



TUGAS AKHIR - TM 141585

ANALISIS SISTEM TENAGA DAN *REDESIGN* TOWER CRANE POTAIN MD 900

INTAN KUMALA BESTARI
NRP 2113 100 069

Dosen Pembimbing
Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA 2018



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS SISTEM TENAGA DAN *REDESIGN*
TOWER CRANE POTAIN MD 900**

**INTAN KUMALA BESTARI
NRP 2113 100 069**

**Dosen Pembimbing
Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 141585

ANALYSIS OF POWER SYSTEM AND REDESIGN OF TOWER CRANE POTAIN MD 900

**INTAN KUMALA BESTARI
NRP 2113 100 069**

**Adviser
Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

**ANALISIS SISTEM TENAGA DAN REDESIGN
TOWER CRANE POTAIN MD 900**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Intan Kumala Bestari
Nrp. 0211134000069

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD (Pembimbing)
(NIP .195106051978031002)
2. ALIEF WIKARTA, ST, MSc.Eng, PhD (Penguji I)
(NIP .198202102006041002)
3. Dr. Ir. AGUS SIGIT PRAMONO, DEA (Penguji II)
(NIP .196508101991021001)
4. ARI KURNIAWAN, ST, MT (Penguji III)
(NIP .198604012015041001)

SURABAYA
Januari , 2018

ANALISIS SISTEM TENAGA DAN REDESIGN TOWER CRANE POTAIN MD 900

Nama : Intan Kumala Bestari
NRP : 2113100069
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,
Ph.D

ABSTRAK

Tower crane adalah alat yang digunakan untuk mengangkat material secara vertikal dan horizontal ke suatu tempat yang tinggi pada ruang gerak yang terbatas. Cara kerja tower crane adalah dengan mengangkat material yang akan dipindahkan, memindahkan secara horizontal, kemudian menurunkan material di tempat yang diinginkan. Prinsip yang digunakan dalam menentukan beban yang mampu diangkat oleh tower crane adalah berdasarkan prinsip momen. Semakin berat beban yang harus diangkat, maka radius operasi yang dicapai menjadi semakin kecil. Semakin dekat posisi beban yang diangkat dengan tiang tower crane, maka semakin aman pula kemampuan tower crane untuk mengangkat beban tersebut. Berdasarkan studi lapangan yang telah dilakukan di PT.DPS Surabaya tower crane dengan kapasitas angkat 50 ton pada jarak lengan 21,10 meter hanya mampu mengangkat beban sebesar 40 ton. Sedangkan pada spesifikasi tower crane Potain MD 900 pada jarak lengan yang sama yaitu 21,10 meter beban yang dapat diangkat sebesar 50 ton. Dalam menentukan daya motor pada tower crane selain gaya berat (gaya statis) dari beban angkat juga terjadi percepatan (gaya dinamis) yang perlu diperhitungkan. Oleh karena perbedaan nilai dari daya motor terhadap kapasitas angkat ini maka pada tugas akhir ini akan dilakukan perhitungan baik secara statis maupun dinamis. Agar dapat diketahui

seberapa besar perbedaan hasil dari kedua metode tersebut terhadap nilai daya motor. Selain itu perlu juga dilakukan analisis dan juga redesign pada gearbox agar didapat harga gearbox yang lebih murah.

Pada tugas akhir ini terdapat 2 tahapan, yaitu tahap analisis pada perhitungan dinamis maupun statis dalam menentukan daya motor dan rasio gearbox yang dibutuhkan dengan kondisi tower crane saat ini. Kemudian setelah analisis, dilakukan redesign pada komponen hoisting yaitu tali baja, pulley dan drum untuk meningkatkan kemampuan angkat tower crane dan juga memperkecil nilai rasio gearbox.

Hasil perhitungan daya motor dengan kapasitas angkat maksimum sebesar 50 ton pada perhitungan statis didapatkan daya sebesar 88 kW sedangkan pada perhitungan dinamis didapatkan daya sebesar 110 kW. Pada desain lama dengan rope reeving 2/1 dan kapasitas 40 ton, dengan perhitungan dinamis didapat daya motor 88 kW dan rasio gearbox sebesar 76,76 sedangkan pada hasil redesign dengan rope reeving 8/1 dan kapasitas 50 ton didapat daya motor 110 kW dan rasio gearbox sebesar 10,5.

Kata kunci : daya motor, putaran drum dan rasio gearbox

**ANALYSIS OF POWER SYSTEM AND REDESIGN OF
TOWER CRANE POTAIN MD 900**

Name : Intan Kumala Bestari
NRP : 2113100069
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra,
MSc.PhD

Abstract

Tower crane is an equipment that used to transport materials vertically and horizontally to a higher place in limited space. The work of tower crane is by lifting materials that wanted to be moved, transporting it horizontally, then putting it down to the desired place. To decide whether the tower crane able to transport certain load, principle of moment is to be used. The heavier the load, the smaller operation radius that has to be achieved. The closer the lifted load to the tower crane pole, the safer for tower crane to lift the load. Based on field study on PT. DPS Surabaya, tower crane with lift capacity of 50 tons and arm of 21,10 meters can only lift 40 tons load. As to tower crane Potain MD 900 specification with same arm length, 21,10 meters, can lift 50 tons load. In order to decide motor power, beside weight force (static force) from the lifted load, acceleration (dynamic force) need to be calculated. The difference between the motor power and lift capacity is the reason for this research to be calculated both statically and dynamically, to find how much the difference of the results between both of the methods to motor power value. Also, analysis and redesign of the gearbox are needed to achieve cheaper gearbox.

This final project has 2 steps, which are analysis to dynamic and static calculation to decide motor power and gearbox ratio needed by current tower crane condition. Next step, redesign the hoisting components such as steel rope, pulley, and drum to increase tower crane lift ability and to decrease gearbox ratio.

Calculation results of the motor power with maximum lift capacity of 50 tons are 88 kW using static calculation and 110 kW using dynamic calculation. On the old design with rope reeving 2/1 and capacity of 40 tons, resulted to motor power of 88 kW using dynamic calculation and gearbox ratio of 76,76. After the redesign with rope reeving 8/1 and capacity of 50 tons, resulted to motor power of 110 kW and gearbox ratio of 10,5.

Key words: motor power, drum rotation, gearbox ratio

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan “Alhamdulillah”, puji syukur kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga dapat terselesaikan tugas akhir ini dengan judul “Analisis Sistem Tenaga dan *Redesign Tower Crane Potain MD 900*”. Adapun tugas akhir ini merupakan salah satu syarat umum untuk menyelesaikan studi S1 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc.PhD selaku dosen pembimbing yang selalu dengan sangat sabar memberikan masukan-masukan sehingga bisa terselesaikan tugas akhir ini dengan baik.
2. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D. selaku ketua jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
3. Para dosen Teknik Mesin ITS yang terlibat dalam tugas akhir saya.
4. Keluarga besar terutama orang tua saya, bapak Mahmud dan ibu Suryati dan Sri Utami yang memberikan dukungan moral maupun materi dalam menyelesaikan studi S1 di kampus Teknik Mesin ITS.
5. Teman-teman M56 yang telah memberikan cerita tersendiri dalam menjalani kehidupan kampus Teknik Mesin ITS.
6. Smart Ladies 56 yang telah memberikan warna serta keceriaan bagi penulis selama menjalani kehidupan di kampus Teknik Mesin ITS
7. Ayu (Ming), Amaldah, dan Mbak Lana yang telah bersedia memberikan penulis tumpangan lab untuk mengerjakan tugas akhir
8. BAMBS SQUAD (Ayzam dan Dewani Intan) yang telah memberikan cerita dan pengalaman magang yang tak

terlupakan dan akhirnya memang ada yang dilupakan ☺

9. #117 (Nabila, Alvi) yang telah memberikan penulis semangat dan keceriaan dalam menyelesaikan tugas akhir ini
10. Teman KP (Sarbo, Mbak Dian dan Jum) yang telah menemani hari-hari penulis selama KP dengan sangat menyenangkan.
11. Fiky Nuzulla Darsono sebagai teman SMA, teman kuliah, sekaligus teman hidup selama 4 tahun di Surabaya, terimakasih sudah merawatku dan mau direpotkan selama 4 tahun.
12. Warga lab. Desain otomotif khususnya Kimin, Gatel, Syafi dan Fenny yang telah membantu penulis menyelesaikan tugas akhir ini dan menemani hari-hari yang menyenangkan dalam kampus.
13. Semua pihak yang telah membantu tugas akhir ini yang tidak bisa disebutkan satu – persatu.

Akhir kata penulis mengharapkan Tugas Akhir ini dapat berguna bagi kita semua. Saya menyadari dalam Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu sebagai penulis saya mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun guna kesempurnaan Tugas akhir ini.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
TITLE PAGE	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xv
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
BAB II.....	5
KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	5
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.2 Tower Crane	6
2.3 Komponen Utama <i>Tower Crane</i>	7
2.4 Mekanisme Gerak Tower Crane.....	10
2.5 Jenis Gaya yang Bekerja pada <i>Tower Crane</i>	10
2.5.1 Gaya berat	11
2.5.2 Gaya Hoisting/Gaya Angkat	11
2.5.3 Gaya Ayun pada <i>Tower Crane</i>	11
2.6 Rope Reeving	13
2.7 Komponen Utama pada Mekanisme <i>Hoisting</i>	13
2.7.1 Tali Baja (<i>Wire Rope</i>).....	14
2.7.2 Puli (<i>Pulley</i>).....	15
2.7.3 Drum.....	18
2.7.4 Motor Penggerak.....	21
2.7.5 <i>Gearbox</i>	21
BAB III.....	23
METODOLOGI	23
3.1 Tahapan Pengerjaan	23
3.1.1 Studi literatur dan studi lapangan.....	25

3.1.2	Analisis kerusakan tower crane	26
3.1.3	Memasukkan data awal berupa spesifikasi tower crane 26	
3.1.4	Skema mekanisme pengangkat.....	26
3.1.5	Analisis perhitungan statis dan dinamis	28
3.1.6	Analisis <i>gearbox</i>	30
3.1.7	<i>Redesign</i> rasio <i>gearbox</i>	31
3.1.8	Mengevaluasi nilai rasio <i>gearbox</i>	32
3.1.9	Pemilihan <i>Gearbox</i>	32
3.1.10	Membandingkan Hasil <i>Redesign</i>	33
BAB IV	35
4.1	Data dan Spesifikasi <i>Tower Crane</i>	35
4.2	Perhitungan Daya Motor <i>Tower Crane</i> Potain MD 900 pada Kapasitas Angkat 50 ton dan <i>Rope Reeving</i> 2/1.....	36
4.3	Perhitungan Rasio <i>Gearbox</i> pada <i>Tower Crane</i> Potain MD 900 pada Kapasitas Angkat 50 ton	42
4.3.1	Perhitungan Dinamis Rasio <i>Gearbox</i> pada <i>Tower Crane</i> Potain MD 900 pada Kapasitas Angkat 50 ton 43	
4.3.2	Perhitungan Statis Rasio <i>Gearbox</i> pada <i>Tower Crane</i> Potain MD 900 pada Kapasitas Angkat 50 Ton	46
4.4	Analisis Kemampuan Angkat	49
4.5	Skema Mekanisme <i>Redesign</i> pada Kapasitas Angkat 50 Ton, <i>Rope Reeving</i> 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s...50	
4.6	Perhitungan Gaya Tegang Tali Hasil <i>Redesign</i> pada Kapasitas Angkat 50 Ton, <i>Rope Reeving</i> 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s.....	52
4.7	Pemilihan Tali Baja (<i>Wire Rope</i>) Hasil <i>Redesign</i> pada Kapasitas Angkat 50 Ton, <i>Rope Reeving</i> 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s.....	55
4.8	Perhitungan <i>Pulley</i> Hasil <i>Redesign</i> pada Kapasitas Angkat 50 Ton, <i>Rope Reeving</i> 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s	56

4.9	Perhitungan Drum Hasil <i>Redesign</i> pada Kapasitas Angkat 50 Ton, <i>Rope Reeving</i> 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s	57
4.10	Pemilihan Motor Hasil <i>Redesign</i> pada Kapasitas Angkat 50 Ton, <i>Rope Reeving</i> 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s	62
4.11	Pemilihan <i>Gearbox</i> Hasil <i>Redesign</i> pada Kapasitas Angkat 50 Ton, <i>Rope Reeving</i> 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s	67
4.11.1	Perhitungan Putaran Drum	67
4.11.2	Perhitungan Torsi	69
	Spesifikasi <i>Gearbox</i>	69
4.12	Perbandingan Desain Lama VS Hasil <i>Redesign</i>	72
BAB V		75
KESIMPULAN DAN SARAN		75
5.1	Kesimpulan	75
5.2	Saran	75
DAFTAR PUSTAKA		77
LAMPIRAN		
BIODATA PENULIS		

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Rancangan <i>Tower Crane</i> [4].....	5
Gambar 2.2 <i>Jib Section</i> [4].....	7
Gambar 2.3 <i>Counter Jib</i> dan <i>Counter Weight</i> [4]	9
Gambar 2.4 Gaya Ayun pada <i>Tower Crane</i>	12
Gambar 2.5 <i>Rope Reeving Arrangement</i> [6]	13
Gambar 2.6 Konstruksi Serat Tali Baja [7]	15
Gambar 2.7 Puli [7]	16
Gambar 2.8 Drum [7]	18
Gambar 2.9 <i>Fleet Angle</i> pada Drum [8]	19
Gambar 2.10 Lebar drum [8].....	19
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Tahapan Pengerjaan Analisis SistemTenaga dan <i>Redesign</i> pada <i>Tower Crane</i>	24
Gambar 3.2 Skema Mekanisme Pengangkat (<i>Hoisting</i>).....	27
Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> Perhitungan Statis	28
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Perhitungan Dinamis.....	29
Gambar 3.5 <i>Flowchart</i> Analisis <i>Gearbox</i>	30
Gambar 3.6 <i>Flowchart Redesign</i> Rasio <i>Gearbox</i>	31
Gambar 3.7 <i>Flowchart</i> Pemilihan <i>Gearbox</i>	33
Gambar 4.1 <i>Tower Crane Potain MD 900</i>	35
Gambar 4.2 <i>Free Body Diagram</i> Perhitungan Statis pada <i>Tower Crane Potain MD 900</i>	37
Gambar 4.3 <i>Free Body Digram</i> Perhitungan Dinamis pada <i>Tower Crane</i>	38
Gambar 4.4 Kebutuhan Daya Motor <i>Tower Crane Potain MD 900</i> pada Kapasitas 50 Ton dan <i>Rope Reeving 2</i>	40
Gambar 4.5 Perhitungan Dinamis Rasio <i>Gearbox</i> pada Kapasitas 50 Ton.....	45
Gambar 4.6 Perhitungan Statis Rasio <i>Gearbox</i> pada Kapasitas 50 Ton.....	48
Gambar 4.7 Grafik Daya VS Kapasitas Angkat.....	50

Gambar 4.8 Skema Hasil <i>Redesign</i> Mekanisme Pengangkat <i>Tower Crane</i> Potain MD 900.....	51
Gambar 4.9 Gaya-gaya yang bekerja pada mekanisme <i>hoisting</i> ..	53
Gambar 4.10 <i>Fleet Angle</i> pada Drum.....	58
Gambar 4.11 Skema Menentukan Kapasitas Drum.....	59
Gambar 4.12 <i>Dead Length</i> dan <i>Life Length</i> pada <i>Tower Crane</i> ..	60
Gambar 4.13 Skema <i>Wire Rope</i> dengan <i>Rope Reeving</i> 8/1.....	61
Gambar 4.14 <i>Free Body Diagram</i> Kecepatan pada Sling	68

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Harga Faktor e_2 yang Tergantung pada Konstruksi Tali [7].....	17
Tabel 2.2 Harga Minimum Faktor K dan e_1 yang Diizinkan [7].	18
Tabel 4.1 Data Spesifikasi <i>Tower Crane Potain MD 900</i>	36
Tabel 4.2 Perhitungan Statis Kebutuhan Daya Motor pada <i>Tower Crane</i>	41
Tabel 4.3 Perhitungan Dinamis Kebutuhan Daya Motor pada <i>Tower Crane</i>	42
Tabel 4.4 Perhitungan Dinamis Rasio <i>Gearbox</i>	46
Tabel 4.5 Perhitungan Statis Rasio <i>Gearbox</i>	49
Tabel 4.6 Spesifikasi Motor pada <i>Tower Crane</i>	67
Tabel 4.7 Spesifikasi <i>Gearbox</i> pada <i>Tower Crane</i>	70
Tabel 4.8 Perbandingan Desain Lama dengan Hasil <i>Redesign</i> ...	72
Tabel 4.9 Evaluasi Hasil <i>Redesign Tower Crane Potain MD 900</i>	73

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam penyelesaian suatu proyek konstruksi ataupun pada industri galangan kapal biasanya digunakan *crane* sebagai alat bantu untuk mengangkat, mengangkut dan memindahkan suatu material maupun muatan. Salah satu perusahaan yang bergerak pada bidang perbaikan kapal adalah PT Dok dan Perkapalan Surabaya (DPS). PT DPS adalah BUMN yang bergerak di bidang galangan kapal dan merupakan hasil nasionalisasi dari Belanda. Terdapat 24 *crane* di PT DPS yang dapat mengangkat sampai dengan 300 ton [1].

Tower crane adalah alat yang digunakan untuk mengangkut material secara vertikal dan horizontal ke suatu tempat yang tinggi pada ruang gerak yang terbatas. Cara kerja *tower crane* adalah dengan mengangkat material yang akan dipindahkan, memindahkan secara horizontal, kemudian menurunkan material di tempat yang diinginkan [2]. Prinsip yang digunakan dalam menentukan beban yang mampu diangkut oleh *tower crane* adalah berdasarkan prinsip momen. Panjang lengan *tower crane* dan kemampuan angkut muatan merupakan perbandingan yang bersifat linier. Semakin berat beban yang harus diangkut, maka radius operasi yang dicapai menjadi semakin kecil [3]. Semakin dekat posisi beban yang diangkat dengan tiang *tower crane*, maka semakin aman pula kemampuan *tower crane* untuk mengangkat beban tersebut. Di PT. DPS terdapat 2 *tower crane* dengan merek *Potain MD 900*. *Tower crane* tersebut memiliki kapasitas angkat sebesar 32 ton dan 50 ton, untuk *tower crane* dengan kapasitas angkat 50 ton terdapat *rope reeving* sebesar 2/1 . Pada saat pengujian beban angkat didapatkan hasil bahwa *tower crane*

dengan kapasitas angkat 50 ton pada jarak lengan 21,10 meter hanya mampu mengangkat beban sebesar 40 ton. Sedangkan pada spesifikasi *tower crane Potain MD 900* pada jarak lengan yang sama yaitu 21,10 meter seharusnya beban yang dapat diangkut sebesar 50 ton. Pada mekanisme pengangkatan *tower crane* digunakan motor dengan daya sebesar 88 kW. Dalam menentukan daya motor pada *tower crane* selain gaya berat (gaya statis) dari beban angkat juga terjadi percepatan (gaya dinamis) yang perlu diperhitungkan. Oleh karena perbedaan nilai dari daya motor terhadap kapasitas angkat ini perlu dilakukan perhitungan baik secara statis maupun dinamis. Agar dapat diketahui seberapa besar perbedaan hasil dari kedua metode tersebut terhadap nilai daya motor. Pada *tower crane* untuk mereduksi putaran dari motor yang digunakan untuk memutar drum maka diperlukan adanya *gearbox*. Pemilihan *gearbox* dapat ditentukan berdasarkan nilai rasio *gearbox*, semakin besar nilai rasio *gearbox* maka akan semakin mahal harga *gearbox* tersebut.

Berdasarkan beberapa hal diatas maka pada tugas akhir ini penulis akan melakukan analisis sistem tenaga baik dengan perhitungan dinamis maupun statis, selanjutnya dapat menentukan hal apa saja yang perlu dilakukan *redesign* pada *tower crane* merek *Potain MD 900*, buatan Perancis tahun 1989 ini agar kapasitas angkatnya naik menjadi 50 ton. Selain itu akan dilakukan analisa juga rasio *gearbox* dengan *rope reeving* yang digunakan pada *tower crane* saat ini sehingga dapat diketahui dengan nilai rasio yang didapat perlu atau tidak dilakukan *redesign* agar mendapatkan rasio *gearbox* yang lebih kecil. Perbaikan ini tentunya diharapkan akan membantu operator dalam mengoperasikan *tower crane* sehingga pekerjaan proyek pun akan berjalan lancar.

1.2 Permasalahan

Permasalahan yang akan diangkat dalam topik Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana perhitungan dan analisis secara statis maupun dinamis dalam menentukan daya motor berdasarkan kapasitas angkat pada *Tower Crane Potain MD 900* ?
2. Bagaimana perhitungan dan analisis rasio *gearbox* pada *Tower Crane Potain MD 900* ?
3. Bagaimana hasil *redesign* pada *Tower Crane Potain MD 900*?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui perhitungan dan analisis secara statis maupun dinamis dalam menentukan daya motor berdasarkan kapasitas angkat pada *Tower Crane Potain MD 900*
2. Mengetahui perhitungan dan analisis rasio *gearbox* pada *tower crane Potain MD 900*
3. Mengetahui hasil *redesign* pada *Tower Crane Potain MD 900*

1.4 Batasan Masalah

Pada analisis sistem tenaga dan *redesign tower crane* ini diperlukan ruang lingkup dan batasan-batasan masalah sebagai berikut :

1. Analisa pada *tower crane* hanya akan dilakukan pada analisis sistem tenaga saja
2. Komponen yang akan dianalisis dan dilakukan *redesign* adalah komponen yang berkaitan dengan sistem transmisi pada mekanisme angkat (*hoisting*), yaitu motor penggerak, *gearbox*, drum dan tali baja.
3. Material elemen adalah uniform.

4. Faktor temperatur dianggap tidak berpengaruh karena pengoperasiannya yang berada pada temperatur ruang
5. Pengaruh pengelasan diabaikan karena dianggap baik dan kuat
6. Cara membangun dan menegakkan *tower crane* tidak diperhitungkan
7. Struktur dianggap kuat

1.5 Manfaat

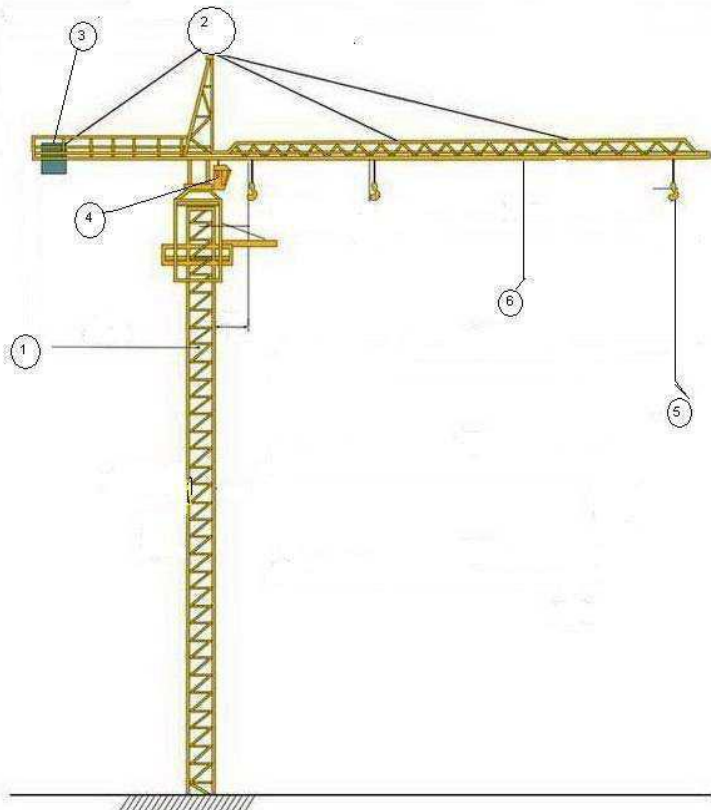
Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Dapat mengatasi permasalahan *tower crane* yang dialami PT. Dok dan Perkapalan Surabaya dengan cara melakukan perbaikan atau modifikasi pada komponen yang bermasalah.
2. Sebagai media untuk penelitian dan pengembangan dalam bidang pesawat pemindah bahan.
3. Sebagai bahan untuk membuat SOP yang berguna bagi pekerja di PT Dok dan Perkapalan Surabaya.

BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2009, Teguh Putra membuat jurnal dengan judul “Perancangan *Tower Crane* dengan Kapasitas Angkat 6 Ton, Tinggi Angkat 45 Meter, Radius 55 Meter untuk Pembangunan Gedung Bertingkat”. *Tower crane* yang di rancang dapat dilihat pada gambar 2.1:



Gambar 2.1 Rancangan *Tower Crane* [4]

Keterangan Gambar :

1. Rangka *tower crane*
2. Boom *tower crane*
3. Bobot imbang (*counter weight*)
4. *Spreader*
5. kait (*hook*)
6. *trolley*

Rancangan *tower crane* ini menggunakan motor dengan daya 75 HP dan putaran 1000 rpm, dengan rasio transmisi sebesar 58.

2.2 Tower Crane

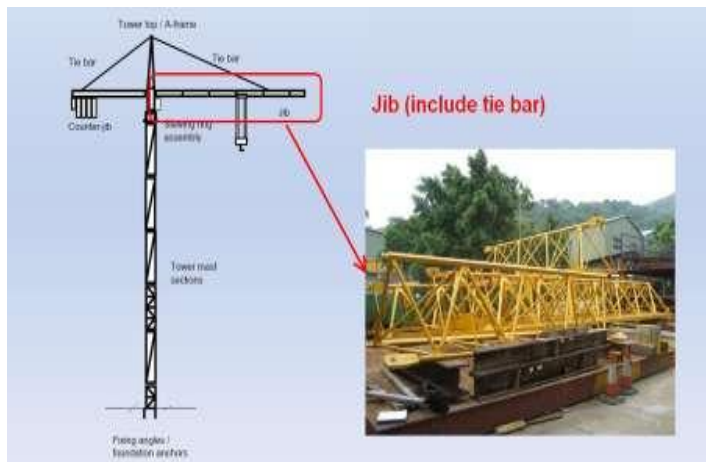
Tower crane merupakan alat yang digunakan untuk mengangkat material secara *vertical* dan *horizontal* ke suatu tempat yang tinggi pada ruang gerak yang terbatas. Penggunaan *tower crane* memerlukan perencanaan yang seksama karena *crane* dipasang tetap (*fixed instalation*) di tempat dengan jangka waktu pelaksanaan pekerjaan yang lama. Dari posisi tetapnya, *tower crane* harus mampu menjangkau semua area yang diperlukan untuk mengangkat beban yang diangkat ke tempat yang diinginkan. Yang perlu diperhatikan dalam pemanfaatan *tower crane* adalah berat, ukuran, dan radius angkat dari beban terberat, tinggi maksimum berdiri bebas alat, berat mesin yang ditopang struktur, kecepatan angkat mesin, dan panjang kabel hoist drum yang dapat melayani. Tower crane dirancang dengan ketinggian tertentu dan dengan boom yang memiliki daya jangkauan yang cukup jauh. Selain itu tower crane mampu melayani pengangkutan bahan yang berat sesuai dengan kapasitas angkat maksimumnya. Tower crane biasanya digunakan untuk mengangkat beban terpadu (*load*), seperti : rangka besi, kepingan atap bangunan, batu bata dalam jumlah yang banyak, dsb. Namun terkadang juga dapat digunakan untuk mengangkat bahan curah (*bulk load*), seperti pasir dan coran semen. Untuk bahan curah, tower crane membutuhkan wadah muatan seperti bucket, yang kemudian dihubungkan dengan kait nantinya. [2]

2.3 Komponen Utama *Tower Crane*

Komponen utama *Tower Crane* terdiri dari :

1. Rangka

Rangka *tower crane* terdiri dari bagian vertikal maupun horisontal. Kerangka pada bagian vertikal akan memberikan ketinggian pada *tower crane*, sehingga penyusunan kerangka ini juga harus menentukan faktor angin. Semakin banyak angin maka ketinggian *tower crane* harus dikurangi. Sedangkan kerangka pada bagian horizontal sering disebut lengan *tower crane* atau *jib*, memiliki fungsi untuk mengangkat material dengan bantuan kabel baja (*sling*). *Jib* merupakan tempat berjalannya *trolley* yang terdiri dari elemen-elemen besi yang tersusun menjadi satu bagian rangka batang. Pemasangan *jib* harus sesuai dengan keperluan dan persyaratannya, baik dengan panjang yang standard maupun yang mencapai maksimum. Pemasangan *jib* ini, selanjutnya mempengaruhi terhadap beban yang diangkat. Untuk tiap panjang *jib* tertentu, ada batasan beban maksimum [4]. Adapun *jib section* untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.2 :



Gambar 2.2 *Jib Section* [4]

2. Drum dan Kabel Baja

Drum berfungsi untuk mengulurkan atau menggulungkan kabel baja sehingga beban yang terkait pada *hook* dapat terangkat ataupun turun, tentunya dengan spesifikasi berat yang telah ditentukan dan tidak melebihi kapasitas mesin pada *tower crane*. Sedangkan kabel baja berfungsi untuk menopang beban yang di angkat oleh *crane*. Drum dan kabel baja tersebut digerakkan oleh sebuah motor listrik, sehingga apabila aliran listrik tersebut dialirkan maka motor bergerak menggerakkan drum dan apabila aliran diputus maka motor berhenti dan mengunci gulungan baja agar tidak jatuh [4].

3. Kait (*Hook*)

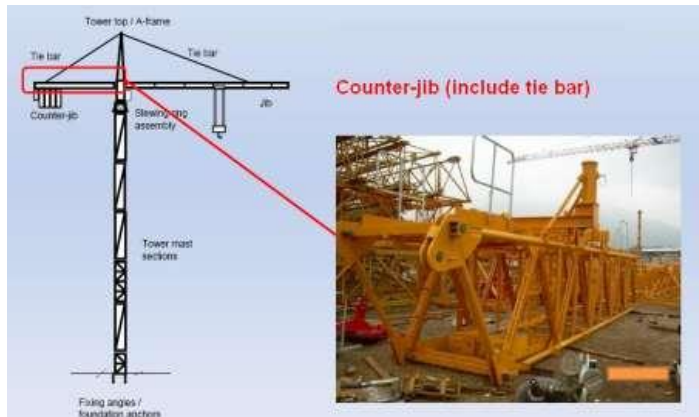
Hook berfungsi sebagai pengkait beban yang akan dibawa pada *tower crane*. *Hook* dihubungkan dengan gulungan baja dan *pulley* sehingga *hook* dapat naik dan turun untuk mencapai material atau barang yang dipindahkan [4].

4. Sistem *Pulley*

Pulley (kerek) adalah alat yang berbentuk cakra bundar beralur, berfungsi meneruskan kabel baja dari drum. *Pulley* akan terhubung dengan *hook*, sehingga penghubung antara kabel baja dari drum dengan *hook* adalah *pulley* [4].

5. *Counter Jib* dan *Counter Weight*

Selain *jib*, juga terdapat *counter jib* yang berfungsi sebagai *jib* penyeimbang terhadap *jib* yang terpasang. Sedangkan *counter weight* berupa beton pemberat yang terdapat pada bagian belakang *tower crane* yang berfungsi untuk memberikan keseimbangan pada *tower crane* [4]. Untuk lebih jelasnya *counter jib* dan *counter weight* dapat dilihat pada gambar 2.3 :



Gambar 2.3 *Counter Jib* dan *Counter Weight* [4]

6. Motor Penggerak

Motor penggerak pada *tower crane* ada 3 yaitu motor penggerak *drum* yang berguna untuk melakukan hositing (*winch motor*), motor penggerak *trolley* dan motor penggerak mekanisme *slewing*. Adapun fungsi dari masing-masing motor listrik tersebut adalah sebagai berikut :

- *Winch Motor (Hoisting Mechanism)*
Motor tersebut berfungsi untuk menggerakkan gulungan kawat baja
- Motor Penggerak *Trolley*
Motor ini berfungsi untuk menggerakkan atau memindahkan muatan sepanjang lengan atau *jib* pada *tower crane*. Sehingga motor tersebut bergerak secara horizontal sepanjang lintasan yang ada pada lengan *tower crane*.
- Motor Penggerak Mekanisme *Slewing*
Motor ini berfungsi menggerakkan kerangka dengan gerak rotasi hingga 360^0 , sehingga *tower crane* dapat berputar [4].

7. Rem

Rem adalah alat yang digunakan untuk menghentikan pergerakan motor penggerak baik itu, pada mekanisme pengangkat, *trolley* ataupun *slewing* [4].

2.4 Mekanisme Gerak Tower Crane

Cara kerja dari tower crane ini dapat dibagi atas 3 gerakan, yaitu :

1) Mekanisme Hoisting

Gerakan mengangkat dan menurunkan beban ini diatur oleh kerja elektro motor yang berfungsi memutar *drum* yang akan menggulung tali baja. Tali baja ini akan menggerakkan *pulley* agar rumah *pulley* yang diujungnya memiliki kait (*hook*) bergerak naik-turun. Beban yang akan dipindahkan digantungkan pada kait. Bila posisinya telah sesuai dengan yang dikehendaki maka gerakan *drum* ini akan dihentikan oleh operator dengan menarik tuas (*handle*) yang terhubung dengan rem [4].

2) Mekanisme Trolling

Mekanisme ini adalah gerakan *trolley* yang berjalan / berpindah dalam arah mendatar (*horizontal*) atau melintang. Gerakan ini diatur oleh elektro motor yang berfungsi untuk memutar drum untuk menggulung tali baja yang akan memutar puli sehingga *trolley* berjalan disepanjang rel yang terletak diatas *girder* dan *boom*. Gerakan ini dihentikan dengan memutuskan arus listrik pada elektro motor melalui tombol operator dan sekaligus rem bekerja [4].

3) Mekanisme Slewing

Mekanisme ini terjadi akibat putaran elektro motor yang memutar gigi *jib* sehingga *jib* dapat berputar ke arah kanan atau kiri dengan sudut 360° [4].

2.5 Jenis Gaya yang Bekerja pada Tower Crane

Gaya –gaya yang bekerja pada *tower crane* adalah sebagai berikut :

2.5.1 Gaya berat

Terdapat beberapa gaya berat yang diterima oleh *tower crane* yaitu dari beban angkat maksimum SWL dan berat *hook block pulley*. SWL atau Safe Working Load adalah beban maksimum yang ditanggung oleh *sling* pada saat beban diangkat secara tidak langsung karena adanya pengikatan *sling* pada beban. Besarnya nilai SWL sendiri adalah 1.25

2.5.2 Gaya Hoisting/Gaya Angkat

Gerakan mengangkat dipengaruhi oleh berat beban SWL, dan ditambah berat *hook*. Kedua komponen tersebut akan mempengaruhi gaya yang diterima oleh tali baja berupa gaya yang melawan (resistansi) terhadap gerakan. Gaya yang diterima tali baja disebut juga gaya tegang tali, adapun perumusannya adalah sebagai berikut [5] :

$$T = W_b + F_i \quad (2.1)$$

dimana,

T : tegangan pada tali (N)

W_b : berat beban (N)

F_i : gaya angkat

Sedangkan untuk mencari percepatan pada saat pengangkatan dan penurunan benda [5]:

$$V_t = V_0 + (a \times t) \quad (2.2)$$

dimana,

V : kecepatan angkat (m/s)

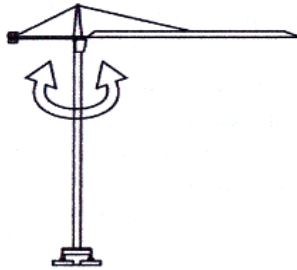
V₀ : kecepatan awal (m/s)

a : percepatan (m/s²)

t : waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan konstan (s)

2.5.3 Gaya Ayun pada Tower Crane

Selain gaya berat dan gaya angkat, pada *tower crane* juga terdapat gaya ayun. Ilustrasi gaya ayun pada *towe crane* dapat dilihat pada gambar 2.4 :



Gambar 2.4 Gaya Ayun pada *Tower Crane*

Besarnya gaya ayun yang terjadi adalah sebagai berikut [5] :

$$F_n = m \times a_n \quad (2.3)$$

dimana,

m : massa beban angkat (kg)

a_n : percepatan normal (m/s^2)

F_n : gaya ayun (N)

Nilai dari percepatan normal dapat dicari dengan rumus sebagai berikut [5] :

$$a_n = \frac{v^2}{R} \quad (2.4)$$

dimana,

V : kecepatan angkat (m/s)

R : panjang tali ketika beban angkat mengalami gaya ayun (m)

Sedangkan nilai R merupakan tinggi angkat muatan dikurangi dengan jarak ketika beban angkat, sesaat mengalami kecepatan konstan yang besarnya adalah sebagai berikut [5]:

$$\Delta h = V_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (2.5)$$

dimana,

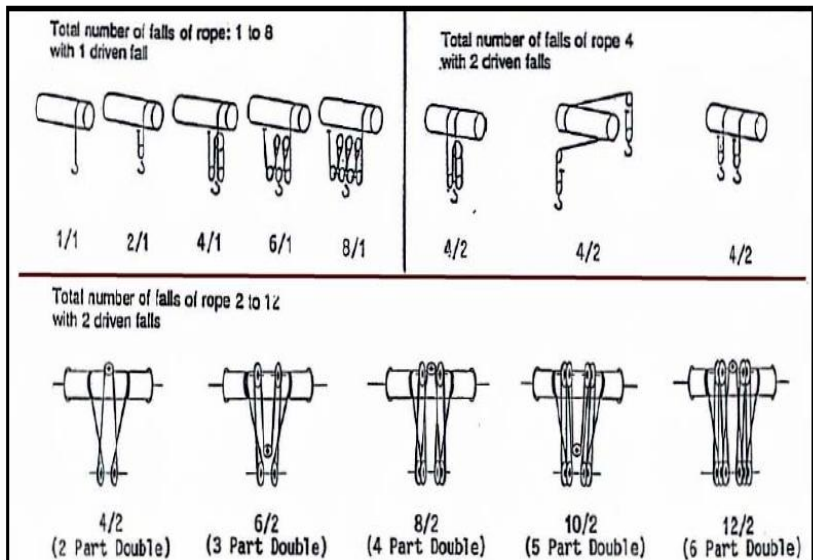
V_0 : kecepatan angkat awal (m/s)

t : waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan konstan (s)

a : percepatan (m/s^2)

2.6 Rope Reeving

Wire rope reeving atau *partline number* yaitu jumlah line (*wire rope*) yang menghubungkan antara dua *block* dalam sebuah sistem pengangkatan. *Rope reeving* berpengaruh pada kecepatan *sling* dan hal itu akan berpengaruh pada putaran drum. Semakin besar nilai *rope reeving* maka akan semakin besar pula putaran drum yang dihasilkan. Adapun susunan *rope reeving* dapat dilihat pada gambar 2.5 [6] :



Gambar 2.5 *Rope Reeving Arrangement* [6]

2.7 Komponen Utama pada Mekanisme *Hoisting*

Komponen utama pada mekanisme *hoisting* adalah sebagai berikut [4] :

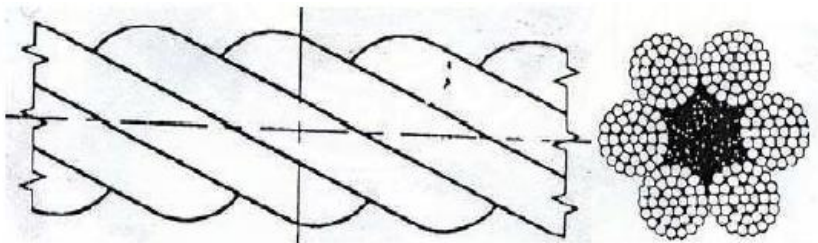
1. Tali Baja (*wire rope*)
2. Drum
3. Motor penggerak
4. *Gearbox*

2.7.1 Tali Baja (*Wire Rope*)

Tali baja digunakan dalam mekanisme pengangkatan sebagai *flexible lifting appliances*. Tali baja adalah tali yang dikonstruksikan dari kumpulan jalinan serat-serat baja (*steel wire*). Beberapa serat dipintal hingga menjadi satu jalinan (*strand*), kemudian beberapa *strand* dijalin pula pada suatu inti (*core*) sehingga membentuk tali. Tali baja banyak sekali digunakan pada mesin pengangkat, karena dibandingkan dengan rantai tali baja mempunyai keunggulan antara lain [7] :

- a) Lebih ringan dan lebih murah harganya
- b) Lebih tahan terhadap beban sentakan, karena beban terbagi rata pada semua *strand*
- c) Operasi yang tenang walaupun pada kecepatan operasi yang tinggi
- d) Keandalan operasi yang tinggi
- e) Lebih fleksibel dan ketika beban lengkungan, tidak perlu mengatasi *internal stress*
- f) Sedikit mengalami *fatigue* dan *internal wear* karena tidak ada kecenderungan kawat untuk menjadi lurus yang selalu menyebabkan *internal stress*
- g) Kurangnya kecenderungan untuk membelit karena peletakan yang tepat, pada drum dan puli, penyambungan yang lebih cepat, mudah dijepit (*clip*), atau ditekuk (*socket*)
- h) Kawat yang patah setelah pemakaian yang lama tidak akan menonjol keluar sehingga lebih aman dalam pengangkatan dan tidak akan merusak kawat yang berdekatan.

Untuk konstruksi serat tali baja dapat dilihat pada gambar 2.6 :



Gambar 2.6 Konstruksi Serat Tali Baja [7]

Nilai diameter tali dapat ditentukan berdasarkan gaya tegang tali. Pada mekanisme pengangkatan gaya tegang tali dipengaruhi oleh gaya berat, gaya angkat, gaya ayun dan jumlah *rope reeving* (r). Sehingga rumus untuk mencari gaya tegang tali adalah sebagai berikut [5]:

$$T = (F_{berat} + F_i + F_n) \times r \quad (2.6)$$

dimana,

F_b : gaya berat (N)

F_i : gaya angkat (N)

F_n : gaya ayun (N)

r : jumlah *rope reeving*

Dari gaya tegang tali ini untuk mendapatkan diameter tali dapat dilihat pada *handbook*.

2.7.2 Puli (*Pulley*)

Puli (kerek atau katrol) adalah cakra (*disc*) yang dilengkapi tali, merupakan kepingan bundar, terbuat dari logam ataupun nonlogam. Pinggiran cakra diberi alur (*grove*), berfungsi sebagai laluan tali untuk memindahkan gaya dan gerak. Puli ada 2 jenis yaitu :

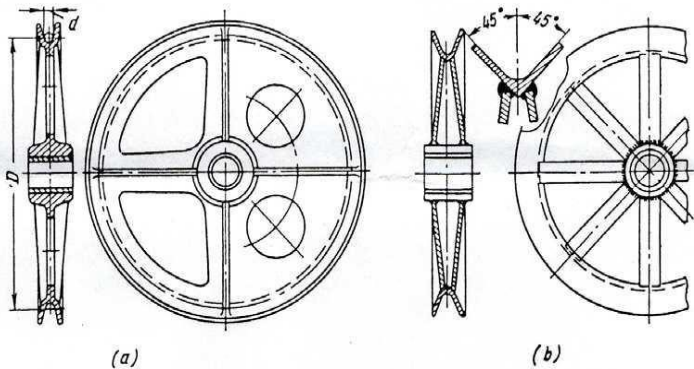
a) Puli Tetap

Puli tetap terdiri dari sebuah cakra dan sebuah tali yang dilingkarkan pada alur di bagian atasnya dan pada salah satu ujungnya digantungi beban, sedangkan ujung lainnya ditarik ke bawah sehingga beban terangkat keatas [7].

b) Puli Bergerak

Puli berfungsi sebagai pemandu karena dapat merubah arah dari *flexible hoisting appliance*, seperti *wire rope*. Puli bergerak terdiri dari cakra dan poros yang bebas. Tali dilingkarkan dalam alur di bagian bawah. Salah satu ujung tali diikatkan tetap dan di ujung lainnya ditahan atau ditarik pada waktu pengangkatan, beban digantungkan pada kait yang tergantung pada poros [7].

Untuk lebih jelasnya ilustrasi puli dapat dilihat pada gambar 2.7 :



Gambar 2.7 Puli [7]

Diameter drum atau puli minimum untuk pemakaian tali baja yang diizinkan diperoleh dengan rumus [7] :

$$D \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d \quad (2.7)$$

dimana,

D = Diameter drum atau puli pada dasar alurnya (mm)

d = Diameter tali baja (mm)

e_1 = Faktor yang tergantung pada tipe alat pengangkat dan kondisi operasinya (tabel 2.2)

e_2 = Faktor yang tergantung pada konstruksi tali (tabel 2.1)

Nilai e_2 dapat dilihat pada tabel 2.1 :

Konstruksi Tali	Faktor e_2
Biasanya $6 \times 19 = 114 + 1$ poros :	
Posisi berpotongan	1,00
Posisi sejajar	0,90
Compound $6 \times 19 = 114 + 1$ poros	
a) Warrington	
Posisi berpotongan	0,90
Posisi sejajar	0,85
b) Seale	
Posisi berpotongan	0,95
Posisi sejajar	0,85
Biasanya $6 \times 37 = 222 + 1$ poros :	
Posisi berpotongan	1,00
Posisi sejajar	0,90

Tabel 2.1 Harga Faktor e_2 yang Tergantung pada Konstruksi Tali [7]

Sedangkan nilai e_1 dapat dilihat pada tabel 2.2 :

TIPE ALAT PENGANGKAT	Digerakkan oleh	Kondisi pengoperasian	Faktor K	Faktor e_1
1. Lokomotif caterpillar-mounted, traktor, dan truk yang mempunyai crane pillar (termasuk excavator) yang dioperasikan sebagai crane dan pengangkat mekanik pada daerah konstruksi dan pekerjaan berkala	Tangan	Ringan	4	16
	Daya	Ringan	5	16
	Daya	Medium	5,5	18
	Daya	Berat dan sangat berat	6	20
	Tangan	Ringan	4,5	18
2. Semua tipe lain dari crane dan pengangkat mekanis	Daya	Ringan	5	20
	Daya	Medium	5,5	25
3. Derek yang dioperasikan dengan tangan, dengan kapasitas beban terangkat diatas 1 ton yang digandeng pada berbagai peralatan otomotif (mobil, truk, dan sebagainya)	-	Berat dan sangat berat	6	30
	-	-	4	12
	-	-	5,5	20
	-	-	5	20
4. Pengangkat dengan troli		-	5	30
5. Penjepit mekanis (kecuali untuk puli pada grabs) untuk pengangkat mekanis pada no 1				
6. Idem untuk pengangkat mekanik pada no 2				

Tabel 2.2 Harga Minimum Faktor K dan e_1 yang Diizinkan [7]

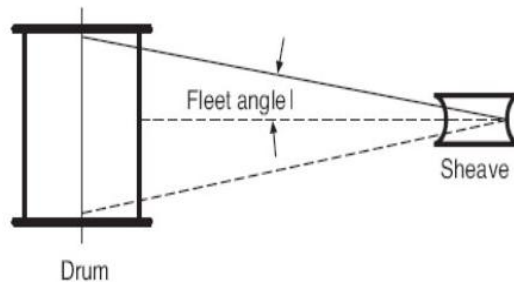
2.7.3 Drum

Drum pada mekanisme pengangkatan digunakan untuk menggulung tali baja. Drum untuk tali baja terbuat dari besi cor, tapi terkadang dari besi tuang atau konstruksi lasan. Diameter drum tergantung pada diameter tali dan didasarkan pada jumlah lengkungan tali yang terdapat pada sistem puli majemuk. Satu lengkungan tali diasumsikan sebagai perubahan tali dari kedudukan lurus menjadi kedudukan melengkung, atau dari kedudukan melengkung menjadi kedudukan lurus [7]. Gambaran drum pada *tower crane* dapat dilihat pada gambar 2.8 :



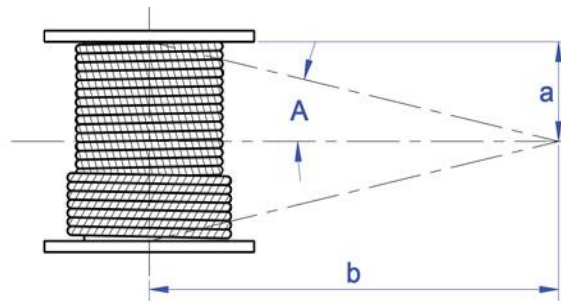
Gambar 2.8 Drum [7]

Besarnya diameter drum umumnya $20 \times$ diameter tali atau maksimalnya adalah $30 \times$ diameter tali. Untuk lebar drum dipengaruhi oleh *fleet angle*, yaitu sudut antara garis tengah *pulley* yang dilalui *wire rope* dan garis tengah drum yang dilalui *wire rope*. Ilustrasi *fleet angle* dapat dilihat pada gambar 2.9 :



Gambar 2.9 *Fleet Angle* pada Drum [8]

Untuk permukaan drum yang tidak beralur maksimal *fleet angle* adalah $< 1.5^{\circ}$ sedangkan untuk permukaan drum yang beralur maksimal *fleet angle* adalah $< 2^{\circ}$. Dari *fleet angle* lebar drum dapat diketahui dengan rumus sebagai berikut [5] : Ilustrasi untuk mencari lebar drum dapat dilihat pada gambar 2.10 :



Gambar 2.10 Lebar drum [8]

$$\tan A = \frac{a}{b} \quad (2.8)$$

dimana,

A : *fleet angle* ($^{\circ}$)

a : setengah lebar drum (mm)

b : panjang jib *tower crane* (mm)

Nilai diameter drum *flange* lebih besar dari diameter drum, nilai ini akan menentukan besarnya kapasitas drum dalam

melilit tali baja. Untuk mencari diameter drum *flange* digunakan rumus sebagai berikut :

$$D_2 = D_1 + 2(z + 1)d \quad (2.9)$$

dimana,

D_2 : diameter drum *flange* (mm)

D_1 : diameter drum (mm)

z : jumlah tingkat tali pada drum

d : diameter tali baja (mm)

Kapasitas drum dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$L = \frac{(h + D_{drum}) \times h \times w}{K} \quad (2.10)$$

dimana,

h : kedalaman tali baja dalam melilit drum (mm)

w : lebar drum ($2 \times a$)

K : konstanta yang tergantung pada diameter tali

Drum juga berpengaruh dalam menentukan rasio *gearbox* yakni pada putaran drum yang dihasilkan. Putaran drum sendiri nilainya dipengaruhi oleh jumlah *rope reeving* semakin besar jumlah *rope reeving* maka akan semakin besar nilai putaran drum yang dihasilkan. Rumus untuk putaran drum adalah sebagai berikut [7]:

$$n_{drum} = \frac{V_{rope}}{D_{drum} \times \pi} \quad (2.11)$$

dimana,

V_{rope} : kecepatan linier pada sling (m/s)

2.7.4 Motor Penggerak

Pada kecepatan angkat yang konstan ($v = \text{konstan}$) (gerakan yang seragam dan tunak) daya statik yang dihasilkan oleh motor elektrik akan menjadi [5]:

$$P = \frac{F \times V}{1000 \times \eta} \quad (2.12)$$

dimana,

F : gaya tegang tali (N)

V : kecepatan linier *sling* (m/s)

Untuk kecepatan motor sama dengan yang terdapat di PT DPS yaitu 1000 rpm.

2.7.5 Gearbox

Gearbox merupakan komponen mekanika yang mentransmisikan daya dan gerakan diantara sumbunya. *Gearbox* juga dapat mengubah arah putaran dan mengubah gerakan rotasi menjadi gerakan linier [9]. Fungsi *gearbox* untuk mereduksi putaran dari motor penggerak pada *tower crane*, adalah agar dalam proses pengangkatan kecepatan *tower crane* tetap stabil, sehingga beban yang diangkat dapat naik perlahan secara aman. Pada pemilihan *gearbox* perlu diketahui nilai rasio dan torsi pada *gearbox*. Untuk rasio *gearbox* dapat diketahui dengan rumus sebagai berikut [10] :

$$i = \frac{n_m}{n_{drum}} \quad (2.13)$$

dimana,

n_m : putaran motor (rpm)

n_{drum} : putaran motor (rpm)

Untuk torsi *gearbox* dapat diketahui dengan rumus sebagai berikut :

$$M_a = \frac{P_N \times 9550 \times \eta_{gearbox}}{n_d} \times f_b \quad (2.14)$$

dimana,

P_N : daya motor (kW)

$\eta_{gearbox}$: efisiensi pada gearbox

n_d : putaran drum (rpm)

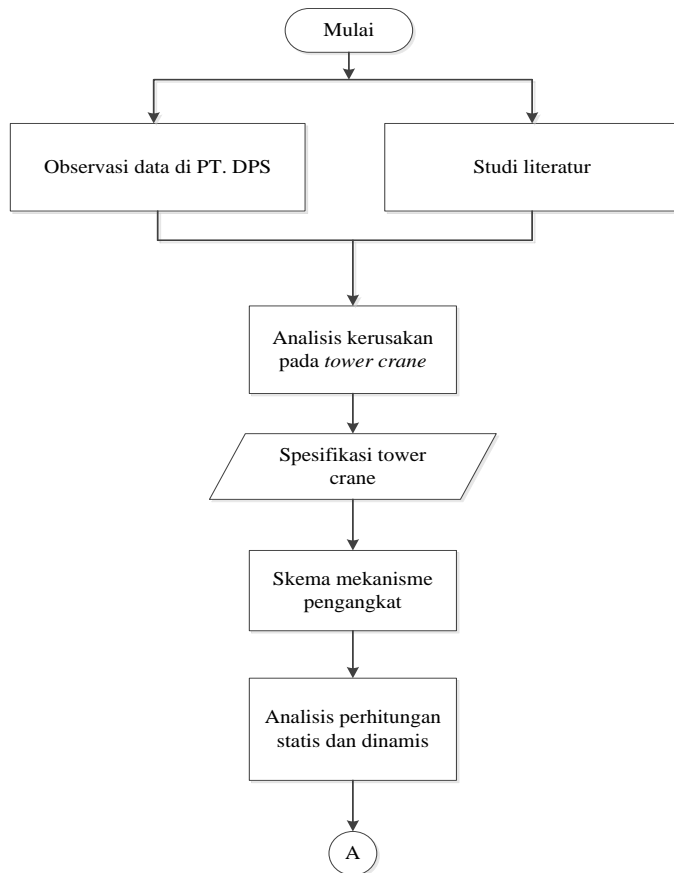
f_b : *safety factor* sebesar 1.25

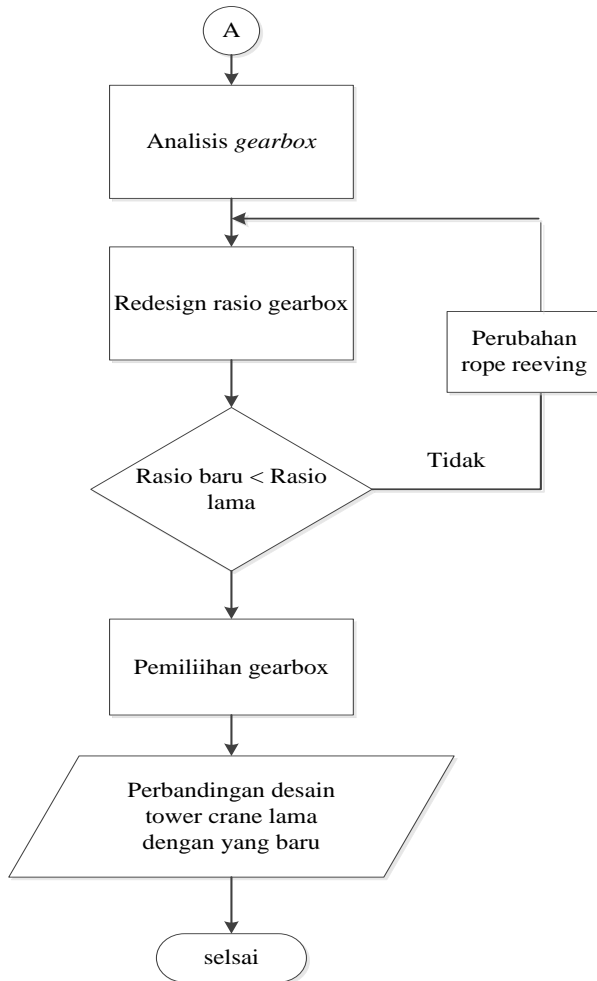
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

3.1 Tahapan Pengerjaan

Gambar 3.1 merupakan *flowchart* dari tahapan-tahapan pengerjaan untuk analisis sistem tenaga dan *redesign* rasio transmisi pada *tower crane*.





Gambar 3.1 *Flowchart* Tahapan Pengerjaan Analisis Sistem Tenaga dan *Redesign* pada *Tower Crane*

Proses *redesign* rasio transmisi pada *tower crane* ini memerlukan perencanaan yang matang, untuk itu perlu dilakukan

pembagian tahap-tahap pengerjaan beserta alokasi waktu yang diperlukan agar laporan ini berjalan lancar dan selesai tepat waktu. Secara umum pengerjaan tugas akhir ini dibagi sebagai berikut :

1. Studi literatur dan observasi data di PT.DPS
2. Analisa kerusakan pada *tower crane*
3. Memasukkan data awal berupa spesifikasi *tower crane*
4. Skema untuk mekanisme pengangkat
5. Analisis perhitungan statis dan dinamis
6. Analisis *gearbox*
7. *Redesign* rasio *gearbox*
8. Melakukan pengecekan nilai rasio *gearbox* hasil *redesign* harus lebih besar dibanding desain lama
9. Pemilihan *gearbox*
10. Mendapatkan spesifikasi hasil *redesign* dan desain yang lama kemudian dibandingkan

3.1.1 Studi literatur dan studi lapangan

Tahap ini merupakan proses pencarian referensi yang digunakan sebagai acuan pada proses perancangan sekaligus memperkuat ide yang sudah ada. Literatur yang digunakan berupa buku, jurnal, laporan tugas akhir, dan beberapa artikel dari internet. Selain itu tahap ini juga mencakup proses pengumpulan data yang terdapat di PT DPS. Data yang diperoleh dapat dilihat pada tabel 3.1 :

Merek	POTAIN
Model	MD 900
Tahun Pembuatan	1989
Negara asal	Perancis
Panjang Jib	60 m
Ketinggian Tower	98,98 m
Kapasitas angkat	50 ton
Kecepatan angkat	0,15 m/s
Daya motor	88 kw
Putaran motor	1000 rpm

Tabel 3.1 Spesifikasi *Tower Crane Potain MD 900*

3.1.2 Analisis kerusakan tower crane

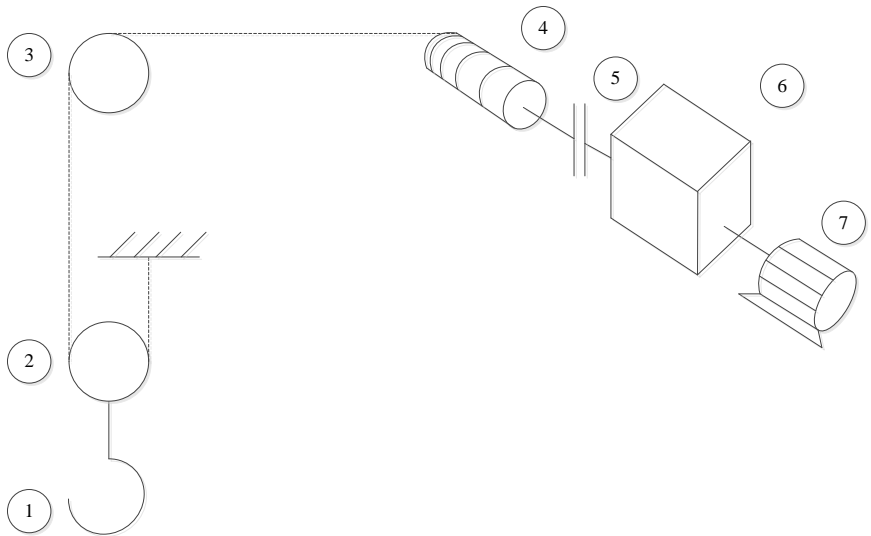
Tahap ini dilakukan analisa kerusakan yang sering terjadi pada *tower crane* di PT DPS. Setelah obeservasi didapat permasalahan yang sering terjadi di PT DPS adalah kemampuan angkat *tower crane* yang telah berkurang dari yang semula mampu mengangkat beban sebesar 50 ton, kini hanya mampu mengangkut beban sebesar 40 ton

3.1.3 Memasukkan data awal berupa spesifikasi tower crane

Tahap ini berupa memasukkan data awal berupa kapasitas angkat dan kecepatan angkat seperti yang telah dijelaskan pada sub bab 3.1.1.

3.1.4 Skema mekanisme pengangkat

Mekanisme pengangkat berguna untuk mengangkat atau menurunkan beban dari *tower crane*. Mekanisme ini dimulai dengan motor penggerak yang memutar drum penggulung kabel baja (*wire rope*), drum ini akan menarik kabel baja ketika proses pengangkatan dan akan mengulur kabel baja ketika proses penurunan. Kabel baja dari drum akan melewati *pulley* dan akan terhubung dengan *hook* sebagai tempat untuk menggantungkan muatan. Skema mekanisme pengangkat yang terdapat di P.T Dok dan Perkapalan Surabaya dapat dilihat pada gambar 3.2 :



Gambar 3.2 Skema Mekanisme Pengangkat (*Hoisting*)

Untuk keterangan tiap komponen adalah sebagai berikut :

1. *Hook*

Hook berfungsi sebagai tempat untuk menggantung beban yang akan diangkat atau diturunkan pada *tower crane*.

2. *Hook block pulley*

Hook block pulley memiliki fungsi sebagai penghubung antara *hook* dengan tali baja. Untuk berat *hook* dan *hook block pulley* adalah 500 kg berdasarkan survey yang telah dilakukan.

3. *Transfer pulley*

Transfer pulley ini akan menghubungkan tali baja yang dari *hook block pulley* dengan drum.

4. *Drum*

Drum berfungsi untuk menarik atau mengulur kabel baja pada mekanisme angkat atau turun.

5. *Kopling*

Kopling berfungsi untuk menghubungkan dua poros yaitu poros dari drum dengan poros dari *gearbox*.

6. *Gearbox*

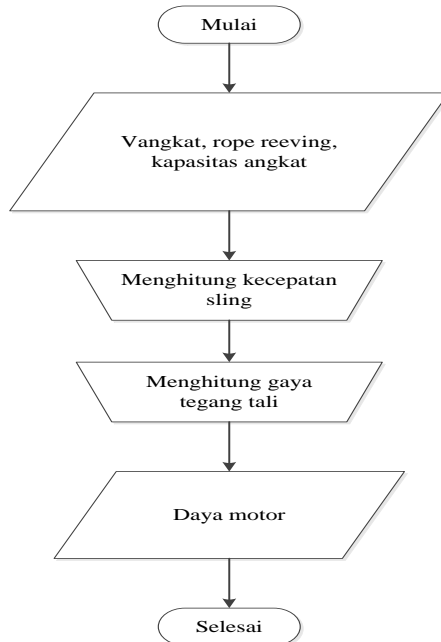
Fungsi dari *gearbox* adalah menyalurkan tenaga dari motor ke drum untuk menggerakkan drum yang terhubung dengan tali baja.

7. Motor penggerak

Motor penggerak sendiri memiliki fungsi mengubah energi listrik menjadi energi mekanik. Motor penggerak yang dipakai di P.T DPS memiliki daya sebesar 88 kW dan putaran sebesar 1000 rpm.

3.1.5 Analisis perhitungan statis dan dinamis

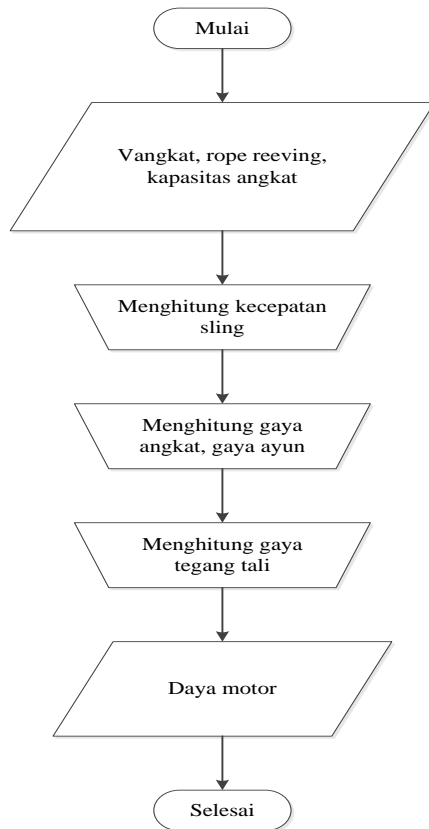
Analisis perhitungan statis dapat dilakukan dengan *flowchart* yang ditunjukkan pada gambar 3.3 :



Gambar 3.3 *Flowchart* Perhitungan Statis
Langkah-langkah analisis perhitungan statis adalah :

1. Menentukan kecepatan angkat, *rope reeving*, dan kapasitas angkat
2. Menghitung kecepatan sling
3. Menghitung gaya tegang tali
4. Didapatkan nilai daya motor

Analisis perhitungan dinamis dapat dilakukan dengan *flowchart* yang ditunjukkan pada gambar 3.4 :



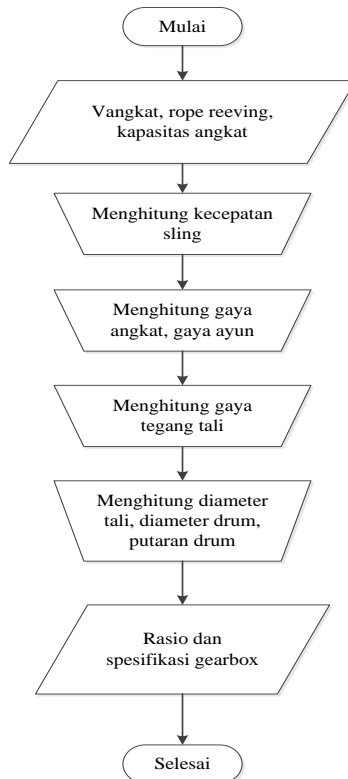
Gambar 3.4 *Flowchart* Perhitungan Dinamis

Langkah-langkah analisis perhitungan dinamis adalah :

1. Menentukan kecepatan angkat, *rope reeving*, dan kapasitas angkat
2. Menghitung kecepatan sling
3. Menghitung gaya angkat dan gaya ayun
4. Menghitung gaya tegang tali
5. Didapatkan nilai daya motor

3.1.6 Analisis *gearbox*

Analisis *gearbox* dapat dilakukan dengan *flowchart* pada gambar 3.5 :



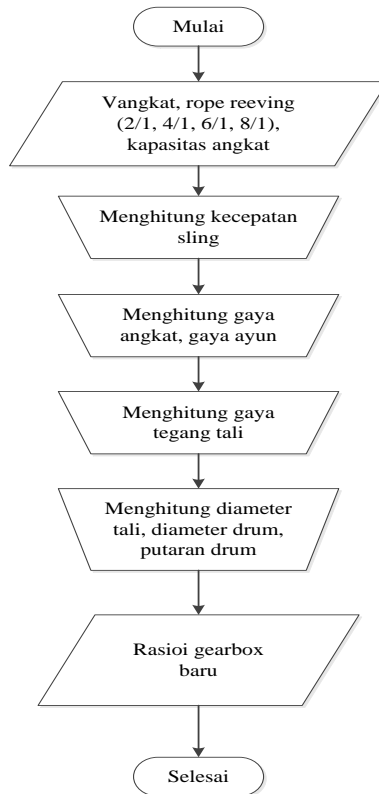
Gambar 3.5 *Flowchart Analisis Gearbox*

Langkah-langkah analisis *gearbox* adalah :

1. Menentukan kecepatan angkat, *rope reeving*, dan kapasitas angkat
2. Menghitung kecepatan sling
3. Menghitung gaya angkat dan gaya ayun
4. Menghitung diameter tali, diameter drum dan putaran
5. Didapatkan rasio dan spesifikasi *gearbox*

3.1.7 Redesign rasio gearbox

Redesign rasio *gearbox* dapat dilakukan dengan *flowchart* pada gambar 3.6 :



Gambar 3.6 *Flowchart Redesign Rasio Gearbox*

Langkah-langkah *redesign* rasio *gearbbo*x adalah :

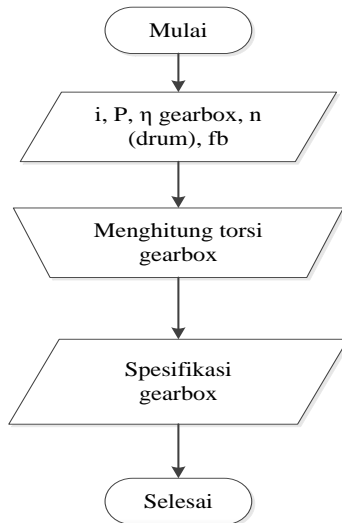
1. Menentukan kecepatan angkat, *rope reeving* dan kapasitas
2. Menghitung kecepatan sling
3. Menghitung gaya angkat dan gaya ayun
4. Menghitung diameter tali, diameter drum dan putaran
5. Didapatkan rasio *gearbox* yang baru

3.1.8 Mengevaluasi nilai rasio *gearbox*

Rasio *gearbox* hasil *redesign* dilakukan analisa apakah nilainya lebih besar atau tidak dibandingkan dengan rasio *gearbox* pada desain lama. Jika nilai rasio *gearbox*nya lebih besar maka akan dilakukan *redesign* lagi karena tujuan dari *redesign* adalah memperoleh rasio yang lebih kecil dari desain lama sehingga harga *gearbox* dapat lebih murah.

3.1.9 Pemilihan *Gearbox*

Pemilihan *gearbox* dapat dilakukan dengan *flowchart* yang ditunjukkan pada gambar 3.7 :



Gambar 3.7 *Flowchart* Pemilihan *Gearbox*

Langkah-langkah *redesign* rasio *gearbox* adalah :

1. Menentukan rasio *gearbox*, daya motor, efisiensi *gearbox*, *safety factor*
2. Menghitung torsi *gearbox*
3. Didapatkan spesifikasi *gearbox* yang baru

3.1.10 Membandingkan Hasil *Redesign*

Membandingkan spesifikasi hasil *redesign* dan desain awal dengan membuat tabel perbandingan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

4.1 Data dan Spesifikasi *Tower Crane*

Tower crane yang akan dibahas pada tugas akhir ini merupakan *tower crane Potain MD 900* yang terdapat di PT Dok dan Perkapalan Surabaya seperti yang terlihat pada gambar 4.1 :



Gambar 4.1 *Tower Crane Potain MD 900*

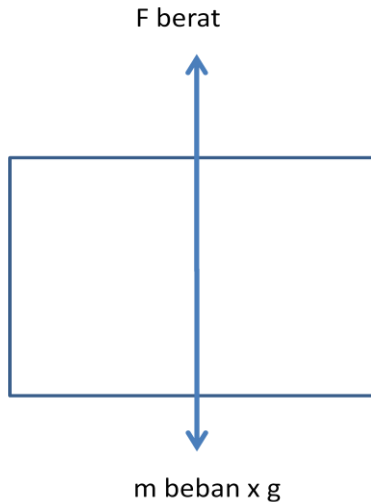
Sedangkan untuk spesifikasi *tower crane* dapat dilihat pada tabel 4.1 :

Merek	POTAIN
Model	MD 900
Tahun Pembuatan	1989
Negara asal	Perancis
Panjang Jib	60 m
Ketinggian Tower	98,98 m
Kapasitas angkat	50 ton
Kecepatan angkat	0,15 m/s
Daya motor	88 kw
Putaran motor	1000 rpm

Tabel 4.1 Data Spesifikasi *Tower Crane Potain MD 900*

4.2 Perhitungan Daya Motor *Tower Crane Potain MD 900* pada Kapasitas Angkat 50 ton dan *Rope Reeving 2/1*

Dalam mencari nilai daya motor *tower crane Potain MD 900* dilakukan perhitungan secara statis dan dinamis untuk mengetahui perbedaan nilai dari kedua perhitungan tersebut. Pada perhitungan statis hanya dipengaruhi gaya berat beban angkat. Adapun *free body diagram* nya dapat dilihat pada gambar 4.2 :



Gambar 4.2 *Free Body Diagram* Perhitungan Statis pada *Tower Crane* Potain MD 900

Sehingga perhitungan secara statis untuk mencari daya motor adalah sebagai berikut :

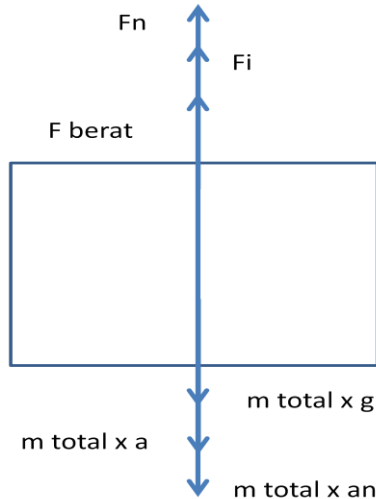
$$P = \frac{F \times V}{1000 \times \eta}$$

$$P = \frac{(m_{\text{beban}} \times g) \times 2 \times V_{\text{angkat}}}{2 \times 1000 \times \eta}$$

$$P = \frac{(50000 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2) \times 2 \times 0.15 \text{ m/s}^2}{2 \times 1000 \times 0.84}$$

$$= 88 \text{ kW}$$

Sedangkan pada perhitungan dinamis, dalam mencari daya motor selain gaya berat beban diperhitungkan pula massa *hook block pulley*, massa beban SWL, percepatan angkat dan percepatan normal. Adapun *free body diagram* untuk perhitungan dinamis pada *tower crane* dapat dilihat pada gambar 4.3 :



Gambar 4.3 *Free Body Digram* Perhitungan Dinamis pada *Tower Crane*

Berdasarkan data *Tower Crane* Potain MD 900, didapatkan hasil bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan konstan dari kecepatan awal yaitu 0 m/s adalah 50 *second*. Sehingga besarnya nilai dari percepatan linier yang terjadi dapat diperoleh sebagai berikut :

$$V_t = V_0 + (a \times t)$$

$$a = \frac{0.15 \text{ m/s} - 0}{50 \text{ s}}$$

$$a = 0.003 \text{ m/s}^2$$

Sedangkan pada percepatan normal, besarnya percepatan yang terjadi bergantung pada nilai kecepatan ketika *tower crane* melakukan mekanisme *trolley* yaitu 0.18 m/s dan panjang tali (*wire rope*) ketika mengayun. Jarak yang ditempuh oleh beban secara vertikal hingga mencapai kondisi sesaat sebelum konstan dapat dicari dengan perhitungan berikut :

$$\Delta h = V_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

$$\Delta h = (0)(50 \text{ s}) - \frac{1}{2}(0.003 \text{ m/s}^2)(50 \text{ s})^2$$

$$\Delta h = 3.625 \text{ m}$$

Pada penggunaannya, tower crane Potain MD 900 biasa dioperasikan pada ketinggian minimum 2 meter dari tanah. Sehingga, jarak total untuk mencapai kecepatan konstan adalah 5.625 meter. Panjang tali ketika *hoisting* untuk tower crane potain MD 900 50 ton adalah 85.4 m maka panjang tali ketika mengayun adalah 79.7 m. Dari panjang tali ketika mengayun dan kecepatan angkat yang diketahui, maka dapat diketahui percepatan normal yang terjadi dengan perhitungan sebagai berikut :

$$a_n = \frac{v^2}{R}$$

$$a_n = \frac{(0.18 \text{ m/s})^2}{79.7 \text{ m}}$$

$$a_n = 0.0004 \text{ m/s}^2$$

Sehingga perhitungan secara dinamis untuk mencari daya motor adalah sebagai berikut :

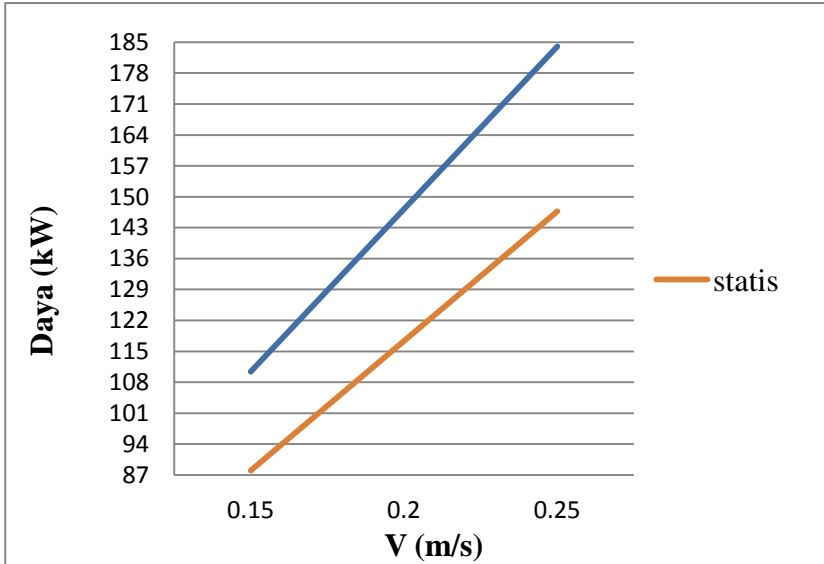
$$P = \frac{F \times V}{1000 \times \eta}$$

$$= \frac{\left((m_{\text{beban}} \times \text{SWL}) + m_{\text{hook block pulley}} \right) \times (g + a + a_n) \times 2 \times V_{\text{angkat}}}{2 \times 1000 \times \eta}$$

$$= \frac{\left((50000 \text{ kg} \times 1.25) + 500 \text{ kg} \right) \times \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 0.003 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + 0.0004 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \times 2 \times 0.15 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2 \times 1000 \times 0.84}$$

$$= 110 \text{ kW}$$

Dari hasil perhitungan diatas dibuat grafik pembandingan kebutuhan daya motor pada *tower crane* Potain MD 900 seperti yang dilihat pada gambar 4.4 :



Gambar 4.4 Kebutuhan Daya Motor *Tower Crane* Potain MD 900 pada Kapasitas 50 Ton dan *Rope Reeving* 2

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui besar dari kebutuhan daya motor yang terjadi pada *tower crane* Potain MD 900. Dari spesifikasi *tower crane* yang telah disebutkan didepan dan dengan nilai efisiensi 0.84 yang didapat dari perhitungan di PT Lelangon serta V (kecepatan) dari 0.15 ;0.20 ;0.25 m/s dapat dihasilkan kebutuhan daya motor yang semakin besar apabila nilai kecepatan angkat semakin besar. Pada perhitungan dinamis gaya angkat yang terjadi dipengaruhi oleh adanya percepatan linier dan percepatan normal dengan nilai 0.003 m/s^2 dan 0.0004 m/s^2 . Sedangkan pada perhitungan statis gaya angkat yang terjadi hanya dipengaruhi oleh gaya berat dari kapasitas maksimum.

Kebutuhan daya motor pada perhitungan statis, paling kecil terjadi pada kecepatan angkat 0.15 m/s yaitu 88 kW, sedangkan untuk kecepatan 0.20 m/s adalah sebesar 117 kW dan yang paling besar adalah 147 kW pada kecepatan 0.25 m/s. Pada perhitungan dinamis kebutuhan daya motor paling kecil terjadi pada kecepatan angkat 0.15 m/s yaitu 110 kW, sedangkan untuk kecepatan 0.20 m/s adalah sebesar 147 kW dan yang paling besar adalah 184 kW pada kecepatan 0.25 m/s. Hal ini menunjukkan bahwa pada perhitungan dinamis nilai kebutuhan daya motor lebih besar bila dibandingkan dengan perhitungan statis. Hasil perhitungan daya motor *tower crane* untuk perhitungan statis dapat dilihat pada tabel 4.2 :

Vangkat (m/s)	Rope reeving	Vrope (m/s)	F (mg)	Gaya Tegang Tali (N)	Pmotor (kW)
0.15	1	0.15	490000	490000	88
0.15	2	0.3	490000	245000	88
0.15	4	0.6	490000	122500	88
0.15	6	0.9	490000	81666.67	88
0.15	8	1.2	490000	61250	88
0.2	1	0.2	490000	490000	117
0.2	2	0.4	490000	245000	117
0.2	4	0.8	490000	122500	117
0.2	6	1.2	490000	81666.67	117
0.2	8	1.6	490000	61250	117
0.25	1	0.25	490000	490000	147
0.25	2	0.5	490000	245000	147
0.25	4	1	490000	122500	147
0.25	6	1.5	490000	81666.67	147
0.25	8	2	490000	61250	147

Tabel 4.2 Perhitungan Statis Kebutuhan Daya Motor pada *Tower Crane*

Sedangkan hasil perhitungan daya motor *tower crane* untuk perhitungan dinamis dapat dilihat pada tabel 4.3 :

Vangkat (m/s)	Rope reeving	Vrope (m/s)	a	an	F _{total}	Tegangan tali (N)	P (kW)
0.15	1	0.15	0.003	0.0004	618245.47	618245.47	110
0.15	2	0.3	0.003	0.0004	618245.47	309122.74	110
0.15	4	0.6	0.003	0.0004	618245.47	154561.37	110
0.15	6	0.9	0.003	0.0004	618245.47	103040.91	110
0.15	8	1.2	0.003	0.0004	618245.47	77280.68	110
0.2	1	0.2	0.004	0.0004	618308.47	618308.47	147
0.2	2	0.4	0.004	0.0004	618308.47	309154.24	147
0.2	4	0.8	0.004	0.0004	618308.47	154577.12	147
0.2	6	1.2	0.004	0.0004	618308.47	103051.41	147
0.2	8	1.6	0.004	0.0004	618308.47	77288.56	147
0.25	1	0.25	0.005	0.0004	618371.47	618371.47	184
0.25	2	0.5	0.005	0.0004	618371.47	309185.74	184
0.25	4	1	0.005	0.0004	618371.47	154592.87	184
0.25	6	1.5	0.005	0.0004	618371.47	103061.91	184
0.25	8	2	0.005	0.0004	618371.47	77296.43	184

Tabel 4.3 Perhitungan Dinamis Kebutuhan Daya Motor pada *Tower Crane*

4.3 Perhitungan Rasio *Gearbox* pada *Tower Crane* Potain MD 900 pada Kapasitas Angkat 50 ton

Dalam menentukan rasio *gearbox* yang akan digunakan pada *tower crane*, dapat ditentukan berdasarkan perhitungan dinamis dan statis. Semakin besar nilai rasio maka harga *gearbox* makin mahal. Nilai rasio *gearbox* bergantung pada besarnya kecepatan angkat dan jumlah *rope reeving*. Semakin besar nilai

kecepatan angkat dan jumlah *rope reeving* maka akan semakin kecil nilai rasio yang di dapat, dan begitu pula sebaliknya. Berikut akan dilakukan perhitungan rasio *gearbox* secara dinamis maupun statis pada *tower crane* Potain MD 900 dengan kapasitas angkat 50 ton pada kecepatan 0.15 ;0.20 dan 0.25 m/s :

4.3.1 Perhitungan Dinamis Rasio *Gearbox* pada *Tower Crane Potain MD 900* pada Kapasitas Angkat 50 ton

Untuk mencari rasio *gearbox* pada *tower crane* terlebih dahulu dicari nilai diameter tali dan diameter drum yang akan berpengaruh pada putaran drum yang dihasilkan. Dari nilai putaran drum inilah kemudian dapat dicari nilai rasio *gearbox*.

Nilai diameter tali bergantung pada nilai gaya tegang tali. Pada perhitungan dinamis gaya tegang tali bergantung pada beban angkat SWL, massa *hook block pulley*, percepatan angkat, percepatan normal dan jumlah *rope reeving*. Berdasarkan hasil perhitungan dinamis sebelumnya didapatkan nilai total gaya yang terdapat pada *tower crane* yaitu 618245.47 N, dengan jumlah *rope reeving* 2/1 maka nilai gaya tegang tali adalah

$$T = \frac{F}{r}$$

$$T = \frac{618245.47 \text{ N}}{2}$$

$$T = 309122.74 \text{ N}$$

Dari nilai gaya tegang tali ini kemudian dapat ditentukan besarnya diameter tali berdasarkan katalog *rope* yaitu 24 mm. Setelah didapatkan nilai diameter tali, kemudian dapat menghitung besarnya nilai diameter drum, dengan perhitungan sebagai berikut :

$$d_{drum} = 20 \times d_{tali}$$

$$d_{drum} = 20 \times 24 \text{ mm}$$

$$d_{drum} = 480 \text{ mm}$$

Dari diameter drum dapat diketahui nilai putaran drum pada kecepatan angkat 0.15 m/s dan *rope reeving* 2/1 dengan perhitungan sebagai berikut :

$$n_{drum} = \frac{V_{rope}}{D_{drum} \times \pi}$$

$$n_{drum} = \frac{2 \times V_{angkat}}{D_{drum} \times \pi}$$

$$n_{drum} = \frac{2 \times 0,15 \frac{m}{s}}{480 \text{ mm} \times \pi} \times \frac{60 \text{ s}}{mnt} \times \frac{1000 \text{ mm}}{m}$$

$$n_{drum} = 11.94 \text{ rpm}$$

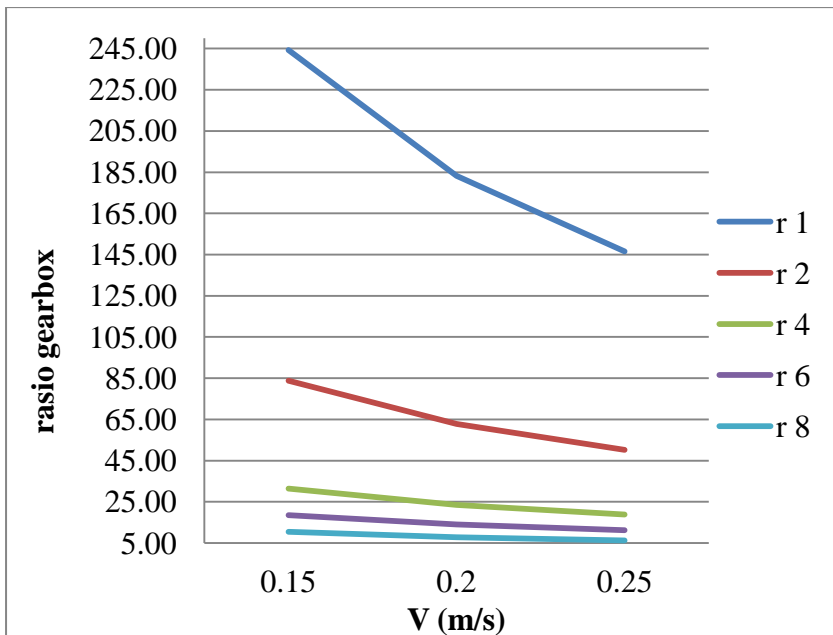
Setelah didapatkan nilai putaran drum maka selanjutnya dapat dicari nilai rasio pada *gearbox* dengan rumus sebagai berikut :

$$i = \frac{n_m}{n_{drum}}$$

$$i = \frac{1000 \text{ rpm}}{11.94 \text{ rpm}}$$

$$i = 83.73$$

Setelah didapatkan nilai rasio *gearbox* pada kecepatan angkat 0.15 m/s dan *rope reeving* 2/1 kemudian dilakukan perhitungan rasio *gearbox* pada kecepatan angkat 0.2 m/s dan 0.25 m/s dengan jumlah *rope reeving* 2/1 ;4/1 ;6/1 dan 8/1. Setelah itu nilai rasio *gearbox* di plot dalam sebuah grafik seperti yang terlihat pada gambar 4.5 :



Gambar 4.5 Perhitungan Dinamis Rasio *Gearbox* pada Kapasitas 50 Ton

Terlihat berdasarkan grafik diatas bahwa semakin besar jumlah *rope reeving* dan kecepatan angkat maka nilai rasio *gearbox* akan semakin kecil. Begitu juga dengan kebalikannya apabila jumlah *rope reeving* yang digunakan sedikit dan nilai kecepatan angkat rendah maka nilai rasio *gearbox* akan semakin besar. Berikut ini hasil perhitungan rasio *gearbox* pada *tower crane* disajikan dalam bentuk data tabel 4.4 :

Vangkat (m/s)	Rope reeving	Vrope (m/s)	a	an	Ftotal	Tegangan tali (N)	dtali (mm)	Ddrum (mm)	putaran d(rpm)	i (nm/nd)
0.15	1	0.15	0.003	0.0004	618245.47	618245.47	35	700	4.09	244.22
0.15	2	0.3	0.003	0.0004	618245.47	309122.74	24	480	11.94	83.73
0.15	4	0.6	0.003	0.0004	618245.47	154561.37	18	360	31.85	31.40
0.15	6	0.9	0.003	0.0004	618245.47	103040.91	16	320	53.74	18.61
0.15	8	1.2	0.003	0.0004	618245.47	77280.68	12	240	95.54	10.47
0.2	1	0.2	0.004	0.0004	618308.47	618308.47	35	700	5.46	183.17
0.2	2	0.4	0.004	0.0004	618308.47	309154.24	24	480	15.92	62.80
0.2	4	0.8	0.004	0.0004	618308.47	154577.12	18	360	42.46	23.55
0.2	6	1.2	0.004	0.0004	618308.47	103051.41	16	320	71.66	13.96
0.2	8	1.6	0.004	0.0004	618308.47	77288.56	12	240	127.39	7.85
0.25	1	0.25	0.005	0.0004	618371.47	618371.47	35	700	6.82	146.53
0.25	2	0.5	0.005	0.0004	618371.47	309185.74	24	480	19.90	50.24
0.25	4	1	0.005	0.0004	618371.47	154592.87	18	360	53.08	18.84
0.25	6	1.5	0.005	0.0004	618371.47	103061.91	16	320	89.57	11.16
0.25	8	2	0.005	0.0004	618371.47	77296.43	12	240	159.24	6.28

Tabel 4.4 Perhitungan Dinamis Rasio *Gearbox*

4.3.2 Perhitungan Statis Rasio *Gearbox* pada *Tower Crane Potain MD 900* pada Kapasitas Angkat 50 Ton

Pada perhitungan statis besarnya gaya tegang tali hanya dipengaruhi gaya beban angkat sehingga untuk *rope reeving* 2/1 dan kapasitas angkat 50 ton, perhitungan statis adalah sebagai berikut :

$$T = \frac{F}{r}$$

$$T = \frac{490000 N}{2}$$

$$T = 245000 \text{ N}$$

Dari nilai gaya tegang tali ini kemudian dapat ditentukan besarnya diameter tali berdasarkan katalog *rope* yaitu 22 mm. Setelah didapatkan nilai diameter tali, kemudian dapat menghitung besarnya nilai diameter drum, dengan perhitungan sebagai berikut :

$$d_{drum} = 20 \times d_{tali}$$

$$d_{drum} = 20 \times 22 \text{ mm}$$

$$d_{drum} = 440 \text{ mm}$$

Dari diameter drum dapat diketahui nilai putaran drum pada kecepatan angkat 0.15 m/s dan *rope reeving* 2/1 dengan perhitungan sebagai berikut :

$$n_{drum} = \frac{V_{rope}}{D_{drum} \times \pi}$$

$$n_{drum} = \frac{2 \times V_{angkat}}{D_{drum} \times \pi}$$

$$n_{drum} = \frac{2 \times 0,15 \frac{m}{s}}{440 \text{ mm} \times \pi} \times \frac{60 \text{ s}}{mnt} \times \frac{1000 \text{ mm}}{m}$$

$$n_{drum} = 13.03 \text{ rpm}$$

Setelah didapatkan nilai putaran drum maka selanjutnya dapat dicari nilai rasio pada *gearbox* dengan rumus sebagai berikut :

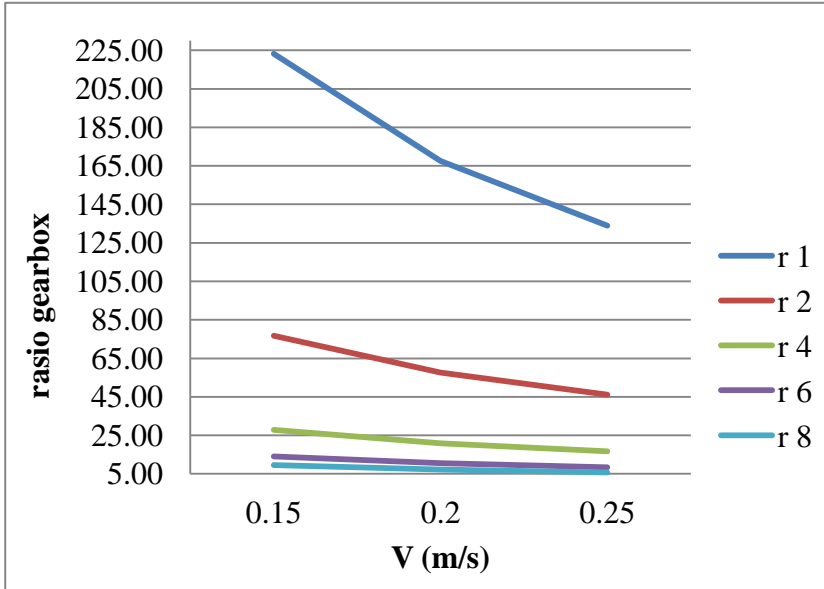
$$i = \frac{n_m}{n_{drum}}$$

$$i = \frac{1000 \text{ rpm}}{13.03 \text{ rpm}}$$

$$i = 76.76$$

Setelah didapatkan nilai rasio *gearbox* pada kecepatan angkat 0.15 m/s dan *rope reeving* 2/1 kemudian dilakukan

perhitungan rasio *gearbox* pada kecepatan angkat 0.2 m/s dan 0.25 m/s dengan jumlah *rope reeving* 2/1 ;4/1 ;6/1 dan 8/1. Setelah itu nilai rasio *gearbox* di plot dalam sebuah grafik seperti yang terlihat pada gambar 4.6 :



Gambar 4.6 Perhitungan Statis Rasio *Gearbox* pada Kapasitas 50 Ton

Terlihat berdasarkan grafik diatas bahwa semakin besar jumlah *rope reeving* dan kecepatan angkat maka nilai rasio *gearbox* semakin kecil. Begitu juga dengan sebaliknya apabila jumlah *rope reeving* yang digunakan sedikit dan nilai kecepatan angkat rendah maka nilai rasio *gearbox* akan semakin besar. Namun bila dibandingkan dengan perhitungan dinamis dengan variasi kecepatan angkat yang sama, pada perhitungan statis nilai rasio *gearbox* nya lebih kecil. Berikut ini hasil

perhitungan rasio *gearbox* pada *tower crane* disajikan dalam bentuk data table 4.5 :

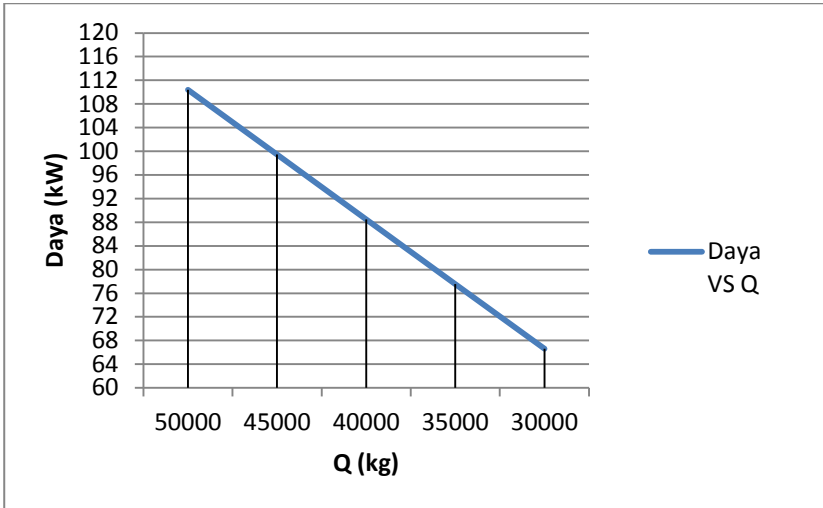
Vangkat (m/s)	Rope reeving	Vrope (m/s)	F (m.g)	Tegangan tali (N)	dtali (mm)	Ddrum (mm)	putaran d(rpm)	i (nm/nd)
0.15	1	0.15	490000	490000	32	640	4.48	223.29
0.15	2	0.3	490000	245000	22	440	13.03	76.76
0.15	4	0.6	490000	122500	16	320	35.83	27.91
0.15	6	0.9	490000	81666.67	12	240	71.66	13.96
0.15	8	1.2	490000	61250	11	220	104.23	9.59
0.2	1	0.2	490000	490000	32	640	5.97	167.47
0.2	2	0.4	490000	245000	22	440	17.37	57.57
0.2	4	0.8	490000	122500	16	320	47.77	20.93
0.2	6	1.2	490000	81666.67	12	240	95.54	10.47
0.2	8	1.6	490000	61250	11	220	138.97	7.20
0.25	1	0.25	490000	490000	32	640	7.46	133.97
0.25	2	0.5	490000	245000	22	440	21.71	46.05
0.25	4	1	490000	122500	16	320	59.71	16.75
0.25	6	1.5	490000	81666.67	12	240	119.43	8.37
0.25	8	2	490000	61250	11	220	173.71	5.76

Tabel 4.5 Perhitungan Statis Rasio *Gearbox*

4.4 Analisis Kemampuan Angkat

Berdasarkan perhitungan secara dinamis dan statis terdapat perbedaan nilai daya motor pada kapasitas angkat yang sama. Pada kasus PT Dok Surabaya dengan daya motor 88 kW menurut spesifikasi data *tower crane* seharusnya dapat mengangkat beban sebesar 50 ton, namun kondisi saat ini *tower crane* hanya mampu mengangkat beban sebesar 40 ton. Untuk menganalisa kebutuhan daya berdasarkan kapasitas angkat maka dilakukan perhitungan statis dan dinamis. Pada perhitungan statis dengan daya motor sebesar 88 kW, *tower crane* dapat mengangkat beban sebesar 50 ton. Namun setelah dilakukan perhitungan secara dinamis didapatkan hasil yang berbeda yakni untuk mengangkat beban

sebesar 50 ton diperlukan daya motor sebesar 110 kW. Oleh karena itu untuk mencari daya motor dilakukan perhitungan secara dinamis berdasarkan variasi kapasitas angkat dengan kondisi yang ada dilapangan yaitu pada kecepatan 0.15 m/s dan *rope reeving* 2/1, sehingga didapatkan grafik seperti yang terlihat pada gambar 4.7 :



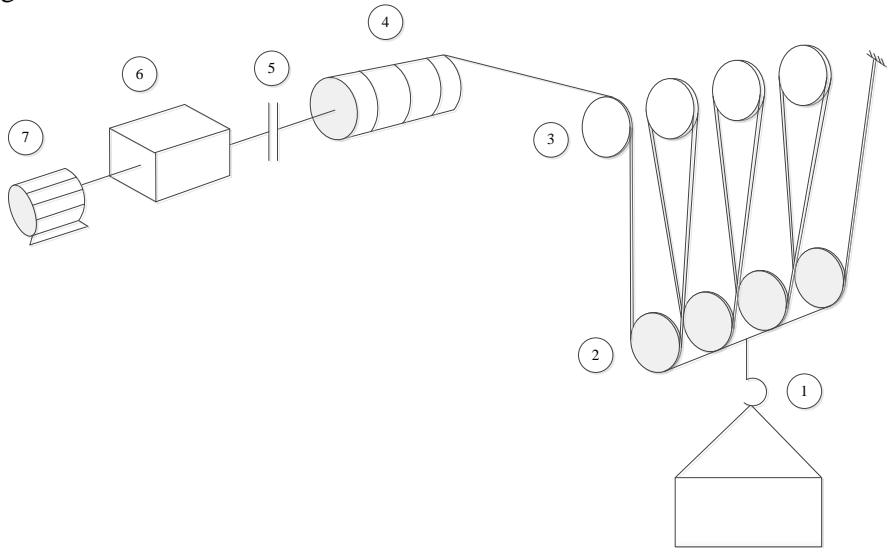
Gambar 4.7 Grafik Daya VS Kapasitas Angkat

Berdasarkan grafik diatas dengan daya motor sebesar 88 kW *tower crane* hanya mampu mengangkut kapasitas sebesar 40 ton dan hal ini sesuai dengan kasus pada PT Dok Surabaya. Oleh karena itu untuk menentukan daya motor berdasarkan kapasitas angkat perlu dilakukan perhitungan dinamis begitu pun dalam melakukan *redesign* untuk menaikkan kapasitas angkat.

4.5 Skema Mekanisme *Redesign* pada Kapasitas Angkat 50 Ton, *Rope Reeving* 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s

Pada *tower crane* Potain MD 900 ini akan dilakukan *redesign* untuk meningkatkan kapasitas angkat menjadi 50 ton

pada kecepatan angkat 0.15 m/s. Pada *redesign* ini digunakan *rope reeving* 8. Adapun skema hasil *redesign* mekanisme pengangkat *tower crane* Potain MD 900 dapat dilihat pada gambar 4.8 :



Gambar 4.8 Skema Hasil *Redesign* Mekanisme Pengangkat *Tower Crane* Potain MD 900

Untuk keterangan tiap komponen adalah sebagai berikut :

1. *Hook*

Hook berfungsi sebagai tempat untuk menggantung beban yang akan diangkat atau diturunkan pada *tower crane*.

2. *Hook block pulley*

Hook block pulley memiliki fungsi sebagai penghubung antara *hook* dengan tali baja. Untuk berat *hook* dan *hook block pulley* adalah 500 kg berdasarkan survey yang telah dilakukan.

3. *Transfer pulley*

Transfer pulley ini akan menghubungkan tali baja yang dari *hook block pulley* dengan drum.

4. Drum

Drum berfungsi untuk menarik atau mengulur kabel baja pada mekanisme angkat atau turun.

5. Kopling

Kopling berfungsi untuk menghubungkan dua poros yaitu poros dari drum dengan poros dari *gearbox*.

6. *Gearbox*

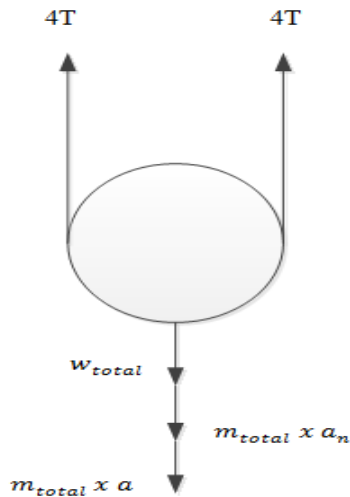
Fungsi dari *gearbox* adalah menyalurkan tenaga dari motor ke drum untuk menggerakkan drum yang terhubung dengan tali baja.

7. Motor penggerak

Motor penggerak sendiri memiliki fungsi mengubah energi listrik menjadi energi mekanik. Motor penggerak yang dipakai di P.T DPS memiliki daya sebesar 88 kW dan putaran sebesar 1000 rpm .

4.6 Perhitungan Gaya Tegang Tali Hasil *Redesign* pada Kapasitas Angkat 50 Ton, *Rope Reeving* 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s

Pada gerakan *hoisting* atau pengangkatan beban secara vertikal yang dilakukan oleh tali akan menimbulkan gaya tegang tali. Besar gaya tegang tali dipengaruhi oleh gaya angkat awal. Gaya angkat awal dipengaruhi oleh percepatan, massa beban yang akan diangkat, berat *hook* dan *hook block pulley*. Percepatan yang terjadi pada mekanisme *hoisting* ada dua yaitu percepatan linier dan percepatan normal. Percepatan linier adalah percepatan yang terjadi pada beban saat kondisi awal hingga kecepatan tertentu (konstan). Sedangkan percepatan normal adalah percepatan yang terjadi akibat adanya perubahan arah dari kecepatan terhadap jalur pergeserannya. Adapun *free body diagram* dari gaya-gaya yang bekerja pada gerakan *hoisting* dapat dilihat pada gambar 4.9:



Gambar 4.9 Gaya-gaya yang bekerja pada mekanisme *hoisting*

Berdasarkan data *tower crane* Potain MD 900, didapatkan hasil bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan konstan dari kecepatan awal yaitu 0 m/s adalah 50 *second*. Berdasarkan grafik kebutuhan daya motor dan juga rasio *gearbox* maka untuk *redesign tower crane* digunakan kecepatan 0.15 m/s dengan *rope reeving* 8/1. Dari data tersebut dapat diperoleh besarnya nilai dari percepatan linier yang terjadi sebagai berikut :

$$V_t = V_0 + (a \times t)$$

$$a = \frac{0.15 \text{ m/s} - 0}{50 \text{ s}}$$

$$a = 0.003 \text{ m/s}^2$$

Sedangkan pada percepatan normal, besarnya percepatan yang terjadi bergantung pada nilai kecepatan ketika *tower crane* melakukan mekanisme *trolley* yaitu 0.18 m/s dan panjang tali (*wire rope*) ketika mengayun. Jarak yang ditempuh oleh beban secara vertikal hingga mencapai kondisi

sesaat sebelum konstan dapat dicari dengan perhitungan berikut :

$$\Delta h = V_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

$$\Delta h = (0)(50 \text{ s}) - \frac{1}{2}(0.003 \text{ m/s}^2)(50 \text{ s})^2$$

$$\Delta h = 3.625 \text{ m}$$

Pada penggunaannya, tower crane Potain MD 900 biasa dioperasikan pada ketinggian minimum 2 meter. Sehingga, jarak total untuk mencapai kecepatan konstan adalah 5.625 meter. Untuk mengetahui panjang tali ketika mengayun, dilihat dari panjang tali pada ketinggian saat akan mencapai kondisi kecepatan konstan

Panjang tali ketika *hoisting* untuk tower crane potain MD 900 50 ton adalah 85.4 m maka panjang tali ketika mengayun adalah 79.7 m. Dari panjang tali ketika mengayun dan kecepatan angkat yang diketahui, maka dapat diketahui percepatan normal yang terjadi dengan perhitungan sebagai berikut :

$$a_n = \frac{v^2}{R}$$

$$a_n = \frac{(0.18 \text{ m/s})^2}{79.7 \text{ m}}$$

$$a_n = 0.0004 \text{ m/s}^2$$

Setelah didapat nilai dari percepatan linier maupun percepatan normal, maka dapat dihitung gaya tegang yang diterima tali adalah sebagai berikut :

$$\Sigma F = 0$$

$$8T - W_{tot} - (m_{tot} \times a) - (m_{tot} \times a_n) = 0$$

$$8T = W_{tot} + (m_{tot} \times a) + (m_{tot} \times a_n)$$

$$8T = (m_{tot} \times g) + (m_{tot} \times a) + (m_{tot} \times a_n)$$

$$8T = m_{tot}(g + a + a_n)$$

m_{total} disini merupakan massa beban yang mampu diangkat oleh *tower crane Potain MD 900* (m_1) sebesar 50 ton ditambah dengan massa *hook* dan *hook block pulley* (m_2) yaitu sebesar 500 kg. Untuk beban angkat sendiri, nilainya perlu dikalikan dengan 1.25 sebagai standar beban maksimum yang ditanggung oleh sling pada saat pengangkatan (*safe working load*). Dengan demikian perhitungan gaya tegang tali mempunyai nilai sebagai berikut :

$$8T = m_{tot}(g + a + a_n)$$

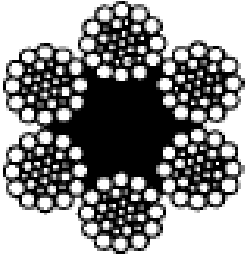
$$T = \frac{1}{8}((m_1 \times 1.25) + m_2)(g + a + a_n)$$

$$T = 77279.60 \text{ N}$$

4.7 Pemilihan Tali Baja (*Wire Rope*) Hasil *Redesign* pada Kapasitas Angkat 50 Ton, *Rope Reeving* 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s

Tali baja (*wire rope*) merupakan alat bantu pada *crane* yang berguna untuk mengangkat dan menurunkan beban. Tali baja digulungkan pada drum dan dihubungkan dengan *pulley*. Tali baja terdiri dari beberapa *wire* yang dipilin membentuk *strand*, lalu beberapa *strand* tersebut dipilin mengelilingi *core* untuk membentuk *wire rope*. Semakin banyak jumlah *wire* didalam *strand* membuat ukuran individual *wire* lebih kecil sehingga *wire rope* lebih flexible, sebaliknya semakin sedikit jumlah *wire* di dalam *strand* membuat ukuran *wire* menjadi lebih besar sehingga *wire rope* menjadi lebih kaku. *Wire rope* yang flexible mempunyai daya tahan terhadap tekukan yang baik sehingga cocok digunakan pada *crane*. Untuk *core wire rope* umumnya terdiri dari 3 bahan yaitu *fibre core* (FC) terbuat dari tali plastik, *hemp core* (HC) terbuat dari tali manila, dan *wire core* (IWRC) terbuat dari kawat baja. Berdasarkan hasil survey yang dilakukan bahan *core wire rope* yang sering digunakan saat ini adalah jenis *fibre core* (FC). *Fibre core* (FC) dipilih karena memiliki keuntungan yakni *wire rope* lebih flexible dan lebih tahan karat. Ukuran *wire rope* dapat ditentukan berdasarkan besarnya beban yang digerakkan oleh *wire rope*. Diameter *wire rope* untuk *tower*

crane Potain MD 900 dapat dicari melalui besarnya gaya tegang tali. Pada perhitungan sebelumnya didapat nilai tegangan tali sebesar 77279.60 N. Berdasarkan katalog *wire rope* dengan nilai tegangan tali sebesar 77279.60 N, didapatkan spesifikasi dari *wire rope* sebagai berikut :



Konstruksi	: 6 x 41
Bahan <i>core</i>	: <i>Fibre Core</i>
Diameter	: 12 mm
MBL	: 84.10 kN
Berat	: 0.520 kg/m
<i>Type finishing</i>	: Galvanised

4.8 Perhitungan *Pulley Hasil Redesign* pada Kapasitas Angkat 50 Ton, *Rope Reeving* 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s

Pada mekanisme pengangkat, *pulley* berfungsi sebagai penghubung *wire rope* dari hook dengan drum. Jumlah *pulley* ini nanti akan menentukan *rope reeving* yaitu jumlah *wire rope* yang menghubungkan antara dua *block* dalam sebuah sistem pengangkatan. *Rope reeving* ini akan berpengaruh terhadap besarnya gaya tegang yang terjadi pada *wire rope*. Adapun perhitungan untuk menentukan diameter *pulley* adalah sebagai berikut :

$$D \geq e_1 \times e_2 \times d_{tali}$$

Nilai e_1 merupakan faktor yang berpengaruh terhadap tipe alat pengangkatan dan kondisi operasinya. Untuk tipe alat pengangkat yaitu *tower crane* dengan kondisi operasi medium maka nilai e_1 adalah 25. Sedangkan nilai e_2 merupakan faktor yang bergantung pada konstruksi tali. Karena konstruksi *wire rope* yang digunakan tidak terdapat pada tabel maka dipilih konstruksi tali maksimum yang terdapat pada tabel yaitu 6 x 37 dengan posisi sejajar, sehingga nilai dari e_2 adalah 0,9. Setelah

didapat nilai e_1 dan e_2 , maka perhitungan diameter *pulley* adalah sebagai berikut :

$$D \geq e_1 \times e_2 \times d_{tali}$$

$$D \geq 25 \times 0.9 \times 12 \text{ mm}$$

$$D \geq 270 \text{ mm}$$

4.9 Perhitungan Drum Hasil Redesign pada Kapasitas Angkat 50 Ton, Rope Reeving 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s

Pada mekanisme pengangkatan, saat beban diangkat maupun turun *wire rope* akan mengitari drum. Drum juga dilengkapi alur agar *wire rope* dapat digulung dengan teratur. Untuk menentukan nilai dari diameter drum, dapat ditentukan berdasarkan diameter *wire rope*. Diameter *rope* drum dibatasi aturan minimal yaitu nilainya 20 kali diameter *wire rope*, atau optimalnya adalah 30 kali diameter *sling*. Diameter drum ini nanti akan mempengaruhi putaran pada drum. Adapun perhitungan diameter drum adalah sebagai berikut :

$$D_{drum} = 20 \times d_{tali}$$

$$D_{drum} = 20 \times 12 \text{ mm}$$

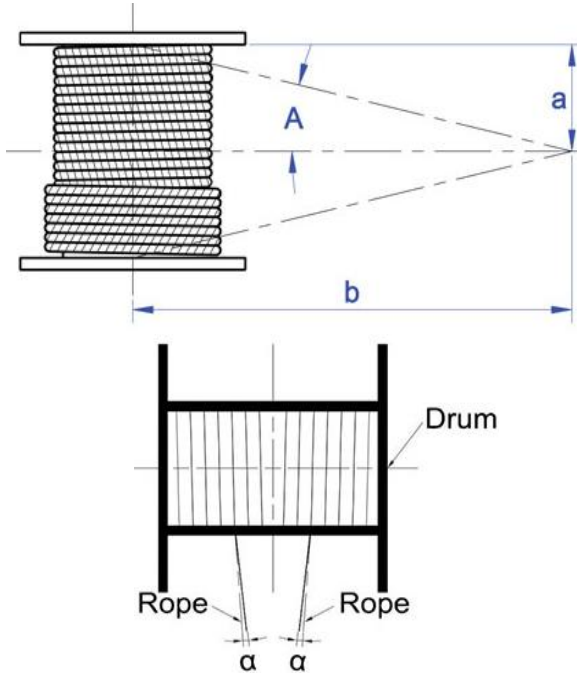
$$D_{drum} = 240 \text{ mm}$$

Selain diameter drum, hal lain yang perlu diperhatikan adalah lebar drum. Lebar drum dapat ditentukan berdasarkan *fleet angle*, yaitu sudut antara garis tengah *pulley* yang dilalui *wire rope* dan garis tengah drum yang dilalui *wire rope*. Besar nya *fleet angle* untuk drum yang memiliki alur maksimal adalah 1.5° . Lebar drum dapat diketahui pada *datasheet* drum yang nilainya dipengaruhi oleh diameter tali sedangkan untuk mencari jarak minimum drum dengan *pulley* dapat dilakukan sebagai berikut :

$$\tan A = \frac{a}{b}$$

A adalah besarnya *fleet angle* untuk drum yang memiliki alur (grooved drum), dan b adalah jarak minimum antara drum

dengan *pulley* sedangkan w yang nilainya dua kali dari nilai a adalah lebar drum. Sehingga panjang dari drum (w) adalah $2 \times a$. Keterangan dari spesifikasi drum dapat dilihat pada gambar 4.10 :



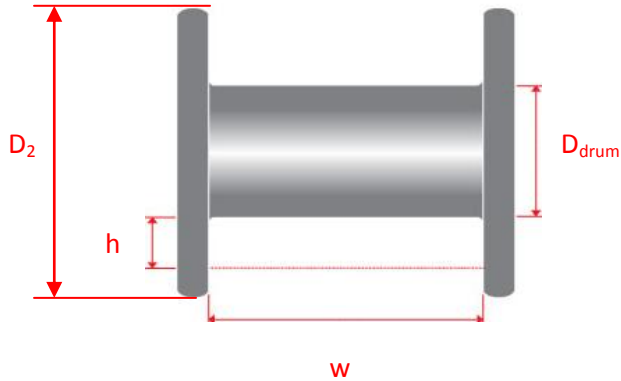
Gambar 4.10 Fleet Angle pada Drum

$$w = 248 \text{ mm}$$

$$\tan 1,5^\circ = \frac{124 \text{ mm}}{b}$$

$$b = 4735.37 \text{ mm} \approx 4.8 \text{ m}$$

Setelah menentukan lebar drum, selanjutnya adalah menghitung kapasitas drum dengan kondisi tegangan normal dan proses lilitan yang seragam, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.11 :



Gambar 4.11 Skema Menentukan Kapasitas Drum

Sebelum menghitung kapasitas drum terlebih dahulu dilakukan perhitungan pada diameter drum *flange* (D_2) :

$$D_2 = D_1 + 2(z + 1)d$$

$$D_2 = 240 \text{ mm} + 2(4 + 1)12 \text{ mm}$$

$$D_2 = 381 \text{ mm}$$

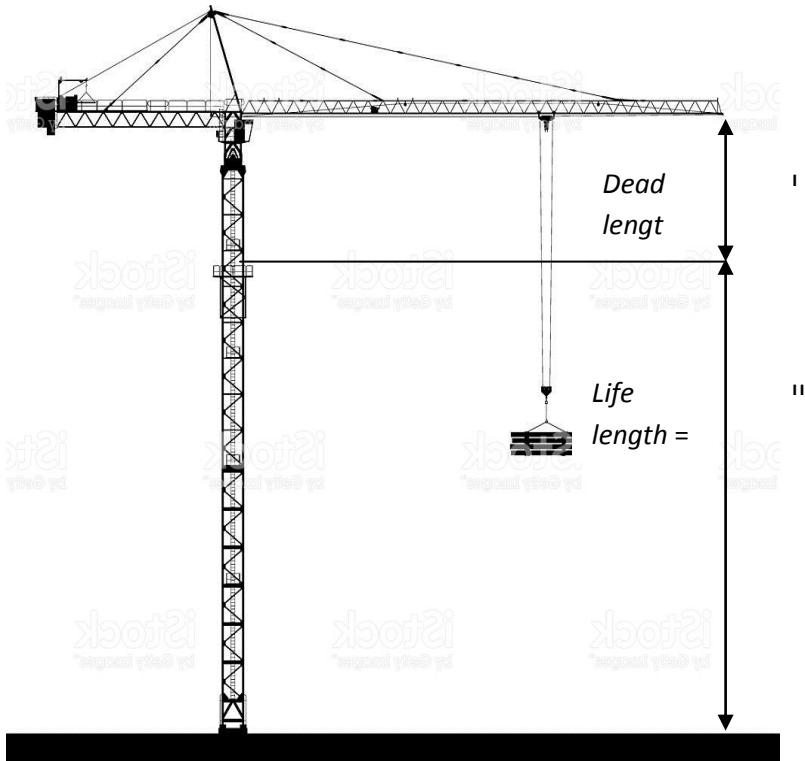
Setelah didapat diameter drum *flange*, selanjutnya dapat dilakukan perhitungan kapasitas drum :

$$L = \frac{(h + D_{drum}) \times h \times w}{K}$$

$$L = \frac{(72 \text{ mm} + 240 \text{ mm}) \times 72 \text{ mm} \times 248 \text{ mm}}{46160}$$

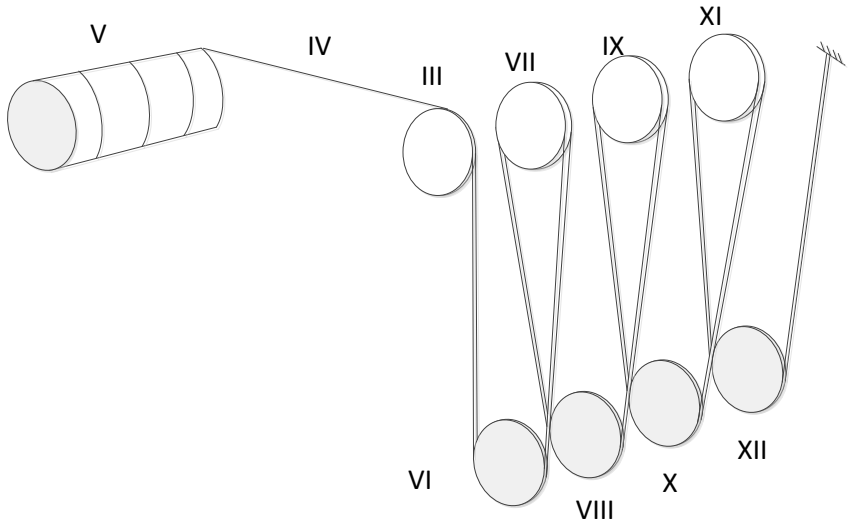
$$L = 120 \text{ m}$$

Pada PT Lelangon dilakukan juga perhitungan panjang *sling*. Dalam menentukan panjang *sling* terlebih dahulu diketahui nilai *dead length* dan *life length* yang dapat ditentukan dari spek tinggi angkat dan *rope reeving*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.12 :



Gambar 4.12 *Dead Length* dan *Life Length* pada *Tower Crane*

Selain itu perlu diketahui juga jumlah lilitan *rope* yang melewati drum dan *pulley*. Adapun skema *wire rope* dari drum ke *pulley* dapat dilihat pada gambar 4.13 :



Gambar 4.13 Skema Wire Rope dengan Rope Reeving 8/1

Setelah diketahui *dead length*, *life length* dan juga skema *wire rope* dengan *rope reeving* 8/1, maka perhitungan panjang sling adalah sebagai berikut :

I	$4000 \text{ mm} \times 8 \text{ fall}$	$= 32000 \text{ mm}$
II	$83400 \text{ mm} \times 8 \text{ fall}$	$= 667200 \text{ mm}$
III	$\frac{1}{4} \times \pi \times 270 \text{ mm}$	$= 212 \text{ mm}$
IV	sesuai skema	$= 60000 \text{ mm}$
V	$10 \text{ lilitan} \times \pi \times 240 \text{ mm}$	$= 7536 \text{ mm}$
VI	$\frac{1}{2} \times \pi \times 270 \text{ mm}$	$= 424 \text{ mm}$
VII	$\frac{1}{2} \times \pi \times 270 \text{ mm}$	$= 424 \text{ mm}$

VIII	$\frac{1}{2} \times \pi \times 270 \text{ mm}$	= 424 mm
IX	$\frac{1}{2} \times \pi \times 270 \text{ mm}$	= 424 mm
X	$\frac{1}{2} \times \pi \times 270 \text{ mm}$	= 424 mm
XI	$\frac{1}{2} \times \pi \times 270 \text{ mm}$	= 424 mm
XII	$\frac{1}{2} \times \pi \times 270 \text{ mm}$	= 424 mm
Total		<hr style="width: 50%; margin-left: auto; margin-right: 0;"/> = 769916 mm + ≈ 770 m

4.10 Pemilihan Motor Hasil *Redesign* pada Kapasitas Angkat 50 Ton, *Rope Reeving* 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s

Dalam menentukan daya motor pada kapasitas angkat 50 ton dilakukan perhitungan dinamis sebagai berikut :

$$P = \frac{F \times V}{1000 \times \eta}$$

$$P = \frac{77279.60 \times 1.2}{1000 \times 0.84}$$

$$P = 110 \text{ kW}$$

Dengan daya motor 110 kW dan putaran motor 1000 rpm maka dapat dilakukan pemilihan motor pada merek WEG dengan beberapa spesifikasi yang dapat dilihat pada tabel 4.6 :

	<i>Three-Phase General Purpose Motors</i>
	TEFC-Foot Mount
	NEMA Frame : 447/9T
	Dimension : 56.338 in
	460 V
	<i>Three-Phase General Purpose Motors</i>
	TEFC-Foot Mount- NEMA Premium
	IEEE 841 – <i>Three-Phase</i>
	NEMA Frame : 445/7T
	Dimension : 48.701 in
460 V	

	<i>Three-Phase General Purpose Motors</i>
	TEFC-Foot Mount
	IEC TRU-METRIC™ - <i>Three-Phase</i>
	NEMA Frame : 315S/M
	Dimension : 50.157 in
	460//380-415/660-690 V
	<i>Severe Duty - Three-Phase General Purpose Motors</i>
	TEFC-Foot Mount
	<i>General Purpose</i>
	NEMA Frame : 447/9T
	Dimension : 56.338 in
	460 V

	<p><i>Severe Duty - Three-Phase General Purpose Motors</i></p>
	<p>TEFC-Foot Mount</p>
	<p>IEEE 841</p>
	<p>NEMA Frame : 445/9T</p>
	<p>Dimension : 48.701 in</p>
	<p>460 V</p>
	<p><i>Severe Duty - Three-Phase General Purpose Motors</i></p>
	<p>TEFC-Foot Mount</p>
	<p>CRUSHER DUTY</p>
	<p>NEMA Frame : 445/7T</p>
	<p>Dimension : 48.701 in</p>
	<p>460 V</p>

	<p><i>Severe Duty - Three-Phase General Purpose Motors</i></p>
	<p>TEFC-Foot Mount IE3 & IE2</p>
	<p>IEC TRU-METRIC™</p>
	<p>NEMA Frame : 315S/M</p>
	<p>Dimension : 54.449 in</p>
	<p>460//380-415/660-690 V</p>
	<p><i>W22 Severe Duty Motors</i> – TEFC – Medium Voltage</p>
	<p>W22 Medium Voltage 2300 – 4160 V Electrical Data</p>
	<p>NEMA Frame : L447/9T</p>
	<p>Approx. Weight : 3500 lb</p>
	<p>2300V-4160V</p>

	W22 <i>Severe Duty Motors</i> – TEFC – Medium Voltage
	W22 Medium Voltage 6000 – 6600 V Electrical Data
	NEMA Frame : L447/9T
	Approx. Weight : 3500 lb
	6000V-6600V

Tabel 4.6 Spesifikasi Motor pada *Tower Crane*

4.11 Pemilihan *Gearbox* Hasil *Redesign* pada Kapasitas Angkat 50 Ton, *Rope Reeving* 8 dan Kecepatan Angkat 0.15 m/s

Dalam pemilihan *gearbox* terlebih dahulu dilakukan perhitungan rasio yang dibutuhkan pada *gearbox* dan torsi yang harus dimiliki *gearbox*. Dalam perhitungan rasio, terlebih dahulu dilakukan perhitungan putaran drum sehingga dapat diketahui besarnya rasio *gearbox* yang didapat dari perbandingan nilai putaran motor dengan putaran drum, nilai rasio yang besar akan membuat harga *gearbox* semakin mahal. Dari nilai putaran drum dapat juga diketahui besarnya torsi yang harus dimiliki *gearbox*.

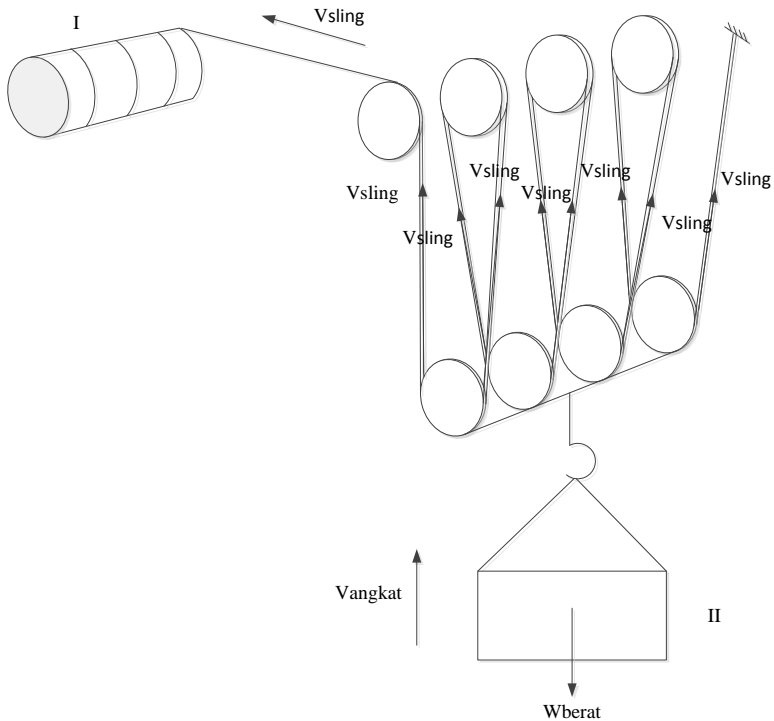
4.11.1 Perhitungan Putaran Drum

Nilai putaran drum berbanding lurus dengan kecepatan linier yang terjadi pada *sling*, sedangkan kecepatan *sling* dipengaruhi kecepatan angkat dan jumlah *rope reeving*. Semakin besar nilai *rope reeving* maka semakin besar putaran drum dan begitu pula sebaliknya. Selain itu putaran drum juga dipengaruhi oleh nilai diameter drum, semakin besar nilai diameter drum maka semakin kecil putaran drum dan begitu pula sebaliknya. Dengan nilai drum yang sudah didapatkan pada perhitungan sebelumnya yaitu sebesar 240 mm dan

jumlah *rope reeving* 8/1 maka nilai putaran drum dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$n_{drum} = \frac{V_{sling}}{D_{drum} \times \pi}$$

Kecepatan sling dapat diketahui berdasarkan *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 4.14 :



Gambar 4.14 *Free Body Diagram* Kecepatan pada Sling
Sehingga untuk putaran dapat diketahui dengan perhitungan sebagai berikut :

$$n_{drum} = \frac{8 \times V_{angkat}}{D_{drum} \times \pi}$$

$$n_{drum} = \frac{8 \times 0.15 \frac{m}{s}}{240 \text{ mm} \times \pi} \times \frac{60 \text{ s}}{mnt} \times \frac{1000 \text{ mm}}{m}$$

$$n_{drum} = 95.54 \text{ rpm}$$

Setelah didapatkan nilai putaran drum maka selanjutnya dapat dicari nilai rasio pada *gearbox* dengan rumus sebagai berikut :

$$i = \frac{n_m}{n_{drum}}$$

$$i = \frac{1000 \text{ rpm}}{95.54 \text{ rpm}}$$

$$i = 10.47$$

4.11.2 Perhitungan Torsi

Untuk mencari besarnya torsi pada *gearbox* digunakan perhitungan sebagai berikut :

$$M_a = \frac{P_N \times 9550 \times \eta_{gearbox}}{n_d} \times f_b$$

Dengan daya motor sebesar 110 kW, putaran drum 95,54 rpm dan *safety factor* 1,25 maka dapat dilakukan perhitungan torsi sebagai berikut :




$$M_a = \frac{110 \text{ kW} \times 9550 \times 0.86}{600.3 \text{ rad/min}} \times 1.25$$

$$M_a = 188.2 \text{ Nm}$$

4.11.3 Spesifikasi Gearbox

Dari nilai rasio *gearbox* sebesar 10.47 dan torsi *gearbox* sebesar 1881.2 Nm. Maka dipilih *gearbox* dari merek

NORD dengan beberapa spesifikasi yang dapat dilihat pada tabel 4.7 :

	<p><i>Helical Gear Units</i></p> <hr/> <p>Type : SK 103 – 315 SH/4 SK 92 – 315 SH/4</p> <hr/> <p>Berat : 1400 kg 1170 kg</p>
	<p><i>Parallel Shaft Gear Units</i></p> <hr/> <p>Type : SK 12382 – 280 MA/4 SK 11382 – 280 MA/4 SK 10282 – 280 MA/4</p> <hr/> <p>Berat : 2760 kg 1900 kg</p>
	<p><i>Helical-bevel Gear Units</i></p> <hr/> <p>Type : SK 9096.1 – 280 MA/4 SK 9092.1 – 280 MA/4 SK 9086.1 – 280 MA/4</p> <hr/> <p>Berat : 2420 kg 2080 kg 1510 kg</p>

Tabel 4.7 Spesifikasi Gearbox pada Tower Crane

Dari masing-masing *type gearbox* akan didapatkan nilai efisiensi tergantung pada berapa tingkat terjadinya penurunan kecepatan. Dengan rasio *gearbox* hasil *redesign* yaitu 10.47 rpm pada *gearbox* yang menggunakan *helical gear* dan *parallel shaft gear* terdapat 2 tingkatan penurunan kecepatan. Dengan menganggap roda gigi mempunyai nilai efisiensi sebesar 95% maka efisiensi pada *gearbox* yang menggunakan *helical gear* dan *parallel shaft gear* adalah sebagai berikut :

$$\eta_{gearbox} = \eta_{roda\ gigi\ 1} \times \eta_{roda\ gigi\ 2}$$

$$\eta_{gearbox} = 0,95 \times 0,95$$

$$\eta_{gearbox} = 0,9 \approx 90\%$$

Sedangkan untuk *gearbox* yang menggunakan *helical-bevel gear* terdapat 3 tingkatan penurunan kecepatan, sehingga efisiensi pada *gearbox* adalah sebagai berikut :

$$\eta_{gearbox} = \eta_{roda\ gigi\ 1} \times \eta_{roda\ gigi\ 2} \times \eta_{roda\ gigi\ 3}$$

$$\eta_{gearbox} = 0,95 \times 0,95 \times 0,95$$

$$\eta_{gearbox} = 0,86 \approx 86\%$$

4.12 Perbandingan Desain Lama VS Hasil *Redesign*

Perbandingan desain lama dan hasil *redesign* dapat dilihat pada tabel 4.6 :

	Desain lama	Hasil Redesign			
Rope reeving	2	2	4	6	8
Kapasitas angkat	40000	50000	50000	50000	50000
Daya motor	88 kW	110 kW	110 kW	110 kW	110 kW
Diameter tali	22 mm	24 mm	18 mm	16 mm	12 mm
Diameter drum	440 mm	480 mm	360 mm	320 mm	240 mm
Putaran drum	13.03 rpm	11.94 rpm	31.85 rpm	53.73 rpm	95.54 rpm
Rasio Gearbox	76.76	83.73	31.4	18.61	10.47
Effisiensi Gearbox	0.7	0.74	0.77	0.8	0.86
Jumlah pulley	2	2	4	6	8
Panjang sling	238 m	238 m	416 m	593 m	770 m
lebar drum	356 m	356 m	356 m	356 m	248 m
Diameter flange	762 mm	914 mm	610 mm	610 mm	381 mm

Tabel 4.8 Perbandingan Desain Lama dengan Hasil *Redesign*

Dari tabel dapat dilihat dengan menggunakan perhitungan dinamis untuk menaikkan kapasitas angkat menjadi 50 ton dibutuhkan daya motor yang lebih besar dari desain lama yaitu 88 kW. Untuk nilai rasio *gearbox* pada desain lama adalah 76.76 ketika dilakukan *redesign* dengan variasi *rope reeving* maka semakin besar nilai *rope reeving* maka akan semakin kecil rasio *gearbox* nya. Dengan rasio *gearbox* yang semakin kecil maka harga *gearbox* akan semakin murah. Untuk evaluasi kelebihan dan kekurangan hasil *redesign* menggunakan *rope reeving* 2, 4, 6 dan 8 dapat dilihat pada tabel 4.7 :

	Desain lama	Hasil Redesign			
Rope reeving	2	2	4	6	8
Kapasitas angkat	40000	50000	50000	50000	50000
Daya motor	88 kW	110 kW	110 kW	110 kW	110 kW
Diameter tali	22 mm	24 mm	18 mm	16 mm	12 mm
Diameter drum	440 mm	480 mm	360 mm	320 mm	240 mm
Putaran drum	13.03 rpm	11.94 rpm	31.85 rpm	53.73 rpm	95.54 rpm
Rasio Gearbox	76.76	83.73	31.4	18.61	10.47
Effisiensi Gearbox	0.7	0.74	0.77	0.8	0.86
Jumlah pulley	2	2	4	6	8
Panjang sling	238 m	238 m	416 m	593 m	770 m
lebar drum	356 m	356 m	356 m	356 m	248 m
Diameter flange	762 mm	914 mm	610 mm	610 mm	381 mm

Tabel 4.9 Evaluasi Hasil *Redesign Tower Crane Potain MD 900*

Buruk : 0-40
 Cukup : 41-60
 Baik : 61-80
 Sangat Baik : 81-100

Dengan nilai evaluasi seperti pada tabel diatas untuk hasil *redesign* dengan *rope reeving* 2 didapatkan hasil sebesar 58 sehingga masuk kategori cukup. Untuk hasil *redesign* dengan *rope reeving* 4 didapatkan hasil sebesar 68 sehingga masuk kategori cukup baik. Untuk hasil *redesign* dengan *rope reeving* 6 didapatkan hasil sebesar 73 sehingga masuk kategori cukup baik. Dan yang terakhir untuk hasil *redesign* dengan *rope reeving* 8 didapatkan hasil sebesar 84 sehingga masuk kategori sangat baik. Sehingga dapat disimpulkan hasil *redesign* dengan *rope reeving* lebih baik bila dibandingkan dengan hasil *redesign* yang lain.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan pengolahan data dari penelitian *tower crane* Potain MD 900 ini, tugas akhir ini dapat disimpulkan:

1. Hasil perhitungan daya motor dengan kapasitas angkat maksimum sebesar 50 ton pada perhitungan statis didapatkan daya sebesar 88 kW sedangkan pada perhitungan dinamis didapatkan daya sebesar 110 kW
2. Rasio *gearbox* pada desain *tower crane* yang lama sebesar 76.76 sedangkan *rasio gearbox* hasil *redesign* didapat nilai sebesar 10.5
3. Pada desain lama dengan *rope reeving* 2/1 dan kapasitas 40 ton didapat daya motor 88 kW dan rasio *gearbox* sebesar 76.76 sedangkan pada hasil *redesign* dengan *rope reeving* 8/1 dan kapasitas 50 ton didapat daya motor 110 kW dan rasio *gearbox* sebesar 10.5

5.2 Saran

Saran dari penulis untuk kedepannya mengenai tugas akhir ini adalah sebagai berikut,

1. Perlu dianalisa juga pada komponen pada mekanisme *trolley* dan *slewing*
2. Perlu dilakukan analisa *fatigue* untuk *rope*
3. Perlu pemahaman lebih lanjut mengenai perhitungan daya motor *tower crane* untuk mendapatkan parameter yang lebih tepat.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] PT Dok dan Perkapalan. 2011. Profil Perusahaan (<http://www.dok-sby.id>, akses data November 2017).
- [2] Nurcahyo, Ahmad dan Cahyono Bintang. 2017. **Optimasi Penempatan Group Tower Crane pada Proyek Pembangunan My Tower Surabaya.**
- [3] Rahman, S. 2012. **Optimasi Lokasi untuk Group Tower Crane pada Proyek Apartemen Guna Wangsa Surabaya.** Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [4] Teguh Putra. 2009. **Perancangan Tower Crane dengan Kapasitas Angkat 6 Ton, Tinggi Angkat 45 Meter, Radius 55 Meter, untuk Pembangunan Gedung Bertingkat.** Medan : Universitas Sumatera Utara
- [5] R. Hibbeler. 2010. **Engineering Mechanics Dynamics Twelfth Edition.**
- [6] Industrialmagza. Rope Reeving (<https://www.industrialmagza.com/pdf/detroit>, akses Desember 2017)
- [7] N.Rudenko. 1996. **Mesin Pengangkat.** Jakarta : Erlangga.
- [8] Bridon. fleet angle (<http://www.bridon.com/us/technical->

information/fleet-angle.pdf, akses data Desember 2017)

- [9] W. Purwoko. 2008. **Perencanaan Gearbox dan Analisis Statik Rnagka Conveyor Menggunakan Software CATIA V5**. Universitas Gunadarma.
- [10] A. Deutschman. 1975. **Machine Design Theory and Practice**. New York..

LAMPIRAN

Lampiran 1 Gambar *Tower Crane* Potain MD 900 di PT.Dok dan
Perkapalan Surabaya

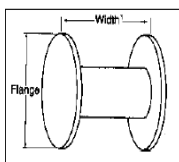


Lampiran 2 *Datasheet Wire Rope*

COOKE.

<u>Dia (mm)</u>	<u>MBL (kN*)</u>		<u>Weight (kg/m)</u>	
	<u>FC</u>	<u>IWRC</u>	<u>FC</u>	<u>IWRC</u>
8	37.40	40.31	.231	.255
9	47.30	50.99	.292	.322
10	58.40	62.96	.361	.398
11	70.70	76.20	.437	.482
12	84.10	90.71	.520	.573
13	98.70	105.91	.610	.673
14	114.00	123.56	.708	.780
16	150.00	160.83	.924	1.02
18	189.00	203.98	1.17	1.29
19	211.00	226.53	1.30	1.44
20	234.00	252.03	1.44	1.59
22	283.00	304.99	1.75	1.93
24	336.00	362.85	2.08	2.29
26	395.00	425.61	2.44	2.69
28	458.00	494.26	2.83	3.12
32	598.00	644.30	3.70	4.08
35	716.00	771.78	4.42	4.88
36	757.00	816.89	4.68	5.16
38	843.00	910.06	5.21	5.75
40	935.00	1008	5.78	6.37
44	1131.00	1220	6.99	7.71
48	1346.00	1452	8.32	9.17
52	1579.00	1704	9.76	10.76
54	1703.00	1737	10.53	11.61
56	1832.00	1976	11.32	12.48
60	2103.00	2268	13.00	14.33

Lampiran 3 Datasheet Drum



METRIC DIMENSIONS

Cable			Flange (mm)	254	305	406	406	381
Cable			Width (mm)	229	229	229	229	248
Cable			F x W (mm)	254 x 229	305 x 229	406 x 229	406 x 229	381 x 248
Type	Weight (KG/M)	Diameter (mm)	Drum Weight Only (KG)	1.1	1.4	1.4	1.8	3.2
			Volume (Cu.meters)	0.016	0.023	0.042	0.042	0.040
LMR-195	0.033	4.95		206	365	553	860	803
LMR-200	0.033	4.95		206	365	553	860	803
LMR-240	0.051	6.10		129	259	343	548	517
LMR-300	0.082	7.62	Maximum	90	152	219	344	333
LMR-400	0.101	10.29	Cable		90	124	189	165
LMR-500	0.144	12.70	Length			84	125	104
LMR-600	0.195	14.99	Capacity					
TRC-500	0.317	18.29	per Reel					
LMR-900	0.396	22.10	(meters)					
LMR-1200	0.667	30.48						
TRC-875	0.682	30.48						
LMR-1700	1.095	42.42						
TRC-1250	1.139	42.42						

Cable			451	610	610	762	762	914
Cable			381	292	356	356	356	356
Cable			451 x 381	610 x 292	610 x 356	762 x 356	762 x 356	914 x 356
Type	Weight (KG/M)	Diameter (mm)	5.0	6.4	6.8	8.6	13.2	21.3
			0.085	0.119	0.145	0.227	0.227	0.327
LMR-195	0.033	4.95	1496					
LMR-200	0.033	4.95	1496					
LMR-240	0.051	6.10	948	1424				
LMR-300	0.082	7.62	604	886	1179	1105		
LMR-400	0.101	10.29	338	459	660	639	1037	1169
LMR-500	0.144	12.70	208	318	436	370	638	797
LMR-600	0.195	14.99	154	220	312	276	485	531
TRC-500	0.317	18.29			209	195	314	364
LMR-900	0.396	22.10					219	240
LMR-1200	0.667	30.48						
TRC-875	0.682	30.48						
LMR-1700	1.095	42.42						
TRC-1250	1.139	42.42						

			914	914	1067	1372	1575	1829
			356	660	660	660	660	914
Cable			914 x 356	914 x 660	1067 x 660	1372 x 660	1575 x 660	1829 x 914
Type	Weight (KG/M)	Diameter (mm)	17.2	34.9	47.6	69.9	87.5	176.9
			0.327	0.607	0.827	1.367	1.802	3.364
LMR-195	0.033	4.95						
LMR-200	0.033	4.95						
LMR-240	0.051	6.10						
LMR-300	0.082	7.62						
LMR-400	0.101	10.29						
LMR-500	0.144	12.70	1066	1503	1057			
LMR-600	0.195	14.99	745	990	777			
TRC-500	0.317	18.29	481	687	453	1503		
LMR-900	0.396	22.10	323	449	298	1070	1545	
LMR-1200	0.667	30.48	188	243	160	499	837	1238
TRC-875	0.682	30.48	188	243	160	499	837	1238
LMR-1700	1.095	42.42				265	382	616
TRC-1250	1.139	42.42				265	382	616

Lampiran 4 Datasheet Motor

TEFC – Foot Mount *continued*

HP	KW	RPM	NEMA Frame	Catalog Number	List Price	Mult. Symbol	Approx. Shipping Weight (lbs)	Service Factor	FL Amps @ High	FL Eff (%)	"C" Dimension (in)	Voltage (V)	Notes
125	90	3600	444/5TS	12536ET3E444TS-W22	15,360	N1	1836	1.15	134	95.0	41.200	208-230/460	
		3600	444/5TS	12536ET3G444TS-W22	15,360	N1	1835	1.15	134	95.0	41.200	460	
		3600	444/5TS	12536ET3H444TS-W22	15,360	N1	1821	1.15	107	95.0	41.200	575	
		1800	444/5TS	12518ET3E444TS-W22	14,748	N1	1796	1.15	139	95.4	41.200	208-230/460	
		1800	444/5T	12518ET3E444T-W22	14,748	N1	1824	1.15	139	95.4	44.950	208-230/460	
		1800	444/5T	12518ET3FB444T-W22	14,748	N1	1862	1.15	139	95.4	44.950	208-230/460	14
		1800	444/5T	12518ET3G444T-W22	14,748	N1	1847	1.15	139	95.4	44.950	460	
		1800	444/5T	12518ET3GRB444T-W22	14,748	N1	1866	1.15	139	95.4	44.950	460	14
		1800	444/5T	12518ET3H444T-W22	14,748	N1	1858	1.15	111	95.4	44.950	575	
		1800	444/5T	12518ET3Q444T-W22	14,748	N1	1754	1.15	139	95.4	44.950	460	
		1200	444/5T	12512ET3E445T-W22	17,947	N1	2004	1.15	143	95.0	44.950	208-230/460	
		1200	444/5T	12512ET3FB445T-W22	17,947	N1	2041	1.15	143	95.0	44.950	208-230/460	14
		1200	444/5T	12512ET3G445T-W22	17,947	N1	2022	1.15	143	95.0	44.950	460	
		1200	444/5T	12512ET3GRB445T-W22	17,947	N1	2038	1.15	143	95.0	44.950	460	14
		900	445/7T	12509EP3E447T-W22	25,308	W1	2248	1.15	151	93.6	48.701	208-230/460	30
900	445/7T	12509EP3G447T-W22	25,308	W1	2248	1.15	151	93.6	48.701	460	30		
900	445/7T	12509ET3G447T-W22	28,175	N1	2250	1.15	151	94.5	48.701	460			
150	110	3600	444/5TS	15036ET3E445TS-W22	18,882	N1	1941	1.15	161	95.0	41.200	208-230/460	
		3600	444/5TS	15036ET3G445TS-W22	18,882	N1	1943	1.15	161	95.0	41.200	460	
		3600	444/5TS	15036ET3Q445TS-W22	18,882	N1	1858	1.15	161	95.0	41.200	460	
		1800	444/5T	15018ET3E445T-W22	17,420	N1	1924	1.15	170	95.8	44.950	208-230/460	
		1800	444/5TS	15018ET3G445TS-W22	17,420	N1	1869	1.15	170	95.8	41.200	460	
		1800	444/5T	15018ET3G445T-W22	17,420	N1	1917	1.15	170	95.8	44.950	460	
		1800	444/5T	15018ET3GRB445T-W22	17,420	N1	1935	1.15	170	95.8	44.950	460	14
		1800	444/5T	15018ET3H445T-W22	17,420	N1	1933	1.15	136	95.8	44.950	575	
		1800	444/5T	15018ET3HRB445T-W22	17,420	N1	1952	1.15	136	95.8	44.950	575	14
		1800	444/5T	15018ET3Q445T-W22	17,420	N1	1841	1.15	170	95.8	44.950	460	
		1200	445/7T	15012ET3E447T-W22	20,639	N1	2529	1.15	176	95.8	48.701	208-230/460	
		1200	445/7T	15012ET3G447T-W22	20,639	N1	2484	1.15	176	95.8	48.701	460	
		1200	445/7T	15012ET3GRB447T-W22	20,639	N1	2502	1.15	176	95.8	48.701	460	14
		900	447/9T	15009EP3G449T-W22	28,688	W1	2500	1.15	184	93.6	56.338	460	30
		900	447/9T	15009ET3G449T-W22	30,677	N1	3803	1.15	185	94.5	56.338	460	



Three-Phase General Purpose Motors

IEEE 841 - Three-Phase

TEFC – Foot Mount – NEMA Premium *continued*

HP	KW	RPM	NEMA Frame	Catalog Number	List Price	Mult. Symbol	Approx. Shipping Weight (lbs)	Service Factor	FL Amps @ High	FL Eff (%)	"C" Dimension (in)	Voltage (V)	Notes
125	90	3600	444/5TS	12536ST3HIE444TS-W22	18,198	I1	1781	1.15	107	95.0	41.200	575	
		3600	444/5TS	12536ST3QIE444TS-W22	18,198	I1	1788	1.15	134	95.0	41.200	460	
		1800	444/5T	12518ST3HIE444T-W22	16,564	I1	1781	1.15	111	95.4	44.950	575	
		1800	444/5T	12518ST3QIE444T-W22	16,564	I1	1785	1.15	139	95.4	44.950	460	
		1800	444/5T	12518ST3QIERB444T-W2	16,564	I1	1802	1.15	139	95.4	44.950	460	14
		1200	444/5T	12512ST3HIE445T-W22	20,158	I1	1973	1.15	114	95.0	44.950	575	
		1200	444/5T	12512ST3QIE445T-W22	20,158	I1	1966	1.15	143	95.0	44.950	460	
		1200	444/5T	12512ST3QIERB445T-W2	20,158	I1	1984	1.15	143	95.0	44.950	460	14
		900	445/7T	12509ST3QIE447T-W22	29,733	I1	2212	1.15	151	94.5	48.701	460	
		900	445/7T	12509ST3QIERB447T-W2	29,733	I1	2248	1.15	151	94.5	48.701	460	14
150	110	3600	444/5TS	15036ST3HIE445TS-W22	21,433	I1	1892	1.15	129	95.0	41.200	575	
		3600	444/5TS	15036ST3QIE445TS-W22	21,433	I1	1893	1.15	161	95.0	41.200	460	
		1800	444/5T	15018ST3HIE445T-W22	18,587	I1	1868	1.15	136	95.8	44.950	575	
		1800	444/5T	15018ST3QIERB445T-W2	18,187	I1	1886	1.15	136	95.8	44.950	575	14
		1800	444/5T	15018ST3QIE445T-W22	18,587	I1	1873	1.15	170	95.8	44.950	460	
		1800	444/5T	15018ST3QIERB445T-W2	18,587	I1	1891	1.15	170	95.8	44.950	460	14
		1200	445/7T	15012ST3HIE447T-W22	23,181	I1	2463	1.15	141	95.8	48.701	575	
		1200	445/7T	15012ST3QIE447T-W22	23,181	I1	2460	1.15	176	95.8	48.701	460	
		1200	445/7T	15012ST3QIERB447T-W2	23,181	I1	2496	1.15	176	95.8	48.701	460	14
		900	445/7T	15009ST3QIE447T-W22	34,755	I1	2376	1.15	185	94.5	48.701	460	
		900	445/7T	15009ST3QIERB447T-W2	34,755	I1	2206	1.15	185	94.5	48.701	460	14

Three-Phase General Purpose Motors



IEC TRU-METRIC™ - Three-Phase

TEFC – Foot Mount *continued*

Three-Phase
General Purpose
Motors

HP	KW	RPM	NEMA Frame	Catalog Number	List Price	Mult. Symbol	Approx. Shipping Weight (lbs)	Service Factor	FL Amps @ High	FL Eff (%)	°C ^a Dimension (in)	Voltage (V)	Notes
50	37	3600/3000	200L	03736ET3Y200L-W22	5,487	T1	577	1.25	57.7	93.6	30.197	460V/380-415V/660-690	7
		1800/1500	225S/M	03718ET3Y225S/M-W22	6,984	T1	1027	1.25	58.5	94.5	34.882	460V/380-415V/660-690	7
		1000/1200	250S/M	03712ET3Y250S/M-W22	9,947	T1	1242	1.25	58.8	94.1	37.992	460V/380-415V/660-690	7
		900/750	280S/M	03709ET3Y280S/M-W22	10,492	T1	1529	1.15	62.8	93.6	42.165	460V/380-415V/660-690	7;11
60	45	3600/3000	225S/M	04536ET3Y225S/M-W22	7,961	T1	1038	1.25	66.7	94.1	33.701	460V/380-415V/660-690	7
		1800/1500	225S/M	04518ET3Y225S/M-W22	7,391	T1	1058	1.25	69.9	95.0	34.882	460V/380-415V/660-690	7
		1000/1200	280S/M	04512ET3Y280S/M-W22	11,023	T1	1653	1.25	74.7	94.5	42.165	460V/380-415V/660-690	7
		900	280S/M	04509ET3Y280S/M-W22	11,442	T1	1619	1.15	77.0	94.1	42.165	460V/380-415V/660-690	7;11
75	55	3600/3000	250S/M	05536ET3Y250S/M-W22	9,847	T1	1246	1.25	80.3	94.5	37.992	460V/380-415V/660-690	7
		1800/1500	250S/M	05518ET3Y250S/M-W22	8,961	T1	1241	1.25	85.1	95.4	37.992	460V/380-415V/660-690	7
		1000/1200	280S/M	05512ET3Y280S/M-W22	13,622	T1	1752	1.25	90.2	94.5	42.165	460V/380-415V/660-690	7
		900/750	315S/M	05509ET3Y315S/M-W22	13,731	T1	2030	1.15	91.7	94.1	50.157	460V/380-415V/660-690	7;11
100	75	3600/3000	280S/M	07536ET3Y280S/M-W22	12,472	T1	1902	1.25	111	94.5	42.165	460V/380-415V/660-690	7
		1800/1500	280S/M	07518ET3Y280S/M-W22	12,353	T1	1896	1.25	116	95.4	42.165	460V/380-415V/660-690	7
		1000/1200	315S/M	07512ET3Y315S/M-W22	16,479	T1	2489	1.25	122	95.0	50.157	460V/380-415V/660-690	7
		900/750	315S/M	07509ET3Y315S/M-W22	16,649	T1	2251	1.15	123	94.5	50.157	460V/380-415V/660-690	7;11
125	90	3600/3000	280S/M	09036ET3Y280S/M-W22	16,720	T1	1989	1.25	132	95.0	42.165	460V/380-415V/660-690	7
		1800/1500	280S/M	09018ET3Y280S/M-W22	15,220	T1	2008	1.25	139	95.4	42.165	460V/380-415V/660-690	7
		1000/1200	315S/M	09012ET3Y315S/M-W22	19,448	T1	2689	1.25	146	95.4	50.157	460V/380-415V/660-690	7
		900/750	315S/M	09009ET3Y315S/M-W22	19,007	T1	2403	1.15	148	94.5	50.157	460V/380-415V/660-690	7;11
150	110	3600/3000	315S/M	11036ET3Y315S/M-W22	21,018	T1	2463	1.25	163	95.0	48.976	460V/380-415V/660-690	7
		1800/1500	280S/M	11018ET3Y280S/M-W22	17,078	T1	2260	1.25	170	95.8	42.165	460V/380-415V/660-690	7
		1000/1200	315S/M	11012ET3Y315S/M-W22	21,300	T1	2818	1.25	178	95.8	50.157	460V/380-415V/660-690	7
		900/750	315L	11009ET3Y315L-W22	24,920	T1	2925	1.15	182	95.0	54.449	460V/380-415V/660-690	7;11

TEFC – Foot Mount *continued*

HP	KW	RPM	NEMA Frame	Catalog Number	List Price	Mult. Symbol	Approx. Shipping Weight (lbs)	Service Factor	FL Amps @ High	FL Eff (%)	"C" Dimension (in)	Voltage (V)	Notes
125	90	3600	444/5TS	12536ET3E444TS-W22	15,360	N1	1836	1.15	134	95.0	41.200	208-230/460	
		3600	444/5TS	12536ET3G444TS-W22	15,360	N1	1835	1.15	134	95.0	41.200	460	
		3600	444/5TS	12536ET3H444TS-W22	15,360	N1	1821	1.15	107	95.0	41.200	575	
		1800	444/5TS	12518ET3E444TS-W22	14,748	N1	1796	1.15	139	95.4	41.200	208-230/460	
		1800	444/5T	12518ET3E444T-W22	14,748	N1	1824	1.15	139	95.4	44.950	208-230/460	
		1800	444/5T	12518ET3ERB444T-W22	14,748	N1	1862	1.15	139	95.4	44.950	208-230/460	14
		1800	444/5T	12518ET3G444T-W22	14,748	N1	1847	1.15	139	95.4	44.950	460	
		1800	444/5T	12518ET3GRB444T-W22	14,748	N1	1866	1.15	139	95.4	44.950	460	14
		1800	444/5T	12518ET3H444T-W22	14,748	N1	1858	1.15	111	95.4	44.950	575	
		1800	444/5T	12518ET3Q444T-W22	14,748	N1	1754	1.15	139	95.4	44.950	460	
		1200	444/5T	12512ET3E445T-W22	17,947	N1	2004	1.15	143	95.0	44.950	208-230/460	
		1200	444/5T	12512ET3ERB445T-W22	17,947	N1	2041	1.15	143	95.0	44.950	208-230/460	14
		1200	444/5T	12512ET3G445T-W22	17,947	N1	2022	1.15	143	95.0	44.950	460	
		1200	444/5T	12512ET3GRB445T-W22	17,947	N1	2038	1.15	143	95.0	44.950	460	14
		900	445/7T	12509EP3E447T-W22	25,308	W1	2248	1.15	151	93.6	48.701	208-230/460	30
		900	445/7T	12509EP3G447T-W22	25,308	W1	2248	1.15	151	93.6	48.701	460	30
900	445/7T	12509ET3G447T-W22	28,175	N1	2250	1.15	151	94.5	48.701	460			
150	110	3600	444/5TS	15036ET3E445TS-W22	18,882	N1	1941	1.15	161	95.0	41.200	208-230/460	
		3600	444/5TS	15036ET3G445TS-W22	18,882	N1	1943	1.15	161	95.0	41.200	460	
		3600	444/5TS	15036ET3Q445TS-W22	18,882	N1	1858	1.15	161	95.0	41.200	460	
		1800	444/5T	15018ET3E445T-W22	17,420	N1	1924	1.15	170	95.8	44.950	208-230/460	
		1800	444/5TS	15018ET3G445TS-W22	17,420	N1	1869	1.15	170	95.8	41.200	460	
		1800	444/5T	15018ET3G445T-W22	17,420	N1	1917	1.15	170	95.8	44.950	460	
		1800	444/5T	15018ET3GRB445T-W22	17,420	N1	1935	1.15	170	95.8	44.950	460	14
		1800	444/5T	15018ET3H445T-W22	17,420	N1	1933	1.15	136	95.8	44.950	575	
		1800	444/5T	15018ET3HRB445T-W22	17,420	N1	1952	1.15	136	95.8	44.950	575	14
		1800	444/5T	15018ET3Q445T-W22	17,420	N1	1841	1.15	170	95.8	44.950	460	
		1200	445/7T	15012ET3E447T-W22	20,639	N1	2529	1.15	176	95.8	48.701	208-230/460	
		1200	445/7T	15012ET3G447T-W22	20,639	N1	2484	1.15	176	95.8	48.701	460	
		1200	445/7T	15012ET3GRB447T-W22	20,639	N1	2502	1.15	176	95.8	48.701	460	14
		900	447/9T	15009EP3G449T-W22	28,688	W1	2500	1.15	184	93.6	56.338	460	30
		900	447/9T	15009ET3G449T-W22	30,577	N1	3803	1.15	185	94.5	56.338	460	

Severe Duty - Three-Phase Motors



IEEE 841

TEFC – Foot Mount *continued*

Severe Duty -
Three-Phase
Motors

HP	kW	RPM	NEMA Frame	Catalog Number	List Price	Mult. Symbol	Approx. Shipping Weight (lbs)	Service Factor	FL Amps @ High	FL Eff (%)	"C" Dimension (in)	Voltage (V)	Notes
125	90	3600	444/5TS	12536ST3HE444TS-W22	18,198	II	1781	1.15	107	95.0	41.200	575	
		3600	444/5TS	12536ST3QIE444TS-W22	18,198	II	1788	1.15	134	95.0	41.200	460	
		1800	444/5T	12518ST3HE444T-W22	16,564	II	1781	1.15	111	95.4	44.950	575	
		1800	444/5T	12518ST3QIE444T-W22	16,564	II	1785	1.15	139	95.4	44.950	460	
		1800	444/5T	12518ST3QIEFB444T-W2	16,564	II	1802	1.15	139	95.4	44.950	460	14
		1200	444/5T	12512ST3HE445T-W22	20,158	II	1973	1.15	114	95.0	44.950	575	
		1200	444/5T	12512ST3QIE445T-W22	20,158	II	1966	1.15	143	95.0	44.950	460	
		1200	444/5T	12512ST3QIEFB445T-W2	20,158	II	1984	1.15	143	95.0	44.950	460	14
		900	445/7T	12509ST3QIE447T-W22	29,733	II	2212	1.15	151	94.5	48.701	460	
		900	445/7T	12509ST3QIEFB447T-W2	29,733	II	2248	1.15	151	94.5	48.701	460	14
150	110	3600	444/5TS	15036ST3HE445TS-W22	21,433	II	1892	1.15	129	95.0	41.200	575	
		3600	444/5TS	15036ST3QIE445TS-W22	21,433	II	1893	1.15	161	95.0	41.200	460	
		1800	444/5T	15018ST3HE445T-W22	18,587	II	1868	1.15	136	95.8	44.950	575	
		1800	444/5T	15018ST3QIEFB445T-W2	19,187	II	1886	1.15	136	95.8	44.950	575	14
		1800	444/5T	15018ST3QIE445T-W22	18,587	II	1873	1.15	170	95.8	44.950	460	
		1800	444/5T	15018ST3QIEFB445T-W2	18,587	II	1891	1.15	170	95.8	44.950	460	14
		1200	445/7T	15012ST3HE447T-W22	23,181	II	2463	1.15	141	95.8	48.701	575	
		1200	445/7T	15012ST3QIE447T-W22	23,181	II	2460	1.15	176	95.8	48.701	460	
		1200	445/7T	15012ST3QIEFB447T-W2	23,181	II	2496	1.15	176	95.8	48.701	460	14
		900	445/7T	15009ST3QIE447T-W22	34,755	II	2376	1.15	185	94.5	48.701	460	
		900	445/7T	15009ST3QIEFB447T-W2	34,755	II	2206	1.15	185	94.5	48.701	460	14

Severe Duty - Three-Phase Motors



CRUSHER DUTY



TEFC - Foot Mount

Severe Duty -
Three-Phase
Motors

HP	KW	RPM	NEMA Frame	Catalog Number	List Price	Mult. Symbol	Approx. Shipping Weight (lbs)	Service Factor	FL Amps @ High	FL Eff (%)	"C" Dimension (in)	Voltage (V)	Notes
50	37	900	404/ST	05009EP3EKD404T-W22	8,310	K1	1236	1.15	61.0	91.7	39.730	208-230/460	14,30
60	45	1200	404/ST	06012ET3ERB404T-W22	10,497	N1	1214	1.25	69.5	94.5	39.730	208-230/460	14
		900	404/ST	06009EP3EKD405T-W22	9,397	K1	1326	1.15	74.2	91.7	39.730	208-230/460	14,30
75	55	1200	404/ST	07512ET3ERB405T-W22	12,058	N1	888	1.25	84.9	94.5	39.730	208-230/460	14
		1200	404/ST	07512ET3GRB405T-W22	12,058	N1	1210	1.25	84.9	94.5	39.730	460	14
		900	444/ST	07509EP3GKD444T-W22	13,733	K1	1786	1.15	92.8	93.0	44.950	460	14,30
100	75	1800	404/ST	10018ET3ERB405T-W22	11,689	N1	1298	1.25	111	95.4	39.730	208-230/460	14
		1800	404/ST	10018ET3GRB405T-W22	11,689	N1	1286	1.25	111	95.4	39.730	460	14
		1800	404/ST	10018ET3HRB405T-W22	11,689	N1	1295	1.25	88.8	95.4	39.730	575	14
		1200	444/ST	10012ET3ERB444T-W22	15,631	N1	1903	1.25	121	95.0	44.950	208-230/460	14
		1200	444/ST	10012ET3GRB444T-W22	15,631	N1	1901	1.25	121	95.0	44.950	460	14
		900	444/ST	10009EP3GKD445T-W22	16,009	K1	2138	1.15	127	93.0	44.950	460	14,30
		1800	444/ST	10018ET3HRB444T-W22	14,748	N1	1862	1.15	139	95.4	44.950	208-230/460	14
125	90	1800	444/ST	12518ET3GRB444T-W22	14,748	N1	1866	1.15	139	95.4	44.950	460	14
		1200	444/ST	12512ET3ERB445T-W22	17,947	N1	2041	1.15	143	95.0	44.950	208-230/460	14
		1200	444/ST	12512ET3GRB445T-W22	17,947	N1	2038	1.15	143	95.0	44.950	460	14
		900	445/TT	12509EP3GKD447T-W22	22,808	K1	2203	1.15	151	93.6	48.701	460	14,30
		1800	444/ST	15018ET3GRB445T-W22	17,420	N1	1935	1.15	170	95.8	44.950	460	14
150	110	1800	444/ST	15018ET3HRB445T-W22	17,420	N1	1952	1.15	136	95.8	44.950	575	14
		1200	445/TT	15012ET3GRB447T-W22	20,639	N1	2502	1.15	176	95.8	48.701	460	14
		900	445/TT	15009EP3GKD447T-W22	25,429	K1	2419	1.15	184	93.6	48.701	460	14,30
		1800	444/ST	15018ET3GRB445T-W22	17,420	N1	1935	1.15	170	95.8	44.950	460	14



Severe Duty - Three-Phase Motors

IEC TRU-METRIC™

TEFC – Foot Mount IE3 & IE2 *continued*

HP	KW	RPM	NEMA Frame	Catalog Number	List Price	Mult. Symbol	Approx. Shipping Weight (lbs)	Service Factor	FL Amps @ High	FL Eff (%)	"C" Dimension (m)	Voltage (V)	Notes
75	55	3600/3000	250S/M	05536ET3Y250S/M-W22	9,847	T1	1246	1.25	80.3	94.5	37.992	460/380-415/660-690	7
		1800/1500	250S/M	05518ET3Y250S/M-W22	8,961	T1	1241	1.25	85.1	95.4	37.992	460/380-415/660-690	7
		1000/1200	280S/M	05512ET3Y280S/M-W22	13,622	T1	1752	1.25	90.2	94.5	42.165	460/380-415/660-690	7
		900/750	315S/M	05509EP3Y315S/M-W22	13,731	T1	2030	1.15	91.7	94.1	50.157	460/380-415/660-690	7;11
100	75	3600/3000	280S/M	07536ET3Y280S/M-W22	12,472	T1	1902	1.25	111	94.5	42.165	460/380-415/660-690	7
		1800/1500	280S/M	07518ET3Y280S/M-W22	12,353	T1	1896	1.25	116	95.4	42.165	460/380-415/660-690	7
		1000/1200	315S/M	07512ET3Y315S/M-W22	16,479	T1	2489	1.25	122	95.0	50.157	460/380-415/660-690	7
		900/750	315S/M	07509EP3Y315S/M-W22	16,549	T1	2251	1.15	123	94.5	50.157	460/380-415/660-690	7;11
125	90	3600/3000	280S/M	09036ET3Y280S/M-W22	16,720	T1	1989	1.25	132	95.0	42.165	460/380-415/660-690	7
		1800/1500	280S/M	09018ET3Y280S/M-W22	15,220	T1	2008	1.25	139	95.4	42.165	460/380-415/660-690	7
		1000/1200	315S/M	09012ET3Y315S/M-W22	19,448	T1	2689	1.25	146	95.4	50.157	460/380-415/660-690	7
		900/750	315S/M	09009EP3Y315S/M-W22	19,007	T1	2403	1.15	148	94.5	50.157	460/380-415/660-690	7;11
150	110	3600/3000	315S/M	11036ET3Y315S/M-W22	21,018	T1	2463	1.25	163	95.0	48.976	460/380-415/660-690	7
		1800/1500	280S/M	11018ET3Y280S/M-W22	17,078	T1	2260	1.25	170	95.8	42.165	460/380-415/660-690	7
		1000/1200	315S/M	11012ET3Y315S/M-W22	21,300	T1	2818	1.25	178	95.8	50.157	460/380-415/660-690	7
		900/750	315L	11009EP3Y315L-W22	24,920	T1	2925	1.15	182	95.0	54.449	460/380-415/660-690	7;11

W22 Severe Duty Motors – TEFC – Medium Voltage



W22 Medium Voltage 2300 – 4160V Electrical Data

Rated Output		Full Load Speed (RPM)	NEMA Frame	Locked Rotor Current		Full Load Torque T _n (lb. ft.)	Locked Rotor Torque (T _L /T _n)	Break Down Torque (T _B /T _n)	Efficiency 2300V - 4160V			Power Factor 2300V - 4160V			Moment of Inertia Wk ² (lb.-ft. ²)	Approx. Weight (lb)	Approx. Sound dB(A)
				kVA Code	I _L /In				% of full load								
50	75								100	50	75	100					
125	90	3600	L447/9TS	H	7.3	181	1.40	2.70	90.20	91.70	92.40	0.72	0.81	0.85	29.20	2500	88
		1200	L447/9T	G	6.4	547	1.30	2.10	92.50	92.70	92.70	0.64	0.75	0.80	87.80	3000	71
		900	L447/9T	H	6.3	726	1.80	2.10	91.80	92.90	93.00	0.51	0.63	0.70	114.00	3000	66
150	110	3600	L447/9TS	H	7.3	217	1.40	2.70	91.70	92.40	93.00	0.72	0.81	0.85	29.20	3000	88
		1800	L447/9T	G	6.6	435	1.60	2.30	91.50	92.70	93.30	0.69	0.78	0.83	71.00	3000	79
		1200	L447/9T	G	6.4	657	1.30	2.10	92.80	92.90	92.90	0.67	0.77	0.81	104.00	3000	71
		900	L447/9T	J	6.5	871	2.00	2.50	92.20	93.00	93.10	0.51	0.63	0.70	128.00	3500	66
175	132	3600	L447/9TS	H	7.3	254	1.40	2.70	91.70	93.00	93.60	0.72	0.81	0.85	32.20	3000	88
		1800	L447/9T	H	6.6	508	1.60	2.30	92.00	93.20	93.80	0.71	0.80	0.84	78.50	3000	79
		1200	L447/9T	H	6.4	767	1.30	2.10	93.00	93.20	93.30	0.67	0.77	0.81	114.00	3000	71
		900	L447/9T	J	6.3	1018	1.80	2.20	92.50	93.40	93.30	0.49	0.62	0.69	138.00	3500	66
200	150	3600	L447/9TS	H	7.3	290	1.40	2.70	92.40	93.60	94.10	0.72	0.82	0.85	34.30	3000	88
		1800	L447/9T	H	6.8	580	1.60	2.30	92.60	93.80	93.80	0.71	0.80	0.84	87.80	3000	79
		1200	L447/9T	H	6.6	877	1.30	2.10	93.20	93.60	93.60	0.66	0.77	0.81	114.00	3500	71
		900	L447/9T	J	6.3	1163	1.80	2.20	92.60	93.40	93.50	0.49	0.62	0.69	138.00	3500	66



W22 Severe Duty Motors – TEFC – Medium Voltage

W22 Medium Voltage 6000 – 6600V Electrical Data

Rated Output		Full Load Speed (RPM)	NEMA Frame	Locked Rotor Current		Full Load Torque T _n (lb. ft.)	Locked Rotor Torque (T _L /T _n)	Break Down Torque (T _B /T _n)	Efficiency 6000V - 6600V			Power Factor 6000V - 6600V			Moment of Inertia WK ₂ (lb. ft ²)	Approx. Weight (lb)	Approx. Sound dB(A)
HP	kW			KVA Code	fl/in				% of full load								
									50	75	100	50	75	100			
150	110	900	L447/9T	M	7.8	870	2.20	2.50	90	91.6	92	0.41	0.53	0.62	131.00	3500	66
175	132	900	588/9T	K	7.8	1014	1.60	2.50	90.7	92.2	92.4	0.52	0.63	0.71	252.00	4500	75
200	150	3600	L447/9TS	K	8.5	289	1.20	2.40	91.3	92.9	93.3	0.71	0.8	0.84	35.60	3500	88
		1800	586/7T	H	7.0	580	1.20	2.10	91.2	92.6	92.9	0.72	0.8	0.83	152.00	4000	81
		1200	586/7T	K	7.8	869	1.30	2.40	91	92.5	92.8	0.6	0.67	0.73	249.00	4500	77
		900	588/9T	K	7.8	1150	1.80	2.50	90.7	92.2	92.5	0.49	0.63	0.71	266.00	5000	75
250	185	3600	L447/9TS	J	7.7	362	1.20	2.40	92.4	93.6	93.8	0.75	0.82	0.85	40.30	3500	88
		1800	586/7T	H	7.0	725	1.20	2.10	92.5	93.5	93.6	0.72	0.8	0.83	154.00	4000	81
		1200	588/9T	J	7.3	1088	1.30	2.00	92.6	93.5	93.5	0.61	0.71	0.76	268.00	5000	77
		900	588/9T	K	7.8	1449	1.80	2.50	91.8	93	93.1	0.47	0.62	0.7	287.00	5000	75
300	220	3600	588/9TS	H	7.3	434	1.20	2.00	93.4	94.3	94.3	0.82	0.85	0.88	85.40	4500	89
		1800	588/9T	H	7.0	870	1.20	2.10	92.7	93.8	93.9	0.73	0.8	0.84	192.00	4500	81
		1200	588/9T	J	7.4	1305	1.30	2.00	92.9	93.8	93.8	0.61	0.71	0.76	285.00	5000	77
		900	588/9T	H	6.7	1742	1.40	2.10	92.9	93.4	93.4	0.57	0.68	0.74	304.00	5000	75
350	260	3600	588/9TS	H	7.3	507	1.20	2.00	94.2	94.8	94.8	0.82	0.85	0.88	92.50	5000	89
		1800	588/9T	H	7.0	1014	1.20	2.10	93.4	94.3	94.4	0.73	0.8	0.84	209.00	5000	81
		1200	588/9T	K	7.8	1521	1.30	2.20	92.9	93.8	93.9	0.6	0.7	0.76	301.00	5000	77

Lampiran 3 Datasheet Gearbox

90,0 kW
110 kW
132 kW

IE2





NORD
DRIVESYSTEMS



Helical Gear Units

P ₁	n ₂	M ₂	f _B	i _{ges}	F _R	F _A	F _{R VL}	F _{AVL}	Type	kg	mm				
[kW]	[min ⁻¹]	[Nm]			[kN]		[kN]								
90,0	39	21820	0,9	45,25	62,5	32,1	63,6	66,1	SK 103 - 280 MH/4	1350	C89				
	47	18280	1,1	37,90	69,8	34,3	70,2	67,5							
	70	12200	1,6	25,30	79,3	36,7	78,4	67,9							
	84	10220	2,0	21,19	80,4	37,0	79,9	67,1							
	107	7999	2,2	16,63	80,6	37,2	81,1	66,0	SK 102 - 280 MH/4	1340	C88				
	125	6878	2,4	14,29	78,4	36,8	79,5	64,6							
	151	5706	2,8	11,88	77,6	36,0	77,3	62,6							
	180	4787	3,1	9,96	75,6	36,1	74,9	60,6							
	238	3615	3,1	7,50	70,2	32,6	69,5	56,2							
	287	2999	3,8	6,24	67,9	31,6	67,0	54,0							
	342	2516	4,2	5,23	65,6	30,5	64,5	52,0							
	417	2062	4,6	4,28	62,9	29,3	61,7	49,7							
		78	11040	1,1	22,97	43,3	18,3	42,5				51,0	SK 93 - 280 MH/4	1130	C87
93		9229	1,3	19,12	45,7	19,5	45,9	51,1							
	144	5986	1,8	12,39	48,4	21,2	50,8	49,9	SK 92 - 280 MH/4	1120	C86				
	170	5056	2,0	10,50	48,3	21,2	51,0	48,8							
	266	3230	2,4	8,70	44,8	19,7	47,8	44,2							
	314	2737	2,6	5,68	44,0	19,5	47,2	42,9							
	507	1695	3,3	3,51	41,0	18,2	44,4	38,9							
	110	47	22340	0,9	37,90	52,0	27,8	53,6				59,3	SK 103 - 315 SH/4	1400	C89
70		14910	1,3	25,30	67,4	32,4	67,4	62,4							
84		12490	1,6	21,19	71,2	33,4	70,8	62,5							
107		9777	1,8	16,63	75,0	34,5	74,5	62,5							
	125	8407	2,0	14,29	74,6	34,4	74,9	61,6	SK 102 - 315 SH/4	1390	C88				
	151	6974	2,3	11,88	73,6	34,0	73,9	60,1							
	180	5651	2,6	9,96	72,2	33,5	72,1	58,5							
	238	4418	2,6	7,50	67,3	31,2	67,1	54,4							
	287	3685	3,1	6,24	65,5	30,4	65,0	52,5							
	342	3075	3,4	5,23	63,6	29,5	62,9	50,8							
	417	2521	3,7	4,28	61,3	28,5	60,3	48,7							
		144	7292	1,5	12,39	43,6	18,8	44,6				47,0	SK 92 - 315 SH/4	1170	C86
		170	6179	1,6	10,50	44,2	19,3	45,9				46,4			
266		3947	2,0	8,70	41,7	18,3	44,1	42,4							
314		3345	2,2	5,68	41,4	18,2	44,1	41,4							
507		2072	2,7	3,51	39,4	17,5	42,5	37,9							



P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	f_0	i_{ges}	F_R	F_A	F_{RVL}	F_{AVL}	Type	mm  
90,0	77	11160	1,5	23,15	13,4	22,5	48,3	63,0	SK 9282 - 280 MA4	1300 D78
	103	8349	1,9	17,33	14,9	23,1	46,9	60,7		
	121	7075	2,1	14,70	15,7	23,5	46,2	59,6		
	148	5797	2,4	12,01	16,4	23,6	45,1	57,9		
	175	4914	2,2	10,18	15,9	22,5	43,4	55,6		
	206	4164	2,7	8,64	16,1	22,2	42,3	54,1		
	252	3413	3,0	7,06	16,1	21,7	40,9	52,1		
	309	2784	3,2	5,78	15,9	21,0	39,3	49,9		
	333	2579	3,2	5,34	15,8	20,7	38,7	49,1		
	110	15	69060	1,3	117,35	0	170,0	0		
18		59360	1,5	100,88	34,2	170,0	34,2	72,4		
22		48630	1,9	82,65	91,2	170,0	91,2	76,5		
26		40680	2,2	69,12	112,7	170,0	112,7	78,7		
14		76930	0,9	130,73	0	170,0	0	86,1	SK 11382 - 280 MA4	2760 D83
16		66130	1,0	112,38	0	170,0	0	88,6		
19		54180	1,2	92,07	68,3	170,0	68,3	90,3		
23		45320	1,4	77,01	101,2	170,0	101,2	90,7		
33		31930	1,9	54,26	128,9	170,0	128,9	89,2		
38		27450	2,2	46,64	133,3	170,0	135,1	87,8		
47		22490	2,7	38,21	129,6	170,0	140,6	85,6		
56		18810	3,2	31,96	125,8	170,0	143,9	83,2		
51		20610	2,0	34,85	127,7	170,0	142,5	84,4	SK 11282 - 280 MA4	2680 D82
60		17610	2,4	29,52	124,4	170,0	144,8	82,3		
25		42790	0,9	72,71	84,3	150,0	84,3	88,5	SK 10382 - 280 MA4	1920 D81
27		38510	0,9	65,44	96,7	150,0	96,7	89,2		
31		32400	1,0	56,76	108,3	150,0	108,3	89,5		
44		24130	1,5	41,00	123,2	150,0	123,2	88,3		
52		20210	1,7	34,36	127,6	150,0	127,6	86,9		
60		17530	2,0	29,79	127,3	150,0	130,2	85,4		
66	16000	2,1	27,18	124,8	150,0	131,4	83,8			
76	13880	2,4	23,58	121,9	150,0	133,0	82,0			
85	12360	2,7	21,00	119,4	150,0	133,9	80,5			
98	10740	3,0	18,24	116,6	150,0	134,8	78,8	SK 10282 - 280 MA4		
117	8941	3,6	15,19	112,2	150,0	135,7	76,0			
132	7947	4,0	13,80	109,4	150,0	136,1	74,1			
154	6842	4,7	11,63	105,7	150,0	136,5	71,8			
171	6130	5,2	10,42	103,0	150,0	136,7	70,0			
194	5415	5,5	9,20	99,8	150,0	136,9	67,8			
77	13640	1,2	23,15	8,7	16,3	44,0	58,1		SK 9282 - 280 MA4	1350 D78
103	10200	1,5	17,33	11,2	18,3	43,5	56,9			
121	8647	1,7	14,70	12,6	19,5	43,4	56,3			
148	7086	1,9	12,01	13,8	20,4	42,8	55,3			
175	6006	1,8	10,18	13,6	19,5	41,3	53,2			
206	5090	2,2	8,64	14,1	19,8	40,5	52,0			
252	4171	2,4	7,06	14,5	19,7	39,4	50,4			
309	3402	2,6	5,78	14,6	19,4	38,1	48,5			
333	3152	2,6	5,34	14,6	19,2	37,5	47,8			



P_1	n_2	M_2	f_B	i_{ges}	F_R	F_A	F_{RVL}	F_{AVL}	Type		$\frac{mm}{min}$ 
[kW]	[min ⁻¹]	[Nm]			[kN]		[kN]				
110	17	60130	0,8	102,18	118,1	100,0	-	-	SK 9096.1 - 280 MA/4	2420	E112-113
	20	52730	0,9	89,60	133,0	100,0	-	-			
	22	47920	1,0	81,43	141,7	100,0	-	-			
	25	41430	1,2	70,41	152,4	100,0	-	-			
	27	38290	1,3	65,07	157,9	100,0	-	-			
	32	33100	1,5	56,26	165,5	100,0	-	-			
	37	28120	1,8	47,79	173,2	100,0	-	-			
	43	24320	2,1	41,32	176,1	100,0	-	-			
	49	21320	2,3	36,24	172,7	100,0	-	-			
	54	19380	2,6	32,93	169,8	100,0	-	-			
	63	16760	3,0	28,47	165,0	100,0	-	-			
	68	15480	3,2	26,31	162,7	100,0	-	-			
	26	40620	0,8	68,87	9,9	70,0	75,5	70,0			
30	34550	0,9	58,66	33,1	70,0	94,9	70,0				
36	29280	1,1	49,75	50,6	70,0	112,3	70,0				
37	28210	1,1	47,93	55,1	70,0	117,5	70,0				
44	23990	1,3	40,65	65,6	70,0	128,4	70,0				
61	17270	1,9	29,28	82,7	70,0	148,2	70,0				
72	14690	2,2	24,94	87,5	70,0	153,7	70,0				
87	12040	2,7	20,38	92,8	70,0	160,0	70,0				
103	10180	2,0	17,26	95,4	70,0	160,0	70,0				
126	8340	2,3	14,10	98,9	70,0	160,0	70,0				
42	24860	0,8	42,13	54,1	65,0	79,0	50,9	SK 9086.1 - 280 MA/4	1510	E108-109	
50	20910	0,9	35,44	68,0	65,0	90,0	51,3				
71	14890	1,3	25,21	71,0	65,0	107,4	52,8				
84	12470	1,6	21,12	70,7	65,0	113,3	52,4				
100	10490	1,8	17,77	69,4	65,0	117,4	51,3				
109	9633	2,0	16,38	69,5	65,0	119,8	51,3				
121	8680	1,7	14,70	66,8	65,0	120,0	49,2				
144	7272	1,9	12,31	65,6	65,0	120,0	48,2				
154	6842	2,5	11,60	66,2	65,0	120,0	48,6				
187	5617	2,3	9,55	63,3	65,0	116,8	46,4				
221	4743	2,7	8,04	61,5	65,0	113,4	45,0				
67	15760	0,8	26,71	45,6	59,5	92,4	39,9	SK 9082.1 - 280 MA/4	1260	E106-107	
80	13200	1,0	22,37	47,1	60,0	94,3	40,7				
103	10200	1,3	17,35	48,1	60,0	95,0	41,0				
122	8613	1,5	14,61	48,1	60,0	94,5	40,8				
145	7266	1,2	12,31	45,9	60,0	90,0	38,8				
222	4739	1,5	8,04	44,5	58,3	86,3	37,2				

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Tulungagung, 22 Februari 1995 yang merupakan anak pertama dari 3 bersaudara anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Mahmud dan Suryati, serta dibesarkan dari orang tua terbaik bernama Sri Utami. Penulis selama hidupnya telah menempuh pendidikan formal di SD Negeri Batangsaren III, SMP Negeri 1 Tulungagung, dan SMA Negeri 1 Kauman. Setelah tamat pendidikan SMA tahun 2013, penulis melanjutkan pendidikan tingkat sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS), jurusan Teknik Mesin.

Dijurusan Teknik Mesin ITS, penulis aktif dalam berbagai kegiatan kemahasiswaan dan tercatat sebagai staf Departemen Kesma Himpunan Mahasiswa Mesin ITS tahun 2014-2015. Penulis pernah menjabat sebagai Sekretaris Departemen Kesma Himpunan Mahasiswa Mesin ITS tahun 2015-2016. Penulis juga pernah mengikuti kepanitiaan sebagai Sie Konsumsi pada kompetisi *Indonesia Energy Marathon Challenge* 2014 yang diselenggarakan oleh DIKTI.

Salah satu motto hidup penulis adalah “you lose as much as you gain” menjadikan modal semangat bagi penulis untuk terus dapat menimba ilmu khususnya dibidang *mechanical engineering* dan *automotive*. Penulis sangat terbuka bila terdapat saran, kritik, serta masukan terkait tugas akhir ini dan dapat menghubungi via intan.kumala22@gmail.com.