

17.6.13 /H/03



GAS AKHIR
TM 0704

MESIN PENGGULUNG TALI RAFIA



Oleh :

TEGUH HANDOKO
2199.039.009

RSM
621.815
Han
M-1
2002

ANDHIKA HERMANTO
2199.039.012

PROGRAM STUDI D III TEKNIK MESIN PRODUKSI
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
ITS - DISNAKER
SURABAYA

2002

PERPUSTAKAAN	
I T S	
Tgl. Terima	20/09/02
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	21.6512

LEMBAR PENGESAHAN
MESIN PENGGULUNG TALI RAFIA

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada
Program Studi Diploma III Teknik Mesin Produksi
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
ITS - DISNAKER
Surabaya

Mengetahui / Menyetujui :

Dosen Pembimbing



Ir. H. Mahirul Mursid, M.Sc

NIP. 131 843 376

SURABAYA

2002

LEMBAR PENGESAHAN
MESIN PENGGULUNG TALI RAFIA
TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada
Program Studi Diploma III Teknik Mesin Produksi
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
ITS - DISNAKER
Surabaya

Mengetahui / Menyetujui :

Instruktur Pembimbing

R. Soewandi. SPd

NIP. 160043663

SURABAYA

2002

ABSTRAKSI

Tali rafia merupakan tali serba guna yang dapat kita jumpai dalam aktivitas sehari-hari para pedagang di pasar, toko, ataupun kios-kios. Oleh karena itu alangkah baiknya gulungan dari tali rafia disesuaikan dengan kebutuhan.

Perancangan kembali dan pembuatan mesin penggulung tali rafia ini untuk memperbaiki kerapatan dan kekuatan hasil gulungan tali (dari yang sudah ada pada industri kecil) agar tidak mudah lepas dari gulungan sebelum digunakan. Selain itu para pembeli kebanyakan lebih memperhatikan bentuk dan kekuatan suatu barang yang akan dibeli. Komponen dari mesin penggulung tali rafia ini dibuat berdasarkan perhitungan yang mengacu pada teoritis kemudian direalisasikan dalam bentuk actual.

Berdasarkan hasil perancangan kembali, percobaan dan perhitungan diperoleh kapasitas 1 Kg dengan waktu 95 detik yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :

- *Perbandingan putaran penggulung tali dengan tempat hasil gulungan adalah 27 : 1*
- *Daya yang dibutuhkan mesin untuk bekerja adalah sebesar 0,43hp.*
- *Bahan poros penggulung tali dari ST 60 dengan diameter dalam 25.4 mm dan diameter luar 32 mm*

semua pihak, yang telah banyak membantu kami dalam melakukan penggerjaan TA ini, yaitu kepada :

- Wima dan keluarganya yang telah mengijinkan untuk mengerjakan TA dirumahnya dan mempergunakan fasilitas yang ada dirumah serta konsumsinya.
- Anwar yang telah membantu kami dalam perburuan TA hingga akhirnya kami dapat menemukan hasil yang kami inginkan.
- Yudi dan Ronny yang telah mengijinkan penulis untuk melakukan kegiatan dalam penggerjaan TA di kamar kostnya.
- Arief yang telah membantu kami dalam penyelesaian gambar TA.
- Gogon, Bandrio, Nono', yang telah memberikan lelucon sehingga kami dapat terhibur dan semoga tetap kompak selalu.
- Dwiko, Dito, Tatang, Kutut, Borju (Fajar), Christin, Nanik, Anton, Iskandar, Idi, Aga, Faruk, Yahya, Apah eko, Dedy, Erwin, dan Endok (Andy) yang telah memberi support kami hingga akhir nya kami dapat menyelesaikan TA.
- Seluruh teman – teman kami terutama angkatan 99 D – III Mesin ITS – DISNAKER semoga selalu kompak dan takkan pernah putus tali persaudaraan kita hingga akhir hayat. (amin)
- Semua pihak yang telah memberikan bantuan dan penulis tidak sempat menyebutkan namanya satu – persatu.

Semoga ALLAH S. W. T memberikan pahala yang setimpal atas segala jasa – jasa, kebaikan – kebaikan serta bantuan – bantuan yang telah diberikan kepada penulis.

Atas nama penyusun mohon maaf sebesar – besarnya apa bila dalam penulisan ini masih banyak kekurangan, semoga karya tulis ini bermanfaat bagi seluruh pembaca.

Tim Penyusun

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAKSI

KATA PENGANTAR

DAFTAR ISI

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR TABEL

BAB I PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang.....	1
I.2 Perumusan Masalah.....	1
I.3 Tujuan.....	1
I.4 BatasanMasalah.....	2
I.5 Cara Kerja.....	2

BAB II DASAR TEORI

II.1 Analisa Daya.....	3
II.1.1 Mencari Putaran Poros.....	3
II.1.2 Mencari Torsi Minimum Poros.....	4
II.1.3 Mencari Daya Yang Di Butuhkan.....	5
II.2 Mencari Kapasitas Mesin.....	5
II.3 Pulley Dan Belt.....	6
II.3.1 Menghitung Kecepatan Keliling Pulley.....	7
II.3.2 Menghitung Gaya Keliling Pulley.....	7
II.3.3 Menghitung Tegangan Belt.....	7
II.3.4 Mencari Luas Penampang Belt.....	8
II.3.5 Mencari Sudut Kontak.....	8
II.3.6.Mencari Gaya Pulley Yang Terjadi Pada Poros.....	9
II.3.7 Menghitung Panjang Belt.....	9
II.3.8 Mengatur Jarak Antar Poros.....	10

II.3.9 Menghitung Lebar Pulley.....	10
II.3.10 Menghitung Tegangan Maksimum.....	10
II.3.11 Mencari Jumlah Putaran Belt per Detik.....	11
II.3.12 Menghitung Umur Belt.....	11
II.4 Roller Chain dan Sproket.....	12
II.4.1 Menghitung Panjang Rantai.....	12
II.4.2 Menghitung Diameter Sproket.....	13
II.5 Roda Gigi Kerucut.....	14
II.5.1 Mencari Sudut Kerucut Jarak Bagi.....	15
II.5.2 Mencari Diameter Lingkaran Jarak Bagi.....	15
II.5.3 Mencari Kecepatan Keliling.....	15
II.5.4 Mencari Gaya-gaya pada Roda Gigi Kerucut.....	16
II.5.5 Mencari Kelonggaran Puncak dan kelonggaran Belakang..	16
II.5.6 Mencari Kelonggaran Kepala.....	16
II.5.7 Mencari Tinggi Kepala, Tinggi Kaki, Kedalaman Gigi Penuh.....	16
II.5.8 Mencari Lebar Sisi.....	17
II.6 Poros.....	18
II.6.1 Menghitung Momen Terbesar.....	18
II.6.2 Menghitung Torsi Pada Momen Terbesar.....	18
II.6.3 Menghitung Diameter Poros.....	19
II.7 Bantalan	20
II.7.1 Mencari Beban Ekivalen.....	20
II.7.2 Menhitung Umur Bantalan.....	21
II.8 Pasak.....	22
II.8.1 Bahan Pasak.....	22
II.8.2 Mencari Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi.....	23
II.8.3 Mencari Panjang Pasak.....	23

BAB III PERHITUNGAN

III.1 Analisa Daya.....	25
III.1.1 Mencari Putaran Poros.....	25

III.1.2 Mencari Torsi Minimum Poros Penggulung Tali Rafia...	28
III.1.3 Mencari Torsi Minimum Poros Tempat Hasil Gulungan Tali Rafia.....	29
III.1.4 Mencari Daya Pada Poros Penggulung Tali Rafia.....	30.
III.1.5 Mencari Daya Pada Poros Tempat Hasil Gulungan Tali Rafia.....	30
III.2 Mencari Kapasitas Mesin.....	30
III.3 Perhitungan Pulley Dan Belt.....	32
III.3.1 Menghitung Kecepatan Keliling Pulley.....	34
III.3.1.1. Menghitung Kecepatan Keliling Pulley Penggerak Pada Motor.....	34
III.3.1.2 Menghitung Kecepatan Keliling Pulley Penggerak Pada Poros 2.....	34
III.3.2 Menghitung Gaya Keliling Pulley.....	35
III.3.2.1 Menghitung Gaya Keliling Pulley Pada Motor.....	35
III.3.2.2 Menghitung Gaya Keliling Pulley Pada Pores 2.....	35
III.3.3 Menghitung Tegangan Belt yang Timbul Karena Beban...	36
III.3.4 Mencari Luas Penampang Belt.....	36
III.3.4.1 Mencari Luas Penampang Belt 1.....	36
III.3.4.2 Mencari Luas Penampang Belt 2.....	37
III.3.5 Mencari Sudut Kontak.....	37
III.3.5.1 Mencari Sudut Kontak Pada Belt 1.....	37
III.3.5.2 Mencari Sudut Kontak Pada Belt 2.....	38
III.3.6.Mencari Gaya Pulley Yang Terjadi Pada Poros.....	38
III.3.6.1.Gaya Pulley Penggerak Pada Motor.....	38
III.3.6.2.Gaya Pulley Penggerak Pada Poros 2.....	39
III.3.7 Menghitung Panjang Belt.....	39
III.3.7.1 Menghitung Panjang Belt 1.....	39
III.3.7.2 Menghitung Panjang Belt 2.....	39
III.3.8 Mengatur Jarak Antar Poros.....	40

III.3.8.1 Jarak Antar Poros 1 Dengan Poros 2.....	40
III.3.8.2 Jarak Antar Poros 2 Dengan Poros 4.....	40
III.3.9 Mengnitung Lebar Pulley.....	40
III.3.10 Menghitung Tegangan Maksimum.....	41
III.3.10.1 Menghitung Tegangan Maksimum Pada Belt 1.....	41
III.3.10.2 Menghitung Tegangan Maksimum Pada Belt 2.....	41
III.3.11 Mencari Jumlah Putaran Belt per Detik.....	42
III.3.11.1 Jumlah Putaran Belt 1 per Detik	42
III.3.11.2 Jumlah Putaran Belt 2 per Detik.....	42
III.3.12 Menghitung Umur Belt.....	42
III.3.12.1 Menghitung Umur Belt 1.....	43
III.3.12.2 Menghitung Umur Belt 2.....	43
III.4 Perhitungan Roller Chain dan Sproket.....	43
III.4.1 Roller Chain 1.....	43
III.4.1.1 Menghitung Panjang Rantai 1.....	44
III.4.1.2 Menghitung Diameter Sproket 1 dan 2.....	45
III.4.2 Roller Chain 2.....	46
III.4.2.1 Menghitung Panjang Rantai 2.....	46
III.4.2.2 Menghitung Diameter Sproket 3 dan 4.....	47
III.5 Perhitungan Roda Gigi Kerucut.....	48
III.5.1 Mencari Sudut Kerucut Jarak Bagi.....	49
III.5.2 Mencari Diameter Lingkaran Jarak Bagi.....	49
III.5.3 Mencari Kecepatan Keliling.....	49
III.5.4 Mencari Gaya-gaya Pada Roda Gigi Kerucut.....	50
III.5.5 Mencari Torsi Pada Roda Gigi Kerucut.....	50
III.5.6 Mencari Kelonggaran Puncak dan Kelonggaran Belakang.....	51
III.5.7 Mencari Kelonggaran Kepala.....	51
III.5.8 Mencari Tinggi Kepala, Tinggi Kaki, dan Kedalaman Gigi Penuh.....	51

III.5.9 Mencari Lebar Sisi.....	51
III.6 Perhitungan Poros.....	52.
III.6.1 Poros 2.....	52
III.6.1.1 Menghitung Momen Terbesar.....	52
III.6.1.2 Menghitung Diameter Poros.....	56
III.6.2 Poros 3.....	56
III.6.2.1 Menghitung Momen Terbesar.....	58
III.6.2.2 Menghitung Diameter Poros.....	60
III.6.3 Pores 4.....	60
III.6.3.1 Menghitung Momen Terbesar.....	61
III.6.3.2 Menghitung Diameter Poros.....	63
III.6.4 Poros 5.....	65
III.6.4.1 Menghitung Momen Terbesar.....	66
III.6.4.2 Menghitung Diameter Poros.....	68
III.6.5 Poros 6.....	69
III.6.5.1 Menghitung Momen Terbesar.....	70
III.6.5.2 Menghitung Diameter Poros.....	72
III.7 Perhitungan Bantalan	73
III.7.1 Bantalan Pada Poros 2.....	73
III.7.1.1 Mencari Beban Ekivalen.....	74
III.7.1.2 Menhitung Umur Bantalan.....	74
III.7.2 Bantalan Pada Poros 3.....	74
III.7.2.1 Mencari Beban Ekivalen.....	75
III.7.2.2 Menhitung Umur Bantalan.....	75
III.7.3 Bantalan Pada Poros 4.....	76
III.7.3.1 Mencari Beban Ekivalen.....	76
III.7.3.2 Menhitung Umur Bantalan.....	77
III.7.4 Bantalan Pada Poros 5.....	77
III.7.4.1 Mencari Beban Ekivalen.....	78
III.7.4.2 Menhitung Umur Bantalan.....	78

III.7.5 Bantalan Pada Poros 6.....	78
III.7.5.1 Mencari Beban Ekivalen.....	79
III.7.5.2 Menhitung Umur Bantalan.....	79
III.8 Perhitungan Pasak.....	80
III.8.1 Pasak Pada Poros 2	80
III.8.1.1 Mencari Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi.....	80
III.8.1.2 Menghitung Panjang Pasak.....	81
III.8.2 Pasak Pada Poros 3	82
III.8.2.1 Mencari Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi.....	82
III.8.2.2 Menghitung Panjang Pasak.....	83
III.8.3 Pasak Pada Poros 4	83
III.8.3.1 Mencari Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi.....	83
III.8.3.2 Menghitung Panjang Pasak.....	84
III.8.4 Pasak Pada Poros 5.....	85
III.8.4.1 Menghitung Panjang Pasak.....	85
III.8.5 Pasak Pada Poros 6.....	86
III.8.5.1 Menghitung Panjang Pasak.....	86

BAB IV KESIMPULAN..........87

PENUTUP

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Putaran poros.....	3
Gambar 2.2 Gaya dan torsi penggulung tali rafia	4
Gambar 2.3 Hasil penggulungan tali rafia.....	5
Gambar 2.4 a) Bentuk pulley untuk V belt.....	6
b) Bentuk V belt.....	7
Gambar 2.5 Tegangan pada belt.....	8
Gambar 2.6 Sudut kontak pulley dan belt.....	9
Gambar 2.7 Pasangan roller chain dengan sproket.....	13
Gambar 2.8 Roda gigi kerucut.....	14
Gambar 2.9 Nama bagian roda gigi kerucut.....	14
Gambar 2.10 Single row deep groove ball bearing.....	20
Gambar 2.11 Dimensi pasak.....	22
Gambar 3.1 Mekanisme penggulungan.....	25
Gambar 3.2 Transmisi putaran	27
Gambar 3.3 Gaya dan torsi penggulung tali rafia.....	28
Gambar 3.4 Gaya dan torsi tempat gulungan tali rafia.....	29
Gambar 3.5 Hasil Penggulungan tali rafia.....	31
Gambar 3.6 Jenis belt	32
Gambar 3.7 a) Diameter pulley 1 dan 2	32
b) Diameter pulley 3 dan 4.....	32
Gambar 3.8 a) Jarak poros 1 dengan poros 2.....	33
b) Jarak poros 3 dengan poros 4	33
Gambar 3.9 Tegangan pada belt.....	36
Gambar 3.10 Luas penampang belt.....	37
Gambar 3.11 Uraian gaya pulley pada poros	38
Gambar 3.12 Sproket dan roller chain	45
Gambar 3.13 Gaya yang bekerja pada poros 2.....	53
Gambar 3.14 Gaya pada bidang vertical poros 2.....	54
Gambar 3.15 Gaya pada bidang horizontal poros2.....	55

Gambar 3.16 Gaya yang bekerja pada poros 3.....	57
Gambar 3.17 Gaya pada bidang vertical poros 3.....	58
Gambar 3.18 Gaya pada bidang horizontal poros 3.....	59
Gambar 3.19 Gaya yang bekerja pada poros 4.....	61
Gambar 3.20 Gaya pada bidang vertical poros 4.....	61
Gambar 3.21 Gaya pada bidang horizontal poros 4.....	62
Gambar 3.22 Gaya yang bekerja pada poros 5.....	66
Gambar 3.23 Gaya pada bidang vertical poros 5.....	66
Gambar 3.24 Gaya pada bidang horizontal poros 5.....	67
Gambar 3.25 Gaya yang bekerja pada poros 6.....	69
Gambar 3.26 Gaya pada bidang vertical poros 6.....	70
Gambar 3.27 Gaya pada bidang horizontal poros 6.....	71
Gambar 3.28 Dimensi pasak.....	80
Gambar 3.29 tegangan geser pada pasak.....	81
Gambar B-1 Faktor dinamis roda gigi kerucut.....	lampiran 6
Gambar B-2 Roda gigi kerucut dengan sudut tekanan 20^0	lampiran 7
Gambar B-3 Faktor geometri	lampiran 7

DAFTAR TABEL

Tabel (A-1)	Dimensi dan bahan untuk belt.....	lampiran 1
Tabel (A-2)	Type dan dimensi V-belt.....	lampiran 2
Tabel (A-3)	Kemampuan memindahkan daya bagi roller chain	lampiran 3
Tabel (A-4)	Faktor koreksi jumlah gigi (toot correction factors) K ₁	lampiran 4
Tabel (A-5)	Koreksi “strand” (multiple strand factors) K ₂	lampiran 4
Tabel (A-6)	Dimensi roller chain oleh ANSI.....	lampiran 5
Tabel (A-7)	Faktor koreksi beban (load service factors) K _s	lampiran 5
Tabel (A-8)	Tegangan lentur yang diizinkan dan tegangan kontak yang diizinkan (roda gigi kerucut).....	lampiran 6
Tabel (A-9)	Faktor beban lebih K ₀ , C ₀	lampiran 7
Tabel (A-10)	Faktor pembagian beban K _m , C _m	lampiran 8
Tabel (A-11)	Koefisien elastisitas C _p ($\sqrt{kg/mm}$)	lampiran 8
Tabel (A-12)	Mechanical properties of plain carbon and alloy stools (based on a in , diameter speciman).....	lampiran 9
Tabel (A-13)	Standart dimension and load ratings of radial rollimg bearings.....	lampiran 10
Tabel (A-14)	Faktor X,Y for balland bearings.....	lampiran 11
Tabel (A-15)	Ball bearing service factors, F _s	lampiran 12
Tabel (A-16)	Dimensions of square and flat taper stock keys (dimensions inches).....	lampiran 12
Tabel (A-17)	Mechanical properties of some wrought alluminiuin alloys.....	lampiran 13

BAB I

PENDAHULUAN



BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Tali rafia merupakan tali serba guna yang kegunaannya antara lain dapat kita jumpai di pasar, toko, ataupun dikios-kios, dimana tali ini digunakan untuk mengikat barang dagangan. Selain itu tali rafia juga banyak kita jumpai dalam aktivitas sehari-hari untuk pengamanan barang (benda) dari bahaya jatuh. Oleh sebab itu alangkah baiknya gulungan dari tali rafia ini disesuaikan dengan kebutuhan.

Dalam hal ini tali rafia kebanyakan dari pabrik merupakan gulungan yang besar, yang beratnya mencapai 50 kg sampai 100 kg. Untuk menjadikan ukuran gulungan tali rafia sesuai dengan kebutuhan aktivitas sehari-hari para pedagang dan yang lainnya, perlu adanya penggulungan kembali. Biasanya penggulungan kembali ini dikerjakan oleh industri kecil untuk dijual kembali. Akan tetapi para industri kecil kurang begitu memperhatikan bentuk dan kekuatan gulungan untuk memikat para pembeli.

I.2 Perumusan Masalah

Melihat dilapangan, sebagian besar para pembeli suatu barang dengan lebih memperhatikan bentuk dan kekuatannya tetapi harganya tidak jauh beda dengan yang sudah ada dipasaran.

Permasalahan yang dapat diangkat untuk dijadikan sebagai acuan dalam mengerjakan tugas akhir ini adalah Dapatkah memperbaiki bentuk hasil gulungan dan kekuatan gulungan tali rafia, tetapi tidak membutuhkan waktu yang lama dan tidak membutuhkan biaya produksi yang lebih mahal dari produksi yang sudah ada ?

I.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir pembuatan mesin penggulung tali rafia



Ini adalah :

- Memperbaiki bentuk hasil gulungan dan kekuatan gulungan dari tali rafia.
- Memperbaiki, merancang dan membuat, serta menhitung komponen dari mesin penggulung tali rafia.
- Membuat bentuk mesin penggulung tali rafia sesuai dengan hasil perancangan dan perhitungan sebagaimana realisasi teori dalam bentuk aktual.

i.4 Batasan Masalah

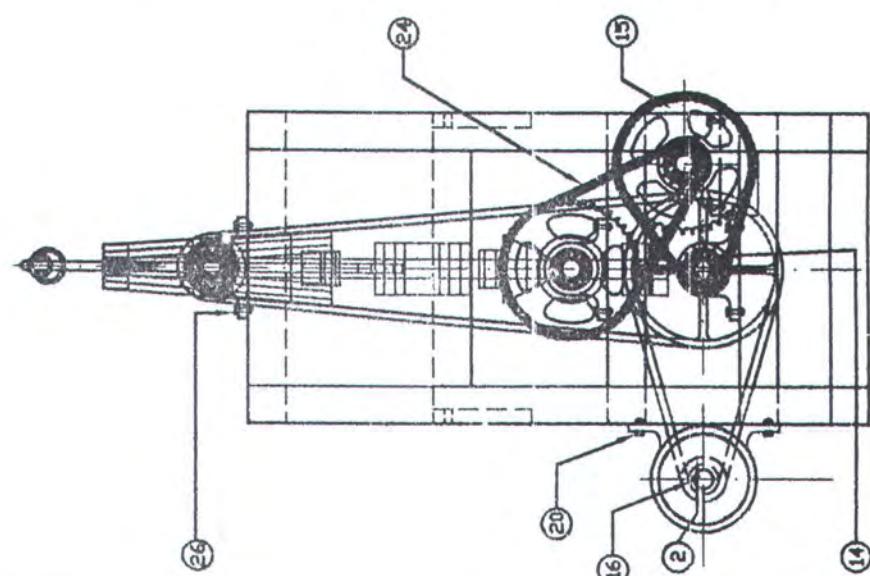
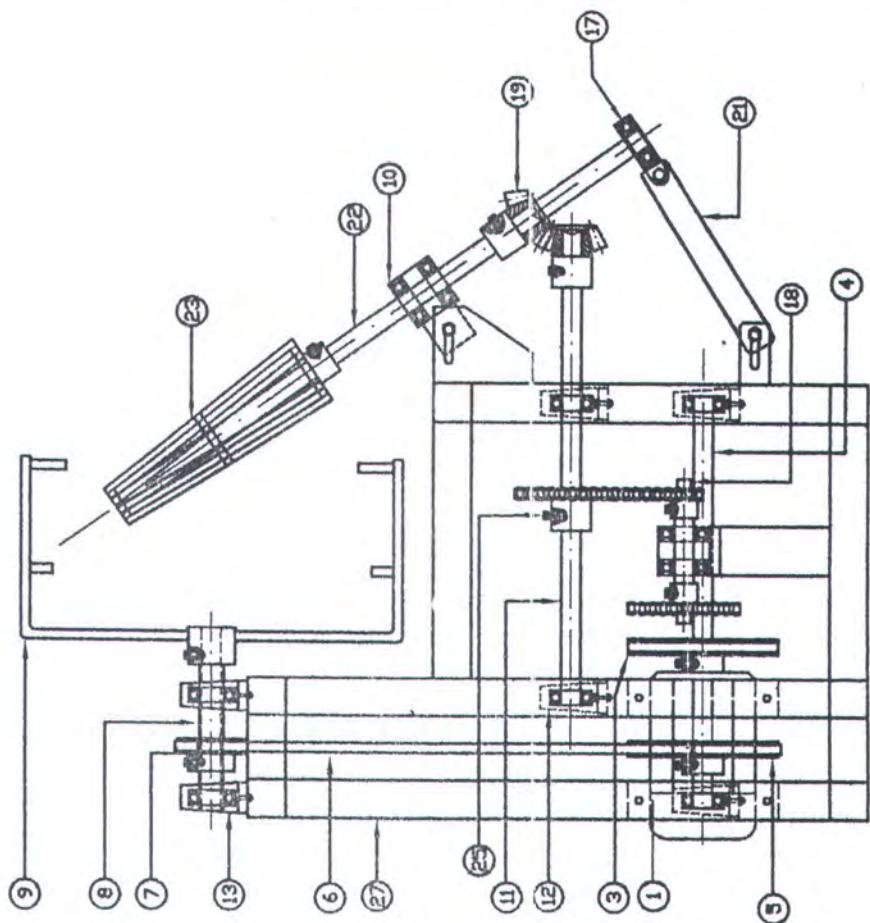
Dalam perencanaan pembuatan mesin ini perlu adanya pembatasan yang permasalahan timbul agar tidak terlalu meluas diantaranya sebagai berikut;

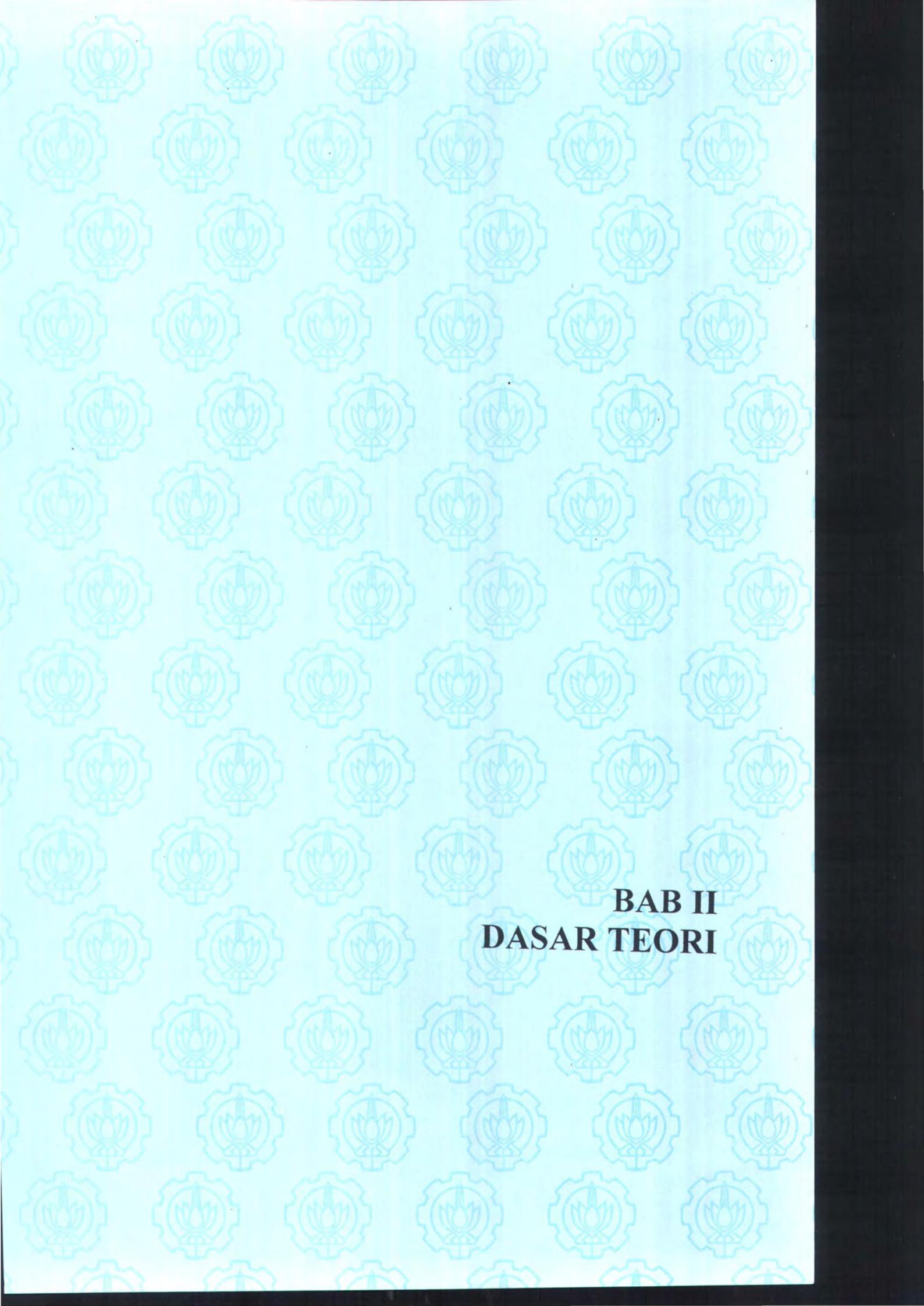
- Karena keterbatasan biaya maka bahan baku komponen dan bentuk mesin penggulung tali rafia ini dianggap sudah sesuai perencanaan dan perhitungan.
- Rancangan ulang mesin penggulung tali rafia ini pada perbaikan kerapatan bentuk gulungan tali rafia.
- Bentuk gulungan berupa gulungan lonjong dengan berat 1 kg.
- Beban penarik atau penyeimbang tali rafia diabaikan.

1.5 Cara Kerja

Tali rafia dimasukkan pada lubang poros 4 diteruskan pada lubang yang ada pada pemutar tali dan diikat pada tempat hasil gulungan. Motor menggerakkan pulley 1 (yang ada pada motor) dan diteruskan bergeraknya pulley 2, pulley 3 dan sproket 1 (pada poros 2) melalui belt 1. pulley 3 (pada poros 2) menggerakkan pulley 4 (pada poros 4/pemutar tali rafia) melalui belt 2, sedang sproket 1 menggerakkan sproket 2 (pada poros 5) melalui roller chain 1 dan sproket 3 (pada poros 5) menggerakkan sproket 4 (pada poros 3) melalui roller chain 2 yang diteruskan bergeraknya tempat gulungan tali rafia (pada poros 6) melalui pasangan roda gigi kerucut. Sudut kemiringan dari tempat hasil gulungan berfungsi untuk mengatur hasil gulungan tali rafia.

27 1	PUNCAK	ST 68	
26 16	PAHL BANTU 3		H 94 X 175
25 15	PAHL BANTU 2		A 12 X 175
26 2	ROLLER CHAIN		ANSI 44
23 1	BATANG SULURAH TALI	ST 68	
22 1	POLES 6	ST 68	ST 68
21 1	PENYANGGA PORES 6	ST 68	
20 4	PAHL BANTU 1		H 6 X 175
19 2	ROLA GUN KORALANT	PC 38	
18 1	POLES 5	ST 68	6025 mm
17 1	BEARING 4	ST 68	
16 1	PAHL	C 715	
15 2	SPRINGET 2	ST 30	H 94 X 5
14 2	SPRINGET 1	ST 30	H 94 X 5
13 2	BEARING 3		SOP P 267
12 4	BEARING 1		SOP P 265
11 1	POLES 3	ST 68	925 mm
10 2	BEARING 5	ST 68	
9 1	BATANG PENGERALING	ST 68	
8 1	POLES 4	ST 68	60-300 mm
7 1	PALLEY 4	ST 68	
6 2	BELT 3	RUBBER C75	
5 1	PALLEY 3	ST 68	
4 1	POLES 2	ST 68	6 25 mm
3 1	PALLEY 2	ST 68	
2 1	PALLEY 1	ST 68	
1 1	POTOL		
100 100	BLAH A BAHAN	BAHAN	PERMATA BAHAN
100 100	BLAH A BAHAN	BAHAN	PERMATA BAHAN





BAB II

DASAR TEORI



II.1.3 Mencari Daya Yang Dibutuhkan Mesin

Untuk menghitung daya yang dibutuhkan oleh mesin penggulung tali rafia dapat diperoleh dengan menggunakan rumus (1)

$$N = \frac{T \cdot n}{63000} \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2-3)$$

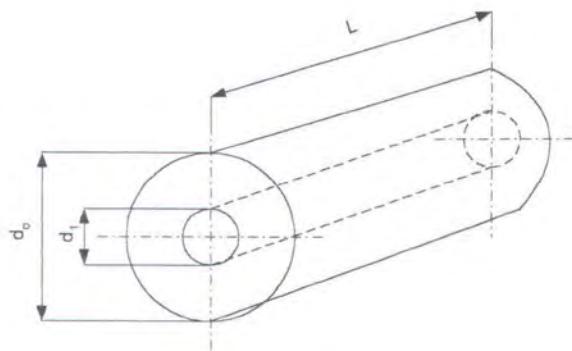
Dimana : N = daya poros (hp)

T = torsi poros (Nm)

n = putaran poros (rpm)

II.2 Mencari Kapasitas Mesin

Dalam mencari kapasitas mesin kami melakukan percobaan. Maka dasar teori yang mendukung sebagai berikut :



Gambar 2.3 Hasil Penggulungan Tali Rafia

- Mencari Luas Penampang Hasil Penggulungan Tali Rafia

$$A = \frac{\pi}{4} \left((d_0)^2 - (d_1)^2 \right) \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (2-4)$$

Dimana : A = luas penampang hasil gulungan (m²)

d₀ = diameter luar hasil gulungan tali (m)

d₁ = diameter dalam hasil gulungan tali (m)

- Menghitung Kecepatan Penggulungan



$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} \dots\dots\dots (2-5)$$

Dengan $d = \frac{d_0 + d_1}{2}$

Dimana : V = kecepatan penggulungan (m/min)

d = diameter rata – rata (mm)

n = putaran poros benda kerja (rpm)

- Mengitung Kecepatan Penghasilan Gulungan

$$Z = A \cdot V \dots\dots\dots (2-6)$$

Dimana : Z = kecepatan penghasilan gulungan (m^3/min)

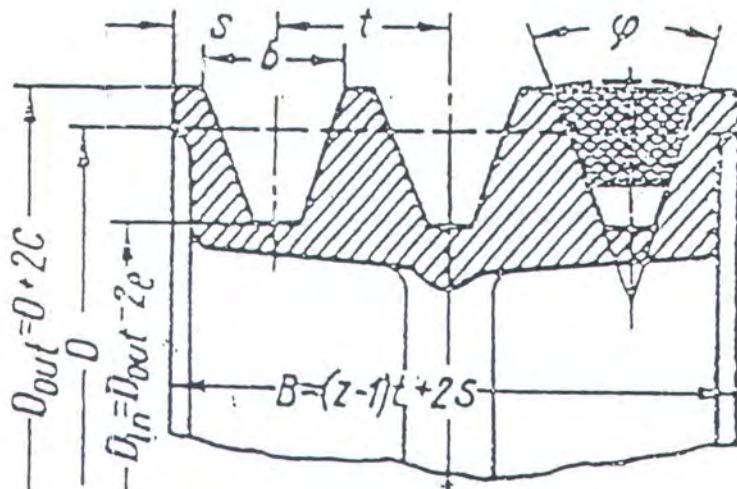
A = luas penampang hasil gulungan (m^2)

V = kecepatan penggulungan (m/min)

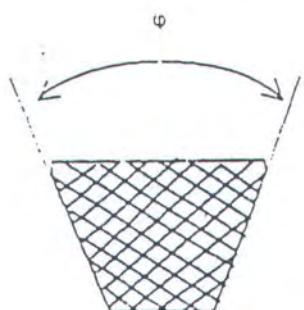
II.3 Pulley dan Belt

Belt adalah alat pemindah daya yang cukup sederhana. Sedangkan pulley adalah pasangan belt untuk menstransmisikan daya dengan mengandalkan gaya gesekan antara belt dan pulley.

Untuk menghitung pulley dan belt diperoleh dengan menggunakan rumus (2) sebagai berikut :



(a)



(b)

Gambar 2.4 a) Bentuk pulley untuk V belt
b) Bentuk V belt

II.3.1 Menghitung kecepatan keliling pulley

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60.000} \quad \dots \dots \dots \quad (2-7)$$

Dimana : V = kecepatan keliling pulley (m/s)

D = diameter pulley (mm)

n = putaran poros penggerak (rpm)

II.3.2 Menghitung Gaya Keliling Pulley

$$F_{rated} = \frac{102 \cdot N}{V} \quad (kw) \quad \dots \dots \dots \quad (2-8)$$

atau

$$F_{rated} = \frac{75 \cdot N}{V} \quad (hp) \quad \dots \dots \dots \quad (2-9)$$

Dengan adanya overload ($\beta = 1,5$) maka gaya menjadi :

$$F = 1.5 \cdot F_{rated} \quad \dots \dots \dots \quad (2-10)$$

Dimana: $F_{rated} = F =$ gaya keliling Pulley

N = daya pada poros penggerak pulley

V = Kecepatan keliling pulley

II.3.3 Menghitung Tegangan Belt

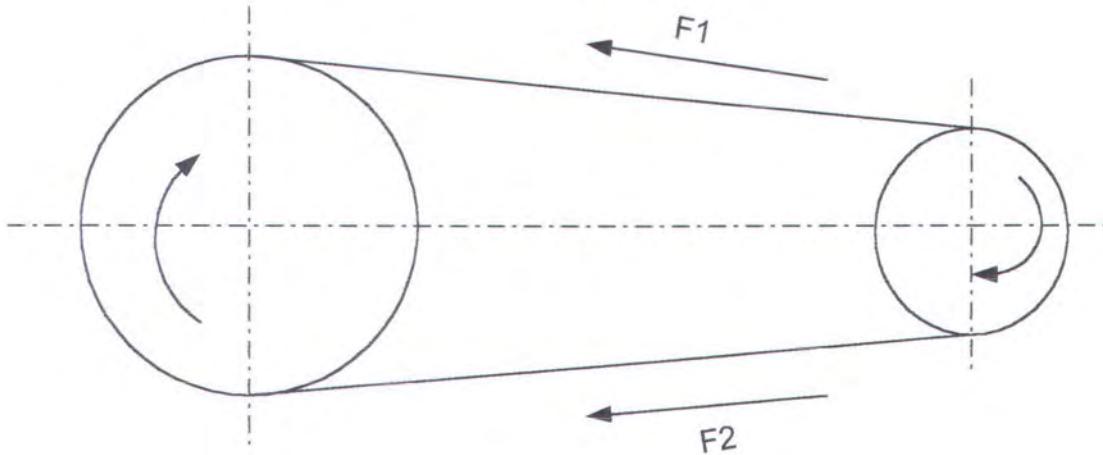
$$K = 2 \times \phi \times \sigma_0 \quad \dots \dots \dots \quad (2-11)$$

Dimana : K = tegangan yang timbul pada belt (kg/cm)



ϕ = faktor tarikan

σ_0 = tegangan awal (kg/cm)



Gambar 2.5 Tegangan pada belt

II.3.4 Mencari Luas penampang Belt

$$Z \times A = F / K \dots \dots \dots \quad (2-12)$$

Dimana : Z = jumlah belt

A = Luas penampang pada belt (cm^2)

F = gaya pada belt (kg)

K = Tegangan yang timbul pada belt (kg/cm^2)

Untuk mencari belt yang akan dipakai dapat dilihat pada tabel (A-2)

II.3.5 Mencari Sudut Kontak

$$\alpha = 180^\circ - \left[\frac{d_2 - d_1}{c_1} \right] \cdot 60^\circ \dots \dots \dots \quad (2-13)$$

Dimana: α = sudut kontak

d_1 = diameter pulley penggerak (mm)



II.4 Roller Chain dan Sproket

Chain atau rantai merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya. chain yang banyak digunakan mesin adalah roller chain sedangkan sproket sebagai pasangan dari roller chain.

Dapat digunakan rumus (1).

- Daya yang harus dipindahkan dapat diperoleh dengan

$$H = K_s \cdot H_p \dots \dots \dots \dots \quad (2-22)$$

Dimana; H =daya yang dipindahkan (H_p)

K_s = faktor koreksi beban dari tabel (A-7)

H_p =daya poros(H_p)

Pemilihan rantai dapat melihat tabel (A-3)

- Maka dapat menentukan jenis rantai menggunakan

$$\frac{H}{H_r} \approx n \dots \dots \dots \dots \quad (2-23)$$

Dimana; H =daya yang dipindahkan

H_r =kapasitas daya rantai dari tabel (A-3)

Dimana $n \leq 1$; single strand

$1 < n \leq 2$; double strand

$2 < n \leq 3$; triple strand

- Daya yang dipindahkan setelah dipengaruhi faktor koreksi adalah

$$H_r' = K_1 \cdot K_2 \cdot H_r \dots \dots \dots \dots \quad (2-24)$$

Dimana : H_r' =daya setelah dipengaruhi faktor koreksi

(K_1) =Koreksi jumlah gigi dapat diperoleh dari tabel (A-4)

(K_2) =Koreksi multiple strand dapat diperoleh dari tabel (A-5)

Apabila $H_r' > H$ maka rantai aman

II.4.1 Menghitung Panjang Rantai

Panjang rantai dapat dihitung dengan menggunakan rumus (1)



$$\frac{L}{P} = \frac{2c}{P} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{(Nt_2 - Nt_1)^2}{4\pi^2(c/p)} \quad \dots \dots \dots \quad (2-25)$$

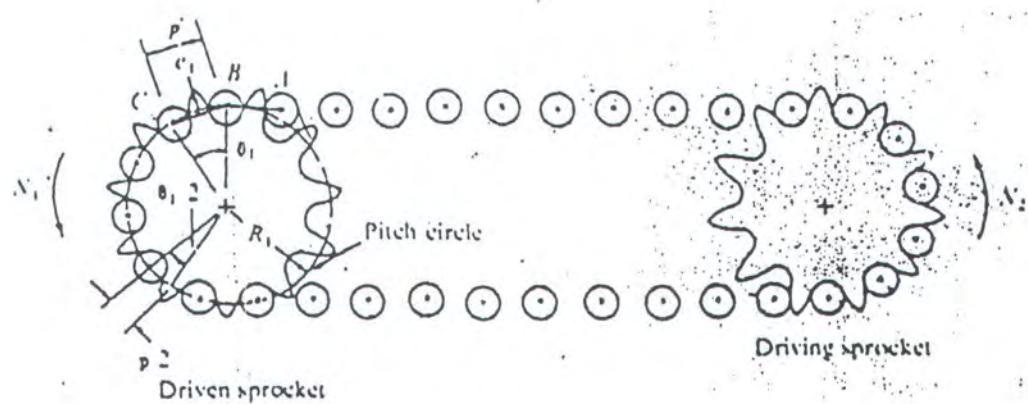
Dimana P = pitch (diperoleh dari tabel A-6)

C = jarak kedua sumbu sproket

Nt_1 = jumlah gigi pada sproket penggerak

Nt_2 = jumlah gigi pada sproket yang digerakkan

Satuan panjang rantai (L/P) adalah "pitches" dan harus dalam bilangan bulat. jarak kedua sumbu yang sangat baik adalah antara 30 – 50 pitches atau $30 < c/p < 50$. Tapi Secara umum jarak kedua sumbu tidak boleh lebih dari 80 pitches.



Gambar 2.7 pasangan roller chain dengan sproket

II.4.2 Menghitung Diameter Sproket

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{P/2}{D/2} \quad \text{atau} \quad D = \frac{P}{\sin \gamma/2} \quad \dots \dots \dots \quad (2.26)$$

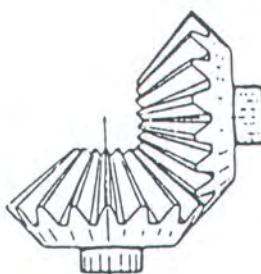


Karena $\gamma = 360/N_t$ dimana N_t adalah jumlah gigi sproket maka diameter sproket adalah :

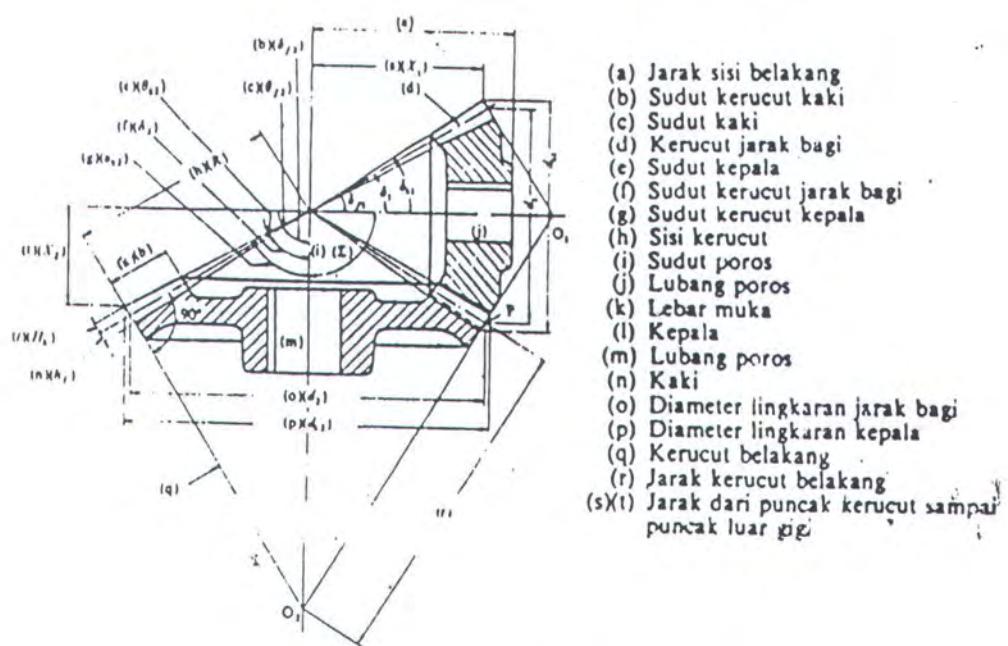
$$D = \frac{P}{\sin (180 / N_t)} \dots \dots \dots \quad (2-27)$$

II.5 Roda Gigi Kerucut

Berfungsi untuk mentransmisikan putaran atau daya antar poros lurus dengan poros miring



Gambar 2.8 Roda gigi kerucut



Gambar 2.9 Nama bagian roda gigi kerucut



II.5.1 Mencari Sudut Kerucut Jarak Bagi

Untuk mencari sudut kerucut jarak bagi dengan menggunakan rumus
(3)

$$\text{Perbandingan putaran } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{R \sin S}{R \sin S_1}$$

Jika sudut poros dinyatakan $\epsilon = \delta_1 + \delta_2$ maka :

$$\begin{aligned} \frac{Z_2}{Z_1} &= \frac{\sin \delta_2}{\sin(\epsilon - \delta_2)} = \frac{\tan \delta_2}{\sin \epsilon - \cos \epsilon \tan \delta_2} \\ \text{maka; } \tan \delta &= \frac{\sin \epsilon}{\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \epsilon} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (2-28)$$

Dimana : n_1 = putaran roda gigi kerucut penggerak (rpm)

n_2 = putaran roda gigi kerucut yang digerakkan (rpm)

Z_1 = jumlah gigi pada roda gigi kerucut penggerak

Z_2 = jumlah gigi pada roda gigi kerucut yang
digerakkan

ϵ = sudut poros

δ_1 = sudut kerucut jarak bagi pinion

δ_2 = sudut kerucut jarak bagi roda gigi

II.5.2 Mencari Diameter Lingkaran Jarak Bagi

$$d = m \cdot z \dots \dots \dots \quad (2-29)$$

Dimana : d = diameter lingkaran jarak bagi

m = modul

z = jumlah gigi

II.5.3 Mencari Kecepatan Keliling

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60.000} \dots \dots \dots \quad (2-30)$$

Dimana: V = kecepatan keliling (m/s)

d = diameter lingkaran jarak bagi (mm)

n = putaran roda gigi (rpm)



II.5.4 Mencari Gaya – Gaya Pada Roda Gigi Kerucut

- Gaya tangensial

$$F_t = \frac{102 \cdot N}{V} \quad \dots \dots \dots \quad (2-31)$$

- Gaya normal

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \phi} \quad \dots \dots \dots \quad (2-32)$$

Dimana : F_t = gaya tangen sial(kg)

F_n =gaya normal(kg)

N =daya (hp)

ϕ = sudut tekanan

II.5.5 Mencari Kelonggaran Puncak dan Kelonggaran Belakang

$$\begin{aligned} C_k &\geq 0,188 \text{ } m \\ C_o &= 0 \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (2-33)$$

Dimana: C_k = kelonggaran puncak

C_o =kelonggaran belakang

m =modul

II.5.6 Mencari Kelonggaran Kepala

$$X = 0,46 \left(1 - \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \right) \quad \dots \dots \dots \quad (2-34)$$

Dimana: X =kelonggaran kepala

Z_1 = jumlah gigi penggerak

Z_2 = jumlah gigi yang digerakkan

II.5.7 Mencari Tinggi Kepala, Tinggi Kaki, dan Kedalam Gigi Penuh

$$h_k = (1 + x) m \quad \dots \dots \dots \quad (2-35)$$

$$h_f = (1 - x) m + C_k \quad \dots \dots \dots \quad (2-36)$$

$$H = 2 m + C_k \quad \dots \dots \dots \quad (2-37)$$



Dimana : h_k =tinggi kepala
 h_f = tinggi kaki
 H = kedalaman gigi penuh
 X = faktor kelonggaran kepala
 C_k = kelonggaran puncak
 m = modul

II.5.8 Mencari Lebar Sisi

$$b \geq \frac{F_t}{F_{\min}} \dots \dots \dots \quad (2-38)$$

Untuk mengetahui F_{\min} dicari beban lentur (F_b') dan beban permukaan yang diantara keduanya yang paling kecil sebagai F_{\min}

$$F_b' = \frac{\sigma_0 \cdot m \cdot k_u \cdot j}{k_o \cdot k_s \cdot k_m} \dots \dots \dots \quad (2-39)$$

$$F_H' = \sigma_c^2 \frac{d_1 \cdot c_u \cdot I}{c_p \cdot c_m \cdot c_f} \dots \dots \dots \quad (2-40)$$

Dimana : b =lebar sisi
 F_t =gaya tangensial
 F_b' =beban lentur(kg/mm)
 F_H' =beban permukaan (kg/mm)
 σ_c = tegangan kontak yang diijinkan (kg/mm^2) dari tabel (A-8)
 σ_o =tegangan lentur yang diijinkan (kg/mm^2) dari tabel (A-8)
 c_v = factor dinamis dari gambar (B-1)
 c_0 =faktor beban dari gambar (B-1)
 c_p =koefisien elastis (kg/mm^2) dari tabel (A-11)
 c_m = faktor distribusi beban dari tabel (A-10)
 c_f =(faktor kondisi permukaan) biasanya = 1
 I =faktor geometri dari gambar (B-3)
 K_s =faktor ukuran



$$= \sqrt[4]{\frac{m}{2,24}} \quad \text{untuk } m \geq 1,5$$
$$= 0,5 \quad \text{untuk } m < 1,5$$

II.6 Poros

Poros adalah salah satu bagian elemen mesin yang sangat penting yang berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya disertai putaran.

Dari perhitungan analisa daya, pulley dan belt, rantai dan sproket, serta roda gigi kerucut diperoleh gaya yang bekerja pada poros.

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antar titik satu dengan titik yang lain ditentukan. Dengan mengacu pada persamaan $\Sigma M = 0$ dan $\Sigma Y = 0$ maka momen bending yang bekerja pada poros untuk bidang vertikal atau horizontal dapat dihitung. Setelah menghitung gaya dan momen yang terjadi maka dibuat diagram bidang normal, lintang, dan momen. Dari situ dapat dilihat letak momen yang terbesar.

II.6.1 Menghitung Momen Terbesar

Setelah dibuat diagram bidang momen, akan diketahui letak momen terbesar dari bidang horizontal dan vertikal kemudian dapat dihitung dengan rumus (1)

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \quad \dots\dots\dots \quad (2-41)$$

Dimana: M_H = momen yang terjadi pada bidang horizontal (lb.in)

M_V = momen yang terjadi pada bidang vertikal (lb.in)

II.6.2 Menghitung Torsi Pada Titik Momen Terbesar

Bila titik yang mengalami momen terbesar diketahui maka torsi dapat dihitung sebagai berikut:

$$T = \frac{63.000 \cdot N}{n} \quad \dots\dots\dots \quad (2-42)$$

Dimana : T = torsi yang terjadi (lb.in)

N = daya poros (hp)



n = putaran poros (rpm)

II.6.3 Menghitung Diameter Poros

Dari tabel (A-12) bahan poros ditentukan, maka diperoleh Syp (strength yield point) maka tegangan yang terjadi pada poros dengan rumus (1)

$$\tau_{\max} \leq \frac{Syp \cdot 0,5}{N} \dots \dots \dots \quad (2-43)$$

Dimana: τ_{\max} = tegangan geser maksimum yang terjadi dalam poros (psi)

Syp=strength yield point (psi)

N = angka keamanan

=1 untuk mesin tanpa beban kejut

=2 untuk beban kejut ringan

=3 untuk mesin yang mengalami beban kejut ringan

Dari tegangan maksimum yang terjadi maka diameter poros dapat dihitung dengan rumus (1)

$$\tau_{\max} \leq \varepsilon \frac{syp}{N} \dots \dots \dots \quad (2-44)$$

Untuk poros pejal dengan beban berfluktuasi dan didasarkan pada tegangan maksimum

$$\sqrt{\left(\frac{16.M}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2} \leq \varepsilon \frac{syp}{N} \dots \dots \dots \quad (2-45)$$

Untuk poros berlubang dengan beban berfluktuasi dan didasarkan pada tegangan maksimum

$$\frac{16}{\pi.D_o^3(1-(D_l/D_o)^4)} \sqrt{M^2 + T^2} \leq \varepsilon \frac{syp}{N} \dots \dots \dots \quad (2-46)$$

Dimana: M = momen bending yang terjadi pada poros (lb.in)

T = torsi yang terjadi pada poros(lb.in)

D = diameter poros (in)

D_0 = diameter luar poros (in)



Di =diameter dalam poros (in)

II.7 Bantalan

Dalam mesin penggulung tali rafia ini dipilih bantalan gelinding dengan dimensi single row deep groove ball bearing untuk mendukung kerja poros sebagai berikut:

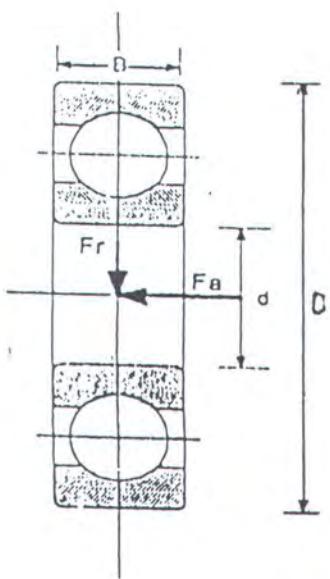
Dimana: B = lebar

D = diameter luar

d =diameter dalam

Fa =beban aksial

Fr =beban radial



Gambar 2.10 Single row deep groove ball bearing

II.7.1 Mencari Beban Eqivalen

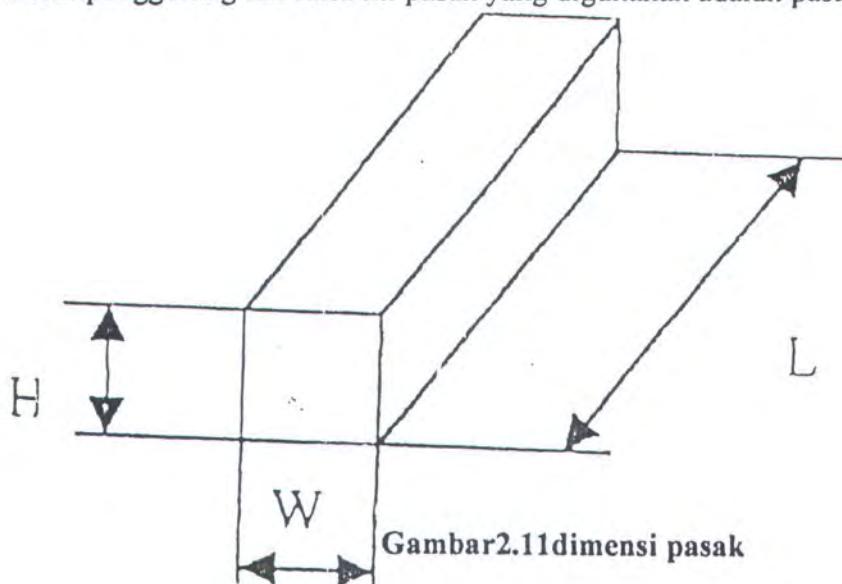
Beban ekivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap, yang akan



- = 3,0 bila tipe bantalan adalah bantalan bola
- = 10/3 bila tipe bantalan adalah bantalan roll
- n = jumlah per putaran
- Lwh = umur bantalan, dalam jam kerja

II.8 Pasak

Pasak adalah penyambung yang dapat dilepas yang bersfungsi untuk menyambung putaran relatif antara poros dengan roda gigi,sproket, pulley,dsb. Dalam mesin penggulung tali rafia ini pasak yang digunakan adalah pasak datar standart



Gambar 2.11 dimensi pasak

Dimana; H =tinggi pasak

W =lebar pasak

L =panjang pasak

Dapat dicari dari tabel (A-16)

II.8.1 Bahan Pasak

Bahan pasak ditentukan dahulu dengan melihat tabel (A-17)

Sehingga didapat shear strength yield point dengan rumus (1)

$$S_{Syp} = 0.58 \cdot S_{yp} \dots \dots \dots \quad (2-51)$$



memberikan umur sama. untuk menghitung beban ekivalen pada bantalan dapat menggunakan rumus (1)

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot Fs \dots \dots \dots \quad (2-47)$$

Bila beban radialnya jauh lebih besar dari beban aksial, maka beban ekivalen dapat dihitung sebagai berikut :

$$P = V \cdot Fr \dots \dots \dots \quad (2-48)$$

Dimana: P = beban ekivalen (lb)

V = faktor putaran (1 untuk ring dalam berputar dan 1,2
untuk ring berputar)

Fr = beban radial(lb)

Fa = beban aksial (lb)

Y = faktor beban aksial dari tabel (A-14)

X = faktor beban radial dari tabel (A-14)

II.7.2 Menghitung Umur Bantalan

Dengan kepercayaan 90 % umur bantalan dapat dihitung dengan rumus (1)

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p} \right)^b \times 10^6 \text{ (putaran)} \dots \dots \dots \quad (2-49)$$

Bila dinyatakan dalam satuan jam kerja, dengan anggapan putaran yang bekerja konstan maka dapat dihitung sebagai berikut :

$$L_{10h} = \left(\frac{c}{p} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ (jam)} \dots \dots \dots \quad (2-50)$$

Dimana L_{10} = umur bantalan dalam jumlah perputaran

c = beban dinamis (lb)

p = beban ekivalen (lb)

b = konstanta, tergantung dari tipe bantalan



II.8.2 Mencari Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi

Untuk mencari tegangan geser dapat digunakan dengan rumus (1)

$$S_s = \frac{S_{syp}}{N} \dots \quad (2-52)$$

Untuk mencari tegangan kompresi dapat digunakan rumus (1)

$$S_c = \frac{s_{yp}}{N} \dots \quad (2-53)$$

Dimana; S_s = shear strength yield point (psi)

S_{yp} = strength yield point (psi)

S_s = tegangan geser (psi)

S_c = tegangan kompresi (psi)

N = angka keamanan

II.8.3 Mencari Panjang Pasak

Agar pasak menjadi aman maka panjang pasak harus lebih dari diameter poros, dapat dihitung menggunakan rumus (1)

$$L = L_c + 0.25 \cdot D \dots \quad (2-54)$$

Untuk dapat menghitung seperti diatas ada dua tinjauan yaitu menurut tegangan geser dan tegangan kompresi dengan menggunakan rumus (1)

- Menurut tegangan geser

$$L_s = \frac{2 \cdot T}{S_s \cdot W \cdot D} \dots \quad (2-55)$$

- Menurut tegangan kompresi

$$L_s = \frac{4 \cdot T}{S_c \cdot W \cdot D} \dots \quad (2-56)$$

Dimana; L = panjang pasak

L_s = panjang pasak untuk tegangan geser (in)



Lc =panjang pasak untuk tegangan kompresi (in)

Ss =tegangan geser (psi)

Sc =tegangan kompresi (psi)

T =torsi pada poros (lb in)

W =lebar pasak (in)

D =diameter poros (in)

BAB III

PERHITUNGAN



BAB III

PERHITUNGAN

III.1 Analisa Daya

Dalam mencari daya yang dibutuhkan oleh mesin penggulung tali rafia, diperlukan putaran dan torsi yang bekerja pada poros penggulung tali rafia dan tempat hasil gulungan. Maka direncanakan sebagai berikut :

III.1.1 Mencari Putaran Pada Poros

Untuk hasil gulungan yang baik, dengan melalui percobaan ditentukan perbandingan antara putaran poros penggulung tali rafia dengan putaran poros tempat hasil gulungan tali rafia adalah 27 : 1.

Berikut data-data yang direncanakan untuk memperoleh perbandingan diatas : $D_1 = \text{diameter pulley } 1 = 60 \text{ mm}$

$$D_2 = \text{diameter pulley } 2 = 230 \text{ mm}$$

$$D_3 = \text{diameter pulley } 3 = 200 \text{ mm}$$

$$D_4 = \text{diameter pulley } 4 = 100 \text{ mm}$$

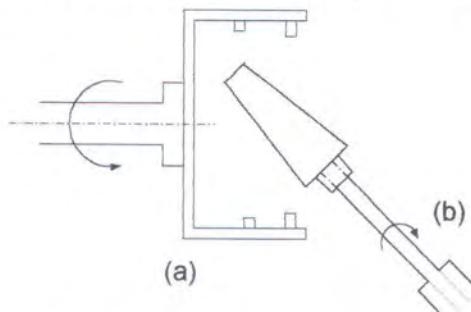
$$D_5 = \text{diameter sprocket } 1 = 50 \text{ mm}$$

$$D_6 = \text{diameter sprocket } 2 = 180 \text{ mm}$$

$$D_7 = \text{diameter sprocket } 3 = 60 \text{ mm}$$

$$D_8 = \text{diameter sprocket } 4 = 225 \text{ mm}$$

$$n_1 = \text{putaran motor (yang umum dipasaran)} = 1500 \text{ rpm}$$



Gambar 3.1 Mekanisme Penggulung

(a) Penggulung Tali Rafia

(b) Tempat Hasil Gulungan Tali Rafia



III.1.1.1 Mencari Putaran Pada Poros 2

Untuk mencari putaran pada poros 2 digunakan pers (2-1)

$$n_2 = \frac{D_1}{D_2} \cdot n_1$$

$$= \frac{60}{230} \cdot 1500$$

$$= 391,3 \text{ rpm}$$

III.1.1.2 Mencari Putaran Pada Poros 4

Untuk mencari putaran pada poros 4 digunakan pers (2-1)

$$n_4 = \frac{D_3}{D_4} \cdot n_2$$

$$= \frac{200}{100} \cdot 1500$$

$$= 782,6 \text{ rpm}$$

III.1.1.3 Mencari Putaran Pada Poros 5

Untuk mencari putaran pada poros 5 digunakan pers (2-1)

$$n_5 = \frac{D_5}{D_6} \cdot n_2$$

$$= \frac{50}{180} \cdot 391,3$$

$$= 108,7 \text{ rpm}$$

III.1.1.4 Mencari Putaran Pada Poros 3

Untuk mencari putaran pada poros 3 digunakan pers (2-1)

$$n_3 = \frac{D_7}{D_8} \cdot n_5$$

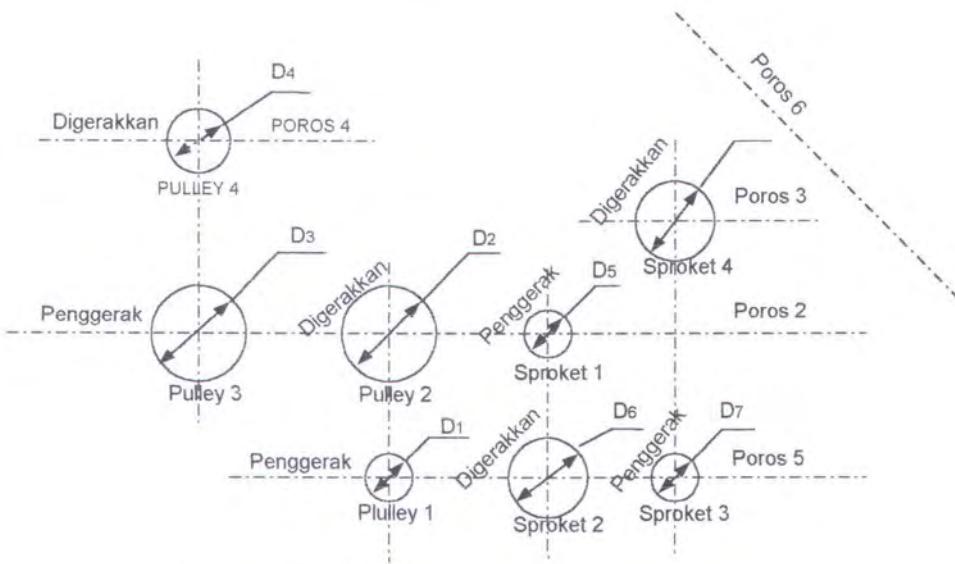
$$= \frac{60}{225} \cdot 108,7$$

$$= 28,99 \text{ rpm}$$



Putaran poros 6 besarnya sama dengan putaran poros 3 yang pemindahan transmisinya melalui roda gigi kerucut. Dari perencanaan putaran diatas diperoleh perbandingan putaran penggulung dan putaran tempat hasil gulungan tali rafia sebagai berikut :

$$\frac{782,6}{28,99} = \frac{26,99}{1}$$



Gambar 3.2 Transmisi Putaran

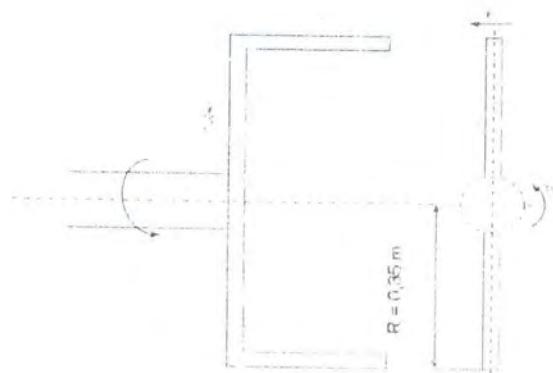
Tabel 3.1 Hasil Perencanaan Putaran

	Nama Bagian	Diameter (mm)	Putaran (rpm)
Motor/poros 1	Pulley 1	60	1500
Poros 2	Pulley 2	230	391,3
	Pulley 3	200	391,3
	Sprocket 1	50	391,3
	Sprocket 4	225	28,99
Poros 4	Pulley 4	100	782,6
Poros 5	Sprocket 2	180	108,7
	Sprocket 3	60	108,7
Poros 6	Tempat Hasil Gulungan		28,99



III.1.2 Mencari Torsi Pada Poros Penggulung Tali Rafia.

Untuk mencari torsi pada poros penggulung digunakan pers(2-2) dengan berat batang penggulung tali rafia = 0,9 kg



Gambar 3.3 Gaya dan Torsi Penggulung Tai Rafia

$$V = \frac{2\pi.r.n}{60}$$
$$= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,016 \cdot 782,6}{60}$$
$$= 1,31 \text{ m/sec}$$

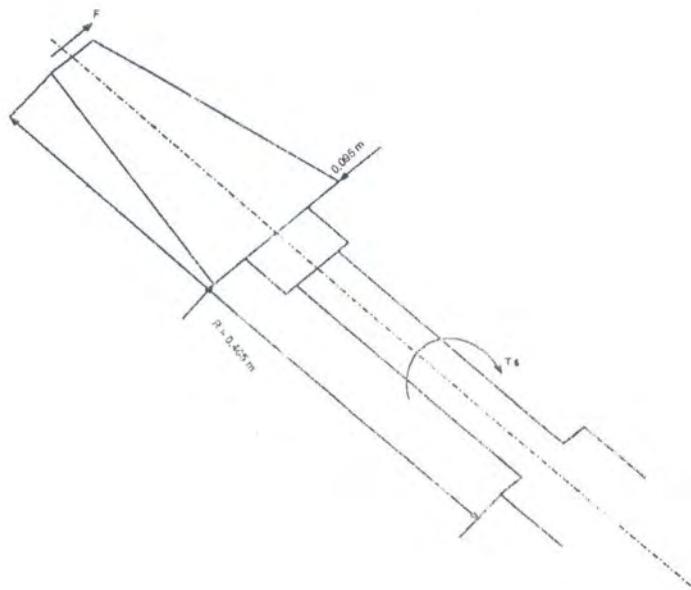
$$F = m.a$$
$$= m \cdot \frac{v^2}{r}$$
$$= 0,9 \text{ kg} \cdot \frac{(1,31 \text{ m/sec})^2}{0,016 \text{ m}}$$
$$= 96,5 \text{ kg m/sec}^2$$
$$= 96,5 \text{ N}$$

$$T_4 = F \cdot R$$
$$= 96,5 \text{ N} \cdot 0,35 \text{ m}$$
$$= 33,8 \text{ Nm}$$



III.1.3 Mencari Torsi Pada Poros Tempat Gulungan Tali Rafia

Untuk mencari torsi pada poros tempat gulungan digunakan pers (2-2) dengan berat tempat gulungan 3,14 kg dan berat tali yang digulung 1 kg.



Gambar 3.4 Gaya dan Torsi Tempat Gulungan Tali Rafia

$$\begin{aligned}V &= \frac{2\pi r n}{60} \\&= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0475 \cdot 28,99}{60} \\&= 0,14 \text{ m/sec}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F &= m \cdot a \\&= m \cdot \frac{V^2}{r} \\&= 4,14 \cdot \frac{(0,14)^2}{0,0475} \\&= 1,7 \text{ N}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}T_6 &= F \cdot R \\&= 1,7 \text{ N} \cdot 0,465 \text{ m} \\&= 0,8 \text{ Nm}\end{aligned}$$

III.1.4 Menghitung Daya Pada Poros Penggulung Tali Rafia

Untuk menghitung daya yang dibutuhkan pada poros penggulung tali rafia menggunakan pers (2-3)

$$\begin{aligned}N_4 &= \frac{T_4 \times n_4}{63.000} \\&= \frac{33,8 \times 782,6}{63.000} \\&= 0,42 \text{ hp}\end{aligned}$$

III.1.5 Menghitung Daya Pada Poros Tempat Hasil Gulungan Tali

Untuk Menghitung daya yang dibutuhkan pada poros tempat hasil gulungan tali rafia digunakan pers (2-3)

$$\begin{aligned}N_6 &= \frac{T_6 \times n_6}{63.000} \\&= \frac{0,8 \times 28,99}{63.000} \\&= 0,37 \cdot 10^{-3} \text{ hp}\end{aligned}$$

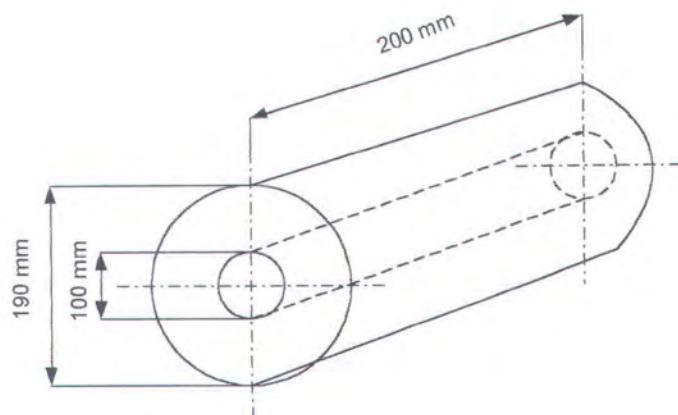


Jadi daya yang dibutuhkan mesin penggulung rafia ini sebesar : 0,43 hp. Berdasarkan pertimbangan efisiensi belt,rantai,roda gigi kerucut maka dipilih motor dengan daya 0,5 hp.

III.2 Mencari Kapasitas Mesin

Dalam percobaan penggulungan tali rafia dengan mesin penggulung tali rafia menghasilkan data – data sebagai berikut :

- Berat tali yang tergulung = 1 kg
- Waktu yang dibutuhkan = 95 detik
- Panjang tali = 450 m
- Dengan hasil gulungan :



Gambar 3.5 Hasil Penggulung Tali Rafia

Luas penampang benda kerja dapat dihitung dgn menggunakan pers
(2-4)

$$\begin{aligned}A &= \frac{\pi}{4} ((d_0)^2 - (d_1)^2) \\&= \frac{3,14}{4} ((0,19m)^2 - (0,1m)^2) \\&= 0,02 m^2\end{aligned}$$

Menghitung kecepatan penggulung tali rafia menggunakan pers (2-5)

Dengan $d = \frac{d_0 + d_1}{2}$

$$\begin{aligned}&= \frac{190 + 100}{2} \\&= 145 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maka $V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000}$

$$\begin{aligned}&= \frac{3,14 \cdot 145 \cdot 753,6}{1000} \\&= 343,1 \text{ m/min}\end{aligned}$$

Untuk menghitung kecepatan penghasil gulungan tali menggunakan
pers (2-6)



$$\begin{aligned}Z &= A \cdot V \\&= 0,02 \text{ } m^2 \cdot 343,1 \text{ } m/\text{min} \\&= 6,86 \text{ } m^3/\text{min}\end{aligned}$$

III.3 Perhitungan Pulley dan Belt

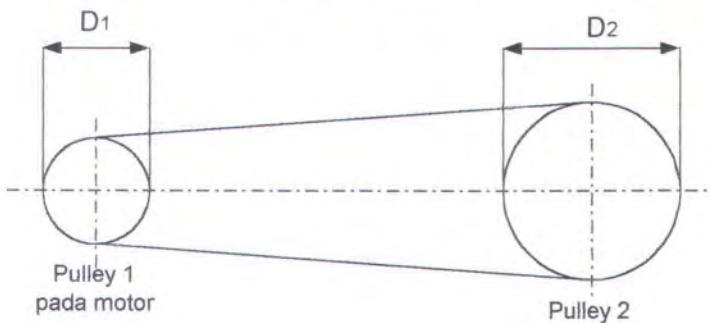
Untuk perhitungan pulley dan belt, data – data perencanaan sebagai berikut :

- Jenis belt yang digunakan V belt type B

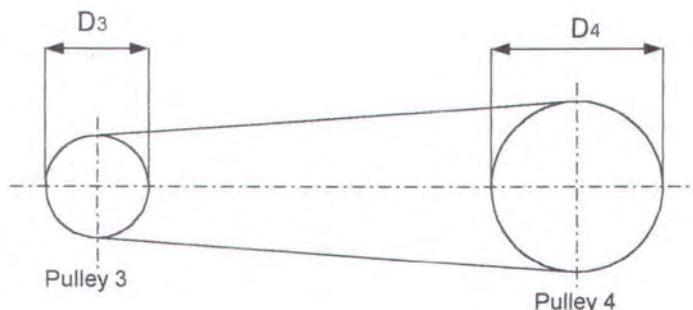


Gambar 3.6 Jenis Belt

- Daya yang ditrasmisikan dari motor (N_1) = 0,37 kw
- Diameter pulley penggerak (D_1) = 60 mm
- Diameter pulley yang digerakkan (D_2) = 230 mm
- Putaran motor (n_1) = 1500 rpm



(a)



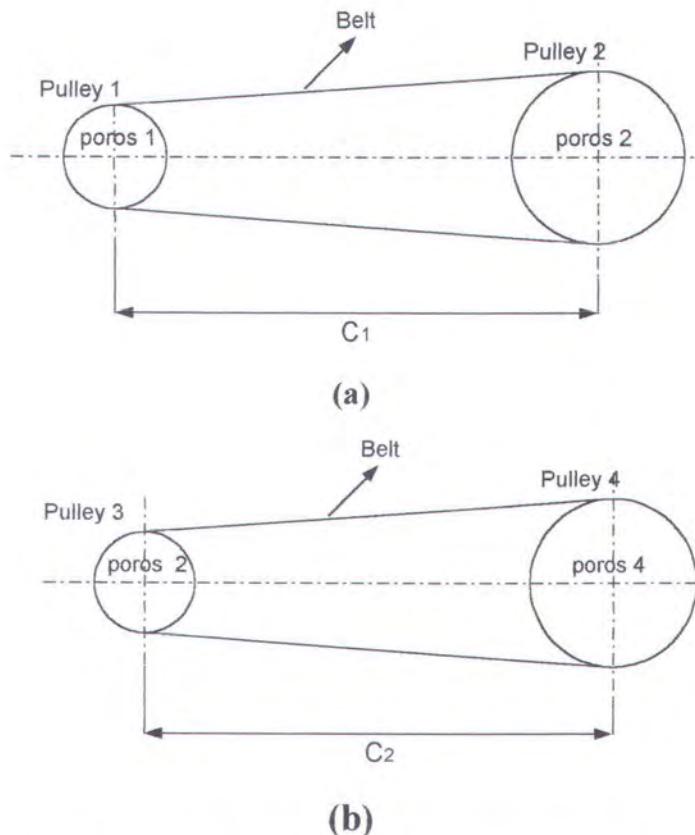
(b)



Gambar 3.7 (a) Diameter Pulley 1 dan 2

(b) Diameter Pulley 3 dan 4

- Daya yang ditransmisikan dari poros 2 (N_2) = 0,36 kw
- Diameter pulley penggerak (D_3) = 200 mm
- Diameter pulley yang digerakkan (D_4) = 100 mm
- Putaran poros 2 (n_2) = 391,3 rpm
- Overload factor (β) untuk V belt = 1,5
- Besar tegangan yang timbul untuk V belt (σ_o) = 12 kg/cm³
- Faktor tarikan untuk V belt (ϕ_o) = 0,7
- Faktor creep (δ) = 0,02
- Jarak sumbu poros
 - Jarak sumbu antara poros 1 dan poros 2



Gambar 3.8 (a) Jarak Poros 1 dengan Poros 2

(b) Jarak Poros 3 dengan Poros 4



$$\begin{aligned}C_1 &= 3R_1 + R_2 \\&= 3 \cdot 30 + 115 \\&= 205 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}C_2 &= 3R_3 + R_4 \\&= 3 \cdot 100 + 50 \\&= 350 \text{ mm}\end{aligned}$$

III.3.1 Menghitung Kecepatan Keliling Pulley

Dalam menghitung kecepatan keliling pulley yang dihitung kecepatan pulley penggerak pada motor dan kecepatan keliling pulley pada poros 2

III.3.1.1 Menghitung kecepatan keliling pulley penggerak pada motor

Untuk Menghitung kecepatan keliling pulley penggerak pada motor digunakan pers (2-7)

$$\begin{aligned}V &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60.000} \\&= \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 1500}{1000 \times 60} \\&= 4,71 \text{ m/det}\end{aligned}$$

III.3.1.2 Menghitung Kecepatan Keliling Pulley Penggerak Pada Poros 2

untuk Menghitung Kecepatan Keliling Pulley Penggerak Pada Poros 2 digunakan pers (2-7)

$$\begin{aligned}V &= \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_2}{1000 \times 60} \\&= \frac{3,14 \cdot 230 \cdot 1500}{1000 \times 60} \\&= 4,70 \text{ m/det}\end{aligned}$$



III.3.2 Menghitung Gaya Keliling (F_{rated})

Dalam menghitung gaya keliling (F_{rated}) pada pulley penggerak dalam mesin penggulung tali rafia ini ada 2 yang dihitung yaitu F_{rated} pada pulley motor dan F_{rated} pada poros 2

III.3.2.1 Gaya keliling (F_{rated}) pada pulley motor

Untuk menghitung (F_{rated}) pada pulley motor digunakan pers (2-8)

$$\begin{aligned} N &= \frac{F \cdot V}{102} \\ F_{rated} &= \frac{102 \cdot N}{V} \\ &= \frac{102 \cdot 0,37}{4,71} \\ &= 8,01 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan adanya overload factor ($\beta = 1,5$) maka gaya keliling menjadi :

$$\begin{aligned} F &= \beta \cdot F_{rated} \\ &= 1,5 \cdot 8,01 \\ &= 12,02 \text{ kg} \end{aligned}$$

III.3.2.2 Gaya keliling (F_{rated}) pada poros 2

Untuk menghitung (F_{rated}) pada poros 2 digunakan pers (2-8)

$$\begin{aligned} F_{rated} &= \frac{102 \cdot N}{V} \\ &= \frac{102 \cdot 0,36}{4,70} \\ &= 7,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

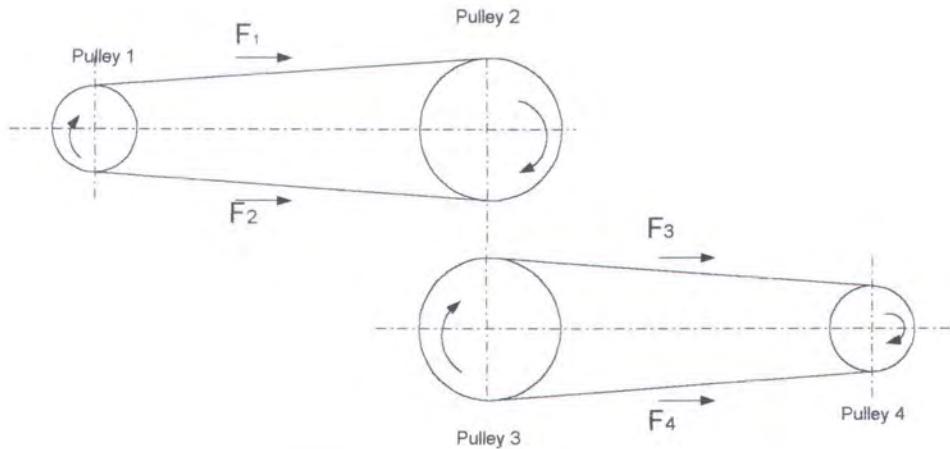
Dengan adanya overload factor ($\beta = 1,5$) maka gaya keliling menjadi :

$$\begin{aligned} F &= \beta \cdot F_{rated} \\ &= 1,5 \cdot 7,8 \\ &= 11,7 \text{ kg} \end{aligned}$$



III.3.3 Menghitung Tegangan Belt yang Timbul Karena Beban

$$\begin{aligned}K &= 2 \cdot \sigma_o \phi_o \\&= 2 \cdot 12 \cdot 0,7 \\&= 16,8 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$



Gambar 3.9 Tegangan Pada Belt

III.3.4 Menghitung Luas Penampang Belt

Karena ada 2 belt maka dihitung luas penampang belt 1 dan belt 2

III.3.4.1 luas penampang belt 1

Untuk menghitung luas penampang belt satu digunakan pers (2-12)

$$\begin{aligned}Z \cdot A &= \frac{F}{K} \\&= \frac{12,02}{16,8} \\&= 0,7 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dipilih Vbelt type B dengan $A = 1,4$ dan $Z = 1$

dari table (A-2)

$$Z \cdot A = 0,7 \text{ cm}^2$$

$$\begin{aligned}Z &= \frac{0,7}{1,4} \\&= 0,5 \approx 1\end{aligned}$$



III.3.4.2 Luas Penampang Belt 2

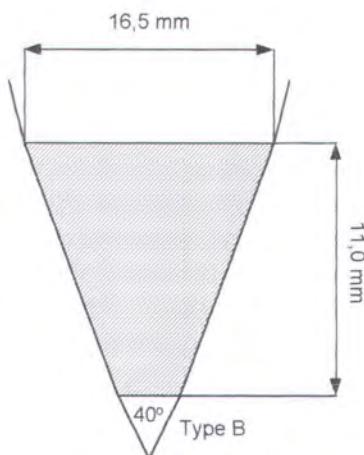
Untuk menghitung luas penampang belt 2 digunakan pers (2-12)

$$\begin{aligned} Z \cdot A &= \frac{F}{K} \\ &= \frac{11,7}{16,8} \\ &= 0,69 \text{ } Cm^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dipilih Vbelt type B dengan $A = 1,4$ dan $Z = 1$ dari table (A-2)

$$Z \cdot A = 0,7 \text{ cm}^2$$

$$\begin{aligned} Z &= \frac{0,69}{1,4} \\ &= 0,5 \approx 1 \end{aligned}$$



Gambar 3.10 Luas Penampang Belt

III.3.5 Menghitung Sudut Kontak

karena ada 2 belt maka dihitung sudut kontak belt 1 (satu) dan sudut kontak belt 2 (dua).

III.3.5.1 Sudut Kontak Pada Belt 1

untuk menghitung sudut kontak pada belt 1 digunakan pers (2-13)

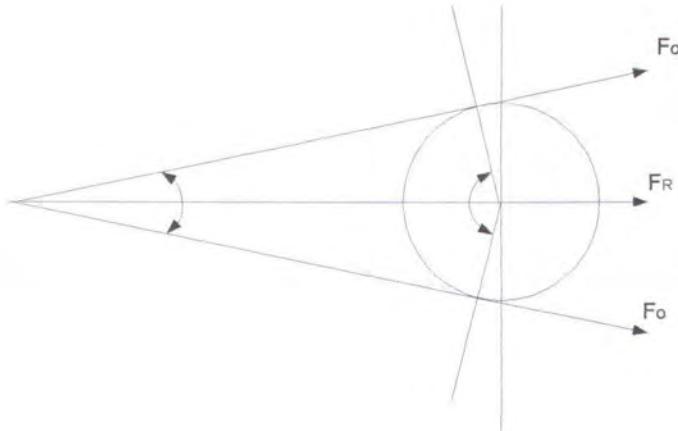


$$\begin{aligned}\alpha &= 180^\circ - \left[\frac{d_2 - d_1}{c_1} \right] \cdot 60^\circ \\ &= 180^\circ - \left[\frac{230 - 60}{410} \right] \cdot 60^\circ \\ &= 155,1^\circ \approx 160^\circ\end{aligned}$$

III.3.5.2 Sudut Kontak Pada Belt 2

Untuk menghitung sudut kontak pada belt 2 digunakan pers (2-13)

$$\begin{aligned}\alpha &= 180^\circ - \left[\frac{d_4 - d_3}{c_2} \right] \cdot 60^\circ \\ &= 180^\circ - \left[\frac{100 - 200}{700} \right] \cdot 60^\circ \\ &= 188,57^\circ \approx 190^\circ\end{aligned}$$



Gambar 3.11 Uraian Gaya Pulley pada Poros

III.3.6 Mengitung Gaya pulley yang Terjadi Pada Poros

Ada 2 gaya pulley yang terjadi pada poros yaitu poros 1 dan poros 2

III.3.6.1 Gaya pulley Penggerak Pada Motor

Untuk mencari gaya pulley penggerak pada motor menggunakan persamaan (2-14)



$$\begin{aligned}F_{RP} &= \frac{F}{Q} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \\&= \frac{12,02}{0,7} \cdot \sin \frac{160}{2} \\&= 16,9 \text{ N}\end{aligned}$$

III.3.6.2 Gaya pulley Penggerak Pada Poros 2

Untuk mencari gaya pulley penggerak pada poros 2 menggunakan persamaan (2-14)

$$\begin{aligned}F_{RP} &= \frac{F}{Q} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \\&= \frac{11,7}{0,7} \cdot \sin \frac{190}{2} \\&= 16,6 \text{ N}\end{aligned}$$

III.3.7 Menghitung Panjang Belt

Karena ada 2 Belt maka dihitung Panjang Belt 1 dan panjang Belt 2

III.3.7.1 Panjang Belt 1

Untuk mencari panjang belt 1 menggunakan pers (2-15)

$$\begin{aligned}L &= 2C + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \left(\frac{D_2 - D_1}{4C}\right)^2 \\&= 2.205 + \frac{3,14}{2}(230 + 60) + \frac{(230 - 60)^2}{4.205} \\&= 900,5 \text{ mm} \approx 900 \text{ mm}\end{aligned}$$

III.3.7.2 Panjang Belt 2

Untuk mencari panjang belt 2 menggunakan pers (2-15)

$$\begin{aligned}L &= 2C + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \left(\frac{D_2 - D_1}{4C}\right)^2 \\&= 2.350 + \frac{3,14}{2}(100 + 200) + \frac{(100 - 200)^2}{4.350} \\&= 1178,1 \text{ mm} \approx 1178 \text{ mm}\end{aligned}$$



III.3.8 Mengatur Jarak Antar Poros

Dalam mesin penggulung tali rafia ini ada 2 belt maka dihitung jarak poros pada belt 1 dan belt 2

III.3.8.1 Jarak Poros 1 Dengan Poros 2 (pada belt 1 type B)

untuk menghitung jarak antara poros 1 dengan poros 2 digunakan persamaan (2-16) dengan data $h_{\min} = 10,5$ dari tabel (A-2)

$$\begin{aligned}C_{\min} &= C_1 - 2h_{\min} \\&= 205 - 2 \cdot 10,5 \\&= 184 \text{ mm} \\C_{\max} &= (1,05) C_1 \\&= (1,05) 205 \\&= 215,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

III.3.8.2 Jarak Poros 2 Dengan Poros 4 (pada belt 2 type B)

untuk menghitung jarak antara poros 2 dengan poros 4 digunakan persamaan (2-16) dengan data $h_{\min} = 10,5$ dari tabel (A-2)

$$\begin{aligned}C_{\min} &= C_2 - 2h_{\min} \\&= 350 - 2 \cdot 10,5 \\&= 329 \text{ mm} \\C_{\max} &= (1,05) C_2 \\&= (1,05) 350 \\&= 367,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

III.3.9 Menghitung Lebar Pulley

Lebar pulley 1 sama dengan 2,3, dan 4 karena semua menggunakan belt type B semua. Untuk menghitung lebar pulley digunakan pers (2-18) dgn data $Z = 1$; $t = 20$; $s = 12,5$ dari tabel (A-2)

$$\begin{aligned}B_1 &= B_2 = B_3 = B_4 = (Z - 1)t + 2 \cdot S \\&= (1 - 1) 20 + 2 \cdot 12,5 \\&= 25 \text{ mm}\end{aligned}$$



III.3.10 Menghitung Tegangan Maksimum

Karena ada 2 belt yang bekerja maka dihitung tegangan maksimum pada belt 1 dan belt 2.

III.3.10.1 Tegangan Maksimum Pada Belt 1

Digunakan pers(2-19) dengan data – data sebagai berikut :

$$\sigma_o = 12 \text{ kg/cm}^2$$

$$\gamma = 1,25$$

$$g = 9,8$$

$$V = 4,71 \text{ m/det}$$

$$h = 10,5 \text{ mm}$$

$$Eb = 800 \text{ kg/cm}^2$$

$$D_{\min} = 60 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_o + \frac{k}{2} + \sigma_v + \sigma_b \\ \sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F}{2.Z.A} + \frac{\gamma.V^2}{10.g} + Eb \frac{h}{D_{\min}} \\ &= 12 + \frac{2,02}{2.1.1,4} + \frac{1,25.(4,71)^2}{10.9,8} + \frac{800.10,5}{60} \\ &= 157,57 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

III.3.10.2 Tegangan Maksimum Pada Belt 2

Digunakan pers(2-19) dengan data – data sebagai berikut :

$$\sigma_o = 12 \text{ kg/cm}^2$$

$$\gamma = 1,25$$

$$g = 9,8$$

$$V = 4,70 \text{ m/det}$$

$$h = 10,5 \text{ mm}$$

$$Eb = 800 \text{ kg/cm}^2$$

$$D_{\min} = 100 \text{ mm}$$



$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_o + \frac{k}{2} + \sigma_v + \sigma_b \\ \sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F}{2.Z.A} + \frac{\gamma.V^2}{10.g} + Eb \frac{h}{D_{\min}} \\ &= 12 + \frac{11,7}{2.1.1,4} + \frac{1,25.(4,70)^2}{10.9,8} + \frac{800.10,5}{100} \\ &= 100,46 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

III.3.11 Menghitung Jumlah Putaran Belt per Detik

Karena ada 2 belt yang bekerja maka dihitung jumlah putaran belt 1 dan belt 2 per detik.

III.3.11.1 Jumlah Putaran Belt 1 per Detik

Menggunakan pers (2-20)

$$\begin{aligned}U &= \frac{V}{L} \\ &= \frac{4,71}{0,9} \\ &= 5,22\end{aligned}$$

III.3.11.2 Jumlah Putaran Belt 2 per Detik

Menggunakan pers (2-20)

$$\begin{aligned}U &= \frac{V}{L} \\ &= \frac{4,70}{1,2} \\ &= 3,9\end{aligned}$$

III.3.12 Menghitung Umur Belt

Karena ada 2 belt yang digunakan maka dihitung umur belt 1 dan belt 2 dengan data – data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}N_{base} &= 10^7 \\ \sigma_{Fat} &= 90 \text{ kg/cm}^2 \\ m &= 8\end{aligned}$$



III.3.12.1 Umur Belt 1

Digunakan pers (2-21)

$$H = \frac{N_{Base}}{3600.u.x} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m$$
$$= \frac{10^7}{3600 .5,2 .2} \left(\frac{90}{157,57} \right)^8$$
$$= 303,6 \text{ jam kerja}$$

III.3.12.2 Umur Belt 2

Digunakan pers (2-21)

$$H = \frac{N_{Base}}{3600.u.x} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m$$
$$= \frac{10^7}{3600 .3,9 .2} \left(\frac{90}{80,46} \right)^8$$
$$= 1477,7 \text{ jam kerja}$$

III.4 Perhitungan Roller Chain

Dalam mesin penggulung tali rafia ini terdapat 2 roller chain yang bekerja, maka dihitung roller chain 1 dan roller chain 2.

III.4.1 Roller chain 1

Karena penggerak mesin penggulung tali rafia ini menggunakan motor listrik, maka system dianggap menerima beban kejut menengah (moderat shock load), data – data yang diperlukan :

- $HP_{poros\ 2} = 0,48\ hp$
- Faktor koreksi beban $K_s = 1,3$ dari tabel (A-7)

Maka daya yang harus dipindahkan menggunakan pers (2-22) :

$$H = K_s \cdot hp$$

$$= 1,3 \times 0,48$$

$$= 0,62\ hp$$



Karena putaran poros 2 (n_2) = 391,3 dan putaran poros 5 (n_5) = 108,7.
dipilih rantai dengan nomor ANSI 40 dari tabel(A-3)

$$\frac{H}{Hr} \approx n$$

$$\frac{0,62}{2,4} \approx 0,26$$

karena $n \leq 1$ maka yang dipilih single strand.

Daya yang harus dipindahkan setelah dipengaruhi faktor koreksi menggunakan pers (2-24) dengan data – data sebagai berikut :

- $K_1 = 2,37$ tabel (A-4)
- $K_2 = 1$ tabel(A-5)

Maka : $Hr' = K_1 \times K_2 \cdot Hr$

$$= 2,37 \times 1 \cdot 2,4$$

$$= 5,688 \text{ hp}$$

Karena $Hr' > H$, maka rantai aman

III.4.1.1 Menghitung Panjang Rantai 1

Panjang rantai satu dapat dihitung menggunakan pers (2-25)

Dengan data – data sebagai berikut :

$$C = 145 \text{ mm}$$

$$Nt_1 = 12$$

$$Nt_2 = 45$$

$$P = 12,7 \text{ dari tabel (A-6)}$$

$$\begin{aligned} \frac{L}{P} &= \frac{2C}{P} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{(Nt_2 - Nt_1)^2}{4\pi^2 \cdot (C/P)} \\ &= \frac{2 \cdot 145}{12,7} + \frac{12 + 45}{2} + \frac{(45 - 12)^2}{4(3,14)^2 \left(\frac{145}{12,7} \right)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= 22,8 + 28,5 + 2,42 \\ &= 53,72 \text{ " pitches"} \approx 53 \text{ pitches} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L &= 53 \cdot P \\ &= 53 \cdot 12,7 \\ &= 673,1 \text{ mm} \approx 673 \text{ mm} \end{aligned}$$



Syarat jarak antar poros yang baik adalah :

$$30 < \frac{c}{P} < 50$$

$$\text{dimana} : \frac{c}{P} = \frac{145}{12,7} = 11,42$$

Jarak antar poros kurang baik tapi secara umum jarak kedua sumbu poros tidak boleh lebih dari 80 "pitches" maka keadaan diatas tidak apa – apa.

III.4.1.2 Menghitung Diameter Sproket 1 dan 2

menggunakan pers (2-27)

$$D_1 = \frac{P}{\sin(180/Nt_1)}$$

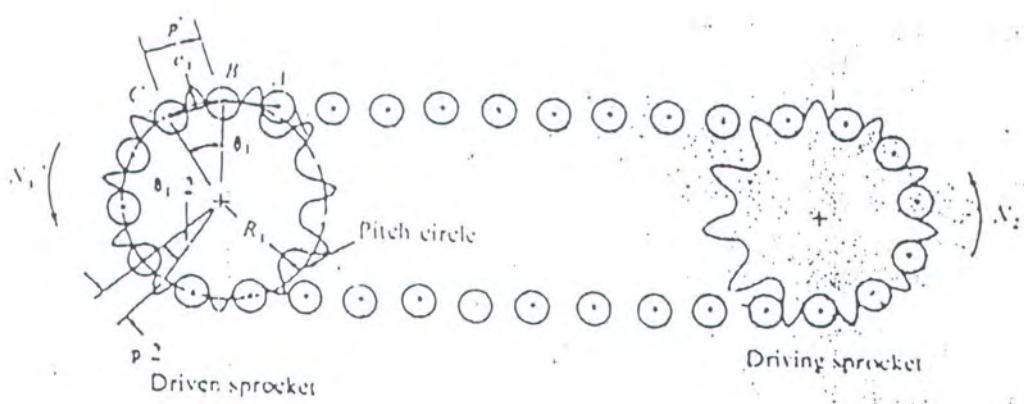
$$= \frac{12,7}{\sin(180/12)}$$

$$D_1 = 49,07 \cong 50 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{P}{\sin(180/Nt_1)}$$

$$= \frac{12,7}{\sin(180/45)}$$

$$D_2 = 131,43 \cong 182 \text{ mm}$$



Gambar 3.12 Sproket dan Roller Chain



III.4.2 Roller Chain 2

Karena penggerak mesin penggulung tali rafia ini adalah motor listrik, maka system dianggap menerima beban kejut menengah (moderat shock load). Data – data yang diperlukan : - $H_{poros\ 5} = 0,47\ hp$

- Factor koreksi beban $K_s = 1,3$ dari tabel (A-7)

Maka daya yang harus dipindahkan menggunakan pers (2-22)

$$\begin{aligned} H &= K_s \times h_p \\ &= 1,3 \cdot 0,47\ hp \\ &= 0,61 \end{aligned}$$

Karena putaran poros 5 ($n_5 = 108,7$) dan putaran poros 3 ($n_3 = 30,2$) dipilih rantai dengan nomor ANSI 50 dari tabel (A-3) diperoleh data $H_r = 1,34$. Maka kita dapat menentukan jenis rantai dengan menggunakan pers (2-23)

$$\begin{aligned} \frac{H}{H_r} &\approx n \\ \frac{0,61}{1,34} &\approx 0,45 \end{aligned}$$

karena $n \leq 1$ maka yang dipilih single strand.

Daya yang harus dipindahkan setelah dipengaruhi faktor koreksi menggunakan pers (2-24) dengan data – data sebagai berikut :

- $K_1 = 2,37$ tabel(A-4)
- $K_2 = 1$ tabel(A-5)

$$\begin{aligned} \text{Maka : } H_r' &= K_1 \times K_2 \cdot H_r \\ &= 2,37 \times 1 \times 1,34 \\ &= 3,18\ hp \end{aligned}$$

Karena $H_r' > H$, maka rantai aman

III.4.2.1 Panjang Roller Chain 2

Panjang rantai satu dapat dihitung menggunakan pers (2-25)

Dengan data – data sebagai berikut :

$$C = 210\ mm$$

$$N_{t_1} = 12$$

$$N_{t_2} = 45$$



P = 15,88 dari tabel (A-6)

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{Nt_3 + Nt_4}{2} + \frac{(Nt_4 - Nt_3)^2}{4\pi^2 \cdot (L/P)}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{2 \times 210}{15,88} + \frac{12 + 45}{2} + \frac{(45 - 12)^2}{4(3,14)^2 (210/15,88)}$$

$$\frac{L}{P} = 57,04 \text{ pitch} \cong 58 \text{ pitch}$$

$$L = P \times 15,88$$

$$L = 58 \times 15,88$$

$$= 921,04 \text{ mm} \cong 921 \text{ mm}$$

Syarat jarak antara poros yang baik adalah :

$$30 < \frac{C}{P} < 50$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \frac{C}{P} &= \frac{210}{15,88} \\ &= 13,22 \end{aligned}$$

Jarak antar poros kurang baik tapi secara umum jarak kedua sumbu poros tidak boleh lebih dari 80 "pitches" maka keadaan diatas tidak apa – apa.

III.4.2.2 Menghitung Diameter Sproket 3 dan 4

menggunakan pers (2-27)

$$\begin{aligned} D_3 &= \frac{P}{\sin(180/Nt_3)} \\ &= \frac{15,88}{\sin(180/12)} \end{aligned}$$

$$D_3 = 61,07 \cong 61 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} D_4 &= \frac{P}{\sin(180/Nt_4)} \\ &= \frac{15,88}{\sin(180/45)} \end{aligned}$$

$$D_4 = 226,8 \cong 227 \text{ mm}$$



III.5 Perhitungan Roda Gigi Kerucut

Untuk perhitungan roda gigi kerucut, data – data yang diperlukan sebagai berikut :

- Putaran poros 3 (penggerak) $n_3 = 28,99 \text{ rpm}$
- Putaran poros 6 (yang digerakkan) $n_6 = 28,99 \text{ rpm}$
- Jumlah gigi kerucut penggerak $Z_1 = 11$
- Jumlah gigi kerucut yang digerakkan $Z_2 = 11$
- Sudut antar poros $\epsilon = 55^\circ$
- Sudut tekanan $\phi = 20^\circ$
- Pitches $P = 5 \text{ mm}$
- Bahan roda gigi kerucut baja dengan perlakuan celup dingin sementara maka diperoleh :

- σ_c (tegangan kontak yang diizinkan) $= 189 \text{ kg/mm}^2$
tabel (A-8)
- σ_0 (tegangan lentur yang diizinkan) $= 22,7 \text{ kg/mm}^2$
tabel (A-8)
- C_p (koefisien elastis) $= 74,2 \text{ kg/mm}^2$ tabel (A-11)
- C_v (factor dinamis) $= 0,98$ gambar (B-1)
- K_v (factor dinamis) $= 0,98$ gambar (B-1)
- C_o (factor beban lebih) $= 1,25$ tabel (A-9)
- K_o (factor beban lebih) $= 1,25$ tabel (A-9)
- C_m (factor distribusi beban) $= 1,3$
- K_m (factor distribusi beban) $= 1,3$ tabel (A-10)
- C_f (factor kondisi permukaan) $=$ biasanya 1
- I (factor geometri) $= 0,05$ gambar (B-3)
- K_s (factor ukuran)

$$K_s = \sqrt[4]{\frac{m}{2,24}} \quad \text{untuk } m \geq 1,5$$

$$K_s = 0,5 \quad \text{untuk } m < 1,5$$



III.5.1 Mencari Sudut Kerucut Jarak Bagi

Untuk mencari sudut kerucut jarak bagi menggunakan pers (2-28)

$$\tan \delta_1 = \frac{\sin \varepsilon}{\frac{Z_1}{Z_2} + \cos \varepsilon}$$

$$= \frac{\sin 55^\circ}{\frac{11}{11} + \cos 55^\circ}$$

$$= 0,52$$

$$\delta_1 = 27,5$$

$$\varepsilon = \delta_1 + \delta_2$$

$$\delta_2 = \varepsilon - \delta_1$$

$$= 55^\circ - 27,5$$

$$= 27,5$$

$$\text{jadi : } \delta_1 = \delta_2$$

III.5.2 Mencari Diameter Lingkaran Jarak Bagi

Untuk mencari diameter lingkaran jarak bagi digunakan pers (2-29)

$$m = \frac{25,4}{P}$$

$$= \frac{25,4}{5}$$

$$= 5,08 \text{ mm}$$

$$d_1 = m \cdot Z_1$$

$$= 5,08 \cdot 11$$

$$= 55,88$$

$$d_1 = d_2$$

III.5.3 Mencari Kecepatan Keliling

Menggunakan pers (2-30)

$$V = \frac{\pi \cdot d_{1,2} \cdot n}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 55,88 \cdot 28,99}{60000}$$

$$= 0,85 \text{ m/s}$$



III.5.4 Mencari Gaya – gaya Pada Roda Gigi Kerucut

- Gaya tangensial

Menggunakan pers (2-31)

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{102.N}{v} \\ &= \frac{102,0,44}{0,085} \\ &= 52,8 \text{ kg} = 516,38 \text{ N} \end{aligned}$$

- Gaya normal

Menggunakan pers (2-32)

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{F_t}{\cos \phi} \\ &= \frac{52,8}{\cos 20^\circ} \\ &= 56,19 \text{ kg} = 549,54 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{thrust} &= F_n \cdot \sin \phi \cdot \sin \delta_1 \\ &= F_t \cdot \tan \phi \cdot \sin \delta_1 \\ &= 52,8 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 27,5^\circ \\ &= 52,8 \cdot 0,36 \cdot 0,46 \\ &= 8,74 \text{ kg} = 85,48 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_r &= F_n \cdot \sin \phi \cos \delta_1 \\ &= F_t \cdot \tan \phi \cos \delta_1 \\ &= 52,8 \cdot \tan 20^\circ \cos 27,5^\circ \\ &= 16,92 \text{ kg} = 165,48 \text{ N} \end{aligned}$$

III.5.5 Mencari Torsi Roda Gigi Kerucut.

$$\begin{aligned} T_{bevel} &= F_t \times \frac{d_1}{2} \\ &= 516,38 \times \frac{0,056 \text{ m}}{2} \\ &= 14,459 \text{ Nm} \end{aligned}$$



III.5.6 Mencari Kelonggaran Puncak Dan Kelonggaran Belakang

Menggunakan pers (2-33)

$$\begin{aligned}C_k &\geq 0,188 \text{ m} \\&\geq 0,188 \cdot 5,08 \text{ mm} \\&\geq 0,95 \text{ mm} \\C_o &= 0\end{aligned}$$

III.5.7 Mencari Kelonggaran Kepala

Menggunakan pers (2-34)

$$\begin{aligned}X &= 0,46 \left(1 - \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \right) \\&= 0\end{aligned}$$

III.5.8 Mencari Tinggi Kepala, Tinggi Kaki dan Kedalaman Gigi Penuh

Menggunakan pers (2-35 – 2-37)

$$\begin{aligned}h_k &= (1+x)m \\&= (1+0)5,08 \\&= 5,08 \text{ mm} \\h_f &= (1-x)m + c_k \\&= (1-0)5,08 + 0,95 \\&= 6,03 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}H &= 2m + c_k \\&= 2 \cdot 5,08 + 0,95 \\&= 11,11 \text{ mm}\end{aligned}$$

III.5.9 Mencari Lebar Sisi

Menggunakan pers (2-38)

$$b \geq \frac{F_t}{F_{\min}}$$

untuk mengetahui F_{\min} dicari beban lentur (F_b) dan beban permukaan (F_H) diantara keduanya yang paling kecil sebagai F_{\min} .



$$F_b' = \frac{\sigma_o \cdot m \cdot k_v \cdot J}{k_o \cdot k_s \cdot k_m}$$

$$= \frac{22,75 \cdot 0,08 \cdot 0,98 \cdot 0,65}{1,25 \cdot 1,23 \cdot 1,3}$$

$$= 36,7 \text{ kg/mm}$$

$$F_H' = \sigma_c^2 \cdot \frac{d_1 \cdot c_v \cdot I}{c_p^2 \cdot c_0 \cdot c_m \cdot c_f}$$

$$= (189)^2 \cdot \frac{55,88 \cdot 0,98 \cdot 0,05}{(74,2)^2 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \cdot 1}$$

$$= 10,9 \text{ kg/mm}$$

jadi $F_{\min} = 10,9 \text{ kg/mm}$

$$b \geq \frac{F_t}{F_{\min}}$$

$$\geq \frac{528 \text{ kg}}{10,9 \text{ kg/mm}}$$

$$\geq 48,4 \text{ mm}$$

III.6 Perhitungan Poros

Dalam mesin penggulung tali rafia ini terdapat 6 poros. Karena poros 1 terdapat pada motor, maka poros 1 tidak dihitung.

III.6.1 Poros 2

Untuk perhitungan poros 2 diperlukan data – data dari perhitungan sebelumnya sebagai berikut :

- Gaya pulley 3 (F_{tp3}) = 16,6 N
- Gaya berat pulley 3 (W_{p3}) = 255,78 N
- Gaya pulley 2 (F_{tp2}) = 16,9 N
- Torsi pada poros 2 :

$$T_2 = \frac{63000 \cdot h p_2}{n_2}$$

$$= \frac{63.000 \cdot 0,48 h p}{391,3}$$

$$= 77,28 \text{ lb/in}$$

$$= 8,73 \text{ Nm}$$



- Gaya pada sprocket 1

$$F_{S_1} = \frac{T_2}{D_{S_1}/2}$$

$$= \frac{77,28}{\left(\frac{1,97 \text{ in}}{2} \right)}$$

$$= 78,86 \text{ lb}$$

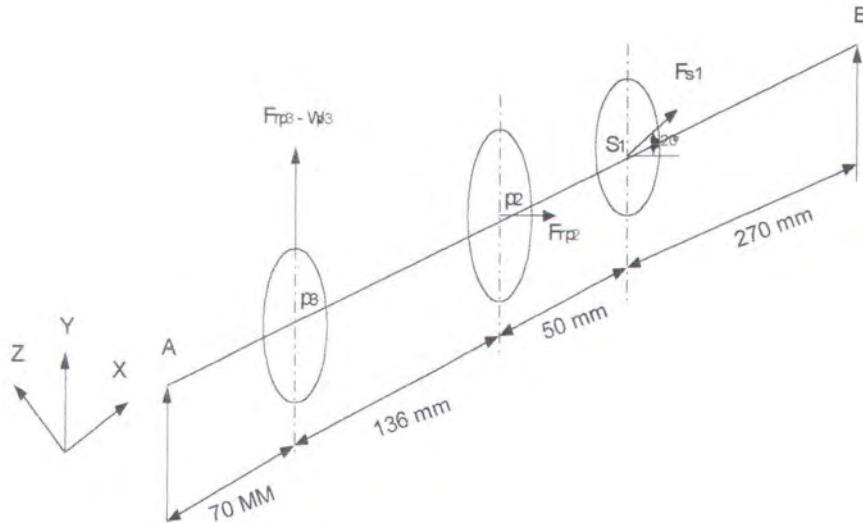
$$= 350,77 \text{ N}$$

- Bahan poros 1010 HR dari tabel (A-12)
- Angka keamanan $N = 3$; maka
Syp dari tabel (A-12)

$$\frac{\Sigma Syp}{N} = \frac{0,5 Syp}{N}$$

$$= \frac{0,5 \cdot 42000}{3}$$

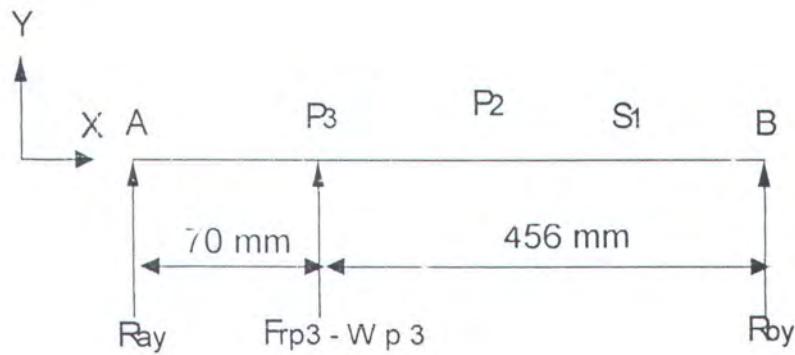
$$= 7000 \text{ psi}$$



Gambar 3.13 Gaya yang bekerja pada poros 2

III.6.1.1. Mencari Momen Terbesar

Untuk mengetahui momen terbesar pada poros 2 perlu dicari gaya-gaya yang bekerja pada bidang vertikal dan horizontal.



Gambar 5.14 Gaya pada bidang vertikal poros 2

$$\rightarrow R_{ax} = 0$$

$$\textcircled{L} \quad -(F_{rp3} - W_p) \cdot 70 - R_{by} \cdot 526 = 0$$

$$R_{by} = \frac{-(F_{rp3} - W_p) \cdot 70}{526}$$

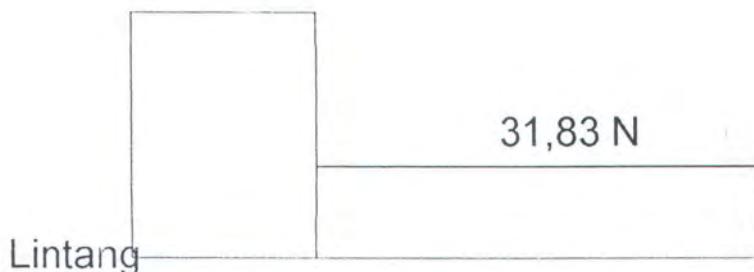
$$= 31,83 \text{ N}$$

$$\uparrow R_{ay} + (F_{rp3} - W_{p3}) + R_{by} = 0$$

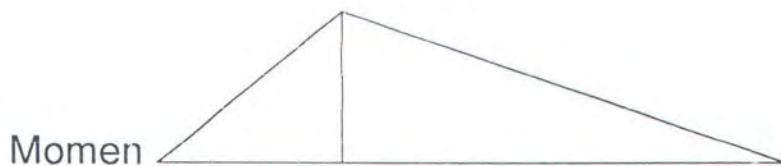
$$R_{ay} - (F_{rp3} - W_{p3}) - R_{by}$$

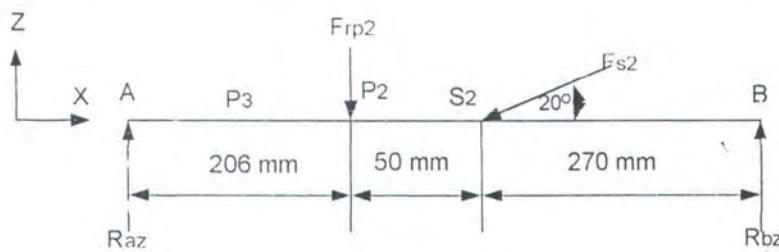
$$= -(16,6 - 255,78) - 31,83$$

$$= 207,35 \text{ N}$$



14,51 Nm





Cambar 3.15 Gaya pada bidang horizontal poros 2

$$\rightarrow R_{ax} - F_{s1} \cos 20^\circ = 0$$

$$R_{ax} = F_{s1} \cos 20^\circ$$

$$= 350,77 \cos 20^\circ$$

$$= 329,6 \text{ N}$$

$$\curvearrowleft F_{rp2} (206) + F_{s1} (270) \sin 20^\circ - R_{bz} (526) = 0$$

$$R_{bz} = \frac{F_{rp2}(206) + F_{s1}(270) \sin 20^\circ}{526}$$

$$= \frac{3481,4 + 32392}{526}$$

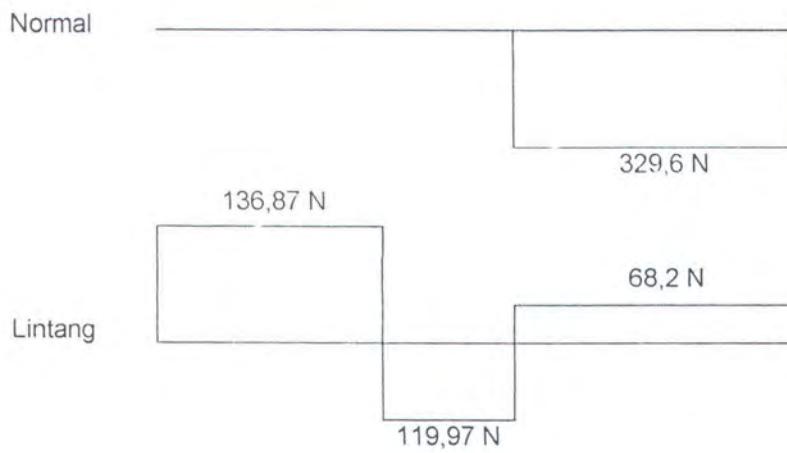
$$68,2 \text{ N}$$

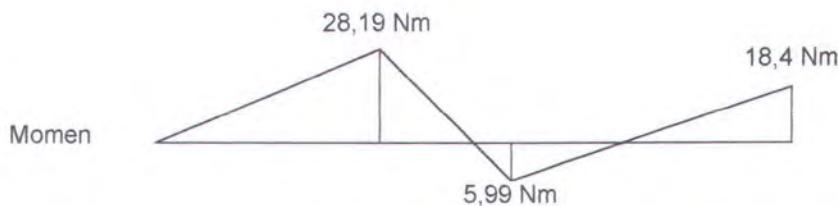
$$\uparrow R_{az} - F_{rp2} - F_{s1} \sin 20^\circ = 0$$

$$R_{az} = F_{rp2} + F_{s1} \sin 20^\circ$$

$$= 16,9 + 350,77 \sin 20^\circ$$

$$= 136,87 \text{ N}$$





Jadi momen terbesar terletak pada titik P₂ yaitu pada pulley 2 sebesar 28,19 Nm = 249,5 Lb in.

III.6.1.2 Menghitung Diameter Poros 2

Untuk menghitung diameter poros 2 digunakan pers (2-45)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16.m}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2}$$

$$\tau_{\max} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16.m}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$

$$\frac{16}{\pi.D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$

$$D^3 \geq \frac{16}{\pi.\varepsilon} \frac{syp}{N} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\geq \frac{16}{3,14 \cdot 7000} \sqrt{(249,5)^2 + (77,88)^2}$$

$$\geq 0,19$$

$$D \geq \sqrt[3]{0,19}$$

$$\geq 0,6 \text{ in}$$

$$\geq 15,24 \text{ mm}$$



Agar aman poros 2 dibuat 25,4 mm atau 1 in

III.6.2. Poros 3

Untuk perhitungan poros 3 diperlukan data-data dari perhitungan sebelumnya sebagai berikut :

- Putaran pada poros 3 (n₃) = 28,99



- Gaya tangensial (F_t) = 516,38 N
- Gaya normal (F_n) = 549,54 N
- $F_{thrust} = 85,48 \text{ N}$
- $F_r = 165,48 \text{ N}$
- Torsi pada roda gigi kerucut (T_{Bevel}) = 14,46 Nm.

- Torsi pada poros 3 (T_3)
$$= \frac{63.000 \cdot h_{p3}}{n_3}$$

$$= \frac{63.000 \cdot 0,44}{28,99}$$

$$= 956,19 \text{ Lb in}$$

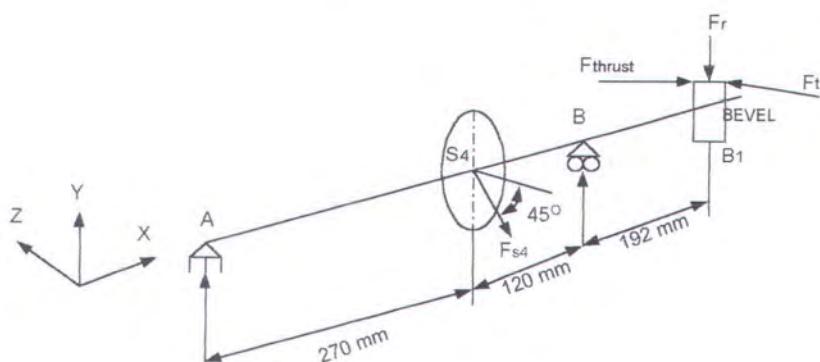
$$= 108,1 \text{ Nm}$$

- Gaya pada sprocket 4 $F_{s4} = \frac{T_3}{\left(\frac{D_{s4}}{2}\right)}$
$$= \frac{956,19}{\left(\frac{8,8 \text{ in}}{2}\right)}$$

$$= 217,3 \text{ Lb}$$

$$= 966,55 \text{ N}$$

- Bahan poros 1010 HR tabel (A-12)
- Angka keamanan $N = 3$, maka $\frac{\sum S_{yp}}{N} = 7000 \text{ psi}$



Gambar 3.16 Gaya yang bekerja pada poros 3



Jadi momen terbesar berada pada sproket 4 sebesar 125,4 Nm atau 1109,8 Lb in.

III.6.2.2 Menghitung Diameter Poros 3

Menggunakan pers (2-45)

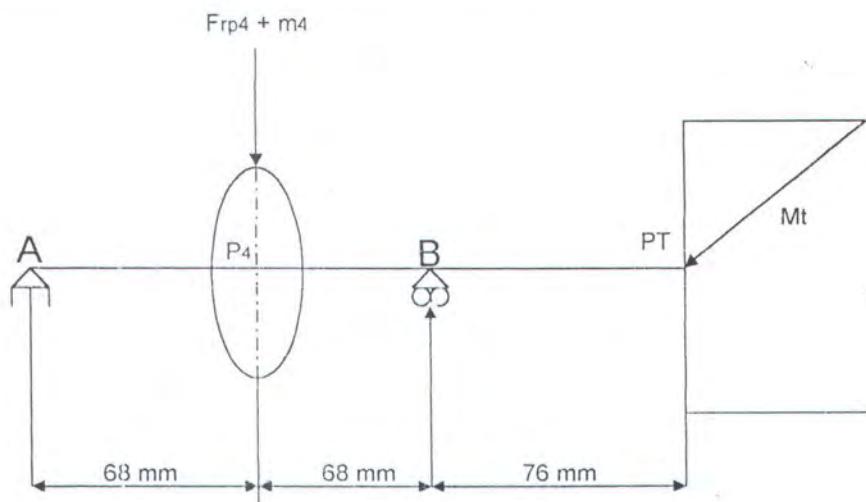
$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{16.m}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2} \\ \tau_{\max} &\leq \frac{\varepsilon syp}{N} \\ \sqrt{\left(\frac{16.m}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2} &\leq \frac{\varepsilon syp}{N} \\ \frac{16}{\pi.D^3} \sqrt{M_{bevel}^2 + T_{bevel}^2} &\leq \frac{\varepsilon syp}{N} \\ D^3 &\geq \frac{16}{\pi.\varepsilon \frac{syp}{N}} \sqrt{M^2 + T^2} \\ &\geq \frac{16}{3,14 \cdot 7000} \sqrt{(1109,8)^2 + (109,1)^2} \\ &\geq 0,81 \\ D &\geq \sqrt[3]{0,81} \\ &\geq 0,93 \text{ in} \\ &\geq 23,6 \text{ mm}\end{aligned}$$

Agar aman poros dibuat 25,4 mm atau 1 in

III.6.3. Poros 4

Untuk perhitungan poros 4 diperlukan data-data sebagai berikut :

- Bahan poros 1010 HR, angka keamanan N =3, maka $\frac{\sum S_{yp}}{N} = 7000 \text{ psi}$
- Torsi pada poros 4 (T_4) = 33,8 Nm
- Gaya pulley 4 (F_{tp4}) = 16,6 N
- Massa pulley 4 (m_4) = 7,33 N
- Massa penggulung tali (m_t) = 8,8 N
- Gaya tangensial pada penggulung tali (F_t) = 96,5 N

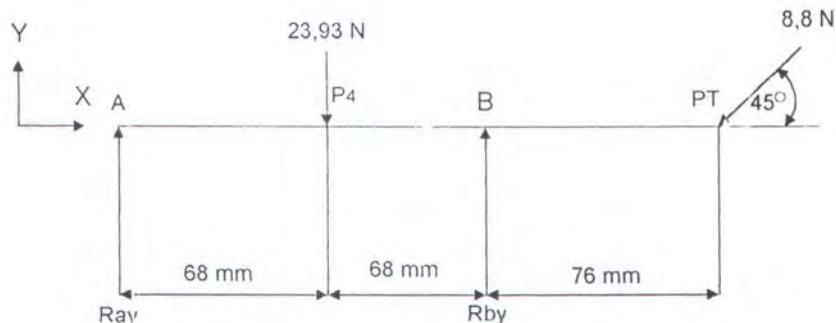


Gambar 3.19 Gaya yang bekerja pada poros 4

III.6.3.1. Mencari Momen Terbesar

Untuk mengetahui momen terbesar pada poros 3 perlu dicari gaya-gaya yang bekerja pada bidang vertikal dan horizontal sebagai berikut :

Vertikal



Gambar 3.20 Gaya pada bidang vertikal poros 4

$$\rightarrow R_{ax} = 8,8 \cos 45^\circ = 0$$

$$R_{ax} = 6,2 \text{ N}$$

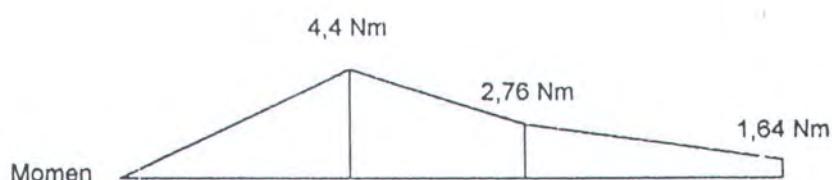
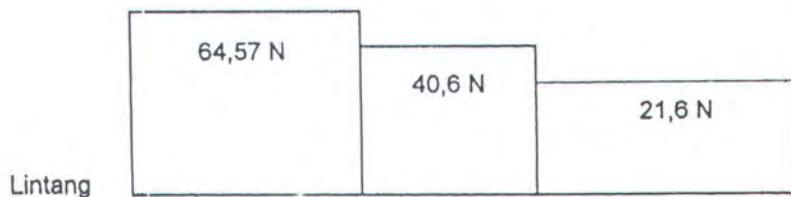
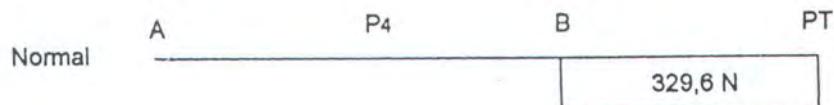
$$\textcircled{A} \quad 23,93 \text{ N} (68) - R_{by} (136) + 8,8 \text{ N} \sin 45^\circ (212) = 0$$

$$R_{by} = \frac{23,93 (68) + 6,2 (212)}{136}$$
$$= 21,6 \text{ N}$$

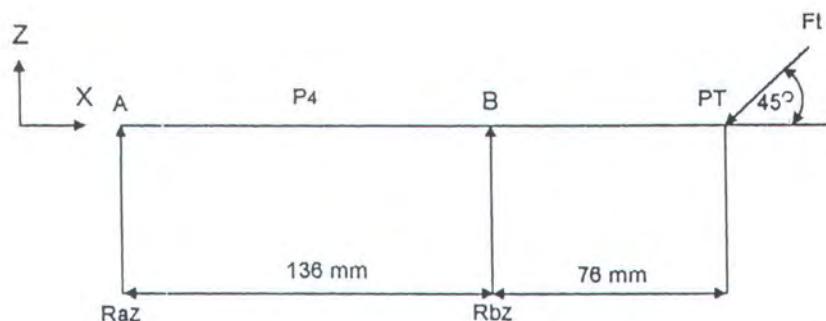


$$\uparrow R_{ay} - 23,93 \text{ N} + R_{by} - 88,02 \sin 45^\circ = 0$$

$$R_{ay} = 23,93 - 21,6 + 62,24 \\ = 64,57$$



Horizontal



Gambar 3.21 Gaya pada bidang horizontal poros 4

$$\rightarrow R_{ax} - F_t \cos 45^\circ = 0$$

$$R_{ax} = 68,23 \text{ N}$$

$$\textcircled{A} \quad -R_{bz}(136) + F_t \sin 45^\circ (212) = 0$$

$$R_{bz} = -\frac{F_t \sin 45^\circ (212)}{136}$$

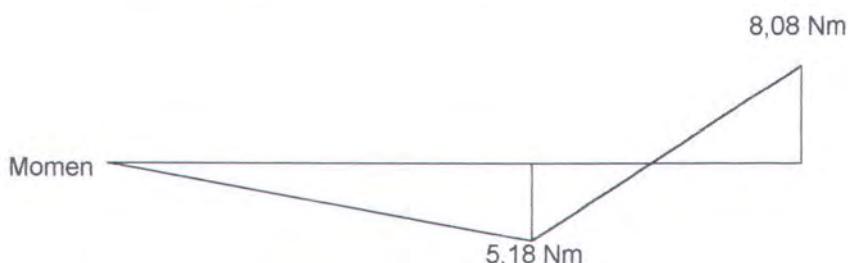


$$= 106,36 \text{ N}$$

$$\uparrow R_{az} + R_{bz} - F_t \sin 45^\circ = 0$$

$$R_{az} = -R_{bz} + F_t \sin 45^\circ$$

$$= -38,13 \text{ N} \text{ (arah terbalik)}$$



Jadi momen terbesar terletak pada titik penggulung tali yaitu sebesar

$$M = 8,08 \text{ Nm}$$

$$= 71,24 \text{ Lb in}$$

III.6.3.2. Menghitung Diameter Poros 4

Karena poros berlubang maka menggunakan pers (2-46)

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi D_0^3 \left(1 - \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^4 \right)} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\tau_{\max} \leq \frac{\sum S_{yp}}{N}$$



$$\frac{16}{\pi D_0^3 \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^4 \right]} \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{\sum S_{yp}}{N}$$

direncanakan $D_0 = 32 \text{ mm} \square 1,26 \text{ in}$

maka;

$$\frac{16}{\pi} \cdot \frac{1}{D_0^3 \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^4 \right]} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{\sum S_{yp}}{N}$$

$$\frac{16}{\pi} \cdot \frac{1}{(1,26)^3 - \frac{D_1^4}{1,26^4}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{\sum S_{yp}}{N}$$

$$\frac{16}{\pi} \cdot \frac{1}{(1,26)^4 - D_1^4} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{\sum S_{yp}}{N}$$

$$\frac{16}{\pi} \cdot \frac{(1,26)^4}{(1,26)^4 - (D_1)^4} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{\sum S_{yp}}{N}$$

$$\frac{16}{\pi} \cdot \frac{2,5}{\frac{\sum S_{yp}}{N}} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \leq (1,26)^4 - (D_1)^4$$

$$\frac{16}{3,14} \cdot \frac{2,5}{7000} \cdot \sqrt{(71,24)^2 + (299,13)^2} \leq 2,5 - D_1^4$$

$$0,55 \leq 2,5 - D_1^4$$

$$D_1^4 \leq 2,5 - 0,55$$

$$\leq 1,95$$

$$D_1 \leq \sqrt[4]{1,95}$$

$$\leq 1,18 \text{ in}$$

$$\leq 29,97 \text{ mm}$$

Agar aman lubang poros (D_1) dibuat 25,4 mm atau 1 in.



III.6.4. Poros 5

Untuk perhitungan poros 3 diperlukan data-data sebagai berikut :

- Torsi pada poros 5 (T_5) $= \frac{63.000 \cdot \text{hp}_5}{n_5}$

$$= \frac{63.000 \cdot 0,47\text{hp}}{108,7}$$

$$= 272,4 \text{ Lb in}$$

$$= 30,8 \text{ Nm}$$

- Gaya pada sproket 2 $F_{s2} = \frac{T_5}{\left(\frac{D_{s2}}{2}\right)}$

$$= \frac{272,4}{\left(\frac{7,08 \text{ in}}{2}\right)}$$

$$= 76,95 \text{ Lb}$$

$$= 342,3 \text{ N}$$

- Gaya pada sproket 3 $F_{s3} = \frac{T_5}{\left(\frac{D_{s3}}{2}\right)}$

$$= \frac{272,4}{\left(\frac{2,36}{2}\right)}$$

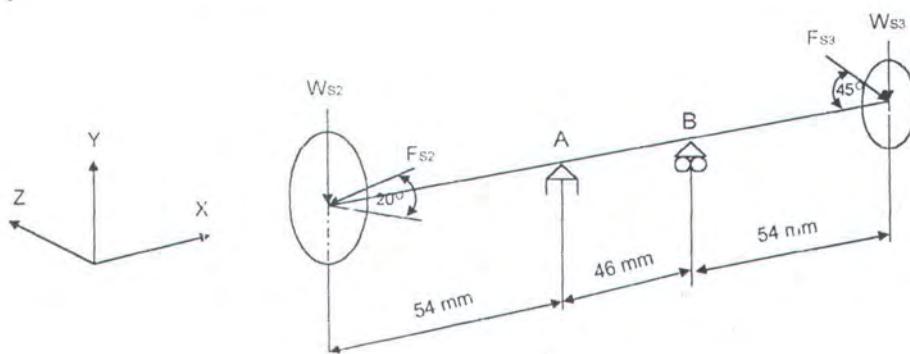
$$= 230,85 \text{ Lb}$$

$$= 1026,8 \text{ N}$$

- Berat sproket 2 (W_{s2}) $= 0,35 \text{ Kg} = 3,4 \text{ N}$

- Berat sproket 3 (W_{s3}) $= 1,67 \text{ Kg} = 16,3 \text{ N}$

- Bahan poros 1010 HR, $N = 3$ maka $\frac{\sum S_{yp}}{N} = 7000 \text{ psi}$

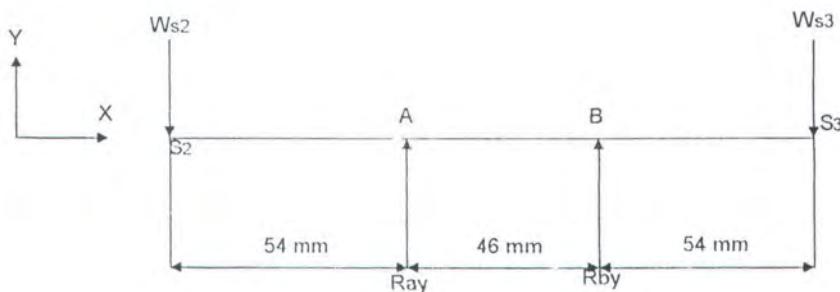


Gambar 3.22 Gaya yang bekerja pada poros 5

III.6.4.1. Mencari Momen Terbesar

Untuk mengetahui momen terbesar pada poros 5 perlu dicari gaya-gaya yang bekerja pada bidang vertikal dan horizontal sebagai berikut :

Vertikal



Gambar 3.23 Gaya pada bidang vertikal poros 5

$$\rightarrow R_{ax} = 0$$

$$\textcircled{L} -W_{s2}(54) - R_{by}(46) + W_{s3}(100) = 0$$

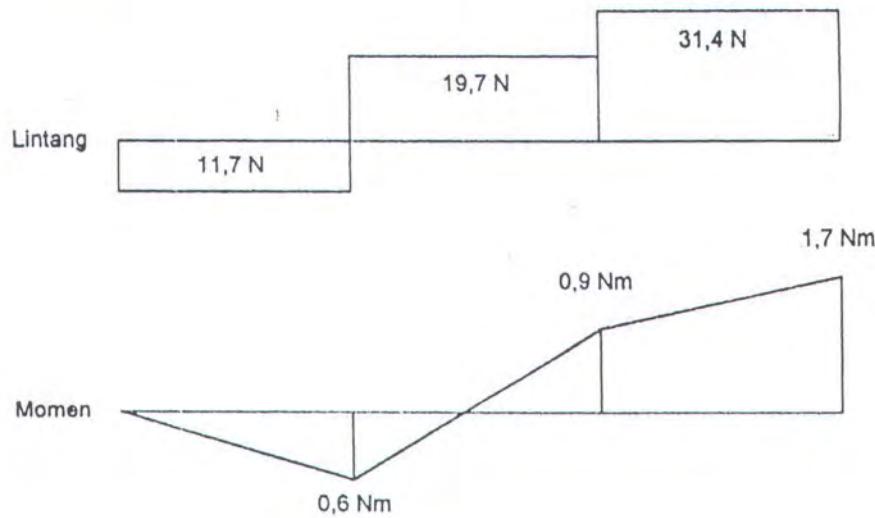
$$R_{by} = \frac{-W_{s2}(54) + W_{s3}(100)}{46}$$

$$\approx 31,4 \text{ N}$$

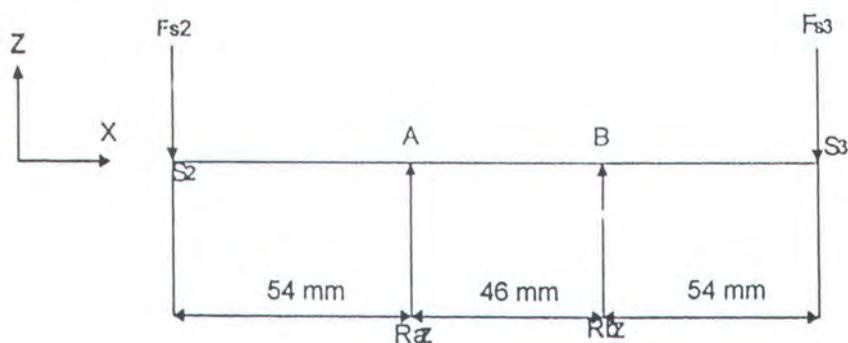
$$\uparrow -W_{s2} + R_{ay} + R_{by} - W_{s3} = 0$$

$$R_{ay} = W_{s2} - R_{by} + W_{s3}$$

$$= -11,7 \text{ (arah terbalik)}$$



Horizontal



Gambar 3.24 Gaya pada bidang horizontal poros 5

$$\rightarrow R_{ax} = 0$$

$$\textcircled{A} -F_{z2}(54) - R_{bz}(46) + F_{z3}(100) = 0$$

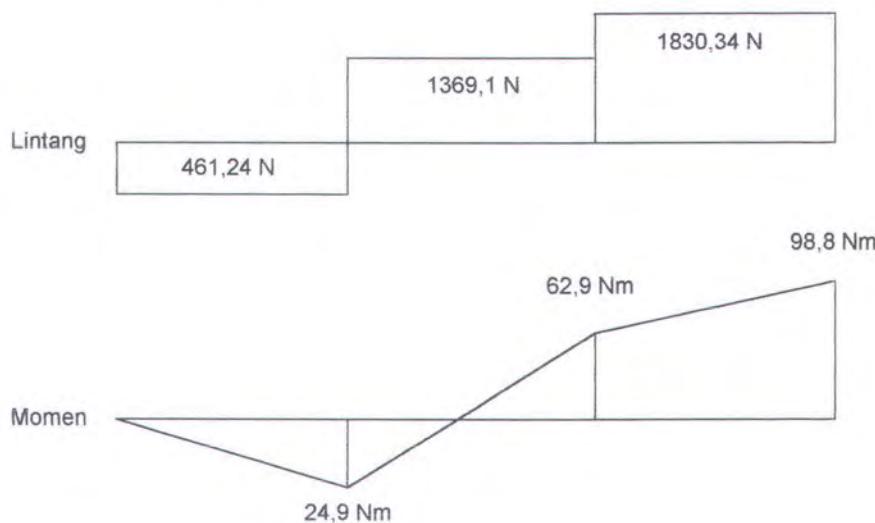
$$R_{bz} = \frac{-F_{z2}(54) + F_{z3}(100)}{46}$$

$$= 1830,34 \text{ N}$$

$$\uparrow -F_{z2} + R_{az} + R_{bz} - F_{z3} = 0$$

$$R_{az} = F_{z2} - R_{bz} + F_{z3}$$

$$= -461,24 \text{ (arah terbalik)}$$



Jadi momen terbesar terletak pada sproket 3 sebesar

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{(1,7)^2 + (98,8)^2} \\
 &= 98,8 \text{ Nm} \\
 &= 874,38 \text{ lb.in}
 \end{aligned}$$



III.6.4.2 Menghitung diameter poros 5

Menggunakan pers (2-45)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16.m}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2}$$

$$\tau_{\max} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16.m}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$

$$\frac{16}{\pi.D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$

$$D^3 \geq \frac{16}{\pi.\varepsilon} \frac{syp}{N} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\begin{aligned}
 &\geq \frac{16}{3,14 \cdot 7000} \sqrt{(874,38)^2 + (272,4)^2} \\
 &\geq 0,67
 \end{aligned}$$



$$D \geq \sqrt[3]{0,67}$$

$$\geq 0,87 \text{ in}$$

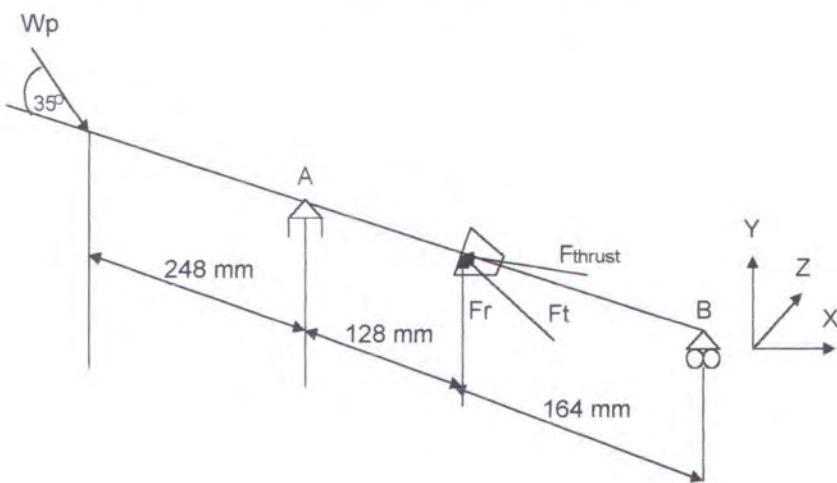
$$\geq 22,1 \text{ mm}$$

Agar aman poros dibuat 25,4 mm atau 1 in

III.6.5. Poros 6

Untuk perhitungan poros 4 diperlukan data-data sebagai berikut :

- Berat tempat gulungan tali rafia (W_t) = 2,14 Kg
 $\circ = 20,9 \text{ N}$
- Gaya tangensial poros 6 (F_{t6}) = 0,27 N
- Torsi pada penggulung tali rafia (T_6) = 0,04 Nm = 0,35 Lb in
- Gaya tangensial bevel (F_t) = 516,38 N
- Gaya normal bevel (F_n) = 549,54 N
- $F_{\text{thrust}} = 85,48 \text{ N}$
- $F_r = 165,48 \text{ N}$
- Torsi pada roda gigi kerucut (T_{bevel}) = 14,46 Nm
- Bahan poros 1010 HR
- Angka keamanan $N = 3$, maka $\frac{\sum S_{\text{yp}}}{N} = 7000 \text{ psi}$



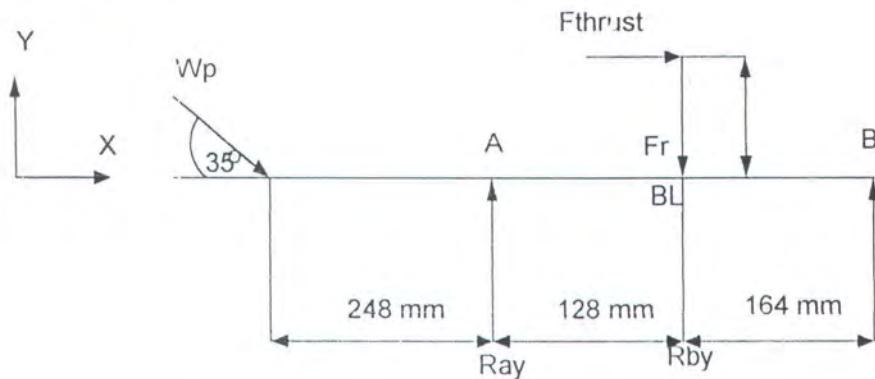
Gambar 3.25 Gaya-gaya yang bekerja pada poros 6



III.6.5.1. Mencari Momen Terbesar

Untuk mengetahui momen terbesar pada poros 6 perlu dicari gaya-gaya yang bekerja pada bidang vertikal dan horizontal sebagai berikut :

Vertikal



Gambar 3.26 Gaya pada bidang vertikal poros 6

$$\leftarrow R_{ax} - W_t \cos 35^\circ = 0$$

$$R_{ax} = 17,1 \text{ N}$$

$$\textcircled{A} \quad -W_t(248) \sin 35^\circ + F_{\text{thrust}}(76) + F_t(128) - R_{tw}(292) = 0$$

$$R_{by} = \frac{-W_t(248) \sin 35^\circ + F_{\text{thrust}}(76) + F_t(128)}{292}$$

$$= \frac{-2972,9 + 6496,48 + 21181,44}{292}$$

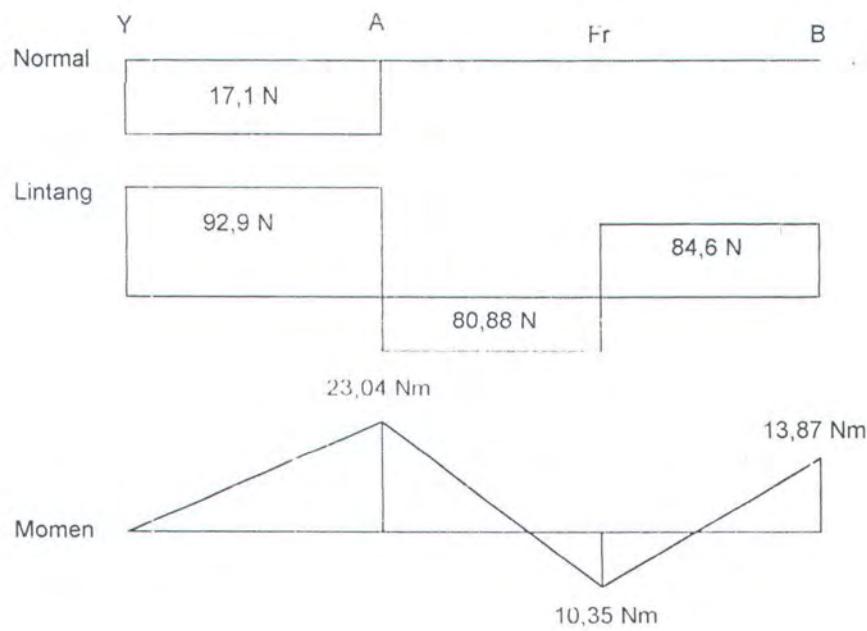
$$= 84,6 \text{ N}$$

$$\uparrow -W_t \sin 35^\circ + R_{ay} - F_t + R_{by} = 0$$

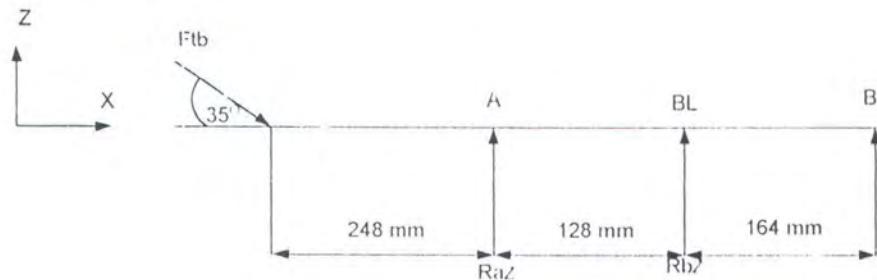
$$R_{ay} = W_t \sin 35^\circ + F_t - R_{by}$$

$$= 11,99 + 165,48 - 84,6$$

$$= 92,9 \text{ N}$$



Horizontal



Gambar 3.27 Gaya pada bidang horizontal poros 6

$$\leftarrow R_{ax} - F_{t6} \cos 35^\circ = 0$$

$$R_{ax} = F_{t6} \cos 35^\circ$$

$$= 0,22 \text{ N}$$

$$\textcircled{L} \quad -F_{t6} (248) \sin 35^\circ - F_t (128) - R_{bz} (292) = 0$$

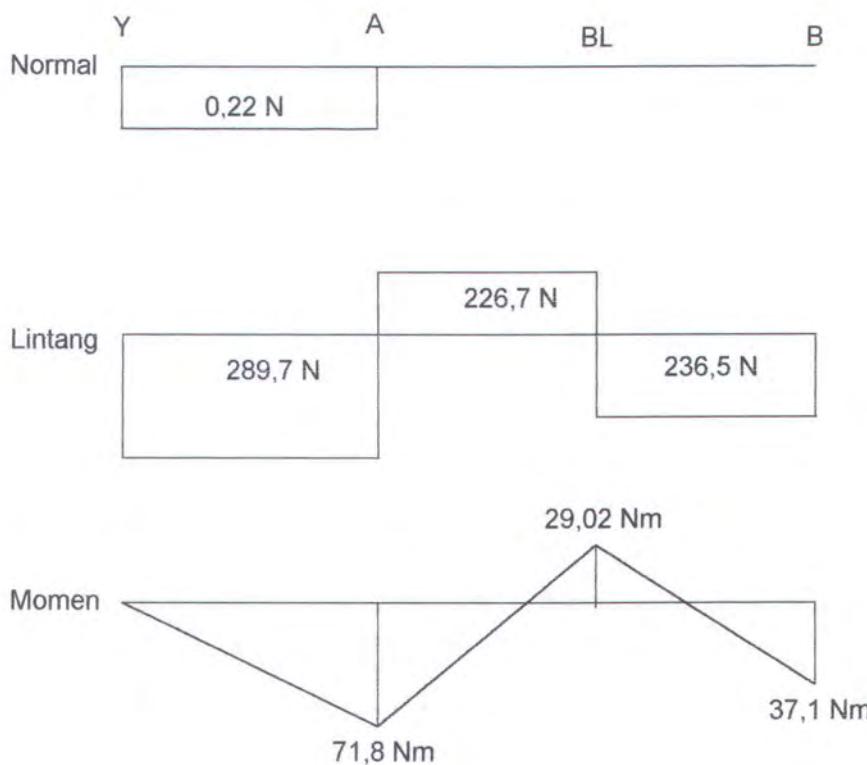
$$R_{bz} = -\frac{F_{t6} (248) \sin 35^\circ + F_t (128)}{292}$$

$$= -226,5 \text{ N} \text{ (arah terbalik)}$$

$$\uparrow -F_{t6} \sin 35^\circ + R_{az} + F_t + R_{bz} = 0$$

$$R_{az} = F_{t6} \sin 35^\circ - F_t - R_{bz}$$

$$= -289,7 \text{ N} \text{ (arah terbalik)}$$



Jadi momen terbesar terletak pada sproket 3 sebesar

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{(23,04)^2 + (71,8)^2} \\ &= 75,4 \text{ Nm} \\ &= 667,29 \text{ lb.in} \end{aligned}$$

III.6.5.2 Menghitung Diameter Poros 6

Menggunakan pers (2-45)

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16.m}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2}$$

$$\tau_{\max} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16.m}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$

$$\frac{16}{\pi.D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{\varepsilon syp}{N}$$



$$\begin{aligned} D^3 &\geq \frac{16}{\pi \cdot \varepsilon} \frac{syp}{N} \sqrt{M^2 + T^2} \\ &\geq \frac{16}{3,14 \cdot 7000} \sqrt{(66,7)^2 + (0,32)^2} \\ &\geq 0,486 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D &\geq \sqrt[3]{0,486} \\ &\geq 0,79 \text{ in} \\ &\geq 20,07 \text{ mm} \end{aligned}$$

Agar aman poros dibuat 25,4 mm atau 1 in

III.7 Perhitungan Bantalan

Dalam mesin penggulung tali rafia ini terdapat bantalan yang terpasang pada 5 poros yaitu bantalan pada poros 2, 3, 4, 5, dan 6

III.7.1 Bantalan Pada Poros 2

Dari perhitungan poros yang sudah diketahui maka dalam perhitungan bantalan data – data yang diperlukan sebagai berikut :

- Diameter poros 2 = 25,4 mm
- Putaran poros 2 = 391,3 rpm
- $F_a = R_{ax} = 329,6 = 72,6 \text{ lb}$
- $R_{az} = 136,87 \text{ N}$
- $R_{ay} = 207,35 \text{ N}$

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(136,87)^2 + (207,35)^2} \\ &= 248,5 \text{ N} \\ &= 54,67 \text{ lb} \end{aligned}$$

Dari tabel (A-13) diperoleh data – data sebagai berikut :

- Diameter 25 mm Type “Single Row Deep Grove Ball Bearing”
- $C_o = 1110 \text{ lb}$
- $C = 1740 \text{ lb}$
- $V = 1$
- $b = 3$



$$\frac{i.F_a}{V.F_r} = \frac{1.72,5}{1110} = 0,06 \quad \text{maka } e = 0,26 \text{ dari tabel(A-14)}$$

$$\frac{F_o}{V.F_r} = \frac{72,5}{1.54,67} = 1,3$$

$$\text{karena } \frac{F_a}{V.F_r} > e \text{ maka } X = 0,56 \text{ dan } Y = 1,71$$

Dari tabel (A-15) untuk beban kejut ringan didapat $F_s = 1,5$

III.7.1.1 Menghitung Beban Equivalen

Untuk menghitung beban equivalen dapat diperoleh dengan menggunakan pers (2-47)

$$\begin{aligned} P &= (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot F_s \\ &= (0,56 \cdot 1 \cdot 54,67 + 1,71 \cdot 72,5) \cdot 1,5 \\ &= 231,9 \text{ lb} \end{aligned}$$

III.7.1.2 Menghitung Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan diperoleh dengan menggunakan pers (2-50)

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{c}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} (\text{jam}) \\ &= \left(\frac{1740}{231,9} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 391,3} \\ &= 1,8 \cdot 10^4 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$

III.7.2 Bantalan pada poros 3

Dari perhitungan poros yang sudah diketahui maka dalam perhitungan bantalan data – data yang diperlukan sebagai berikut :

- Diameter poros 3 = 25,4 mm
- Putaran poros 3 = 28,99 rpm
- $F_a = R_{ax} = 683,45 = 150,4 \text{ lb}$
- $R_{az} = 464,47 \text{ N}$
- $R_{ay} = 98,1 \text{ lb}$



$$F_r = \sqrt{(464,47)^2 + (98,1)^2}$$

- $= 474,7 \text{ N}$
- $= 104,4 \text{ lb}$

Dari tabel (A-13) diperoleh data – data sebagai berikut :

- Diameter 25 mm Type “Single Row Deep Grove Ball Bearing”
- $C_o = 1110 \text{ lb}$
- $C = 1740 \text{ lb}$
- $V = 1$
- $b = 3$

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{1.150,4}{1110} = 0,13 \quad \text{maka } e = 0,19 \text{ dari tabel (A - 14)}$$

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{150,4}{1.104,4} = 1,4$$

$$\text{karena } \frac{F_a}{V.F_r} > e \text{ maka } X = 0,56 \text{ dan } Y = 2,3$$

Dari tabel (A-15) untuk beban kejut ringan didapat $F_s = 1,5$

III.7.2.1 Menghitung Beban Equivalen

Untuk menghitung beban equivalen dapat diperoleh dengan menggunakan pers (2-47)

$$\begin{aligned} P &= (X . V . F_r + Y . F_a) . F_s \\ &= (0,56 . 1 . 104,4 + 2,3 . 150,4) . 1,5 \\ &= 606,6 \text{ lb} \end{aligned}$$

III.7.2.2 Menghitung Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan diperoleh dengan menggunakan persamaan (2-50)

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{c}{p} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} (\text{jam}) \\ &= \left(\frac{1740}{606,6} \right)^3 \times \frac{10^6}{60.28,99} \\ &= 1,3 \cdot 10^4 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$



III.7.3 Bantalan Pada Poros 4

Dari perhitungan poros yang sudah diketahui maka dalam perhitungan bantalan data – data yang diperlukan sebagai berikut :

- Diameter poros 4 = 32 mm
- Putaran poros 4 = 782,6 rpm
- $R_{az} = 6,2 \text{ N}$
- $R_{ay} = 68,23 \text{ N}$

$$F_a = \sqrt{(6,2)^2 + (68,23)^2}$$

- = 68,5 N
= 15 lb

$$F_r = \sqrt{(106,36)^2 + (21,6)^2}$$

- = 108,5 N
= 23,9 lb

Dari tabel (A-13) diperoleh data – data sebagai berikut :

- Diameter 32 mm Type “Single Row Deep Grove Ball Bearing”
- $C_o = 1694 \text{ lb}$
- $C = 2478 \text{ lb}$
- $V = 1$
- $b = 3$

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{1,15}{1694} = 0,008 \text{ maka } e = 0,19 \text{ dari tabel(A-14)}$$

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{15}{1.23,9} = 0,6$$

$$\text{karena } \frac{F_a}{V.F_r} > e \text{ maka } X = 0,56 \text{ dan } Y = 2,3$$

Dari tabel(A-15) untuk beban kejut ringan didapat $F_s = 1,5$

III.7.3.1 Menghitung Beban Equivalen

Untuk menghitung beban equivalen dapat diperoleh dengan menggunakan pers (2-47)

$$P = (X . V . F_r + Y . F_a) . F_s$$



$$\begin{aligned} &= (0,56 \cdot 1 \cdot 23,9 + 2,3 \cdot 15) \cdot 1,5 \\ &= 71,9 \text{ lb} \end{aligned}$$

III.7.3.2 Menghitung Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan diperoleh dengan menggunakan persamaan (2-50)

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{c}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} (\text{jam}) \\ &= \left(\frac{2478}{71,9} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 782,6} \\ &= 8,7 \cdot 10^4 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$

III.7.4 Bantalan pada poros 5

Dari perhitungan poros yang sudah diketahui maka dalam perhitungan bantalan data – data yang diperlukan sebagai berikut :

- Diameter poros 5 = 25,4 mm
- Putaran poros 5 = 108,7 rpm
- $F_a = 0$
- $R_{az} = 1830,34 \text{ N}$
- $R_{ay} = 31,4 \text{ lb}$

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(1830,34)^2 + (31,4)^2} \\ &= 1830,6 \text{ N} \\ &= 402,7 \text{ lb} \end{aligned}$$

Dari tabel (A-13)diperoleh data – data sebagai berikut :

- Diameter 25 mm Type “Single Row Deep Grove Ball Bearing”
- $C_o = 1110 \text{ lb}$
- $C = 1740 \text{ lb}$
- $V = 1$
- $b = 3$



III.7.4.1 Menghitung Beban Equivalen

Untuk menghitung beban equivalen dapat diperoleh dengan menggunakan pers (2-48)

$$\begin{aligned} P &= V \cdot F_r \\ &= 1 \cdot 402,7 \text{ lb} \\ &= 402,7 \text{ lb} \end{aligned}$$

III.7.4.2 Menghitung Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan diperoleh dengan menggunakan persamaan (2-50)

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{c}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} (\text{jam}) \\ &= \left(\frac{1740}{402,7} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 108,7} \\ &= 1,2 \cdot 10^4 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$

III.7.5 Bantalan pada poros 6

Dari perhitungan poros yang sudah diketahui maka dalam perhitungan bantalan data – data yang diperlukan sebagai berikut :

- Diameter poros 6 = 25,4 mm
- Putaran poros 6 = 28,99 rpm

$$\begin{aligned} F_a &= \sqrt{(17,1)^2 + (0,22)^2} \\ &= 17,1 \text{ N} \\ &= 3,8 \text{ lb} \\ \bullet \quad R_{az} &= 289,7 \text{ N} \\ \bullet \quad R_{ay} &= 92,9 \text{ lb} \\ F_r &= \sqrt{(289,7)^2 + (92,9)^2} \\ \bullet \quad &= 304,2 \text{ N} \\ &= 66,9 \text{ lb} \end{aligned}$$

Dari tabel (A-13)diperoleh data – data sebagai berikut :



- Diameter 25 mm Type “Single Row Deep Grove Ball Bearing”
- $C_o = 1110 \text{ lb}$
- $C = 1740 \text{ lb}$
- $V = 1$
- $b = 3$

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{1.3,8}{1110} = 0,003 \quad \text{maka } e = 0,19 \text{ dari tabel(A-14)}$$

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{3,8}{1.66,9} = 0,06$$

$$\text{karena } \frac{F_a}{V.F_r} > e \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Dari tabel(A-15) untuk beban kejut ringan didapat $F_s = 1,5$

III.7.5.1 Menghitung Beban Equivalen

Untuk menghitung beban equivalen dapat diperoleh dengan menggunakan pers (2-47)

$$\begin{aligned} P &= (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot F_s \\ &= (1 \cdot 1 \cdot 66,9 + 0 \cdot 3,8) \cdot 1,5 \\ &= 100,35 \text{ lb} \end{aligned}$$

III.7.5.2 Menghitung umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan diperoleh dengan menggunakan persamaan (2-50)

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{c}{p} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} (\text{jam}) \\ &= \left(\frac{1740}{100,35} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 28,99} \\ &= 2,9 \cdot 10^5 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$



III.8

Perhitungan Pasak

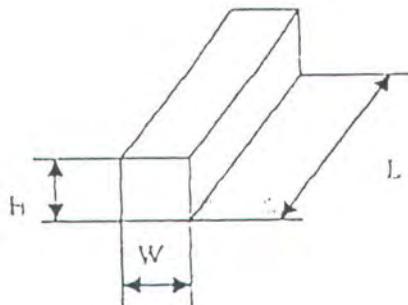
Dalam pentransmision daya dalam mesin penggulung tali rafia ini digunakan pasak untuk penyambungan poros dengan roda gigi, pulley, dan sproket sebagai berikut :

III.8.1

Pasak Pada Poros 2

Untuk perhitungan pasak diperlukan data – data dari perhitungan poros sebagai berikut :

- Torsi poros 2 (T_2) = 77,28 lb.in
- Diameter poros 2 (D_2)= 1 in
- Dari tabel (A-16)-diperoleh :
 - Kedalaman pasak (w) = $\frac{1}{4}$ in
 - Tinggi pasak (H) = $\frac{1}{4}$ in



Gambar 3.28 Dimensi pasak

III.8.1.1 Menghitung Tegangan Geser

Untuk menghitung tegangan geser pada pasak digunakan pers (2-52) dengan data – data sebagai berikut :

- Bahan pasak aluminium alloy 1100; $S_{yep} = 5000 \text{ psi}$ tabel (A-17)
$$S_{syep} = 0,58 \cdot S_{yep}$$
$$= 0,58 \cdot 5000$$
$$= 2900 \text{ psi}$$
- Angka keamanan $N = 3$

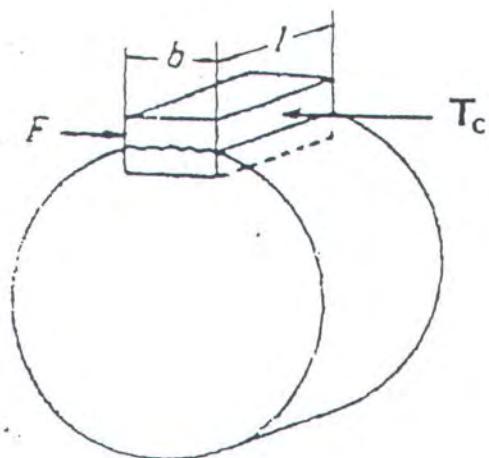


$$S_s = \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\text{Jadi : } = \frac{2900}{3} = 966,7 \text{ psi}$$

$$S_c = \frac{syp}{N}$$

$$= \frac{5000}{3} = 1666,7 \text{ psi}$$



Gambar 2.29 Tegangan geser pada pasak

III.8.1.2 Menghitung Panjang Pasak

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan geser dengan pers

(2-55)

$$L_s \geq \frac{2.T.}{S_s.W.D}$$

$$L_s \geq \frac{2.77,28}{966,7.1/4.1}$$

$$L_s \geq 0,6 \text{ in}$$

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan kompresi dengan pers

(2-56)

$$L_c \geq \frac{4.T.}{S_s.W.D}$$

$$L_c \geq \frac{4.77,28}{1666,7.1/4.1}$$

$$L_c \geq 0,74 \text{ in}$$



- Menghitung panjang pasak dengan pers (2-54)

$$\begin{aligned} L &\geq L_c + (0,25 \cdot D) \\ &\geq 0,74 + (0,25 \cdot 1) \\ &\geq 0,99 \text{ in} \end{aligned}$$



III.8.2 Pasak Pada Poros 3

Untuk perhitungan pasak diperlukan data – data dari perhitungan poros sebagai berikut :

- Torsi poros 3 (T_3) = 956,19 lb.in
- Diameter poros 3 = 1 in
- Dari tabel (A-16) diperoleh : $w = \frac{1}{4}$ in ; $H = \frac{1}{4}$ in

III.8.2.1 Menghitung Tegangan Geser

Untuk menghitung tegangan geser pada pasak digunakan pers (2-55) dengan data – data sebagai berikut :

- Bahan pasak aluminium alloy 1100; $S_{yp} = 5000 \text{ psi}$ tabel (A-17)

$$\begin{aligned} S_{sy} &= 0,58 \cdot S_{yp} \\ &= 0,58 \cdot 42000 \text{ psi} \\ &= 24360 \text{ psi} \end{aligned}$$
- Angka keamanan $N = 3$

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{S_{sy}}{N} \\ &= \frac{24360}{3} \\ &= 8120 \text{ psi} \end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned} S_c &= \frac{S_{yp}}{N} \\ &= \frac{42000}{3} \\ &= 14000 \text{ psi} \end{aligned}$$



III.8.2.2 Menghitung Panjang Pasak

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan geser dengan pers
(2-55)

$$L_s \geq \frac{2.T}{S_s.W.D}$$

$$L_s \geq \frac{2.956,19}{8120,1/4,1}$$

$$L_s \geq 0,9 \text{ in}$$

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan kompresi dengan pers
(2-56)

$$L_c \geq \frac{4.T}{S_s.W.D}$$

$$L_c \geq \frac{4.956,19}{14000,1/4,1}$$

$$L_c \geq 1,1 \text{ in}$$

- Menghitung panjang pasak dengan pers (2-54)

$$L \geq L_c + (0,25.D)$$

$$\geq 1,1 + (0,25.1)$$

$$\geq 1,35 \text{ in}$$

III.8.3 Pasak Pada Poros 4

Untuk perhitungan pasak diperlukan data – data dari perhitungan poros sebagai berikut :

- Torsi poros 4 (T_4) = 33,8 Nm = 7,4 lb.in
- Diameter poros 4 = 32 mm = 1,25 in
- Dari tabel (2-16) diperoleh : $w = \frac{1}{4}$ in ; $H = \frac{1}{4}$ in

III.8.3.1 Menghitung Tegangan Geser

Untuk menghitung tegangan geser pada pasak digunakan pers (2-52) dengan data – data sebagai berikut :



- Bahan pasak aluminium alloy 1100; $S_{yep} = 5000 \text{ psi}$ tabel (A-17)

$$\begin{aligned} S_{syep} &= 0,58 \cdot S_{yep} \\ &= 0,58 \cdot 5000 \\ &= 2900 \text{ psi} \end{aligned}$$

- Angka keamanan $N = 3$

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{S_{syep}}{N} \\ &= \frac{2900}{3} \\ &= 966,7 \text{ psi} \end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned} S_c &= \frac{s_{yep}}{N} \\ &= \frac{5000}{3} \\ &= 1666,7 \text{ psi} \end{aligned}$$

III.8.3.1 Menghitung Panjang Pasak

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan geser dengan pers
(2-55)

$$\begin{aligned} L_s &\geq \frac{2.T.}{S_s.W.D} \\ L_s &\geq \frac{2.7,4}{966,7.1/4.1,25} \\ L_s &\geq 0,05 \text{ in} \end{aligned}$$

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan kompresi dengan pers
(2-56)

$$\begin{aligned} L_c &\geq \frac{4.T.}{S_s.W.D} \\ L_c &\geq \frac{4.7,4}{1666,7.1/4.1,25} \\ L_c &\geq 0,06 \text{ in} \end{aligned}$$

- Menghitung panjang pasak dengan pers (2-54)



$$\begin{aligned}L &\geq L_c + (0,25 \cdot D) \\&\geq 0,06 + (0,25 \cdot 1,25) \\&\geq 0,4 \text{ in}\end{aligned}$$

III.8.4 Pasak pada poros 5

Karena diameter poros 5 sama dengan diameter poros 2 dan bahan pasak juga sama maka data – data yang diperlukan hanya torsi pada poros 5 (T_5) = 272,4 lb.in

III.8.4.1 Menghitung Panjang Pasak

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan geser dengan persamaan (2-55)

$$\begin{aligned}L_s &\geq \frac{2 \cdot T}{S_s \cdot W \cdot D} \\L_s &\geq \frac{2.272,4}{966,71 / 4,1} \\L_s &\geq 2,25 \text{ in}\end{aligned}$$

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan kompresi dengan persamaan (2-56)

$$\begin{aligned}L_c &\geq \frac{4 \cdot T}{S_s \cdot W \cdot D} \\L_c &\geq \frac{4.272,4}{1666,71 / 4,1} \\L_c &\geq 2,6 \text{ in}\end{aligned}$$

- Menghitung panjang pasak dengan pers (2-54)

$$\begin{aligned}L &\geq L_c + (0,25 \cdot D) \\&\geq 2,6 + (0,25 \cdot 1) \\&\geq 2,85 \text{ in}\end{aligned}$$



III.8.5 Pasak Pada Poros 6

Karena diameter poros 6 sama dengan diameter poros 2 dan bahan pasak juga sama maka data – data yang diperlukan hanya torsi pada poros 6 (T_6) = 14,46 Nm = 127,9 lb.in

III.8.5.1 Menghitung Panjang Pasak

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan geser dengan pers (2-55)

$$Lc \geq \frac{4.T.}{Ss.W.D}$$
$$Lc \geq \frac{4.127,9}{966,7.1/4.1}$$
$$Lc \geq 1,1 \text{ in}$$

- Menghitung panjang pasak akibat tegangan kompresi dengan persamaan (2-56)

$$Lc \geq \frac{4.T.}{Ss.W.D}$$
$$Lc \geq \frac{4.127,9}{1666,7.1/4.1}$$
$$Lc \geq 1,2 \text{ in}$$

- Menghitung panjang pasak dengan pers (2-54)

$$L \geq Lc + (0,25.D)$$
$$\geq 1,2 + (0,25.1)$$
$$\geq 1,45 \text{ in}$$

**BAB IV
KESIMPULAN**



BAB IV

KESIMPULAN

Dari hasil perancangan, pembuatan, perhitungan dan percobaan, maka dapat disimpulkan diantaranya sebagai berikut :

1. Berdasarkan percobaan perbandingan putaran antara penggulung tali dengan tempat hasil gulungan sangat mempengaruhi kerapatan bentuk gulungan tali rafia yaitu perbandingan putaran semakin besar maka hasil gulungan tali semakin rapat dan bagus, begitu juga sebaliknya apabila perbandingan putaran semakin kecil maka hasil gulungan tali semakin jarang/longgar. Sebagai contoh dalam percobaan sebagai berikut :
27 : 1 = Hasil gulungan semakin rapat dan bagus
15 : 1 = Hasil gulungan lebih longgar dari yang diatas
2. Berdasarkan percobaan sudut kemiringan tempat hasil gulungan sangat mempengaruhi bentuk lonjong (memanjang) atau bulat dari bentuk gulungan tali rafia yaitu semakin besar sudut kemiringan maka bentuk gulungan tali rafia semakin panjang (lonjong) dan tidak mudah pudar atau lepas (lebih kuat). Apabila sudut kemiringan semakin kecil maka bentuk gulungan tali rafia semakin bulat tapi mudah lepas (tidak kuat).
3. Berdasarkan perhitungan dan percobaan, daya yang dibutuhkan oleh mesin penggulung tali rafia ini adalah 0,5 hp dengan kapasitas 1 Kg per 95 detik, ini tidak jauh beda dengan mesin penggulung tali rafia yang sudah ada dimana dengan perbandingan putaran 15 : 1
4. Belt yang dipakai adalah Type B dengan bahan terbuat dari rubber kanvas.
5. Bahan roller chain yang digunakan adalah ANSI 40 untuk roller chain 1 dan ANSI 50 untuk roller chain 2.



6. Bahan poros 1010 HR dengan diameter poros 2, 3, 5, 6 adalah 25,4 mm dan poros 4 dengan diameter luar 32 mm, diameter dalam 25,4 mm.
7. Bahan sproket menggunakan ST 90 dengan jumlah gigi pada sproket 1 dan 3 adalah 12, pada sproket 2 dan 4 dengan jumlah gigi 45
8. Diameter pulley 1 adalah 60 mm, diameter pulley 2 adalah 230 mm, diameter pulley 3 adalah 200mm dan diameter pulley 4 adalah 100 mm. Dengan bahan pulley ST 60

PENUTUP

PENUTUP

Dengan terselesaikannya pembuatan mesin penggulung tali rafia ini, penyusun mengucapkan rasa syukur yang sebesar-besarnya kepada Alloh S.W.T. serta terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu kami.

Namun penyusun menyadari bahwa dalam pembuatan mesin penggulung tali rafia ini masih banyak kekurangan . sehingga penting juga bagi kami untuk menerima bai'k saran maupun kritik yang bersitat membngaun dan dapat menambah kesempurnaan dari alat ini.

Semoga mesin penggulung tali rafia ini dapat digunakan untuk mendirikan suatu usaha industri kecil bagi siapapun yang memerlukannya. Dan semoga bermanfaat.

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

1. Deutchman ; Aaron D ; "Machine Design, Theory and Practice" ; Collier Macmilian Int, Ed, LONDON ; 1975.
2. Dobrovoisky V ; Zablonsky K ; Mak S ; Radchik A ; Erlikh I ; "Machine Element" ; Peace Publishers ; MOSCOW ; 1980.
3. Ir. Sularso, MSME ; Kiyokatsu Suga ; "Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin" ; PT Pradnya Paramita ; JAKARTA ; 1994.
4. G Takashi Sato ; N Sugiarto H ; "Mechanical Drawing According to ISO Standaris" ; PT Pradnya Paramita ; JAKARTA ; 1997

LAMPIRAN



LAMPIRAN 1

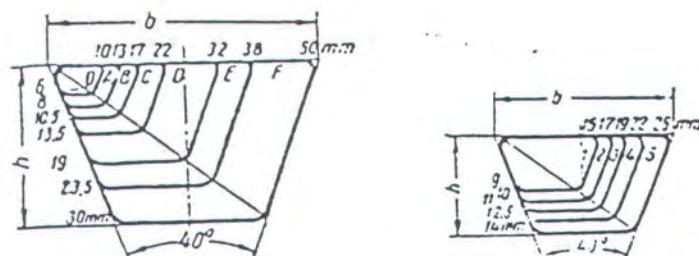
Tabel (A-1) Dimensi dan Bahan Untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cloth	Woven woven	Interstitched rubber	Woven semi-fine
Width b in mm	21-300	21-500	48-750	50-700	50-135	50-175
Thickness h in mm	Single 3.5-5, double 7.5-10	2.5-11.5	1.5-6.5-8.5	1.75-2.5-3.5	1.75-2.5-3.5	1.75
Ultimate tensile strength σ_u in kg/cm ²	240	400 (without layers), 370 (with layers)	340-405	300	340	340
Maximum elongation	1.0% at 1kg/cm ²	1.0% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	60% at rupture	60% at rupture
Ratio $\frac{D_{min}}{h}$ recommended	35	40	30-40	30	40	30
allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended maximum velocity v_{max} in m/sec	40	20-30	25	30	30	30
Specific weight γ in kg/dm ³	0.93	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈ 1.2	≈ 1.0
Constants	a	29	25	21	18	23
In formula (191)	w	300	100	150	200	150
Modulus of elasticity E_f in kg/cm ²	1,000-1,500	800-1,200	300-600	—	1,000-1,300	—



LAMPIRAN 2

Tabel (A-2) Type dan Dimensi V – Belt



V-Belts

Cross-sections of V-Belts	(sizes in Fig. 121)							(sizes in Fig. 122)				
	O	A	B	C	D	E	F	I	2	3	4	5
Cross-section area F in cm^2	0.5	0.9	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.3	1.6	2.2	2
In conformity with the standard, design or longer length of belt in mm	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	93
Difference between design and inner length of belt in mm	2,500	4,000	8,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,40
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140
Constants in formula (191)	a	25	25	28	30	32	32	32	-	-	-	-
	ω	100	120	180	215	250	350	440	-	-	-	-
Maximum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	25	23	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Design width of belt, in mm	8.5	11	14	19	27	32	42	-	-	-	-	-
Rated sizes of pulley grooves (Fig. 123)*	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43	-	-	-	-
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5	-	-	-	-
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58	-	-	-	-
	s	8	10	12.5	17	24	20	38	-	-	-	-
q*	34-40			36-40			38-40			-	-	-

* Note. The width of groove (e) is selected depending on the pulley diameter; a lesser value corresponds to a lesser diameter.



LAMPIRAN 3

Tabel (A-3) Kemampuan Memindahkan Daya Bagi Roller Chain (Nt = 17, single strand)

Sprocket Speed (rpm)	ANSI Chain Number					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	3.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
Type A	Type B		Type C			

* Estimated from ANSI tables by linier interpolation.

Type A : Manual or drip lubrication, Type B : Bath or disc lubrication, Type C : Oil-stream lubrication.
Type C : but this is a galling region ; submit design to manufacturer for evaluation.



LAMPIRAN 4

Tabel (A-4) Faktor Koreksi Jumlah Gigi (Toot Correction Factor)

Number of tooth on driving sprocket	Toot correction Factor, K_1	Number of tooth on driving sprocket	Toot correction Factor, K_1
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

Tabel (A-5) Koreksi "Strand" (Multiple Strand Factor), K_2

Number of Strands	K_2
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3



LAMPIRAN 5



Tabel (A-6) Dimensi Roller Chain oleh ANSI

ANSI Chain Number	Pitch Inc, (mm)	Width Inc, (mm)	Minimum Tensile Strength lb (N)	Average Weight Lb/ft (N/m)	Roller Diameter inc, (mm)	Multiple Strand Spacing, Inc,mm
25	0.250 / 6.35	0.125 / 3.18	780 / 3,470	0.09 / 1.31	0.130 / 3.30	0.252 / 6.40
35	0.375 / 9.52	0.188 / 4.76	1,760 / 7,830	0.21 / 3.06	0.200 / 5.08	0.399 / 10.13
41	0.500 / 12.70	0.25 / 6.35	1,500 / 7,830	0.25 / 3.65	0.306 / 7.77	-
40	0.500 / 12.70	0.312 / 7.94	3,130 / 13,920	0.42 / 6.13	0.312 / 7.92	0.566 / 14.38
50	0.625 / 15.88	0.375 / 9.52	4,880 / 21,700	0.69 / 10.1	0.400 / 10.16	0.713 / 18.11
60	0.750 / 19.05	0.500 / 12.7	7,030 / 31,300	1.00 / 14.6	0.469 / 11.91	0.897 / 22.78
80	1.000 / 25.40	0.625 / 15.88	12,500 / 55,600	1.71 / 25.0	0.625 / 15.87	1.153 / 29.29
100	1.250 / 31.75	0.750 / 19.05	19,500 / 86,700	2.58 / 37.7	0.750 / 19.05	1.409 / 35.76
120	1.500 / 38.10	1.000 / 25.40	28,000 / 124,500	3.87 / 56.5	0.875 / 22.22	1.789 / 45.41
140	1.750 / 44.45	1.000 / 25.40	38,000 / 169,000	4.95 / 72.2	1.000 / 25.40	1.924 / 48.87
160	2.000 / 50.80	1.250 / 31.75	50,000 / 222,000	6.61 / 96.5	1.125 / 28.57	2.305 / 58.55
180	2.250 / 57.15	1.406 / 35.71	63,000 / 280,000	9.06 / 132.2	1.406 / 35.71	2.592 / 65.84
200	2.500 / 63.50	1.500 / 38.10	78,000 / 347,000	10.96 / 1599	1.875 / 47.62	2.817 / 71.55
240	3.000 / 76.70	1.875 / 47.63	112,000 / 498,000	16.4 / 239	1.875 / 47.62	3.458 / 87.83

Tabel (A-7) Faktor Koreksi Beban (Load Service Factors) K_s

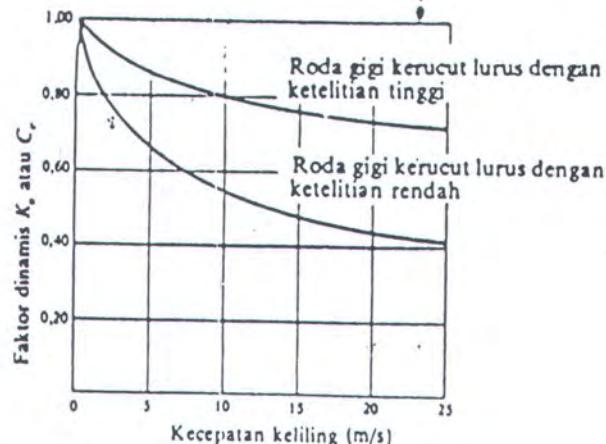
Driven Machinery	ICE with Hydraulic drive	Driving source Electric motor or turbin	ICE with mechanical drive
Smooth	1.00	1.00	1.2
Moderate shock	1.2	1.3	1.4
Heavy shock	1.4	1.5	1.7



LAMPIRAN 6

Tabel(A-8) Tegangan lentur yang diizinkan dan tegangan kontak yang diizinkan (roda gigi kerucut).

Bahan	Perlakuan panas	Kekerasan permukaan minimum		Tegangan lentur yang diizinkan (kg/mm ²)	Tegangan kontak yang diizinkan (kg/mm ²)
		H _{BS}	H _{B C}		
Baja	Celup dingin sementasi	625	60	22,7	189
	Celup dingin sementasi	575	55	22,7	151
	Celup dingin frekwensi tinggi	500	50	10,2	144
	Celup dingin dan temper	440		18,9	144
	Celup dingin dan temper	300		14,4	102
	Celup dingin dan temper	180		10,2	92
Besi cor	Pengecoran	200		5,3	49
	Pengecoran	175		3,1	38
	Pengecoran	—		2,0	23



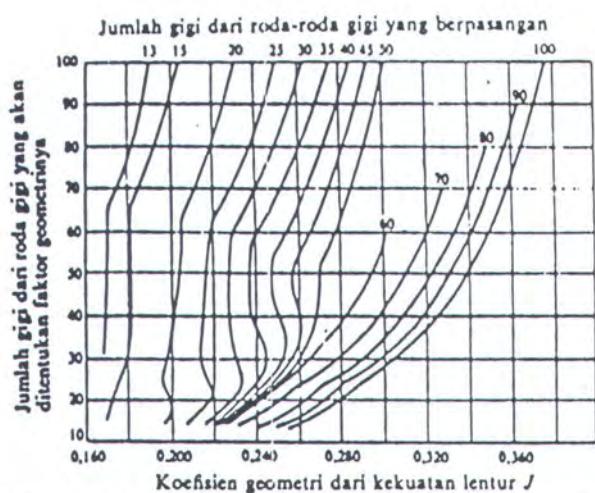
Gbr (B-1) Faktor dinamis roda gigi kerucut.



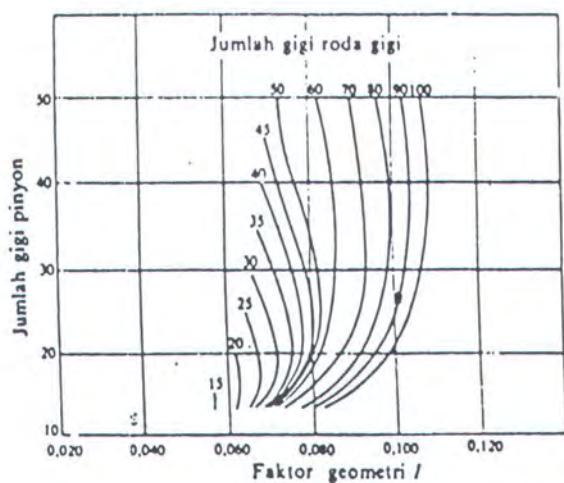
LAMPIRAN 7

Tabel (A-9) Faktor beban lebih K_s , C_s .

Sisi penggerak	Sisi yang digerakkan		
	Tanpa tumbukan	Tumbukan sedang	Tumbukan berat
Tanpa tumbukan	1,00	1,25	1,75
Tumbukan sedang	1,25	1,50	2,00
Tumbukan berat	1,50	1,75	2,25



Gbr (B-2) Roda gigi kerucut lurus dengan sudut tekanan 20° dan sudut poros 90° .



Gbr (B-3) Roda gigi kerucut lurus dengan sudut tekanan 20° dan sudut poros 90° .



LAMPIRAN 8

Tabel (A-10) Faktor pembagian beban K_m , C_m .

	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan dua ujung	Salah satu dari pinyon atau roda gigi memakai bantalan satu ujung	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan satu ujung
Roda gigi reduksi umum	1,00-1,10	1,10-1,25	1,25-1,40
Otomobil	1,00-1,10	1,10-1,25	—
Kapal terbang	1,00-1,25	1,10-1,40	1,25-1,50

Tabel (A-11) Koefisien elastis C_p ($\sqrt{\text{kg}/\text{mm}}$).

Bahan pinyon \ Bahan roda gigi	Baja $E = 2,27 \times 10^4 \ (\text{kg}/\text{mm}^2)$	Besi cor $E = 1,44 \times 10^4 \ (\text{kg}/\text{mm}^2)$
Baja	74,2	64,9
Besi cor	64,9	59,6



LAMPIRAN 9

Tabel (A-12) Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels
(based on a 1 in. diameter specimen)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, kN	Yield Strength, kN	Elongat., in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	64	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	63	131	55
1020	HR	63	43	36	59	143	50
	CD	78	(66)	20	55	156	65
	A	57	32	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	(76)	16	57	172	65
	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
1040	HR	91	58	27	50	201	65
	CD	100	84	17	42	207	65
	A	73	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	(6)
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	23	49	207	—
1050	HR	103	67	13	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
1095	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	CD	75	50	33	55	140	—
1118	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
	CD	105	90	20	50	212	80
2330	A	86	61	18	58	179	80
	N	100	68	26	56	207	—
	CD	107	92	17	50	212	85
	A	100	61	23	51	197	85
3140	N	129	87	20	58	262	—
	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: AISI Standardized Properties, McGraw-Hill Book Co., 1964, Research Data Book, Joseph T. Roush and Sons, Inc., 1963.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HBN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.



LAMPIRAN 10

Tabel (A-13) Standard Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

Bearing Size #	Outer Dia. mm	Inner Dia. mm	Width, mm	Dimensions Series 0			Dimensions Series 10			Dimensions Series 30			Dimensions Series 50		
				Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Width C	Angular- Contact Ball Bearing With Axial Load Capacity		Width C	Tapered Cone Bearings		Width C	Spherical Roller Bearing		Width C
				Width, mm	Width, mm		Width, mm	Width, mm		Width, mm	Width, mm		Width, mm	Width, mm	
4	0.1375	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	0.1569	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	0.2342	19	0.7490	0.0112	6	0.2342	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	0.2734	22	0.8661	0.0112	7	0.2736	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	0.3150	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	0.3543	24	0.9449	0.0112	7	0.2756	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	0.3937	26	1.0724	0.0112	8	0.3150	4.40	7.90	—	—	—	—	—	—	—
11	0.4724	28	1.1024	0.0112	8	0.3150	5.00	8.80	—	—	—	—	—	—	—
12	0.5906	31	1.2394	0.0112	9	0.3543	5.63	9.63	—	—	—	—	—	—	—
13	0.6469	35	1.3740	0.0112	10	0.3937	6.23	1.040	—	—	—	—	—	—	—
14	0.8774	42	1.6335	0.024	12	0.4724	1.000	1.420	—	—	—	—	—	—	—
15	0.9843	47	1.8504	0.024	12	0.4724	1.110	1.280	—	—	—	—	—	—	—
16	1.1811	55	2.1654	0.039	12	0.5118	1.540	2.290	—	—	—	—	—	—	—
17	1.7710	62	2.4409	0.039	12	0.5118	2.190	2.780	—	—	—	—	—	—	—
18	1.9748	68	2.6472	0.039	13	0.5906	2.900	2.900	—	—	—	—	—	—	—
19	1.7112	75	2.8518	0.039	14	0.5312	2.910	2.780	—	—	—	—	—	—	—
20	1.9443	80	3.1496	0.039	14	0.6299	2.940	2.940	—	—	—	—	—	—	—
21	2.1644	92	3.5433	0.039	14	0.6299	2.940	3.370	—	—	—	—	—	—	—
22	2.5437	93	3.7401	0.039	14	0.7047	3.110	4.890	—	—	—	—	—	—	—
23	2.3591	100	3.9370	0.039	14	0.7087	4.410	5.280	—	—	—	—	—	—	—
24	2.2359	119	4.3307	0.039	20	0.7874	5.440	6.380	—	—	—	—	—	—	—
25	2.9528	113	4.3276	0.039	20	0.7874	5.770	6.420	—	—	—	—	—	—	—
26	3.1496	125	4.9713	0.039	22	0.8861	7.030	8.240	—	—	—	—	—	—	—
27	3.2443	120	5.1181	0.039	22	0.8661	7.340	8.560	—	—	—	—	—	—	—
28	3.4433	140	5.3116	0.039	24	0.9449	7.790	10.000	—	—	—	—	—	—	—
29	3.7401	145	5.7087	0.039	24	0.9449	9.410	10.500	—	—	—	—	—	—	—
30	3.9370	150	5.9055	0.039	24	0.9449	9.410	10.400	—	—	—	—	—	—	—

Notes:
1. Dimensions of the outer ring, inner ring, and bearing housing bore are in mm.
2. Dimensions of the outer ring, inner ring, and bearing housing bore are in mm.
3. Dimensions of the outer ring, inner ring, and bearing housing bore are in mm.
4. Dimensions of the outer ring, inner ring, and bearing housing bore are in mm.



LAMPIRAN 11

Tabel (A-14) Factor X and Y for ball and roller bearings

Contact Angle α , deg	$\frac{F_d}{C_0}$	Single-Bearing ¹		Double-Bearing ²		ϵ	$F_e/F_{d,radial}$		
		$F_d/YF_c > \epsilon$		$F_d/YF_c < \epsilon$					
		Z	Y	Z	Y				
Radial-contact groove ball bearing ³									
	0.014	2.30			2.30	0.18	25		
	0.028	1.90			1.90	0.22	50		
	0.056	1.71			1.71	0.26	100		
	0.084	1.55			1.55	0.28	150		
	0.11	1.45	1.0	0	0.56	0.30	200		
	0.17	1.31			1.31	0.34	300		
	0.28	1.15			1.15	0.38	500		
	0.42	1.04			1.04	0.42	750		
	0.16	1.00			1.00	0.44	1000		
Angular-contact groove ball bearing ⁴									
	0.014	Use X , Y , and ϵ values applicable in single row radial-contact bearings	0.56	2.78	3.74	0.23	25		
	0.028			2.40	3.21	0.26	50		
	0.056			2.07	2.78	0.30	100		
	0.084			1.87	2.52	0.34	150		
	0.11	0.56	1.0	1.75	2.36	0.36	200		
	0.17			1.58	2.13	0.40	300		
	0.28			1.39	1.87	0.45	500		
	0.42			1.26	1.69	0.50	750		
	0.56			1.21	1.63	0.52	1000		
Self-aligning ball bearings									
		0.40	0.4 col α	1.0	0.42 col α	0.65	0.45 tan α		
Roller-bearings, self-aligning, tapered ⁵									
	$\alpha \neq 90^\circ$	0.4	0.4 col α	1.0	0.45 col α	0.67	0.67 col α		
	$\alpha = 90^\circ$	0.41	0.41	1.0	0.49	0.67	0.67		
		0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41		
		0.41	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24		
		0.39	0.64	1.0	0.64	0.40	1.07		
		0.17	0.44	1.0	0.44	0.37	0.95		
		0.17	0.37	1.0	0.55	0.57	1.14		

SOURCE: Frank W. Wilson (ed.), *Pivot & Spur Gear Handbook*, 2nd ed. McGraw-Hill Book Co., New York, 1959.
NOTE: Values of Z , Y , and ϵ for a load or moment larger than those are obtained by linear interpolation.
¹ C_0 is the static load rating, where $F_d/YF_c < \epsilon$, use $Z = 1$ and $Y = 0$.
² For deep-groove bearings, where $F_d/YF_c < \epsilon$, use $Z = 1$ and $Y = 0$.
When calculating the equivalent load for a set consisting of one single deep-groove angular-contact half bearing and a duplex mounting, "load in form" or "load in bear," the part is considered as one double-row angular-contact half bearing.
When calculating the equivalent load for a set consisting of two or more deep-groove radial or tapered-roller-half bearings mounted "in tandem," the bearings are considered individually as single-row half bearings.
³ Double-row bearings are assumed to be symmetrical.
⁴ Presumable use a mean value of F_d/YF_c depends on the bearing design.
⁵ For $\alpha = 0^\circ$, $F_d = 0$ and $Z = 1$.



LAMPIRAN 12

Tabel (A-15) Ball bearing service factors, F_s

Type of Service	Multiply Calculated Load by Following Factor	
	Ball Bearings	Roller Bearings
Uniform and steady load	1.0	1.0
Light shock load	1.5	1.0
Moderate shock load	2.0	1.3
Heavy shock load	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load	3.0	2.0

Tabel (A-16) Dimensions of square and flat taper stock keys (dimensions in inches. [See Figure 7-7d])

Shaft Diameter (inches)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Max. shaft width, W	Height at Large End, H"	Max. shaft width, W	Height at Large End, H"	On Width	On Height	Max. shaft width	Max. shaft width	Advancing by increments of
1/2 - 9/16	1/8	1/8	1/8	1/32	+0.0020	+0.0020	1/2	2	1/4
5/8 - 7/8	3/16	3 1/16	7/16	1/8	-0.0020	+0.0020	3/4	3	3/8
15/16-1 1/4	1/4	1/4	1/4	3/16	-0.0020	+0.0020	1	4	1/2
1 5/16-1 3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	+0.0020	+0.0020	1 1/4	5 1/4	5/8
1 7/16-1 3/4	3/8	3 1/8	3/8	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/2	6	3/4
1 13/16-2 1/4	1/2	1/2	1/2	3/8	-0.0025	+0.0025	2	8	1
2 5/16-2 3/4	5/8	5/8	5/8	7/16	-0.0025	+0.0025	2 1/2	10	1 1/4
2 7/8-3 1/4	3/4	3/4	3/4	1 1/2	-0.0025	+0.0025	3	12	1 1/2
3 3/8-3 3/4	7/8	7/8	7/8	5/8	-0.0030	+0.0030	3 1/2	14	1 3/4
3 7/8-4 1/2	1	1	1	3/4	-0.0030	+0.0030	4	16	2
4 3/4-5 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8	-0.0030	+0.0030	5	20	2 1/2
5 3/4-6	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

*The height of the key is measured at the distance W, equal to the width of the key, from the large end.

†4 1/2 in. length instead of 4 1/8 in.



LAMPIRAN 13

Tabel (A-17) Mechanical Properties of Some Wrought Aluminium Alloys

Alloy and Temper	Tensile Str., ksi	Yield Str., ksi	Elong. at Break, %	Impact Test, ft-lb/in.	$I_{\frac{1}{2}} \text{ in.} / \text{In. Rad}$	Bursting Load, 500 Kg./10 mm ²	Shear Strength, ksi	Elong. Limit, %	Brinell Hard., Brinell No. $\times 10^{-3}$	Corrosion Resist., General	Corrosion Resist., Corrosive Environ.	Cold Working	Machinability	Brazing	Furn. Welding	Gas Welding	Resistance Welding	Some Applications
1100- O	13	5	35	45	23	9	5	—	A	A	A	E	A	A	A	A	B	Wire, brackets, permanent and temporary fasteners, chemical equipment, reflections, sheet metal work, packaging materials
-H14	18	17	9	20	32	11	7	—	A	A	C	D	A	A	A	A	X	
-H18	24	22	5	15	44	13	9	—	A	A	C	D	A	A	A	A	X	
2011-T3	55	43	—	15	95	32	18	—	D	C	C	A	D	D	D	D	D	Screen machine products
-T8	59	45	—	12	100	35	18	—	D	A	D	A	D	D	D	D	D	
2014- O	27	14	22	18	45	18	13	—	D	C	C	B	D	D	D	D	D	Heavy duty forgings, wire, sheet metal, structural sections, storage tanks, aircraft structures, tooling fixtures
-T4	43	40	18	20	105	38	20	—	D	C	B	D	D	D	B	B	B	
-TA6	70	63	10	13	135	142	18	—	D	C	B	D	D	D	B	B	B	
2017- O	28	10	—	22	45	18	13	—	D	C	B	D	D	D	D	D	D	Screen machine products
-T4	62	40	—	22	105	38	18	—	D	C	B	D	D	D	B	B	B	
2018-TA6	35	43	—	15	100	39	17	—	C	—	A	—	—	—	B	—	—	Cylinder head products
2024- O	27	11	20	22	47	18	13	—	D	C	C	B	D	D	D	D	D	Screen machine products, tanks, aircraft structural parts
-T4	44	47	20	19	120	41	20	—	D	C	B	D	D	D	B	B	B	
-TA6	71	51	A	7	135	—	—	D	A	D	D	D	D	D	B	B	B	
3008- O	18	8	30	40	28	11	7	A	A	A	E	A	A	A	A	B	Decorative, truck panels, building hardware, chemical equipment, pressure vessels, storage tanks, roofing, architectural applications	
-H18	29	27	4	10	55	16	10	A	A	A	C	C	A	A	A	A	A	
5055- O	18	6	30	—	30	11	—	A	A	A	D	R	R	A	A	R	A	Appearance, roofing, insulation, architectural applications, buildings, hardware, solid rods
-H14	23	22	6	—	41	14	—	A	A	A	C	R	R	A	A	A	A	
-H18	29	27	5	—	51	16	—	A	A	C	C	R	R	A	A	A	A	
6061- O	18	8	25	30	30	12	9	B	A	A	D	S	A	A	B	A	A	Transport equipment, heavy duty structures, marine, motor vehicles, piping, bridges, ships, P.R.C. construction
-TA6	45	40	12	17	95	30	14	B	A	C	C	A	A	A	A	A	A	
6063- O	13	7	—	—	25	10	8	A	A	A	D	A	A	A	B	A	A	Pipe fittings, hardware, architectural uses
-TA6	38	32	13	18	74	22	10	A	A	C	C	A	A	A	A	A	A	
6064- O	22	12	—	18	43	14.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	Extrusions and castings for welded structures
-TA6	57	52	—	12	120	34	16	A	A	A	B	D	D	A	S	A	A	
7070- O	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	The usual engineering and marine applications
-TA6	60	50	14	—	123	—	—	A	A	C	B	D	D	A	S	A	A	
7075- O	33	15	17	16	60	22	—	—	C	C	D	B	D	D	D	D	C	Structural beams for aircraft
-TA6	83	17	11	11	150	48	23	—	C	C	D	B	D	D	D	D	C	

DISCLAIMER: This is a reprinted from ASM Metals Handbook, Volume 2, page 1000. Copyright 1980 by ASM International, Materials Park, Ohio 44272. All rights reserved. Reprinted by permission of the publisher. The original material is copyrighted by ASM International, Materials Park, Ohio 44272.