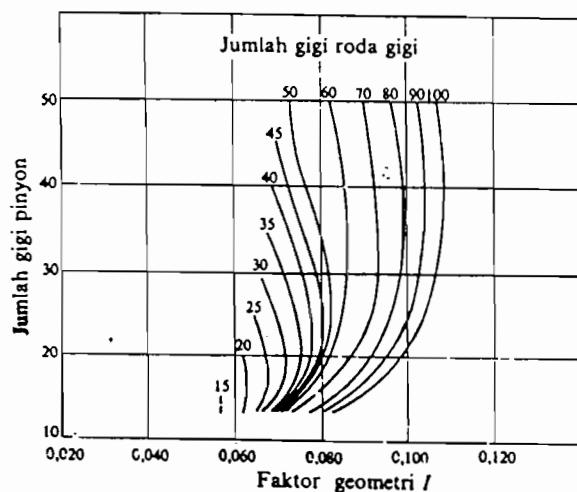


3-21. Tabel Koefisien Elastis

Koefisien elastis C_p ($\sqrt{\text{kg}/\text{mm}}$).

Bahan pinyon \ Bahan roda gigi	Baja	Besi cor
Bahan pinyon	$E = 2,27 \times 10^{-4}$ (kg/mm^2)	$E = 1,44 \times 10^{-4}$ (kg/mm^2)
Baja	74,2	64,9
Besi cor	64,9	59,6

3-22. Grafik Faktor Geometri I



Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-23. Tabel Material Untuk Poros

Type and designation	Treatment	P _D	σ'_{bSch}	σ_{bw}	σ_B
Grey cast iron GG-20 GG-25 GG-35		270 310 360	50 60 80	35 42 56	200 250 350
Spheroidal graphite cast iron GGG-42 GGG-50 GGG-60 GGG-70		360 420 490 525	200 210 220 230	140 150 155 160	800 900 1000 1100
Cast steel GS-45 GS-52 GS-60		280 340 420	130 150 170	90 105 120	410 470 520
Machining steel St 42 St 50 St 60 St 70		290 340 400 460	170 190 200 220	120 135 140 140	450 550 650 800
Heat treated steel Ck 22 Ck 45 Ck 45 Ck 60 34 Cr 4 37 Cr 4 37 Cr 4 42 CrMo 4 42 CrMo 4 42 CrMo 4 34 CrNiMo 6	quenched & high tempered flame/induction hardened bath-nitrided quenched & high tempered quenched & high tempered flame/induction hardened quenched & high tempered flame/induction hardened bath-nitrided quenched & high tempered	440 1100 1100 620 650 650 1280 670 1360 1220 770	170 270 350 220 260 270 310 290 350 430 320	120 190 250 155 180 190 220 200 250 300 225	600 1000 1100 900 900 950 1150 1100 1300 1450 1300
Case hardened steel C 15 16 MnCr 5 20 MnCr 5 20 MoCr 4 15 CrNi 6 18 CrNi 8 17 CrNiMo 6	Case carburized	1600 1630 1630 1630 1630 1630 1630	230 460 480 400 500 500 500	160 320 335 280 350 350 350	900 1400 1500 1300 1600 1700 1700

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-24. Tabel Ukuran Pasak

The figure contains several technical drawings illustrating standard shaft sizes and their applications:

- Penampang pasak** (Shaft cross-sections):
 - A top view showing a rectangular shaft with dimensions 6.35 mm wide and 6.35 mm high.
 - A side view showing a rectangular shaft with a width of 255 mm and a height of 255 mm.
 - A detail view labeled 'C' showing a stepped shaft with a shoulder of width b .
- Penampang alur pasak** (Shaft profile):
 - A side view of a shaft in a housing, showing a shoulder of width b and a shoulder of width b_1 .
 - A cross-sectional view of the shaft in the housing, showing the shoulder and the housing bore.
- Ukuran-ukuran utama** (Main dimensions) and **(Satuan : mm)** (Units: mm):

Ukuran nominal pasak $h \times h$	Ukuran standar b , b_1 , dan b_2	Ukuran standar h		C	r	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi		
		Pasak prisma					Pasak luncur	Pasak tirus	Pasak prisma		Pasak luncur	Pasak tirus	Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}
		Pasak prisma	Pasak luncur										
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			5-36	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	0,16-0,25	- 20-25			
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3			22-30			
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3	2,4		36-38			
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	0,25-0,40	44-50			
(15 x 10)	15	10	10,2	0,40-0,60	40-180	5,0	5,0	5,5	0,40	- 50-55			
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3			50-58			
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4			58-65			
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9			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	0,40-0,60	- 80-90			
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4			85-95			
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4			95-110			
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4	6,4		110-130			

* / 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.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 1

Shaft Dimensions							Load ratings dyn. C stat. C _s kN	Limiting speed min ⁻¹	Number FAG	Weight kg
	d mm	D mm	B mm	r mm	D _a mm	a mm				
40	52	7	0.5				4.15	3.6	13000 16000 61808	0.236
40	68	9	0.5				10.2	8	10000 13000 16008	0.236
40	68	9	0.5				10.2	8	10000 13000 16008.C3	0.236
40	68	15	1.5				13.2	9.5	10000 13000 6008	0.236
40	68	15	1.5				13.2	9.5	10000 13000 6008.C3	0.236
40	68	15	1.5				13.2	9.5	10000 13000 6008.G	0.236
40	68	15	1.5				13.2	9.5	10000 13000 6008TB.P6J	0.236
40	68	15	1.5				13.2	9.5	10000 13000 6008ZR	0.236
40	68	15	1.5				13.2	9.5	10000 13000 6008.ZZR	0.236
40	68	15	1.5				13.2	9.5	5300 6008RSR	0.236
40	52	15	1.5				13.2	9.5	6300 6008.2RSR	0.236
40	52	15	1.5	54.82	2.49	1.9	13.2	9.5	10000 13000 6008N	0.236
40	80	18	2				22.4	15.6	8500 12000 6208	0.456
40	80	18	2				22.4	15.6	8500 10000 6208.C3	0.456
40	80	18	2				22.4	15.6	8500 10000 6208.G	0.456
40	80	18	2				22.4	15.6	8500 10000 6208TB.P6J	0.456
40	80	18	2				22.4	15.6	3500 6208Z2.790191	0.456
40	80	18	2				22.4	15.6	3500 6208ZR	0.456
40	80	18	2				22.4	15.6	3500 6208ZR.C3	0.456
40	80	18	2				22.4	15.6	3500 6208ZR.G	0.456
40	80	16	2				22.4	15.6	8500 10000 6208.ZZR	0.456
40	80	16	2				22.4	15.6	8500 10000 6208.ZZR.G	0.456
40	80	16	2				22.4	15.6	5600 6208RSR	0.456
40	80	16	2				22.4	15.6	5600 6208.2RSR	0.456
40	80	16	2				22.4	15.6	5600 6208.2RSR.C3	0.456
40	80	18	2				22.4	15.6	5600 6208.2RSR.G	0.456
40	80	18	2	76.81	3.28	1.9	22.4	15.6	8500 10000 6208N	0.456
40	80	18	2	76.81	3.28	1.9	22.4	15.6	8500 10000 6208ZN	0.456
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 3000 6308	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 3000 6308.C3	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 3000 6308.G	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 3000 6308.CJG	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 3000 6308TB.P6J	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 3000 6308M.P6	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 3000 6304Z2.790191	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 6304ZR	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 6304ZR.C3	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 6304ZR.G	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 6304ZR.CJG	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 6304.ZZR	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	7500 6304.ZZR.G	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	5000 6308RSR	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	5000 6308RSR.G	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	5000 6304.2RSR	0.685
40	90	23	2.5				32.5	23.6	5000 6304.2RSR.G	0.685

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 2

Shaft Dimensions mm	Load ratings								Grease min ⁻¹	Oil min ⁻¹	Number FAG	Weight kg				
	dyn. C				stat. C ₀											
	c	D	B	r	D ₀	a	b	r ₀								
45	30	23	2.5	86.79	3.28	2.7	0.6	32.5	23.6	7500	9000	6308N	SP90 0.685			
	30	23	2.5	86.79	3.26	2.7	0.6	32.5	23.6	7500	9000	6308ZRN	SP90 0.685			
	30	27	3		3.28	2.7	0.6	49	36.5	6300	7500	6408	1.32			
	30	27	3	105.81	3.28	2.7	0.6	49	36.5	6300	7500	6408N	SP110 1.32			
45	38	7	0.5					4	3.6	11000	14000	61809	0.243			
	75	10	1					12	9.3	9000	11000	16009	0.172			
	75	10	1					12	9.3	9000	11000	16009.C3	0.172			
	75	16	1.5					15.3	11.6	9000	11000	6009	0.263			
	75	16	1.5					15.3	11.6	9900	11000	6009.C3	0.263			
	15	16	1.5					15.3	11.6	9000	11000	6009.G	0.263			
	15	16	1.5					15.3	11.6	9000	11000	6009TB.P63	0.263			
	15	16	1.5					15.3	11.6	9000	11000	6009ZR	0.263			
	15	16	1.5					15.3	11.6	9000	11000	6009.ZZR	0.263			
	15	16	1.5					15.3	11.6	5600	6009RSR	6009.RSR	0.263			
	15	16	1.5					15.3	11.6	5600	6009.RSR	6009.RSR	0.263			
	15	16	1.5	71.63	2.19	1.9	0.6	15.3	11.6	9000	11000	6009.N	SP75 0.263			
	15	16	1.5	71.63	2.19	1.9	0.6	15.3	11.6	9000	11000	6009Z52.790191	0.263			
	35	19	2					25	17.6	8000	9500	6209	0.446			
	35	19	2					25	17.6	8000	9500	6209.C3	0.446			
	35	19	2					25	17.6	8000	9500	6209.G	0.446			
	35	19	2					25	17.6	8000	9500	6209.TB.P63	0.446			
	35	19	2					25	17.6	8000	9500	6209ZR	0.446			
	35	19	2					25	17.6	8000	9500	6209.ZR.C3	0.446			
	35	19	2					25	17.6	8000	9500	6209.ZR.G	0.446			
	35	19	2					25	17.6	8000	9500	6209.ZR.ZR	0.446			
	35	19	2					25	17.6	5300	6209.RSR	6209.RSR	0.446			
	35	19	2					25	17.6	5300	6209.N	SP85 0.446				
	35	19	2					25	17.6	5300	6209.ZRN	SP85 0.446				
	123	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309	0.914			
	123	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.C3	0.914			
	123	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.G	0.914			
	123	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.C3G	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.TB.P63	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.M.P6	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309Z52.790191	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309ZR	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.ZR.C3	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.ZR.G	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309ZR.C3G	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.ZR.ZR	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.RSR	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.RSR.G	0.914			
	100	25	2.5					40.5	30	6700	6900	6309.RSR.ZR	0.914			

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 3

Shaft Dimensions	Load ratings								Grease	Oil	Bearing	Number	Weight			
	d	D	B	r	D _a	a	b	r _e						kg		
mm									kN							kg
45	100	25	2.5						40.5	30		6309.2RSR				
45	100	25	2.5	96.8	3.28	2.7	0.6		40.5	30	5700	8000	6309N	SP100	0.914	
45	100	25	2.5	96.8	3.28	2.7	0.6		40.5	30	6700		6309ZRN	SP100	0.914	
45	120	29	3						58.5	45.5	5600	6700	6409		1.66	
45	120	29	3	115.21	4.06	3.1	0.6		58.5	45.5	5600	6700	6409N	SP120	1.66	
50	50	65	7	3.5					4.25	4.05	10000	13000	51810		0.057	
	50	80	10	1					12.5	10	8500	10000	16010		0.185	
	50	80	10	1					12.5	10	8500	10000	16010.CJ		0.185	
	50	50	16	1.5					16	12.5	8500	10000	6010		0.293	
	50	80	16	1.5					16	12.5	8500	10000	6010.CJ		0.293	
	50	80	16	1.5					16	12.5	5300		6010.RSR			
	50	80	16	1.5					16	12.5	5300		6010.G		0.293	
	50	80	16	1.5					16	12.5	5300		6010TB.P6J		0.293	
	50	30	1.5	1.5					16	12.5	9500		6010ZR		0.293	
	50	80	16	1.5					16	12.5	8500		6010.ZZR		0.293	
	50	60	1.6	1.5					16	12.5	5300		6010RSR		0.293	
	50	80	15	1.5					16	12.5	5300		6010.ZRSR		0.293	
	50	90	16	1.5	76.81	2.49	1.9	0.6	16	12.5	8500	10000	5010N	SP80	0.293	
	50	90	20	2					28	20.8	7500	5000	6210		0.506	
	50	90	20	2					28	20.8	7500	9000	6210.CJ		0.506	
	50	90	20	2					28	20.8	7500	9000	6210.G		0.506	
50	50	20	29	2					28	20.8	7500	9000	6210TB.P6J		0.506	
	50	90	20	2					28	20.8	7500	9000	6210ZS2.790191		0.506	
	50	90	20	2					28	20.8	7500		6210ZR		0.506	
	50	90	20	2					28	20.8	7500		6210ZR.G		0.506	
	50	90	20	2					28	20.8	7500		6210.ZZR		0.506	
	50	90	20	2					28	20.8	4800		6210RSR		0.506	
	50	90	20	2					28	20.8	4800		6210.ZRSR		0.506	
	50	90	20	2	86.79	3.29	2.7	0.6	28	20.8	7500	9000	6210N	SP90	0.506	
	50	90	20	2	66.79	3.23	2.7	0.6	28	20.8	7500	9000	6210ZRN	SP90	0.506	
	50	110	37	3					47.5	35.5	5000	7000	6310		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	6000	7000	6310.CJ		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	6000	7000	6310.G		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	6000	7000	6310.CJG		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	6000	7000	6310TB.P6J		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	6000	7000	6310M.P6		1.17	
	50	110	27	3					35.5				6310ZS2.790191		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	5000		6310ZR		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	5000		6310ZRS.G		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	6000		6310.ZZR		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	6000		6310RSR		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	4000		6310RSR.G		1.17	
	50	110	27	3					47.5	35.5	4000		6310.ZRSR		1.17	
	50	110	27	3	106.81	3.29	2.7	0.6	47.5	35.5	6000	7000	6310N	SP110	1.17	
	50	110	27	3	106.81	3.29	2.7	0.6	47.5	35.5	6000	7000	6310N.CJ	SP110	1.17	
	50	110	27	3	106.81	3.29	2.7	0.6	47.5	35.5	6000	7000	6310ZRN	SP110	1.17	

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 4

Shaft	Dimensions							Load ratings dyn. C stat. C _o kN	Limiting speed min ⁻¹	Number FAG	Weight kg				
	d mm	D mm	B mm	r mm	D _x mm	a mm	b mm								
	50	130	31	3.5	125.22	4.06	3.1	0.6	57	52	5000	6000	6410	2.06	
	50	130	31	3.5	125.22	4.06	3.1	0.6	57	52	5000	6000	6410N	SP130	2.06
55	55	72	9	0.5					6.2	5.7	9000	11000	61811		0.091
	55	90	11	1					15	12.5	7500	9000	16011		0.271
	55	90	18	2					21.6	17	7500	9000	6011		0.426
	55	90	18	2					21.6	17	7500	9000	6011.C3		0.426
	55	90	18	2					21.6	17	7500	9000	6011.G		0.426
	55	90	18	2					21.6	17	7500	9000	6011.TB.P63		0.426
	55	90	18	2					21.6	17	7500	9000	6011ZR		0.426
	55	90	18	2					21.6	17	7500	9000	6011.ZZR		0.426
	55	90	18	2					21.6	17	4500	6000	6011.RSR		0.426
	55	90	18	2					21.6	17	4500	6000	6011.2RSR		0.426
	55	90	18	2	86.73	2.97	2.7	0.6	21.6	17	7500	9000	5011N	SP90	0.425
	55	100	21	2.5					33.5	25	6700	8000	6211		0.667
	55	100	21	2.5					33.5	25	6700	8000	6211.CJ		0.667
	55	100	21	2.5					33.5	25	6700	8000	6211.G		0.667
	55	100	21	2.5					33.5	25	6700	8000	6211.TB.P63		0.667
	55	100	21	2.5					33.5	25	6700	8000	6211Z52.790191		0.667
	55	100	21	2.5					33.5	25	6700	8000	6211ZR		0.667
	55	100	21	2.5					33.5	25	6700	8000	6211.ZZR		0.667
	55	100	21	2.5					33.5	25	4300	5300	6211.RSR		0.667
	55	100	21	2.5					33.5	25	4300	5300	6211.2RSR		0.667
	55	100	21	2.5	96.8	3.28	2.7	0.6	33.5	25	6700	8000	6211N	SP100	0.667
	55	100	21	2.5	96.8	3.28	2.7	0.6	33.5	25	6700	8000	6211ZRN	SP100	0.667
	55	120	29	3					58.5	45	5300	6300	6311		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	5300	6300	6311.CJ		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	5300	6300	6311.G		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	5300	6300	6311.TB.P63		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	5300	6300	6311.C3G		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	5300	6300	6311M.P6		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	5300	6300	6311.Z		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	5300	6300	6311.ZZ		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	3600	4600	6311.RS		1.5
	55	120	29	3					58.5	45	3600	4600	6311.2RS		1.5
	55	120	29	3	115.21	4.06	3.1	0.6	58.5	45	5300	6300	6311N	SP120	1.5
	55	120	29	3	115.21	4.06	3.1	0.6	58.5	45	5300	6300	6311N.CJ	SP120	1.5
	55	120	29	3	115.21	4.06	3.1	0.6	58.5	45	5300	6300	6311ZN	SP120	1.5
	55	140	33	3.5					76.5	63	4800	5600	6411N	SP140	2.5
60	50	78	10	0.5					8.8	6.4	8500	10000	61812		0.116
	50	75	11	1					15.3	13.2	7000	8500	16012		0.288
	50	75	11	1					15.3	13.2	7000	8500	16012.CJ		0.288
	60	95	18	2					22.8	18.3	7000	8500	6012		0.459
	60	95	18	2					22.8	18.3	7000	8500	6012.CJ		0.459

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 5

n	Dimensions							Load ratings dyn. C stat. C _s kN	Limiting speed		Number FAG	Weight kg			
	d mm	D mm	B mm	r mm	D _A mm	a mm	b mm		Grease min ⁻¹	Oil min ⁻¹					
	60	95	18	2				22.8	18.3	7000	8500	6012TB.P6J	0.459		
	60	95	18	2				22.8	18.3	7000	7000	6012ZR	0.459		
	60	95	18	2				22.8	18.3	7000	7000	6012.ZZB	0.459		
	60	95	18	2				22.8	18.3	4300	5000	6012RSR	0.459		
	60	95	18	2				22.8	18.3	4300	4300	6012.2RSR	0.459		
	60	95	18	2				22.8	18.3						
	60	95	18	2	91.82	2.87	2.7	0.6	22.8	18.3	7000	8500	6012N	SP95	0.459
	60	110	22	2.5				40.5	31	6000	7000	6212		0.852	
	60	110	22	2.5				40.5	31	6000	7000	6212.C3		0.852	
	60	110	22	2.5				40.5	31	5000	7000	6212.G		0.852	
	60	110	22	2.5				40.5	31	6000	7000	6212TB.P6J		0.852	
	60	110	22	2.5					31			6212ZS2.790191		0.852	
	60	110	22	2.5				40.5	31	6000		6212ZR		0.852	
	60	110	22	2.5				40.5	31	6000		6212.ZZB		0.852	
	60	110	22	2.5				40.5	31	4000		6212RSR		0.852	
	60	110	22	2.5				40.5	31	4000		6212.2RSR		0.852	
	60	110	22	2.5	106.81	3.23	2.7	0.6	40.5	31	6000	7000	6212N	SP110	0.852
	60	110	22	2.5	106.91	3.26	2.7	0.6	40.5	31	6000	6000	6212.ZZB.N	SP110	0.852
	60	130	31	3.5				53	48	5000	6000	6312		1.88	
	60	130	31	3.5				53	48	5000	6000	6312.C3		1.88	
	60	130	31	3.5				53	48	5000	6000	6312.G		1.88	
	60	130	31	3.5				53	48	5000	6000	6312.TB		1.88	
	60	130	31	3.5				53	48	3400		6312.RS		1.88	
	60	130	31	3.5				63	48	5000	6000	6312.C3G		1.88	
	60	130	31	3.5				63	48	5000	6000	6312.M.P6		1.88	
	60	130	31	3.5				63	48	5000	6000	6312.Z		1.88	
	60	130	31	3.5				63	48	5000	6000	6312.2Z		1.88	
	60	150	35	3.5				63	48	3400		6312RS		1.88	
	60	130	31	3.5	125.22	4.06	3.1	0.6	63	48	3400		6312.ZRS		1.88
	60	130	31	3.5	125.22	4.06	3.1	0.6	63	48	5000	6000	6312N	SP130	1.88
	60	130	31	3.5	125.22	4.06	3.1	0.6	63	48	5000	6000	6312N.C3	SP130	1.88
	60	150	35	3.5	125.22	4.06	3.1	0.6	63	48	5000	6000	6312Z.N	SP130	1.88
	60	150	35	3.5	125.22	4.06	3.1	0.6	63	48	5000	6000	6412		1.88
	60	150	35	3.5	145.24	4.49	3.1	0.6	93	69.5	4300	5000	6412N	SP150	3.01
65	85	10	1					9	5.3	7500	9000	5181J			
	65	100	11	1				16.3	14.6	6700	3000	16013		0.137	
	65	100	18	2				23.6	19.6	6300	7500	6013		0.51	
	65	100	18	2				23.6	19.6	6300	7500	6013.C3		0.488	
	65	100	18	2				23.6	19.6	6300	7500	6013.TD.P6J		0.488	
	65	100	18	2				23.6	19.6	6300		5013ZR		0.488	
	65	100	18	2				23.6	19.6	6300		5013.ZZB		0.488	
	65	100	18	2				23.6	19.6	4200		5013.RS		0.488	
	65	100	18	2				23.6	19.6	4000		6013.ZFISR		0.488	
	65	100	18	2	96.3	2.87	2.7	0.6	23.6	19.6	6300	7500	6013N	SP100	0.488
	65	120	23	2.5				45.5	35.5	5300	6300	6213		1.08	
	65	120	23	2.5				45.5	35.5	5300	6300	6213.C3		1.08	

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 6

Shaft Dimensions	d mm	D mm	B mm	r mm	D, mm	a mm	b mm	r ₃ mm	Load ratings		Grease min ⁻¹	Oil min ⁻¹	Number FAG	Weight kg
									dyn. C KN	stat. C _s KN				
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	5300	6300	6213TB.P63	1.08
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	5300	6300	6213Z52.790191	1.08
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	5300	6300	6213Z	1.08
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	5300	6300	6213.ZZ	1.08
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	3600	3600	6213.RS	1.08
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	3600	3600	6213.ZRS	1.08
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	5300	6300	6213.N	1.08
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	5300	6300	6213ZN	1.08
	65	120	23	2.5					45.5	35.5	5300	6300	SP120	1.08
	65	140	33	3.5					71	56	4500	5300	6313	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	4500	5300	6313.CJ	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	4500	5300	6313M.P6	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	4500	5300	6313ZR	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	4500	5300	6313.ZR	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	3200	3200	6313RSR	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	3200	3200	6313.ZRSR	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	4500	5300	6313N	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	4500	5300	6313N.CJ	2.32
	65	140	33	3.5					71	56	4500	5300	6313NZN	2.32
	65	160	37	3.5					91.5	78	4000	4800	6413	3.63
	65	160	37	3.5	156.02	4.9	3.1	0.6	91.5	78	4000	4800	6413N	3.63
70	70	90	10	1					9	3.45	7200	8500	61014	0.149
	70	110	13	1					21.6	19	5000	7000	16014	0.45
	70	110	13	1					21.6	19	5000	7000	16014.C3	0.551
	70	110	20	2					30	24.5	5000	7000	6014	0.675
	70	110	20	2					30	24.5	5000	7000	6014.C3	0.675
	70	110	20	2					30	24.5	5200	5200	6014Z	0.675
	70	110	20	2					30	24.5	5200	5200	6014.ZZ	0.675
	70	110	20	2					30	24.5	3200	3200	6314RSR	0.675
	70	110	20	2					30	24.5	3200	3200	6014.ZRSR	0.675
	70	110	20	2	106.81	2.37	2.7	0.6	30	24.5	5000	7000	6014N	0.675
	70	125	24	2.5					46	37.5	5000	6000	6214	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	5000	6000	6214.C3	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	5000	6000	6214ZR	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	5000	6000	6214.ZZ	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	3200	3200	6214RSR	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	3200	3200	6214.ZRSR	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	4000	5000	SP110	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	5000	6000	6214	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	5000	6000	6214.N	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	5000	6000	6214.ZPN	1.17
	70	125	24	2.5					46	37.5	5000	6000	SP125	1.17
	70	150	35	3.5					50	63	4300	5000	6314	2.82
	70	150	35	3.5					50	63	4300	5000	6314.C3	2.82
	70	150	35	3.5					50	63	4300	5000	6314M.P6	2.82
	70	150	35	3.5					50	63	4300	5000	6314ZRN	2.82
	70	150	35	3.5					50	63	4300	5000	6314.ZZR	2.82

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 7

Shaft Dimensions d D B r D _a a b r _o mm	Load ratings		Grease min ⁻¹	Oil min ⁻¹	Number FAG	Weight kg	
	dyn. C	stat. C _a					
	kN	kN					
70 150 35 3.5	80	63	2800	6314RSR		2.82	
70 150 35 3.5	80	63	2800	6314 2RSR		2.52	
70 150 35 3.5 145.24 4.9 3.1 0.6	80	63	4300	5000	6314N	SP150	2.82
70 150 35 3.5 145.24 4.9 3.1 0.6	80	63	4300	5000	6314N.CJ	SP150	2.82
70 150 35 3.5 145.24 4.9 3.1 0.6	80	63	4300	4300	6314ZR.N	SP150	2.82
70 180 42 4	110	104	3600	4300	6414		3.22
75 95 10 1	9.3	9.5	6700	5000	61815		
75 115 13 1	22	20	5500	6700	6015		0.158
75 115 20 2	31	26.5	5600	6700	6015		0.476
75 115 20 2	31	26.5	5520	6700	6015.CJ		0.72
75 115 20 2	31	26.5	5600	6700	6015ZR		0.72
75 115 20 2	31	26.5	5600	5600	6015.ZR		
75 115 20 2	31	26.5	3400	3400	6015.RSP		
75 115 20 2 111.21 2.57 2.7 0.6	31	26.5	5600	5600	6015.2RSR		
75 130 25 2.5	51	41.5	4800	5600	6215		
75 130 25 2.5	51	41.5	4800	5600	6215.CJ		1.3
75 130 25 2.5	51	41.5	4800	5600	6215Z		1.3
75 130 25 2.5 125.22 4.56 3.1 0.6	51	41.5	4800	5600	6215.ZZ		1.3
75 130 25 2.5 125.22 4.56 3.1 0.6	51	41.5	4800	5600	6215N	SP130	1.3
75 130 25 2.5 125.22 4.56 3.1 0.6	51	41.5	4800	5600	6215ZN	SP130	1.3
75 160 37 3.5	86.5	71	4000	4800	6315		2.39
75 160 37 3.5	86.5	71	4000	4800	6315.CJ		2.39
75 160 37 3.5	86.5	71	4000	4800	6315M.P6		2.39
75 160 37 3.5	86.5	71	4000	4800	6315ZR		2.39
75 160 37 3.5	86.5	71	4000	4800	6315.2ZR		2.39
75 190 45 4	118	114	3400	4000	6415M		6.31
80 100 15 1	9.5	9.8	5320	7500	5116		0.159
80 125 15 1	25	23.2	5300	6320	16016		0.631
80 125 15 1	25	23.2	5320	6320	16016.CJ		0.631
80 125 22 2	36.5	31.5	5000	6000	6016		0.933
80 125 22 2	36.5	31.5	5000	6000	6016.CJ		0.933
80 125 22 2	36.5	31.5	5000	5000	6016Z		0.933
80 125 22 2	36.5	31.5	5000	5000	6016.ZZ		0.933
80 125 22 2 120.22 2.87 3.1 0.6	36.5	31.5	5000	6000	6016N	SP125	0.933
80 140 26 3	56	44	4500	5300	6216		1.57
80 140 26 3	56	44	4500	5300	6216.CJ		1.57
80 140 26 3	56	44	4500	5300	6216ZR		1.57
80 140 26 3	56	44	4500	5300	6216.ZZ		1.57
80 140 26 3	56	44	3000	3000	6216.RSR		1.57
80 140 26 3 135.23 4.9 3.1 0.6	56	44	4500	5300	6216.2RSR		1.57
80 140 26 3 135.23 4.9 3.1 0.6	56	44	4500	5300	6216N	SP140	1.57

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 8

Shaft Dimensions	Load ratings							Limiting speed min⁻¹	Number Bearing FAG	Weight kg				
	d mm	D mm	B mm	r mm	D _o mm	a mm	b mm	C dyn. kN	C ₃ stat. kN	Grease Oil	Bearing Snap ring			
80	140	26	3	135.23	4.9	3.1	0.6	56	44	4500	6216ZRN	SP140	1,57	
80	170	39	3.5					95	80	3800	4500	6316	4,04	
80	170	39	3.5					95	80	3800	4500	6316.CJ	4,04	
80	170	39	3.5					95	80	3800	4500	6316M.P6	4,04	
80	170	39	3.5					95	80	3800		6316ZR	4,04	
80	170	39	3.5					95	80	3800				
80	200	48	4					125	125	3800	3800	6316.ZZR	4,04	
80	200	48	4					125	125	3800	3800	6416M	7,42	
85	85	110	13	1.5				14	13.7	5600	6700	61817		
85	130	17	1					26	25	5000	6000	16017	0,294	
85	130	22	2					33	32.5	4800	5500	6017	3,666	
85	130	22	2					33	32.5	4800	5500	6017.CJ	3,996	
85	130	22	2					38	33.5	4800	5500	6017ZR	3,996	
85	130	22	2					38	33.5	4800				
85	130	22	2	125.22	2.67	3	0.6	33	33.5	4800		6017.ZZR	0,996	
85	150	29	3					54	53	4300	5600	6017N	1,396	
85	150	29	3					54	53	4300	5600	6217	2	
85	150	29	3					54	53	4300		6217Z	2	
85	150	29	3					54	53	4300		6217.ZZ	2	
85	150	28	3	145.24	4.9	3.1	0.6	64	53	4300	5000	6217N	SP150	2
85	150	28	3	145.24	4.9	3.1	0.6	64	53	4300	5000	6217ZN	SP150	2
85	180	41	4					95.5	83	3400	4000	6317	1,65	
85	180	41	4					95.5	83	3400	4000	6317.CJ	1,65	
85	180	41	4					96.5	83	3400	4000	6317M.P6	1,65	
85	180	41	4					96.5	83	3400		6317Z	1,65	
85	180	41	4					96.5	83	3400		6317.ZZ	1,65	
85	210	52	5					134	134	3000	3600	6417M	8,31	
90	90	115	13	1.5				19.5	16.3	5300	6300	61213		
90	140	19	1.5					23	20	4500	5300	16018	2,322	
90	140	19	1.5					23	20	4500	5300	16018.CJ	2,539	
90	140	24	2.5					45	39	4500	5300	6018	1,31	
90	140	24	2.5					45	39	4500	5300	6018.CJ	1,31	
90	140	24	2.5					45	39	4500		6018ZR	1,31	
90	140	24	2.5					45	39	4500		6018.ZZR	1,31	
90	140	24	2.5	135.20	3.71	3.1	0.6	45	39	4500	5300	6018N	SP140	1,31
90	160	32	3					51	53	4000	4800	6218	2,45	
90	160	32	3					51	53	4000	4800	6218.CJ	2,45	
90	160	32	3					51	53	4000		6218Z	2,45	
90	160	32	3					51	53	4000		6218.ZZ	2,45	
90	160	32	3	155.22	4.9	3.1	3.6	51	53	4000	4800	6218.N	SP160	2,45
90	190	43	4					104	93	3400	4000	6318	5,72	
90	190	43	4					104	93	3400	4000	6318.M.P6	5,72	
90	190	43	4					104	93	3400	4000	6318ZR	5,72	

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 9

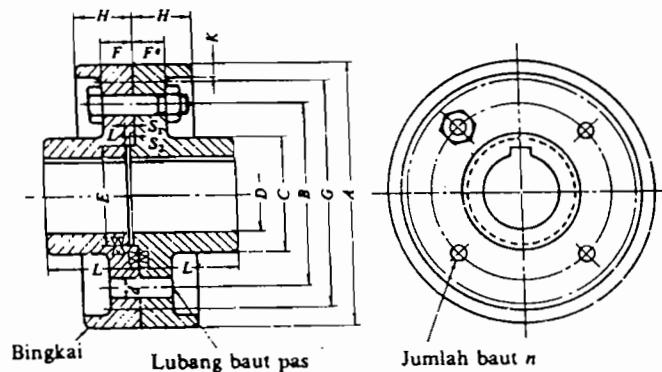
Shaft Dimensions	d mm	D mm	B mm	r mm	D _o mm	a mm	b mm	r _o mm	Load ratings		Grease min ⁻¹	Oil min ⁻¹	Number FAG	Weight kg
									dyn. C KN	stat. C _o KN				
	90	190	43	4					104	90	3400		6310.2ZR	5.72
	90	225	54	5					152	163	2800	3400	6418M	10.5
95	95	120	13	1.5					17	17	5000	5000	61819	0.318
	95	145	16	1.5					25.5	30.5	4500	5300	16019	0.948
	95	145	24	2.5					26.5	41.5	4300	5000	6019	1.35
	95	145	24	2.5					26.5	41.5	4300	5000	6019Z	1.35
	95	145	24	2.5	14.73	1.7	3.1	0.6	26.5	41.5	4300	5000	6019N	SP145 1.35
	95	170	32	3.5					33	59.5	3600	4300	6219	2.93
	95	170	32	3.5					33	59.5	3600	4300	6219Z	2.93
	95	170	32	3.5					33	59.5	3600	4300	6219.ZZ	2.93
	95	170	32	3.5	163.65	5.69	3.5	0.6	33	69.5	3600	4300	6219N	SP170 2.93
	95	200	45	4					41	120	3100	3800	6319	6.55
	95	200	45	4					41	120	3200	3800	6319.C3	6.55
100	100	125	13	1.5					16.5	19.3	4800	5600	61820	0.339
	100	150	16	1.5					22	33.5	4300	5000	16020	0.975
	100	150	16	1.5					22	33.5	4300	5000	16020.C3	0.975
	100	150	24	2.5					26.5	41.5	4000	5800	6020	1.42
	100	150	24	2.5					26.5	41.5	4000	5800	6020.C3	1.42
	100	150	24	2.5					26.5	41.5	4000	5800	6020ZR	1.42
	100	150	24	2.5					26.5	41.5	4000	5800	6020.2ZR	1.42
	100	150	24	2.5	145.24	1.7	3.1	0.6	26.5	41.5	4000	4800	6020N	SP150 1.42
	100	180	34	3.5					33	80	3400	4000	6220	3.51
	100	180	34	3.5					33	80	3400	4000	6220.C3	3.51
	100	180	34	3.5					33	80	3400	4000	6220ZR	3.51
	100	180	34	3.5					33	80	3400	4000	6220.2ZR	3.51
	100	180	34	3.5	172.56	5.69	3.5	0.5	33	80	3400	4000	6220N	SP180 3.51
	100	215	47	4					47	120	3200	3600	6320	6.01
	100	215	47	4					47	120	3200	3600	6320.C3	6.01
	100	215	47	4					47	120	3200	3600	6320.M.P63	6.01
	100	215	47	4					47	120	3200	3600	6320.ZR	5.01
	100	215	47	4					47	120	3200	3600	6320.2ZR	8.01
105	105	160	18	1.5					21.5	40	4000	4800	16021	1.27
	105	160	26	3					55	50	3800	4500	6021	1.76
	105	190	36	3.5					122	90	3200	3800	6221	4.17
	105	225	49	4					134	132	2800	3400	6321	9.1
	105	225	49	4					134	132	2800	3400	6321.C3	9.1
110	110	140	16	1.5					18.6	20.8	4500	5300	61822	0.574
	110	170	19	1.5					44	42.5	3800	4500	16022	1.55
	110	170	19	1.5					44	42.5	3800	4500	16022.C3	1.55
	110	170	28	3					61	56	3600	4300	6022	2.2
	110	170	28	3					61	56	3600	4300	6022.C3	2.2

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

3-25. Tabel Bantalan Menurut Standar FAG 10

Shaft	Dimensions							Load ratings dyn. C stat. C _s kN	Limiting speed			Number FAG	Weight kg	
	d mm	D mm	B mm	r mm	D _b mm	a mm	b mm		Grease min ⁻¹	Oil min ⁻¹	Bearing Snap ring			
110	170	28	3	163.65	3.71	3.5	0.6	61	56	3600	4300	6022N	SP170	2.2
110	200	38	3.5					110	100	3000	3600	6222		4.9
110	200	36	3.5					110	100	3000	3600	6222.C3		4.9
110	200	38	3.5					110	100	3000	3600	6222.ZZB		4.9
110	240	50	4					146	146	2600	3200	6322		10.8
110	240	50	4					146	146	2600	3200	6322.C3		10.8
110	240	50	4					146	146	2600	3200	6322M.P63		10.8
120	120	150	16	1.5				19.3	22.4	4000	4800	61324		0.605
120	180	19	1.5					46.5	47.5	3400	4000	16024		1.57
120	150	19	1.5					46.5	47.5	3400	4000	16024.C3		1.67
120	180	25	3					54	60	3400	4000	6024		2.39
120	180	25	3					54	60	3400	4000	6024.C3		2.39
120	160	28	3	173.65	3.71	3.5	0.6	64	60	3400	4000	5024N	SP180	2.33
120	175	30	3.5					72	72	3800	4400	6224		5.72
120	200	55	4					63	173	2400	3000	6224		10.5
120	200	55	4					63	173	2400	3000	6324.C3		10.5
120	200	55	4					163	173	2400	3000	6324M.P63		10.6
130	130	155	18	2				25.5	29	3600	4300	61226		0.697
130	200	22	2					60	61	3200	3800	16026		2.49
130	200	33	3					80	78	3000	3600	6026		3.63
130	200	33	3					80	78	3000	3600	6026.C3		3.63
130	200	33	3	193.65	5.69	3.5	0.6	80	78	3000	3600	6026N	SP200	3.63
130	230	40	4					129	125	2500	3200	6226		6.63
130	280	58	5					176	193	2200	2800	6326M		16.7
130	280	58	5					176	193	2200	2800	6326M.C3		15.7
140	140	175	19	2				36	31	3400	4000	61328		2.95
140	210	22	2					62	64	3000	3500	16028		2.52
140	210	35	3					63	63	2800	3400	6028		3.81
140	210	33	3					83	83	2800	3400	6028.C3		3.81
140	210	33	3					83	83	2800	3400	5028ZB		3.81
140	210	33	3					83	83	2800	3400	6028.C3		3.81
140	210	32	4					137	137	2400	3000	6228.C2R		3.81
140	300	62	5					193	224	2000	2600	6328M		20.3
140	300	62	5					193	224	2000	2600	6328M.C3		20.3
150	150	190	20	2				32.5	38	3200	3800	61530M		4.23
150	225	24	2					71	73.5	2800	3400	16030		3.21
150	225	36	3.5					95	95	2500	3200	6030		4.72
150	225	36	3.5					95	95	2500	3200	6030.C3		4.72
150	270	45	4					134	137	2200	2800	6230		11
150	320	55	5					220	255	1900	2400	6330M		24.5
150	320	65	5					220	265	1900	2400	6330M.C3		24.5

4-26. Tabel Kopling



(Satuan: mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		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.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

4-27. Tabel Material Baja Karbon Untuk Kopling Flens

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
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
	SNCM25	"	120
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

4-28. Tabel Koefisien Pengereeman

Lintasan dan Koefisien Pengereeman			Lintasan dan Koefisien Pengereeman		
Jenis	Lintasan pengereeman, mm	Koefisien pengereeman, β	Koefisien adhesi	Jumlah roda yang direm	
				Semua	50%
Ringan	s/120	1,75	0,15	$\frac{v^2}{100.000}$	$\frac{v^2}{5.000}$
Medium	s/100	2,00			$\frac{v^2}{2.500}$
Berat	s/80	2,5	0,12	$\frac{v^2}{8.000}$	$\frac{v^2}{4.000}$
					$\frac{v^2}{2.000}$

Catatan:

s=lintasan dalam m yang ditempuh beban per menit

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

4-29. Tabel Tekanan Satuan Yang Aman

Tekanan Satuan yang Aman

BAHAN PERMUKAAN GESEKAN	<i>p</i> , kg/cm ²		
	Kering	Dipaslin	Di dalam bak oli
Logam pada logam	2-3	3-4	6-8
Kayu atau ayaman bahan gesekan pada logam	2-3	4-6	6-8
Bahan yang dipres, di rolled atau pada metal dilentuk.	4-6	6-10	10-12

4-30. Tabel Kecepatan Angin

Height zone, ft	Basic wind velocity, miles									
	60	65	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 = 0.3048 m, 1 mi/h = 0.4470 m/s = 1,000.34 km/h.

Source: William McGuire, "Steel Structures," Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1968, used by permission.

Tugas Akhir "Kran Teleskopik"

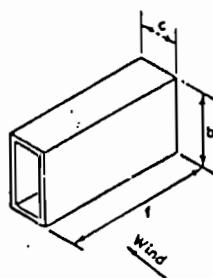
4-31. Tabel FC angina

Large box sections, over 14 in square and 10 by 18 in rectangular	$\frac{b}{c} \geq 2$	t/b	
		40	2.20
		30	2.10
		20	1.95
		10	1.75
		5	1.55

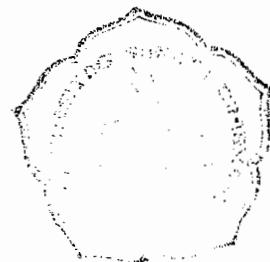
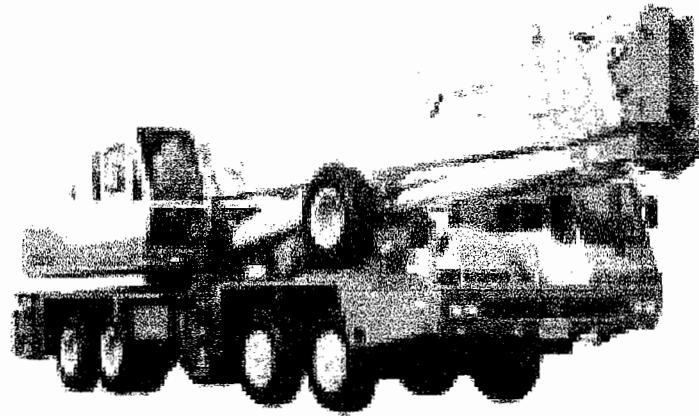
$\frac{b}{c} \approx 1$	t/b	
	40	1.90
	30	1.85
	20	1.75
	10	1.55
	5	1.40

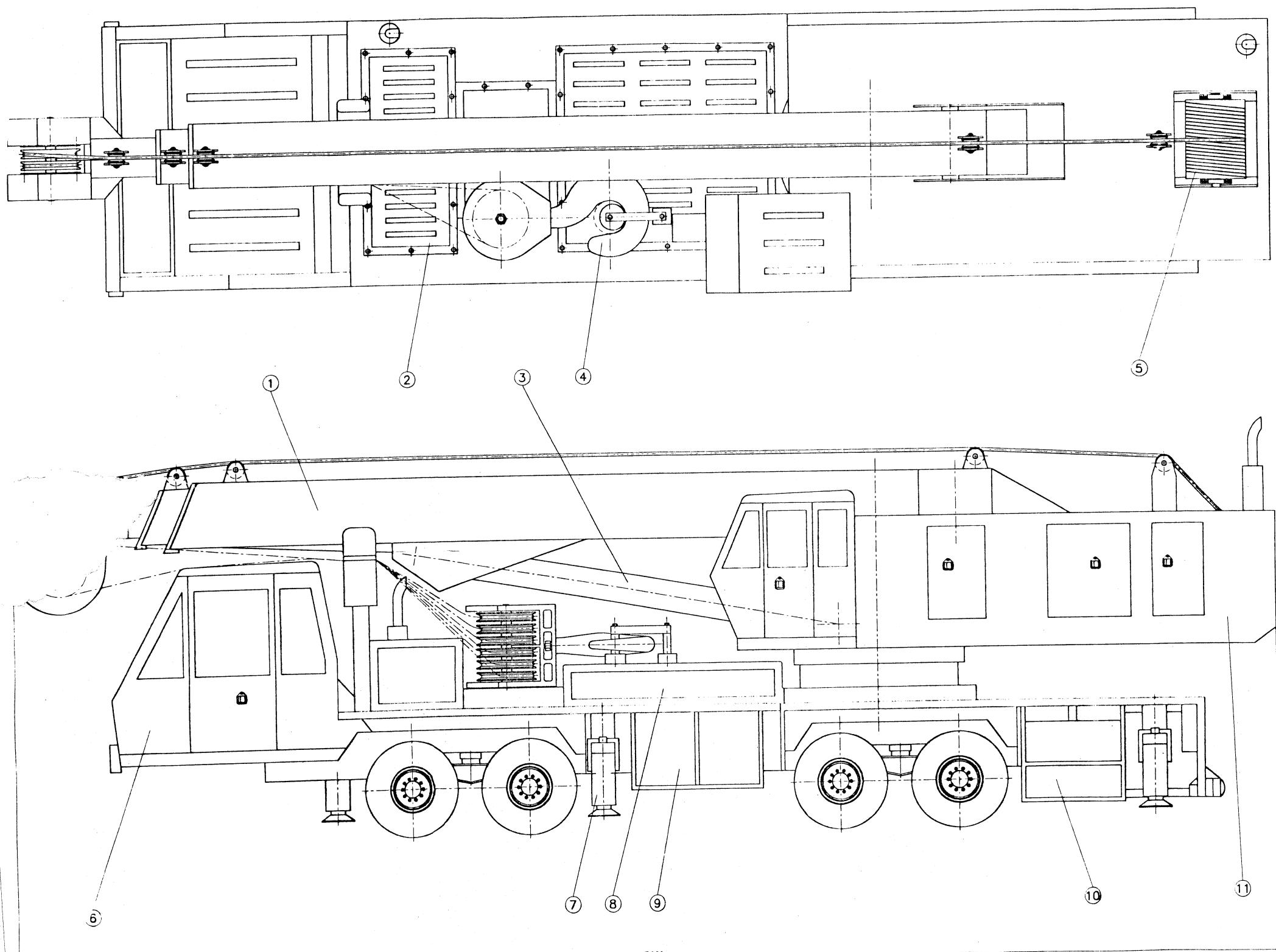
$\frac{b}{c} = 1/2$	t/b	
	40	1.40
	30	1.35
	20	1.30
	10	1.20
	5	1.00

$\frac{b}{c} = 1/4$	t/b	
	40	1.00
	30	1.00
	20	0.90
	10	0.90
	5	0.80



4 – 32. Foto Kran Teleskopik Merk Tadano TG.800





15600

No.	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
11.1	1	Mesin Mesin			NISSAN RFS
10.1	1	Tangki Oli			
9.1	1	Tangki BBM			
8.1	1	GearBox Pemutar			
7.1	1	Koki Penyengga			
6.1	1	Mobil Pembawa			
5.1	1	Drum Penggulung			
4.1	1	Kait			
3.1	1	HDK Penyengga			
2.1	1	Mesin mobil			MITSUBISHI 8DC9
1.1	1	Lengan			

Skala : 2:1 Dibuat oleh : NC Bawo U
Satuan : mm NIM : 985214090
Tel : 099101414462 Keterangan:
TEKNIK MESIN Koen Tjokrosojipto

01 AO

