

36660/H/09



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

RSM
621.815
Ihw
r-1

2009

TUGAS AKHIR - RM 0502

RANCANG BANGUN MESIN PENGAYAK BERAS DENGAN SISTEM PUTAR

Benny Ihwani
NRP 2104 030 070

Dosen Pembimbing
Ir. Suharyanto, MSc.

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	11-8-2009
Terima Dari	HI
No. Agenda Prp.	1242



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - RM 0502

BUILD AND DESIGN OF RICE GRADDDING MACHINE USING ROTARY SYSTEM

Benny Ihwani
NRP 2104 030 070

Conselor lecturer
Ir. Suhariyanto, MSc.

Program Study DIPLOMA III
Department of mechanical Engineering
Faculty of industrial technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2009

RANCANG BANGUN MESIN PENGAYAK BERAS DENGAN SISTEM PUTAR

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
pada

Bidang Studi Teknik Produksi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

BENNY IHWANI
NRP. 2104 030 070

Mengetahui /Menyetujui :



SURABAYA
AGUSTUS, 2009

RANCANG BANGUN MESIN PENGAYAK BERAS DENGAN SISTEM PUTAR

Nama Mahasiswa : Benny Ihwani
NRP : 2104 030 070
Program Studi : D3 Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, MSc.

Abstrak

Seiring pesatnya perkembangan teknologi, sekarang banyak inovasi yang dibuat untuk memudahkan semua orang dalam mengerjakan sesuatu, tidak terkecuali pada separator atau pengayak beras yang selama ini selalu digunakan untuk meningkatkan kualitas beras, oleh karena pada tugas akhir ini akan merencanakan salah satu dari inovasi pada separator atau ayakan, yaitu pengayak beras dengan sistem putar.

Ayakan ini digerakkan oleh motor penggerak yang mana memiliki sistem kerja sebagai berikut, motor memutar pulley penggerak, kemudian ditranmisikan kesistem menggunakan transmisi Belt untuk memutar poros utama dimana terdapat bantalan, dan pinion. Perhitungan dimulai dengan merencanakan transmisi yang meliputi perencanaan pinion, gear, pulley, belt, poros, dan bantalan. setelah itu menghitung daya yang dibutuhkan untuk mengoperasikan ayakan ini.

Setelah melakukan perhitungan diperoleh: bahan pulley Alloy steel AISI 1020; V-Belt solid wolvn cotton tipe A; poros berbahan Carbon steel ASTM A47-32510 diameter 21,47 mm dan daya motor sebesar 0,5 HP untuk mengoperasikan ayakan beras.

Kata kunci : ayakan, gear, pinion, pulley, v belt, bantalan, poros.

BUILD AND DESIGN OF RICE GRADING MACHINE USING ROTARY SYSTEM

Student Name : Benny Ihwany
NRP : 2104 030 070
Department : D3 Mechanical Engineering,
Faculty of Industrial
Technology, Sepuluh
Nopember Institut of
Technology.
Lecture Counselor : Ir. Suhariyanto, Msc.

Abstract

With the technology development nowadays, many innovation has help man works in done most of things, likely in the rice separation process wich has used it to increases the food quality. Because of that reason, this final project will design this kind of this technology, which will be a rice grading machine using rotary system.

A grading wich using a screen to grading the rice is driven by a single motor. This motor drive the screen via a transmission system that consist of belt, pulleys, axle and gears. The analisys and calculating procedur began with the designing of transmission system, and then bearings, and axle .the second step is calculating the power needed to operate the screen so the grading process can be done.

From the calculation result, the pulley materials select is Alloy steel AISI 1020, the V- Belt material is solid woven with type A, the shaft materials is carbon steel ASTM A47-32510 with a 221,47 mm diameters and using a 0,5 Hp and 1500 rpm motors select to drive the machine.

Keyword : screen, gears, pinion, pulley, v-belt, bearing, shaft.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmatnya sehingga saya dapat menyelesaikan tugas akhir saya yang berjudul: **RANCANG BANGUN MESIN PENGAYAK BERAS DENGAN SISTEM PUTAR**

Dalam penulisan tugas akhir ini tidak semata-mata karena kemampuan penyusun, melainkan karena adanya bantuan dari berbagai pihak yang telah memberikan dorongan moral, pikiran dan tenaga untuk membantu penyusunan tugas akhir ini sehingga dapat terselesaikan tepat pada waktunya. Untuk itu pada kesempatan ini saya ucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc selaku dosen pembimbing yang telah menyumbangkan waktu, tenaga, serta pikirannya sehingga tugas akhir ini dapat diselesaikan dengan baik.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc selaku Ketua Program Studi D III jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapak Dr. Ir. Bambang Samporna, MT selaku koordinator tugas akhir.
4. Bapak Ir. Arino Anzip, MEng selaku dosen wali.
5. Bapak dan Ibu dosen penguji tugas akhir yang telah memberikan saran-saran demi kesempurnaan tugas akhir ini.
6. Semua Bapak dan Ibu dosen D III Teknik Mesin yang telah membimbing selama kuliah.
7. Kedua orang tua dan Adik-adikku yang selalu memberikan yang terbaik buatku.
8. Teman-teman D3 Teknik Mesin semua angkatan atas kebersamaannya dan kenangan-kenangan selama asistensi.
9. Teman-teman kos : Baktiar Rasta, Jamal Boy, Andrey, Susi, Roni, Saka, Dudunk, Rombonk, Dadang, Cukonk, Budi, Iksan, Lukman, Wasis, Pai,

Lemponk, dan banyak lagi yang lainnya. Terima kasih atas bantuan dan canda tawanya selama mengerjakan Tugas Akhir ini.

10. Dan semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

Akhir kata semoga laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi kita semua khususnya para pembaca.

Surabaya, Agustus 2009

Penyusun

DAFTAR ISI

	halaman
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN JUDUL INGGRIS.....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAKSI	iv
ABSTRACT.....	v
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Tujuan Penulisan.....	2
1.5. Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1. Perencanaan Poros	5
2.2. Roda Gigi Lurus.....	8
2.2.1 Perbandingan Kecepatan.....	10
2.2.2 Diametral Pitch	10
2.2.3 Jarak Gigi	10
2.2.4 Jarak Pusat Sepasang Roda Gigi.....	11
2.2.5 Torsi	11
2.2.6 Gaya Tangensial.....	11
2.2.7 Gaya Radial.....	11
2.2.8 Kecepatan Pitch Line	12
2.2.8.1 Pinion	12
2.2.8.2 Gear	12
2.2.9 Beban Dinamis.....	12
2.2.9.1 Pinion	13
2.2.9.2 Gear.....	13
2.2.10 Lebar roda gigi.....	13

2.2.11	Beban Yang Diijinkan.....	13
2.2.1	Persamaan AGMA	14
2.3.	Perencanaan Pulley dan Belt.....	16
2.3.1	Menentukan Velocity Ratio.....	18
2.3.2	Menentukan Panjang Belt	18
2.3.3	Menentukan Kecepatan Keliling.....	20
2.3.4	Gaya yang akan dipindahkan.....	20
2.3.5	Gaya akibat overload factor.....	21
2.3.6	Tegangan yang timbul akibat beban.....	21
2.3.7	Perhitungan Tegangan Maksimum.....	22
2.3.8	Perhitungan Umur Belt.....	23
2.4.	Pemilihan bantalan.....	23
2.4.1	Macam-macam bantalan.....	23
2.4.2	Umur bantalan	27
2.5.	Perhitungan Daya.....	29
2.5.1	Momen Inertia	30
2.5.2	Kecepatan Sudut.....	30
2.5.3	Torsi	31
BAB III	METODOLOGI.....	33
3.1.	Diagram Alir Tugas Akhir	33
3.2.	Penjelasan diagram alir	34
BAB IV	PEMBAHSAN DAN PERHITUNGAN.....	37
4.1.	Perhitungan Daya.....	38
4.1.1	Besar Daya pada silinder ayakan	39
4.1.2	Besar daya pada roda gigi lurus	40
4.1.2.1.	Daya pada Gear	41
4.1.2.2.	Daya pada Pinion.....	42
4.1.3	Daya total.....	43
4.2.	Perhitungan dan Desain Sistem Transmisi	44
4.2.1.	Perhitungan Roda Gigi Lurus	44
4.2.2.	Perhitungan Jarak Antar Gigi.....	45
4.2.3.	Diameter pinion	46
4.2.4.	Jarak Center.....	46
4.2.5.	Perbandingan Kecepatan.....	46
4.2.6.	Putaran Pada Pinion	47

4.2.7. Besar gaya tangensial.....	47
4.2.8. Gaya Radial.....	48
4.2.9. Kecepatan pitch line.....	48
4.2.10. Beban dinamis.....	48
4.2.11. Lebar roda gigi.....	49
4.2.12. Baban yang diijinkan	50
4.2.13. Pengecekan Roda Gigi Dengan Metode AGMA.....	51
4.2.13.1. Persamaan kekuatan AGMA	51
4.2.13.1. Persamaan Keausan AGMA.....	52
4.3. Perhitungan Pulley dan Belt	54
4.3.1 Perhitungan diameter pulley penggerak	54
4.3.2 Perhitungan Panjang Belt	55
4.3.3 Rekalkulasi Jarak Poros	55
4.3.4 Pemilihan Belt.....	56
4.3.5 Kecepatan Keliling Belt.....	56
4.3.6 Gaya Tarik Efektif.....	57
4.3.7 Gaya Overload Faktor	57
4.3.8 Perhitungan Tegangan yang timbul akibat beban.....	57
4.3.9 Jumlah Belt yang dibutuhkan.....	58
4.3.10 Tegangan maksimum yang ditimbulkan... ..	58
4.3.11 Jumlah Putaran Belt per Detik	59
4.3.12 Umur Belt	59
4.3.13 Dimensi pulley	60
4.3.13.1 Dimensi Pulley Penggerak	60
4.3.13.2 Dimensi Pulley yang Digerakkan.....	61
4.3.14 Lebar Pulley	61
4.3.15 Sudut Kontak.....	61
4.3.16 Gaya yang Diterima Poros Pulley	62
4.3.17 Berat Pulley	62
4.4. Perencanaan Poros	63
4.4.1 Perhitungan poros pada pulley dan gear.....	62

4.4.2.Momen Bending pada poros pulley dan gear.....	74
4.4.3.Perhitungan Diameter Poros.....	75
4.5. Perhitungan Bantalan	75
BAB V KESIMPULAN	81
5.1. Kesimpulan	81
5.2. Saran.....	82

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN

Daftar Gambar

Gambar 2.1. Geometri Dasar Gigi	9
Gambar 2.2. Ukuran belt.....	17
Gambar 2.3. Diagram Pemilihan Belt.....	17
Gambar 2.4. Ukuran-ukuran pada belt dan pulley	19
Gambar 2.5. Sudut kontak yang terjadi pada pulley	19
Gambar 2.6. Bantalan Gelinding.....	25
Gambar 2.7. Pusat graviti dan massa momen inersia.....	30
Gambar 3.1. Diagram Alir	34
Gambar 4.1. mesin pengayak beras dengan sistem putar.....	37
Gambar 4.2. design dan ukuran silinder ayakan	38
Gambar 4.3. gaya-gaya yang terjadi pada gear dan pinion	40
Gambar 4.4. sistem transmisi pada mesin pengayak beras	44
Gambar 4.5. gear dan pinion.....	45
Gambar 4.6. skema gaya poros pada pulley dan gear	64

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.

Dalam perkembangan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi saat ini kita telah banyak mengenal berbagai macam mesin baik dalam industri kecil maupun industri besar. Dalam dunia pertanian khususnya pada industri penggilingan padi mesin pembersih gabah, pemecah kulit, pengayak beras pecah kulit (*paddy separation*), penyosoh (*polisher*), dan ayakan beras (*gradder*). Dalam hal ini mesin-mesin tersebut telah membantu dalam proses produksi pada industri penggilingan padi, serta peningkatan mutu beras yang dihasilkan.

Banyak industri penggilingan padi menggunakan ayakan padi (*Gradder*) untuk memisahkan beras yang utuh atau setengah utuh dengan menirnya. Adapun ayakan yang dipakai oleh industri penggilingan padi antara lain: ayakan manual dimana alat tersebut masih menggunakan tangan sebagai penggerak ayakan, ayakan getar (*vibration separator*) dimana alat ini menggunakan getaran bolak-balik untuk mengayak atau memisahkan beras dengan menirnya, dan ayakan berputar (*rotary separator*) dimana alat ini menggunakan sistem putaran untuk memisahkan beras dengan menirnya.

Dengan adanya alat pengayak beras tersebut diharapkan akan dapat meningkatkan mutu dan kualitas beras yang akan dihasilkan sehingga dapat meningkatkan harga jual beras di pasaran.

1.2 Rumusan Masalah.

Adapun masalah-masalah yang timbul pada penggunaan alat pengayak beras pada industri penggilingan padi antara lain :

1. Sistem transmisi yang digunakan.
2. Berapa besar daya yang dibutuhkan untuk memutar ayakan.
3. Rancang bangun mesin pengayak beras.

1.3 Batasan Masalah.

Permasalahan dalam perencanaan dan perhitungan peralatan mesin pengayak beras masih banyak hal yang tidak dihitung dengan ideal. Sehingga kami membatasi ruang lingkup masalah adalah sebagai berikut :

- Tidak membahas dan menghitung kekuatan bahan serta dimensi kerangka mesin.
- Tidak membahas tentang gaya gesek yang ditimbulkan antara beras dengan bidang gesek.
- Tidak membahas proses pengelasan.
- Kekuatan pasak.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari perencanaan mesin pengayak beras ini adalah :

- Merencanakan dan menghitung elemen mesin yang berkaitan dengan Mesin Pengayak Beras.
- Menghitung berapa daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan Ayakan pada Mesin Pengayak Beras
- Membuat Mesin Pengayak Beras dengan sistem putar.

1.5 Sistematika Penulisan

BAB I PENDAHULUAN

Memuat gambaran singkat tentang : Latar Belakang, Rumusan Masalah, Batasan Masalah, Tujuan Tugas Akhir dan Sistematika Penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Pada BAB ini menjelaskan beberapa teori penunjang yang dijadikan acuan dalam penyusunan Tugas Akhir ini.

BAB III METODOLOGI

Pada BAB ini menjelaskan tentang metode-metode yang digunakan dalam perhitungan alat.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas perhitungan-perhitungan mengenai bahan, dimensi dan gaya-gaya yang bekerja pada Mesin Penganyak Beras ini.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Pada BAB ini akan diuraikan hasil perencanaan dan perhitungan secara singkat serta saran untuk ke depan dalam pengembangan alat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II DASAR TEORI

2.1 Perencanaan Poros

Poros adalah salah satu komponen dari elemen mesin yang memiliki fungsi penerus daya dan mendistribusikannya melalui elemen mesin lainnya misal roda gigi. Poros diklasifikasikan menurut jenis pembebanan sebagai berikut :

- Poros Transmisi

Poros macam ini mendapat beban puntir murni dan lentur, daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, pulley sabuk atau sprocket rantai dan lain-lain.

- Spindel

Poros transmisi yang relative pendek seperti poros utama mesin perkakas dimana beban utama berupa puntiran disebut spindel. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk dan ukuran harus kecil.

- Gandar

Poros seperti yang dipasang diantara roda-roda kereta barang dimana tidak mendapat beban puntir bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

- Poros

Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban punter murni dan lentur.

- Poros Luwes

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lain, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

Fungsi poros dalam hal ini sangat vital, sehingga diperlukan perencanaan yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kelalaian pemesinan. Untuk itu dalam perencanaan poros perlu diperhatikan :

a) Kekuatan poros.

Sebuah poros harus direncanakan kekuatannya sehingga mampu menahan beban-beban yang terjadi seperti puntir, lentur, tarik dan tekan dsb. Juga harus diperhatikan tentang : kelelahan, pengaruh konsentrasi tegangan dsb.

b) Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang tinggi tetapi jika lenturan atau refleksi puntirannya terlalu besar, maka akan mengakibatkan ketidakteelitian, getaran dan suara. Karena itu kekakuan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani oleh mesin.

c) Putaran kritis

Bila putaran mesin dinaikkan maka pada suatu harga tertentu akan timbul getaran yang cukup besar. Putaran yang menghasilkan getaran yang besar tersebut disebut putaran kritis, jika mungkin poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran kerja poros lebih rendah dari putaran kritisnya.

d) Korosi

Bahan-bahan tahan korosi harus dipilih selain itu pula untuk poros yang terancam kavitasi bahan harus diperhatikan dan poros-poros yang sering berhenti lama. Pada perhitungan poros, yang akan ditentukan adalah diameter poros.

Untuk dapat menentukan diameter poros tersebut, maka perlu diketahui tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros, seperti : tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi antara bending dan torsi. Kemudian dicari tegangan resultan terbesar dari setiap titik pada poros. Dan rumus-rumus yang digunakan adalah sebagai berikut:

Momen Torsi

$$Mt = 63000 \frac{N}{n} \quad (2-1)$$

Dimana :

- Mt : Momen Torsi yang terjadi dalam lb
 N : Daya yang ditransmisikan dalam HP
 n : Putaran yang terjadi dalam rpm

Tegangan Puntir akibat Momen Torsi

$$\bar{\tau}_t = \frac{Mt}{W_t} \quad (2-2)$$

$$\tau_t = \frac{Mt}{\frac{\pi d^3}{16}}$$



Diameter poros

$$D > \sqrt[6]{\frac{16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2}{\pi^2 \left(\frac{Ks \cdot Syp}{N} \right)^2}} \quad (2-3)$$

Dimana

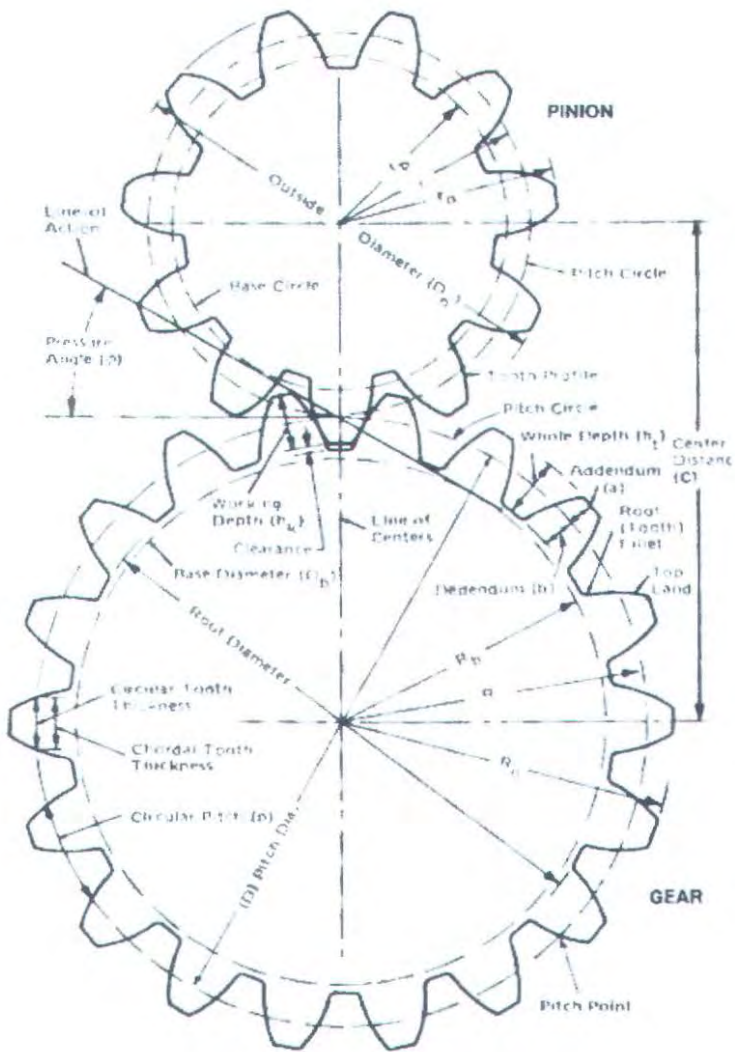
- Mb = Momen bending total
- Mt = Momen Torsi total
- Ks = Koefisien Konfersi dari teganan tarik ke geser
- Syp = Yeild strength bahan
- N = Angka keamanan

2.2 Roda Gigi Lurus

Roda gigi lurus atau *Spur Gear* merupakan salah satu elemen mesin yang sering digunakan dalam mentransmisikan daya dan gerak berputar. Dalam hal ini roda gigi yang ukurannya lebih kecil dari pasangannya disebut pinion. Sedangkan roda gigi yang ukurannya lebih besar disebut gear. Dalam hal ini gear sebagai roda gigi yang digerakkan.

Pemakaian roda gigi lurus mempunyai banyak kelebihan antara lain tidak menimbulkan slip sehingga daya output yang dihasilkan tidak banyak terbuang. Dimensi dari *Spur Gear* dapat dilihat pada gambar dibawah ini :





Gambar 2.1 Geometri Dasar Gigi

2.2.1 Perbandingan Kecepatan

$$r_v = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (2-4)$$

Dimana :

- r_v = Rasio kecepatan
- ω = Kecepatan sudut (*rad/sec*)
- n = Kecepatan keliling (*rpm*)
- Nt = Jumlah gigi
- d = Diameter roda gigi (*in*)

2.2.2 Diametral Pitch (P)

$$P = \frac{Nt}{d} \quad (2-5)$$

Dimana :

- Nt = Jumlah gigi
- d = Diameter roda gigi (*in*)

2.2.3 Jarak Gigi (p)

$$p = \frac{\pi \cdot d}{Nt} \quad (2-6)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 520]

Dimana :

- Nt = Jumlah gigi
- d = Diameter roda gigi (*in*)

2.2.4 Jarak Pusat Sepasang Roda Gigi (c)

$$c = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (2-7)$$

Dimana :

d = Diameter roda gigi (in)

c = Jarak pusat sepasang roda gigi

2.2.5 Torsi (T)

$$T = \frac{N \cdot 63000}{n} \quad (2-8)$$

Dimana :

T = Torsi yang terjadi pada roda gigi

n = Kecepatan keliling (rpm)

N = Daya motor (hp)

2.2.6. Gaya Tangensial (F_t)

$$F_t = \frac{N \cdot (33.000)}{vp} \quad (2-9)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 542]

Dimana :

F_t = Gaya tangensial pada roda gigi (lb)

vp = Kecepatan pitch line ($\frac{ft}{menit}$)

2.2.7. Gaya Radial (F_r)

$$F_r = F_n \cdot \sin \phi = F_t \cdot \tan \phi \quad (2-10)$$

2.2.8 Kecepatan Pitch Line (V_p)

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \quad (2-11)$$

Dimana :

d = Diameter roda gigi (*inchi*)

n = Putaran (*rpm*)

2.2.8.1 Pinion (V_{p_1})

$$V_{p_1} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{14} \left(\frac{ft}{menit} \right) \quad (2-12)$$

2.2.8.2 Gear (V_{p_2})

$$V_{p_2} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{14} \left(\frac{ft}{menit} \right) \quad (2-13)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 542]

2.2.9 Beban Dinamis (F_d)

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} \cdot F_t \quad (lb) \quad (2-14)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 582]

Dimana :

F_t = Gaya tangensial (*lb*)

Dan untuk $D \leq V_p \leq 2000 \text{ ft}$

2.2.9.1. Pinion (F_d)

$$Fd_1 = \frac{600 + Vp_2}{600} \cdot Ft_1 \quad (2-15)$$

2.2.9.2 Gear (fd_2)

$$Fd_2 = \frac{600 + Vp_2}{600} \cdot Ft_2 \quad (2-16)$$

2.2.10 Lebar roda gigi

$$b = \frac{F_2}{d_1 \cdot Q_2 \cdot k} \text{ (inchi)} \quad (2-17)$$

$$Q = \frac{d_1}{d_1 + d_2} \quad (2-18)$$

Dari table 10,11 dipilih bahan steel dengan kekerasan 175 brinell, nilai $k = 58$

Dimana :

d_1 = Diameter gear (inchi)

d_2 = Diameter pinion (inchi)

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 568]

2.2.11 Beban Yang Diijinkan (F_b)

$$F_b = \frac{S \cdot b \cdot Y}{P} \quad (2-19)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 551]

Dimana :

- Y = Faktor bentuk lewis
S = Tegangan ijin bahan

2.2.12. Persamaan AGMA

Untuk pengecekan apakah lebar roda gigi yang telah ditentukan telah memenuhi persyaratan aman, maka perlu diadakan perhitungan dengan menggunakan metode AGMA.

a) Persamaan kekuatan AGMA :

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot p \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J} \quad (2-20)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 554]

Dimana :

- σ_t = Tegangan yang terjadi pada kaki gigi
 F_t = Beban yang di transmisikan
 K_o = Faktor koreksi beban lebih
P = Diameter pitch
 K_s = Faktor koreksi ukuran = 1
 K_m = Koreksi distribusi beban
 K_v = Faktor dinamis
b = Face width (in)
J = Factor geometri

Persamaan tegangan maksimum yang diijinkan untuk perencanaan adalah :

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_t}{K_T \cdot K_R} \quad (2-21)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 562]

Dimana :

S_{ad} = Tegangan ijin maksimum perencanaan dalam psi

S_{at} = Tegangan ijin material dalam psi

K_L = Faktor umur

K_T = Faktor temperatur

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad (2-22)$$

K_R = Faktor keamanan

b) Persamaan keausan AGMA

Metode untuk menghitung gigi tahan terhadap keausan dengan metode AGMA.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot db \cdot I}} \quad (2-23)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 568]

Dimana :

σ_c = Tegangan tekan yang terjadi

C_p = Koefisien elastis bahan

F_t = Gaya tangensial (*lb*)

C_o = Faktor beban lebih

C_v = Faktor dinamis

d = Diameter roda gigi (*inchi*)

b = Lebar gigi (*inchi*)

C_s = Faktor ukuran

C_m = Faktor distribusi beban

l = Faktor geometri

C_f = Faktor kondisi permukaan

Harga yang didapat atau tegangan yang sebenarnya ini harus sebanding dengan harga ijinnya. Bentuk persamaan yang harus dipenuhi adalah :

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right] \quad (2-24)$$

Di mana:

S_{ac} = Tegangan kontak yang diizinkan bahan

C_L = Faktor umur

C_T = Faktor temperatur

C_R = Faktor keamanan

C_H = Rasio faktor

2.3. Perencanaan Pulley dan Belt

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana yaitu cukup terpasang pada dua buah pulley yaitu pulley penggerak dan pulley yang akan digerakkan. Dilihat dari penampang melintangnya belt dapat dibedakan menjadi 3 (tiga) macam antara lain :

a. Belt datar (Flat Belt)

Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk segi empat.

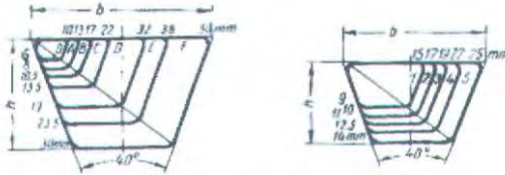
b. Belt "V" (V Belt)

Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk "V" atau trapesium.

c. Circular Belt atau Rope

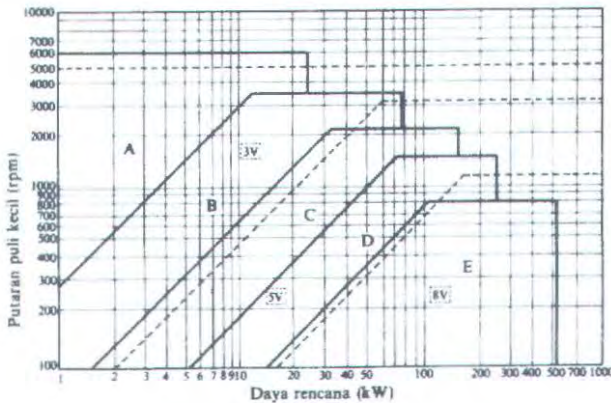
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk lingkaran.

Pemilihan belt dapat dilakukan setelah melihat gambar mesin yang akan dibuat. Dalam hal ini V-belt sendiri mempunyai beberapa tipe yaitu, O, A, B, C, D, E, F dan seterusnya. Karena tersedianya berbagai macam belt maka dirasa perlu untuk memilih salah satu tipe yang sesuai, berdasarkan luasan penampang belt.



Gambar 2.2 Ukuran belt

Dengan melihat pada gambar A-3 maka akan didapatkan tipe belt yang akan dipergunakan. Setelah semua data tersebut didapatkan, maka penentuan bahan Belt dapat ditentukan sehingga didapatkan nilai – nilai E_b (modulus elastis in bending), γ (specific weight) dan σ_{fat} dari belt.



Gambar 2.3 Diagram Pemilihan Belt

2.3.1 Menentukan Velocity Ratio

Penentuan Velocity Ratio ini dimaksudkan untuk mengetahui perbandingan kecepatan dari pulley 1 dengan pulley 2. Perbandingan kecepatan tersebut dapat dinyatakan sesuai dengan persamaan :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (2-25)$$

Dimana :

- i = Velocity ratio
- D_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- D_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm)
- n_1 = Putaran pulley penggerak (rpm)
- n_2 = Putaran pulley yang digerakkan (rpm)

2.3.2 Menentukan Panjang Belt

Setelah itu dari persamaan di bawah ini panjang belt dapat diketahui :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{1}{4C} (d_2 - d_1)^2 \quad (2-26)$$

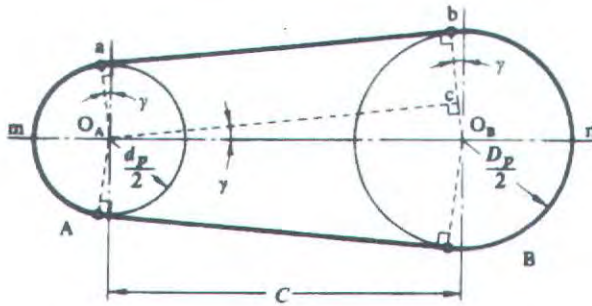
Untuk rekalkulasi perhitungan terhadap panjang belt untuk menentukan jarak antar sumbu poros pulley

$$c = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{4} \quad (2-27)$$

Dimana :

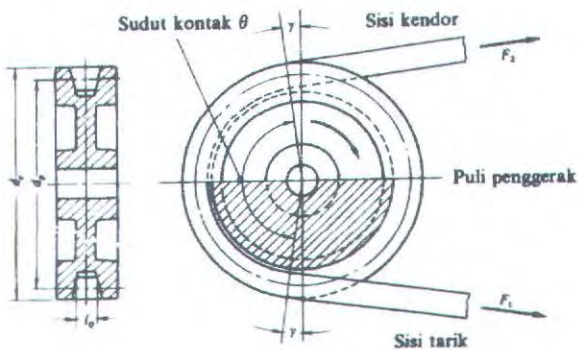
- b = $L - \pi(R_1 + R_2)$
- L = Panjang belt (mm)
- c = Jarak antara pulley (mm)
- D_1 = Diameter pulley penggerak (mm)

D_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm)



Gambar 2.4 Ukuran-ukuran pada belt dan pulley

Pada umumnya hasil perhitungan untuk panjang V – belt tidak sesuai dengan panjang V–belt yang ada di tabel A-2. Hal ini dapat diselesaikan dengan mengambil ukuran panjang belt terdekat dengan nilai hasil perhitungan, dan diambil nilai yang terbesar.



Gambar 2.5 Sudut kontak yang terjadi pada pulley

Dari gambar diatas untuk mencari sudut kontak antara belt yang menghubungkan dua pulley adalah sebagai berikut :

$$\sin \alpha = \frac{R_2 - R_1}{c} \quad (2-28)$$

Dimana :

- R = Jari-jari pulley (mm)
 c = Jarak antar sumbu poros (mm)

2.3.3 Menentukan Kecepatan Keliling

Dalam hal ini kecepatan keliling (v) juga dapat dihitung menggunakan diameter maupun radius keliling belt, dengan putaran belt (dalam rpm), secara matematis sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \text{ m/s} \quad \text{dan} \quad v = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000} \text{ m/s} \quad (2-29)$$

Dimana :

- v = Kecepatan keliling belt (m/s)
 D_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
 D_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm)
 n_1 = Putaran pulley penggerak (rpm)
 n_2 = Putaran pulley yang digerakkan (rpm)

2.3.4 Gaya yang akan dipindahkan (F_{rated})

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot N}{v} \quad (2-30)$$

Dimana :

- N = Daya Motor (kW)
 v = Kecepatan keliling (m/s)

2.3.5 Gaya akibat overload factor

Dengan adanya gaya yang bervariasi dan akan mencapai titik maksimum maka diperlukan suatu koreksi atas gaya keliling yang akan menjadi :

$$F_{\text{efektif}} = \rho \cdot F_{\text{rated}} \quad (2-31)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \rho &= \text{Overload faktor (1,2 - 1,5)} \\ F_{\text{rated}} &= \text{Gaya keliling yang timbul} \end{aligned}$$

2.3.6 Tegangan yang timbul akibat beban

Penampang belt dapat dipilih dengan dasar tegangan yang diambil dan tegangan bending yang bekerja pada belt persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh beban bekerja pada belt maka tegangan yang timbul akibat beban dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o \quad (2-32)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \varphi_o &= \text{Tegangan awal} \\ &\quad \text{untuk belt datar } 18 \text{ kg/cm}^2 \\ &\quad \text{sedangkan untuk V belt } 12 \text{ kg/cm}^2 \\ \sigma_o &= \text{Titik Kritis (0,7 - 0,9)} \end{aligned}$$

Dari tegangan yang timbul akibat beban ini maka akan dicari jumlah belt yang dipakai dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Z = \frac{F_{\text{efektif}}}{\sigma_d \cdot A} \quad (2-33)$$

Dimana :

- Z = Jumlah belt
 A = Luasan (cm^2)
 σ_d = Tegangan yang timbul akibat beban

2.3.7 Perhitungan Tegangan Maksimum

Perhitungan tegangan maksimum ini untuk mengetahui seberapa besar tegangan yang terjadi pada belt selama bekerja, dimana tegangan maksimum ini tidak diizinkan apabila bernilai lebih dari tegangan izin.

Dimana tegangan izin (σ_{izin}) untuk belt bernilai 90 kg/cm^2 (Dobrov Hal 239).

Persamaan tegangan maksimum

$$\sigma_{\max} < \sigma_{izin}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{F}{2.z.A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10.g} \quad (2-34)$$

Dimana :

- σ = gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$
 (Dobrof Hal 235)
 F = gaya keliling (kg)
 z = jumlah belt
 A = luas penampang belt (cm^2)
 γ = berat jenis belt (kg/cm^3)
 g = gravitasi (m/s^2)
 E_b = modulus elastisitas belt (kg/mm^2)
 D_{\min} = diameter minimum pulley (mm)

2.3.8 Perhitungan Umur Belt

Ada banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur belt, tetapi yang terpenting adalah tegangan yang berulang (cycles stress) dan timbulnya panas. Perubahan tegangan yang paling besar terjadi pada saat belt mulai memasuki pulley penggerak. Secara umum persamaan untuk umur belt adalah :

$$\sigma_{\max}^m \times 3600 \times U \times X \times H = \sigma_{\text{fat}}^m \times N_{\text{base}}$$

sehingga umur belt dinyatakan dengan :

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot U \cdot X} \left[\frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\max}} \right]^m \text{ jam} \quad (2-35)$$

Dimana :

- N_{base} = Basis dari fatigue tes yaitu sebesar 10^7 cycle (dobrov Hal 239)
- H = Umur belt (jam)
- σ_{fat} = Fatigue limit
- σ_{\max} = Tegangan max. yang timbul dari operasi belt
- U = Jumlah putaran belt perdetik,
= V/L

Dimana :

- V = Kecepatan keliling (m/s)
- L = Panjang belt (mm)
- x = Jumlah pulley yang berputar
- m = 8 untuk V belt

2.4 Pemilihan bantalan

2.4.1 Macam-macam bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu pada poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-balik dapat

belangsung secara halus, aman dan awet. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh system akan menurun atau tak dapat bekerja secara baik. Jadi, bantalan dalam pemesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi gedung.

Klasifikasi bantalan :

- Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros

- a. Bantalan luncur

- Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

- b. Bantalan Gelinding

- Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.

- Berdasarkan arah beban terhadap poros

- a. Bantalan radial

- Pada bantalan ini arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

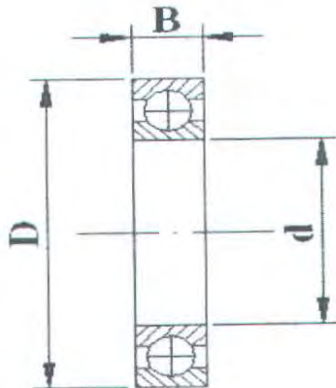
- b. Bantalan aksial

- Pada bantalan ini arah bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

- c. Bantalan Gelinding khusus

- Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (*rolling bearing*) karena bantalan ini mampu menerima beban radial maupun axial relative lebih besar. Bantalan gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya sangat tinggi. Maka bantalan gelinding yang dibuat oleh pabrik - pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal dari pada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian bantalan gelinding diproduksnya menurut standart dalam betbagai bentuk dan ukuran. Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekan yang rendah. Pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (*steand peat*), bahkan pada macam yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumas lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi, karena adanya gerakan elemen mesin gelinding dan sangkar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing - masing harus dipertimbangkan dengan sesuai pemakaian.



Gambar 2.6. Bantalan Gelinding

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a), serta pada suatu kondisi ring dalamnya, sedangkan ring luarnya yang berputar, sehingga beban ekuivalent (P) sebagai berikut : (Sularso, Perencanaan Elemen Mesin, 2002)

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2-36)$$

[Sularso, Perencanaan Elemen Mesin, 2002]

Dimana :

- X : Faktor beban radial
- Y : Faktor beban radial
- V : Faktor putaran; ring dalam yang berputar $V=1$,
jika ring luar yang berputar $V=1.2$
- F_r : Beban radial
- F_a : Beban aksial

Harga X dan Y dapat dicari dengan table lampiran 6 (Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2002)

- X :Konstanta radial
- Y :Konstanta aksial

Hasil perhitungan beban ekuivalen di atas tidak memperhitungkan adanya beban kejut dan impact. Maka agar lebih aman dari beban ini dan dapat menghindari kerusakan bantalan lebih awal, beban ekuivalent tersebut menjadi :

$$P = F_s \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \quad (2-37)$$

Dimana :

- V :Konstanta kondisi beban
 - 1,0 untuk beban rata.
 - 1,7 untuk beban berat.

Jika beban radialnya jauh lebih besar daripada beban aksial, maka beban ekuivalen dapat dituliskan sebagai berikut:

$$P = F_s.(V.Fr)^{35}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 486]

Walaupun bantalan gelinding disebut juga bantalan anti gesekan (*Anti Friction Bearing*), karena adanya beban putaran akan dapat terjadi peristiwa slip dan histerisis (teori elastisitas), sehingga timbul gesekan diantara komponen bantalan yaitu ring luar, bola, rol, dan ring dalamnya. Akibat dari gesekan ini maka akan menyebabkan kehilangan daya, dan secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$Hp = \frac{T.n}{63000} = \frac{f.Fr.d.n}{126.059} hp \quad (Kw) \quad (2-38)$$

Dimana :

Hp = daya yang hilang karena torsi gesekan (hp)

n = putaran poros (rpm)

d = diameter lubang bantalan (m)

Fr = gaya radial bantalan (N)

f = koefisien gesek

Koefisien gesek pada table didasarkan atas tipe bantalanya, serta kondisinya. Dan perlu untuk diketahui bahwa koefisien gesek f yang terdapat dalam tabel 2.2. dapat diadakan modifikasi atau perubahan tergantung kepada perencanaan , yang dikaitkan dengan temperature kerja, kecepatan berputarnya , beban dan pelumasannya, di luar keadaan operasionalnya.

2.4.2 Umur bantalan



Dalam pemilihan bantalan gelinding ini, umur bantalan sangat perlu diperhatikan yang juga didasarkan kepada beban yang diterimanya, dan dibawah ini terdapat beberapa definisi tentang umur-umur bantalan :

1. Umur (*life*)

Diartikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola/rol.

2. Umur berdasarkan kepercayaan (*rating life*).

Diartikan pula sebagai umur yang yang dicapai dalam jumlah putaran yang dapat dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan. Umur disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10} dalam satuan jam dengan anggapan putaran konstan.

3. Basis kemampuan menerima beban (*Basic load rating*)

Disebut juga dengan "*Dynamic load rating* (Beban Dinamis)" diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dalam jumlah putaran konstan 1.000.000 (10^6) putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar. disimbolkan dengan C.

4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Statis Load Rating*).

Diartikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang memberikan bidang tekanannya. Disimbolkan dengan C_0 .

Perhitungan bantalan akan didapat harga C_0 dan C yang tergantung dari diameter lubang, seri dimensi, dan jenis bantalan dimana:

1. C (Kapasitas nominal bantalan dinamis spesifik).

Yaitu : beban dalam arah tetap dan konstan yang diterima oleh sejumlah bantalan yang berputar 10^6 putaran yang mana 90% dari bantalan tersebut tidak mengalami kerusakan.

2. C_0 (Kapasitas bantalan statis spesifik).

Yaitu : beban radial yang diterima bantalan sehingga total deformasi permanent gelinding dan cincin maksimal 0,0001 kali diameter element gelinding.

Sehingga disioni umur bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

Untuk diameter bola lebih dari 25,4 (mm), maka harga C adalah :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \times 10^6 \quad (2-39)$$

Dimana :

L_{10h} : Umur nominal bantalan (jam kerja)

P : Beban ekivalen (N)

C : Beban dinamis (N)

b : 3 untuk ball bearing

: $\frac{10}{3}$ Untuk *rolling bearing*.

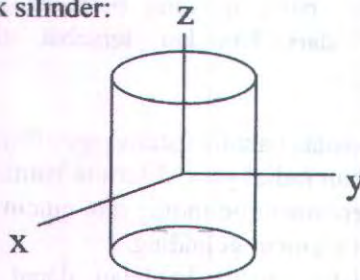
n : jumlah putaran, rpm

2.5 Perhitungan Daya (HP)

Dalam hal ini kami akan menganalisa daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan Mesin Rotary Separator yang dilengkapi dengan 2 Roda gigi lurus agar dapat berjalan dengan lancar, baik sebelum melakukan proses pengayakan maupun saat melakukan proses pengayakan terhadap jenis variasi beras, diantaranya : Ir 64, bramo, cilamaya.

2.5.1 Momen Inertia (I)

Untuk bentuk silinder:



Gambar 2.7. Pusat gravitasi dan massa momen inersia

$$I_{xx} = I_{yy} = \frac{1}{12} m (3r^2 + h^2) ; I_{zz} = \frac{1}{2} m r^2$$

$$I_{zz} = \frac{1}{2} \rho V r^2 \quad (2-40)$$

[Engineering Mechanics Dynamics, R.C. Hibbeler]

Dimana : ρ = massa jenis beban ; kg / m^3

V = volume $(\frac{\pi}{4} D^2 t) ; m^3$

r = jari - jari ; m

2.5.2 Kecepatan Sudut

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \longrightarrow \alpha = \frac{d\omega}{dt} \quad (2-41)$$

[Engineering Mechanics Dynamics, R.C. Hibbeler. Hal : 465]

Dimana : $\theta = 2 \pi$; *radian*

$\omega =$ kecepatan sudut ; $2 \pi n$; rad/sec

$\alpha =$ percepatan sudut ; rad/sec^2

$t =$ waktu ; *sec*

2.5.3 Torsi (T)

$$T = I \alpha \quad (2-42)$$

[Engineering Mechanics Dynamics, R.C. Hibbeler. Hal : 466]

Dimana :

$T =$ Torsi yang terjadi pada komponen (*Nm*)

$$T = \frac{N \cdot 63000}{n} \quad N = \frac{T \cdot n}{63000} \quad (2-43)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 541]

Dimana :

$N =$ Daya yang dibutuhkan (*HP*)

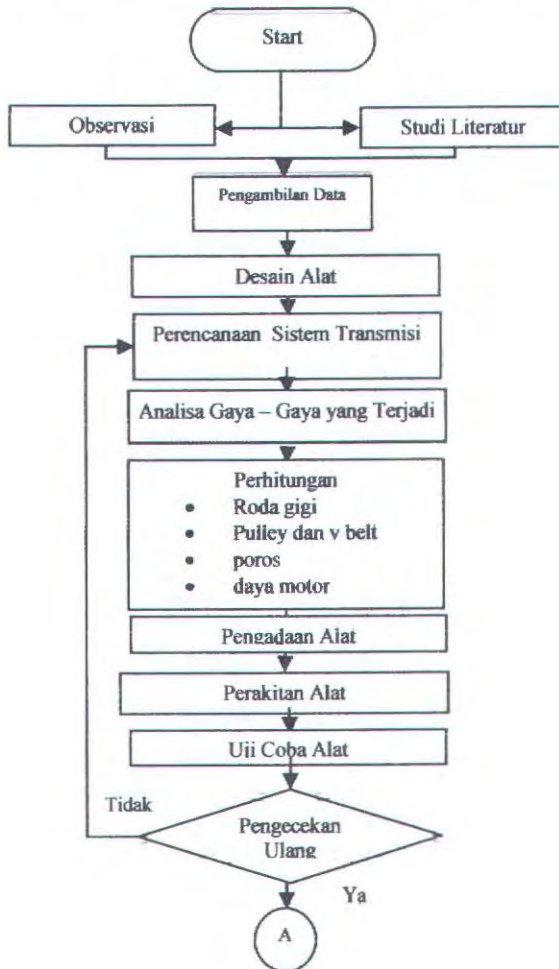
$T =$ Torsi yang terjadi (*lb.in*)

$n =$ Putaran yang terjadi (*rpm*)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram alir

untuk merancang mesin rotary separator ini diperlukan tahapan - tahapan seperti yang ada dalam diagram alir berikut ini :





3.2 Penjelasan Diagram alir

a. Observasi

Observasi dilakukan dengan cara mendatangi industri penggilingan padi untuk mengetahui kelemahan-kelemahan dari beras yang dihasilkan dari proses penggilingan padi.

b. Studi Literatur

Pada tahapan ini setelah memperoleh data dari industri penggilingan padi, studi literatur dilakukan dengan cara melakukan pencarian data-data yang diperlukan dari literatur-literatur maupun pencarian dalam internet.

c. Pengambilan Data

Data didapatkan dari industri penggilingan padi serta Studi Literatur guna mendukung data-data yang diperlukan.

d. Desain Alat

Desain alat yang dimaksud adalah untuk merencanakan mesin pengayak putar atau rotary separator dengan

memperhatikan data-data yang diperoleh dari studi literature maupun observasi lapangan.

- e. Perencanaan mekanisme gerak rotary separator.
Pada perencanaan sistem transmisi ini dilakukan perhitungan tentang transmisi yang digunakan pada Mesin Rotary Separator. Yaitu gear atau roda gigi lurus.
- f. Analisa Gaya – gaya yang terjadi
Dalam tahapan ini dilakukan perhitungan tentang gaya-gaya, momen yang terjadi pada rotary separator.
- g. Perencanaan gear
Pada tahap ini pemilihan roda gigi dilakukan sesuai dengan kebutuhan dan hasil perhitungan.
- h. Perhitungan
Pada tahap ini dilakukan perhitungan tentang mekanisme rotary separator.
- i. Pengadaan Alat
Pengadaan alat diperlukan untuk mendukung terciptanya rotary separator.
- j. Perakitan Alat
Dengan hasil perhitungan maka dapat dibuat rotary separator
- k. Uji Coba Alat
Setelah rotary separator terwujud maka rotary separator tersebut diUji pada sudut ideal rotary separator dan kapasitasnya.

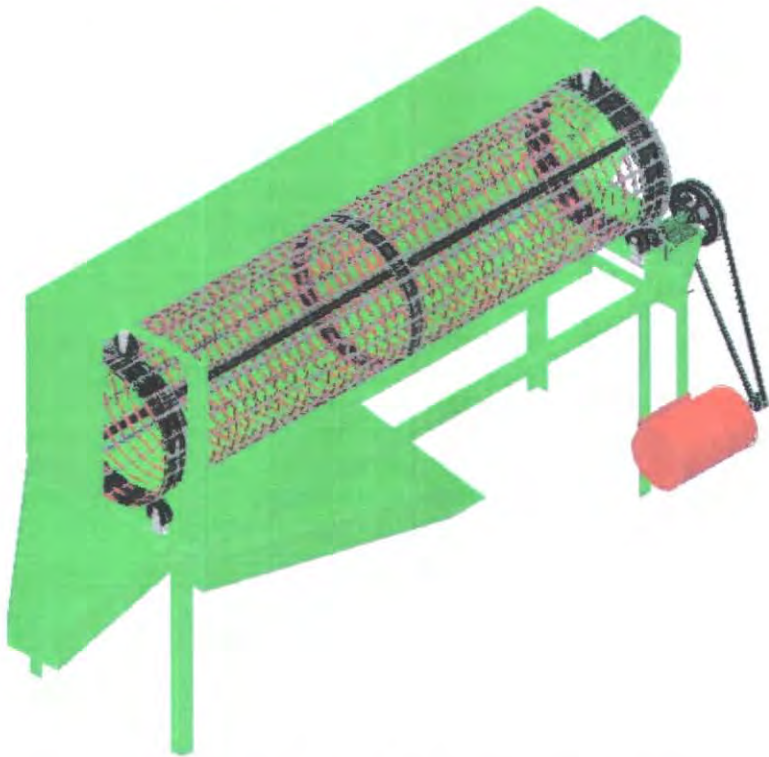
- l. Pengecekan Alat
Pengecekan alat diperlukan untuk mengecek kembali segala sesuatu yang mungkin belum sesuai dengan hasil perhitungan.
- m. Pengujian Alat
Pada tahap ini dilakukan pengujian terhadap alat untuk mengetahui pengaruh dari kapasitas dan sudut rotary separtor terhadap hasil ayakannya.
- n. Penulisan Laporan
Setelah mendapatkan data-data yang diperlukan dari hasil perhitungan dan pewujudan replika alat, maka dibuat laporan mengenai hasil rancangan dan sistem kerja alat tersebut.

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini akan membahas tentang perhitungan dalam merencanakan alat pengayak beras dengan menggunakan system putar.

Pengayakan ini berfungsi untuk menyaring beras patah atau menir yang terdapat pada beras setelah proses penggilingan. Untuk memperoleh hasil ayakan yang maksimal maka kecepatan maksimal pada alat ini adalah 60 rpm.

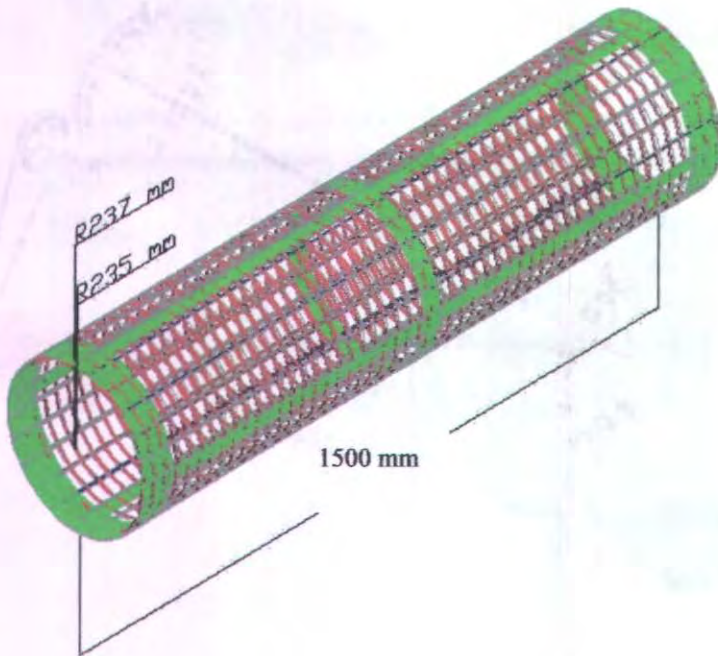


Gambar 4.1. Gambar mesin pengayak beras dengan sistem putar

4.1 Perhitungan Daya

Data – data yang direncanakan pada desain ayakan mesin pengayak beras adalah sebagai berikut :

Diameter luar silinder ayakan	= 47,4 cm
	= 0,474 m
Diameter dalam silinder ayakan	= 47 cm
	= 0,47 m
Panjang badan silinder ayakan	= 150 cm
	= 1,5 m
Masa silinder ayakan dengan beras	= 37,4 kg



Gambar 4.2. Desain dan ukuran silinder ayakan

4.1.1 Besar Daya pada Silinder Ayakan

Momen Inersia

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4l^2) \\
 &= \frac{37,4}{48} (3 \times (0,474)^2 + 3 \times (0,470)^2 + 4 \times (1,5)^2) \\
 &= 7,704 \text{ kg.m}^2
 \end{aligned}$$

Kecepatan sudut (ω)

$$\begin{aligned}
 \omega &= 2\pi.n \\
 &= 2\pi.60 \text{ rpm} \\
 &= 6,28 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

Percepatan sudut (α)

$$\begin{aligned}
 \alpha &= \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \\
 &= \frac{6,28 \text{ rad/s}}{2 \text{ s}} = 3,14 \text{ rad/s}^2
 \end{aligned}$$

Besar Torsi

$$\begin{aligned}
 T &= I.\alpha \\
 &= 7,704 \text{ kg.m}^2 \times 3,14 \text{ rad/s}^2 \\
 &= 24,191 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Besar daya

$$P = T \cdot \omega$$

$$= 24,191 \text{ Nm} \times 6,28 \text{ rad/s}$$

$$= 151,915 \text{ watt}$$

$$= 0,204 \text{ HP}$$

4.1.2 Besar Daya Pada Roda Gigi Lurus

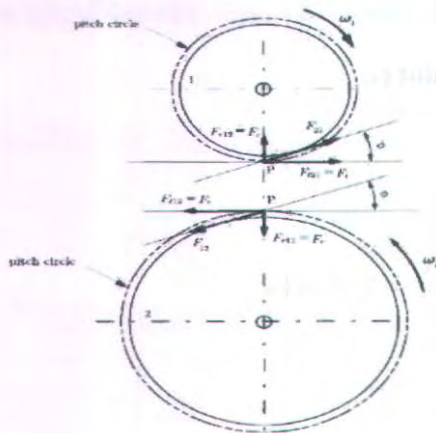
Data yang direncanakan untuk gear adalah sebagai berikut :

$$N_t = 118$$

$$d = 50 \text{ cm} = 0,5 \text{ m}$$

$$n = 60 \text{ rpm}$$

$$m = 5 \text{ kg}$$



Gambar 4.3. Gaya-gaya yang terjadi pada gear dan pinion

4.1.2.1. Daya pada Gear

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{m.d^2}{16} \\
 &= \frac{5\text{kg} \cdot (0,5\text{m})^2}{16} \\
 &= 0,781 \text{ kg.m}^2
 \end{aligned}$$

Percepatan sudut (α)

$$\begin{aligned}
 \alpha &= \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \\
 &= \frac{6,28\text{rad/s}}{2} = 3,14 \text{ rad/s}^2
 \end{aligned}$$

Besar torsi

$$\begin{aligned}
 T &= I \cdot \alpha \\
 &= 0,781 \text{ kg.m}^2 \cdot 3,14 \text{ rad/s}^2 \\
 &= 2,45 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Besar daya pada gear

$$\begin{aligned}
 P &= I \cdot \omega \\
 &= 2,45\text{Nm} \cdot 6,28 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

$$= 15,39 \text{ watt}$$

$$= 0,021 \text{ HP}$$

4.1.2.2. Daya pada Pinion

Data yang direncanakan untuk pinion adalah sebagai berikut :

$$N_t = 19$$

$$d = 8 \text{ cm} = 0,08 \text{ m}$$

Kecepatan sudut (ω)

$$r_v = \frac{N_{\text{pinion}}}{N_{\text{gear}}} = 0,161$$

$$\omega_p = \frac{\omega_g}{0,161}$$

$$= \frac{6,28 \text{ rad/s}}{0,161}$$

$$= 39 \text{ rad/s}$$

Momen inersia (I)

$$I = \frac{m.d^2}{16}$$

$$= \frac{2 \text{ kg} \cdot (0,08 \text{ m})^2}{16}$$

$$= 8 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

Percepatan sudut (α)

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} \\ &= \frac{39 \text{ rad/s}}{2 \text{ s}} \\ &= 19,5 \text{ rad/s}^2\end{aligned}$$

Besar torsi

$$\begin{aligned}T &= I \cdot \alpha \\ &= 8 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \cdot 19,5 \text{ rad/s}^2 \\ &= 0,156 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Daya pada pinion (P)

$$\begin{aligned}P &= T \cdot \omega \\ &= 0,156 \text{ Nm} \cdot 39 \text{ rad/s} \\ &= 0,608 \text{ watt} \\ &= 8,15 \cdot 10^{-3} \text{ HP}\end{aligned}$$

4.1.3. Daya Total

Jadi daya total yang dibutuhkan untuk memutar mesin ayakan ini adalah sebesar :

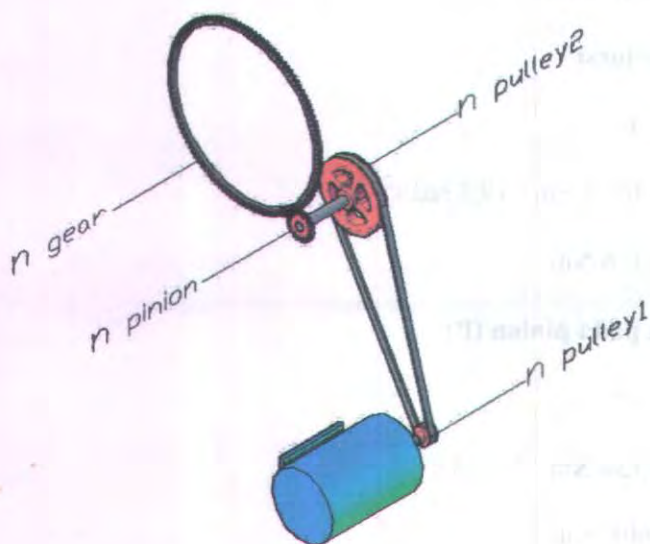
$$P_{\text{tot}} = P_{\text{silinder}} + P_g + P_p$$

$$= 0,204 + 0,021 + 0,00815$$

$$= 0,2335 \text{ HP}$$

4.2. Perhitungan dan Desain Sistem Transmisi

Desain sistem transmisi ini dapat dilihat pada gambar dibawah ini, daya dari motor ditransmisikan melalui sistem belt dan pulley lalu roda gigi untuk menggerakkan silinder pengayak.



Gambar 4.4. Sistem transmisi pada mesin pengayak beras

4.2.1. Perhitungan Roda Gigi Lurus.

Pada perhitungan roda gigi gear dan pinion
Data-data yang direncanakan adalah sebagai berikut :

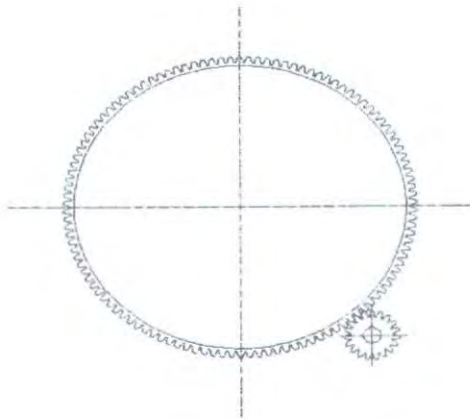
Putaran Gear	= 60 rpm
Putaran pada pinion	= 373 rpm

Dengan rasio kecepatan sebesar $\frac{60}{373} = 1 : 6,216$

Maka jumlah gigi yang direncanakan pada gear dan pinion yang sesuai dengan rasio kecepatan tersebut adalah :

$$\frac{60}{373} = \frac{N_{ip}}{N_{tg}}$$

Gear	= 118 gigi
Diameter pitch gear	= 50 cm
	= 19,685 in
Pinion	= 19 gigi



Gambar 4.5. Gear dan Pinion

4.2.2. Perhitungan Jarak Antar Gigi

$$P = \frac{\pi \cdot d}{N_t}$$

$$P = \frac{\pi \cdot 19,685}{118}$$

$$P = 0,5238 \text{ in}$$

4.2.3. Diameter Pinion

$$d_p = \frac{p \cdot Nt}{\pi}$$

$$d_p = \frac{0,1668 \text{ in} \cdot 19}{3,14}$$

$$d_p = 3,169 \text{ in}$$

4.2.4. Jarak Center (c)

$$c = \frac{d_{\text{pinion}} + d_{\text{gear}}}{2}$$

$$c = \frac{3,169 \text{ in} + 19,685 \text{ in}}{2}$$

$$c = 11,427 \text{ in}$$

4.2.5. Perbandingan Kecepatan

$$r_v = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

$$r_v = \frac{N_{t1}}{N_{t2}} = \frac{19}{118} = 0,161$$

4.2.6. Putaran Pada Pinion

$$r_v = \frac{n_2}{n_1}$$

$$0,161 = \frac{60rpm}{n_1}$$

$$\begin{aligned} n_1 &= 372,67 \\ &= 373 \text{ rpm} \end{aligned}$$

4.2.7. Besar Gaya Tangensial (F_t)

Besar torsi yang terjadi pada roda gigi : dari hasil perhitungan sebelumnya.

$$P = 0,5 \text{ HP}$$

Dimana,

$$P = \frac{T.n}{63000}$$

Maka,

$$T = \frac{0,5 \text{ hp} \cdot 63000}{60rpm}$$

$$T = 525 \text{ inch-pound}$$

dan,

$$T = F_t \cdot r$$

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

$$F_t = \frac{525 \text{ inch - pound}}{9,842 \text{ in}}$$

$$F_t = 53,343 \text{ lbf}$$

4.2.8. Gaya Radial (F_r)

$$F_r = F_t \tan \phi$$

$$F_r = 53,343 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_r = 19,415 \text{ lbf}$$

4.2.9. Kecepatan Pitch line (V_p)

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \frac{f_t}{\text{menit}}$$

$$V_p = \frac{\pi \cdot 19,685 \text{ in} \cdot 60 \text{ rpm}}{12}$$

$$V_p = 308,0545 \frac{f_t}{\text{menit}}$$

4.2.10. Beban dinamis (F_d)

Untuk kecepatan keliling (V_p) yang terletak diantara

$0 \leq V_p \leq 2000 \frac{f_t}{\text{menit}}$ berlaku rumus

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} F_t, \text{ maka :}$$

$$F_d = \frac{600 + 309,055}{600} 53,343 \text{ lbf}$$

$$F_d = 80,815 \text{ lbf}$$

4.2.11 Lebar Roda Gigi (b)

Dari tabel faktor beban aus di dapat :

- Untuk gear dipilih bahan dari Steel BHN 150 and cast iron dengan $S_o = 50.000$ psi dengan nilai $K = 60$ (sudut $\theta = 20_o$) (lampiran 7)
- Untuk Pinion dipilih dari bahan Steel BHN 250 dan cast iron dengan $S_o = 90.000$ psi dengan nilai $K = 196$ (sudut $\theta = 20_o$) (lampiran 7)

$$b = \frac{F_d}{d_p \cdot Q \cdot K} \text{ in}$$

$$\text{dimana, } Q = \frac{2N_f \text{ atau } N_g}{N_{fp} + N_{fg}}$$

untuk pinion

$$Q = \frac{2.19}{19 + 118}$$

$$Q = 0,277$$

Maka,

$$b = \frac{80,815}{3,169 \cdot 0,277 \cdot 196}$$

$$b = 0,468 \text{ in}$$

untuk gear

$$Q = \frac{2.118}{19+118}$$

$$Q = 1,723$$

$$b = \frac{80,815}{19,685 \cdot 1,723 \cdot 60}$$

$$b = 0,0397 \text{ in}$$

agar pada penggunaan aman, maka pada pemakaian dipilih lebar untuk gear dan pinion adalah 0,5 in

4.2.12. Beban yang diijinkan (F_b)

Dari tabel Faktor lewis pada lampiran 7 didapat nilai Y
Untuk jumlah gigi = 19 nilai Y = 0,314

$$F_b = S_o b \frac{Y}{P} \text{ lbf}$$

$$F_b = 90.000 \cdot 0,468 \frac{0,314}{3,169} \text{ lbf}$$

$$F_b = 4173,455 \text{ lbf}$$

4.2.13 Pengecekan Roda Gigi Dengan Metode AGMA

4.2.13.1 Persamaan kekuatan AGMA :

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot p \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J}$$

dan

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

dimana :

$K_o = 1,75$	Faktor beban lebih
$K_s = 1$	Roda gigi lurus
$K_m = 1,6$	Faktor Distribusi Beban
$K_v = 1$	Faktor Dinamik
$J = 0,25$	Faktor Geometri
$S_{at} = 25000 \text{ psi}$	Tegangan ijin material
$K_L = 1$	Faktor umur
$K_R = 1,5$	Faktor Keamanan
$K_T = 1$	sesuai dengan stress faktor yang diijinkan pada temperatur operasi

Data yang diambil pada perhitungan sebelumnya adalah sebagai berikut :

$$F_t = 53,343 \text{ lbf}$$

$$p = 3,169 \text{ in}$$

$$b = 0,468 \text{ in}$$

maka,

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot p \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J}$$

$$\sigma_t = \frac{53,343 \times 1,6 \times 3,169 \times 1 \times 1,7}{1 \times 0,468 \times 0,25}$$

$$\sigma_t = 3929,906$$

dan

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

$$S_{ad} = \frac{25000 \cdot 1}{1 \cdot 1,5}$$

$$S_{ad} = 16.666,667 \text{ psi}$$

Karena nilai dari $S_{ad} > \sigma_t$ maka perhitungan dan pemilihan dari roda gigi dinyatakan aman.

4.2.13.2 Persamaan Keausan AGMA

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}}$$

dan

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

dimana :

C_o	= 1,5	Faktor beban lebih
C_s	= 1,25	Faktor ukuran
C_m	= 1,1	Faktor distribusi beban
C_f	= 1,25	Faktor kondisi permukaan
C_v	= 1	Faktor Dinamik
I	= 0,7	Faktor Geometri
S_{ac}	= 95000 psi	Tegangan ijin kontak
C_L	= 1	Faktor umur
C_T	= 1	Faktor temperatur modifikasi
C_H	= 1	Faktor Ratio
C_R	= 1	Faktor Keamanan
C_p	= 2300	Koefisien elastis

Maka :

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot db \cdot I}} \quad \text{dan} \quad \sigma_c \leq S_{ac} \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

$$C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot db \cdot I}} \leq S_{ac} \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

$$2300 \sqrt{\frac{53,343 \times 1,5 \times 1,25 \times 1,1 \times 1,25}{1 \times 3,169 \times 0,468 \times 0,7}} \leq 95000 \left[\frac{1.1}{1.1} \right]$$

$$26474,026 \text{ psi} \leq 95000 \text{ psi}$$

karena nilai $\sigma_t \leq S_{ac} \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$ maka perhitungan dan pemilihan roda gigi dianggap aman terhadap aus.

4.3 Perhitungan Pulley dan Belt

Data – data yang diambil dari perhitungan sebelumnya adalah :

$$\text{Putaran pulley yang digerakkan (} n_{p2} \text{)} = 373 \text{ rpm}$$

Data- data yang direncanakan :

$$\begin{aligned} \text{Jarak sumbu antar poros (} C \text{)} &= 600 \text{ mm} \\ &= 23,622 \text{ in} \end{aligned}$$

$$\text{Putaran pulley penggerak (} n_{p1} \text{)} = 1490 \text{ rpm}$$

4.3.1 Perhitungan diameter pulley penggerak

Maka pemilihan diameter pulley penggerak dan pulley yang digerakkan yang sesuai dengan perbandingan tersebut adalah:

$$\begin{aligned} \text{Diameter pulley yang digerakkan} &= 200 \text{ mm} \\ &= 7,874 \text{ in} \end{aligned}$$

Untuk mencari diameter pulley penggerak maka digunakan rumus sebagai berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

$$\frac{1}{4} = \frac{d_2}{7,874}$$

$$d_2 = 1,9685 \text{ in}$$

$$d_2 = 50 \text{ mm}$$

jadi diameter pulley penggerak sebesar 50 mm

4.3.2. Perhitungan Panjang Belt (L)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{1}{4C} (d_2 - d_1)^2$$

$$L = 2 \times 600 + \frac{\pi}{2} (200 + 50) + \frac{1}{4(600)} (200 - 50)^2$$

$$L = 1200 + 392,5 + 9,375$$

$$L = 1601,875 \text{ mm}$$

Dari tabel Dimensi Belt (lampiran 4) dapat dipilih belt dengan panjang 1600 mm

4.3.3. Rekalkulasi Jarak Poros

Dari hasil perhitungan panjang belt diatas maka rekalkulasi jarak poros dapat dihitung menggunakan rumus dibawah sebagai berikut



$$C = \frac{2b + \sqrt{b^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{4} \quad \text{Dimana, } b = L - \pi(d_1 - d_2)$$

$$b = 1600 - \pi(200 - 50) = 1129$$

$$C = \frac{2.1129 + \sqrt{1129^2 - 8(200 - 50)^2}}{4}$$

$$C = 826,063 \text{ mm}$$

4.3.4. Pemilihan Belt

Dari Diagram pemilihan V belt dan koreksinya (lampiran 5) didapatkan jenis V Belt yang paling sresuai adalah belt tipe A (dari lampiran 5)

Dari tabel Tentang dimensi V belt tipe A diketahui :

$$\text{Lebar (D)} = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal (h)} = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Luasan (A)} = 0,81 \text{ cm}^2$$

4.3.5. Kecepatan Keliling Belt

Bedasarkan data diatas maka untuk kecepatan keliling belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \text{ m/s}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 50 \cdot 1500}{60000} \text{ m/s}$$

$$v = 3,925 \text{ m/s}$$

4.3.6. Gaya Tarik Efektif

Perhitungan gaya yang akan dipindahkan dari pulley penggerak ke pulley yang digerakkan dari daya Motor sebesar = 0,5 HP = 0,367 kW adalah sebagai berikut :

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot N}{v} \text{ kgF}$$

$$\begin{aligned} F_{\text{rated}} &= \frac{102 \cdot 0,367}{3,925} \text{ kgF} \\ &= 9,537 \text{ kgF} \end{aligned}$$

4.3.7. Gaya Overload Faktor

Untuk mencari gaya keliling maksimum atau gaya efektif pada belt dapat diketahui menggunakan perhitungan sebagai berikut :

$$F_{\text{efektif}} = \rho \cdot F_{\text{rated}}$$

$$F_{\text{efektif}} = 1,4 \cdot 9,537 \text{ kgF}$$

$$F_{\text{efektif}} = 13,3518 \text{ kgF}$$

4.3.8. Perhitungan Tegangan yang timbul akibat beban

σ_0 untuk V Belt sebesar 12 kg/cm^2

φ_0 untuk V Belt (0,7 – 0,9) dipilih 0,7

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_0 \cdot \sigma_0$$

$$= 2.0,7 \cdot 12$$

$$= 16,8 \text{ kg/cm}^2$$

Jadi tegangan yang timbul akibat beban pada belt adalah sebesar $16,8 \text{ kg/cm}^2$

4.3.9. Jumlah Belt yang dibutuhkan (Z)

Dari perhitungan tegangan yang timbul akibat beban diatas maka akan dicari jumlah belt yang dipakai dengan menggunakan rumus dan perhitungan sebagai berikut :

$$Z = \frac{F_{\text{efektif}}}{\sigma_d \cdot A}$$

$$Z = \frac{13,3518}{16,8 \times 2,3}$$

$$Z = 0,346 \approx 1 \text{ Buah}$$

Jadi jumlah belt yang akan dipakai untuk menggerakkan pulley adalah 1 buah

4.3.10. Tegangan maksimum yang ditimbulkan (σ_{max})

Dari tabel bahan Belt (lampiran 6), belt yang digunakan dengan bahan solid wolvn cotton, diketahui $\gamma = 1,05 \text{ kg/dm}^3$, dan dipilih $E = 500 \text{ kg/cm}^3$ sehingga :

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_o + \frac{F}{2.z.A} + E_b \frac{h}{D_{\text{min}}} + \gamma \frac{v^2}{10.g}$$

$$\sigma_{\max} = 12 + \frac{13,3518}{2 \times 1 \times 2,3} + 500 \frac{13,5}{200} + 1,05 \frac{3,925^2}{10 \times 9,8}$$

$$\sigma_{\max} = 12 + 1,451 + 33,75 + 0,165$$

$$\sigma_{\max} = 47,366 \text{ kg / cm}^2$$

4.3.11. Jumlah Putaran Belt per Detik

Perhitungan jumlah putaran belt yang terjadi dengan kecepatan keliling pada belt sebesar 3,925 m/s adalah sebagai berikut :

$$u = \frac{v}{L}$$

$$u = \frac{3,925}{1,6}$$

$$u = 2,453 \text{ Putaran/detik}$$

4.3.12. Umur Belt

Diketahui jumlah Pulley yang berputar (x) = 2, $\sigma_{\text{fat}} = 90 \text{ kg/cm}^2$ (untuk V Belt) dan $m = 8$ untuk V Belt. maka perhitungan umur belt adalah sebagai berikut :

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot U \cdot x} \left[\frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\text{max}}} \right]^m \text{ jam}$$

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 2,453 \cdot 2} \left[\frac{90}{47,366} \right]^8 \text{ jam}$$

$$H = \frac{10^7}{17661} [169,905] \text{ jam}$$

$$H = 96200,231 \text{ Jam Operasi}$$

4.3.13. Dimensi pulley

Dari tabel tentang dimensi pulley untuk belt tipe V Belt didapat data-data sebagai berikut :

$$e = 10 \text{ mm}$$

$$c = 2,5 \text{ mm}$$

$$t = 12 \text{ mm}$$

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

$$\phi_o = \text{dipilih } 40^\circ$$

4.3.13.1. Dimensi Pulley Penggerak

Untuk mengetahui diameter luar dan diameter dalam pulley penggerak menggunakan perhitungan sebagai berikut:

Diameter luar pulley

$$D_{out} = d_1 + 2.c$$

$$D_{out} = 50 + 2.2,5$$

$$D_{out} = 55 \text{ mm}$$

Diameter dalam pulley

$$D_{in} = D_{out} - 2.e$$

$$D_{in} = 55 - 2.10$$

$$D_{in} = 35 \text{ mm}$$

4.3.13.2. Dimensi Pulley yang Digerakkan

Sedangkan untuk mengetahui diameter dalam dan luar dari pulley yang digerakkan dapat dihitung sebagai berikut;

Diameter luar pulley

$$D_{out} = d_1 + 2.c$$

$$D_{out} = 200 + 2.2,5$$

$$D_{out} = 205 \text{ mm}$$

Diameter dalam pulley

$$D_{in} = D_{out} - 2.e$$

$$D_{in} = 205 - 2.10$$

$$D_{in} = 185 \text{ mm}$$

4.3.14. Lebar Pulley (B)

Pulley yang digunakan sebanyak 2 buah ($Z=2$), maka lebar pulley dapat diketahui menggunakan perhitungan sebagai berikut :

$$B = (Z - 1) t + 2 . s$$

$$B = (2 - 1) 12 + 2 . 8$$

$$B = 28 \text{ mm}$$

4.3.15. Sudut Kontak

Sudut kontak yang terjadi antara belt dan pulley dapat dihitung sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{200 - 50}{1600} 60^\circ$$

$$\alpha = 174,375^\circ$$

4.3.16 Gaya yang Diterima Poros Pulley

Diketahui $\phi = \phi_0 = 0,7$, sehingga perhitungan gaya yang diterima poros pulley :

$$F_R = \frac{F}{\phi} \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$F_R = \frac{13,352}{0,7} \sin \frac{174,375}{2}$$

$$F_R = 19,05 \text{ kgF}$$

4.3.16. Berat Pulley

Dari tabel bahan (lampiran 9), bahan pulley dipilih bahan Alloy Steel AISI 1020 dengan density (ρ) = 7680 kg/m³ (lampiran 2)

Sehingga dapat diketahui masa pulley penggerak (m_1) dan pulley yang digerakkan (m_2) sebagai berikut :

Massa Pulley 1 (m_1)

$$m_1 = \rho \left(\frac{1}{4} \pi d_1^2 \cdot B \right)$$

$$m_1 = 7680 \left(\frac{1}{4} \pi 0,05^2 \cdot 0,028 \right)$$

$$m_1 = 0,422 \text{ kg}$$

Massa Pulley 2 (m_2)

$$m_2 = \rho \left(\frac{1}{4} \pi d_2^2 \cdot B \right)$$

$$m_2 = 7680 \left(\frac{1}{4} \pi 0,2^2 \cdot 0,028 \right)$$

$$m_2 = 6,752 \text{ kg}$$

4.4. Perencanaan Poros

4.4.1. perhitungan poros pada pulley dan gear

Perencanaan panjang poros adalah sebesar 10 in
Gaya tarik belt (F_b) = 21,012 lb

Part yang berada pada poros :

- Pinion sebagai transmisi daya dengan gear berikutnya

$$d \text{ pinion} = 3,169 \text{ in}$$

$$\text{lebar pinion} = 0,468 \text{ in}$$

$$w \text{ pinion} = \rho \left(\frac{1}{4} \pi d^2 B \right)$$

$$= 0,283 \text{ lb/in}^3 \cdot \frac{1}{4} \pi (3,169)^2 \cdot 0,468$$

$$= 0,333 \text{ lb}$$

- Pulley sebagai transmisi daya dengan pulley penggerak

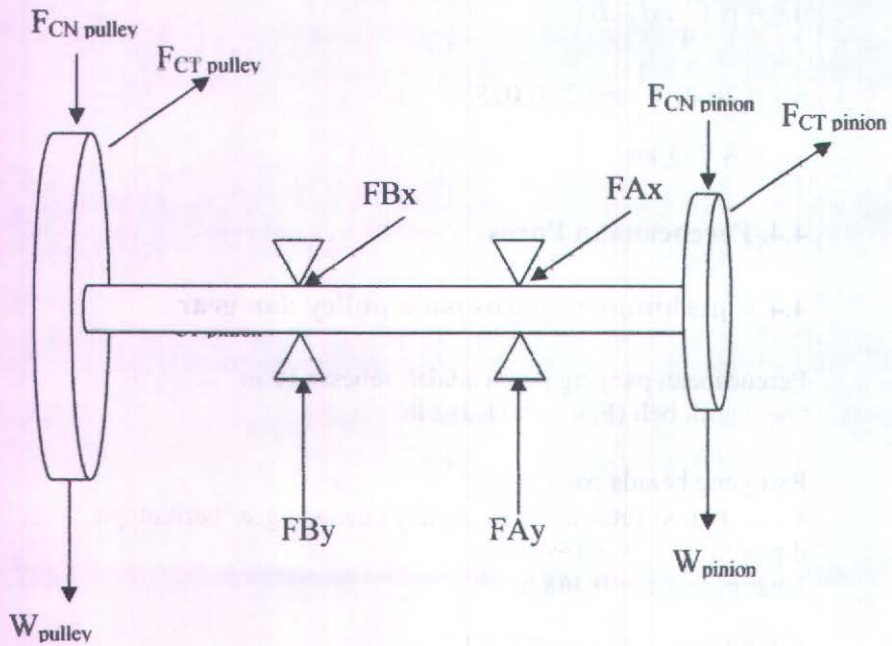
$$W \text{ pulley} = 6,752 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}$$

$$= 66,1696 \text{ N}$$

$$= 14,876 \text{ lb}$$

$$d \text{ pulley} = 7,874 \text{ in}$$

- Bearing sebagai penahan poros.

Skema gaya

Gambar 4.6. skema gaya poros pada pulley dan gear

Putaran poros = 373 rpm

Moment torsi yang terjadi dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 M_t &= 63000 \frac{N}{n} \text{ lb.in} \\
 &= 63000 \frac{0,5}{373} \\
 &= 84,450 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

Gaya Tangensial pada Pulley

Gaya tangensial yang terjadi pada pulley dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_{c_t} &= \frac{Mt}{r} \\ &= \frac{84,450 \text{ lb.in}}{3,937} = 21,45 \text{ lb} \end{aligned}$$

Gaya Normal pada Pulley

$$\begin{aligned} F_{c_N} &= F_{c_T} \tan 20^\circ \\ &= 21,45 \tan 20^\circ \\ &= 7,807 \end{aligned}$$

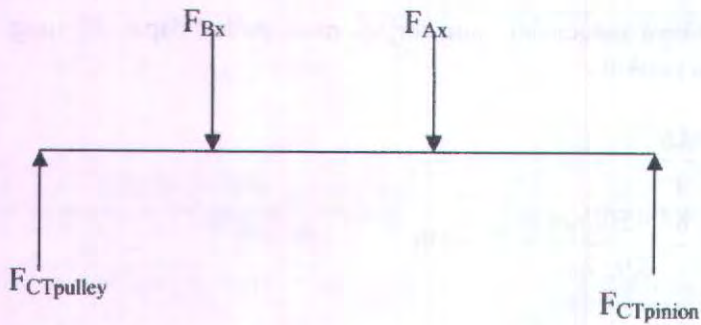
Gaya Tangensial pada Pinion

$$\begin{aligned} F_{c_T} &= \frac{Mt}{r} \\ &= \frac{84,45}{1,584} \\ &= 53,314 \text{ lb} \end{aligned}$$

Gaya Normal pada Pinion

$$\begin{aligned} F_{c_N} &= F_{c_T} \tan 20^\circ \\ &= 53,314 \tan 20^\circ \\ &= 19,405 \text{ lb} \end{aligned}$$

Reaksi tumpuan



Momen kearah horizontal

$$\curvearrowleft + M_a = 0$$

$$F_{ct\ pulley} (1,2\ in) + F_{ct\ pinion} (0,8) - F_{Bx} (1,1\ in) = 0$$

$$21,45 (1,2\ in) + 53,314 (0,8\ in) - F_{Bx} (1,1\ in) = 0$$

$$25,74 + 42,651 - F_{Bx} (1,1) = 0$$

$$F_{Bx} = \frac{68,391}{1,1}\ lb$$

$$F_{Bx} = 43,751\ lb$$

Momen ke arah vertical

$$\curvearrowleft + M_a = 0$$

$$- W_{pulley} (1,2\ in) - F_{cN\ pulley} (1,2\ in) - W_{pinion} (0,8\ in) - F_{cN\ pinion} (0,8\ in) + F_{By} (1,1\ in) = 0$$

$$- 14,876 (1,2\ in) - 7,807 (1,2\ in) - 0,333 (0,8\ in) - 19,405 (0,8\ in) + F_{By} (1,1\ in) = 0$$

$$F_{By} = \frac{43,009}{1,1} = 39,099\ lb$$

Reaksi tumpuan pada sumbu X

$$F_{ct_{pulley}} + F_{ct_{pinion}} - F_{Bx} - F_{Ax} = 0$$

$$F_{Ax} = 21,45 + 53,314 - 43,751$$

$$F_{Ax} = 31,013 \text{ lb}$$

Reaksi tumpuan pada sumbu Y

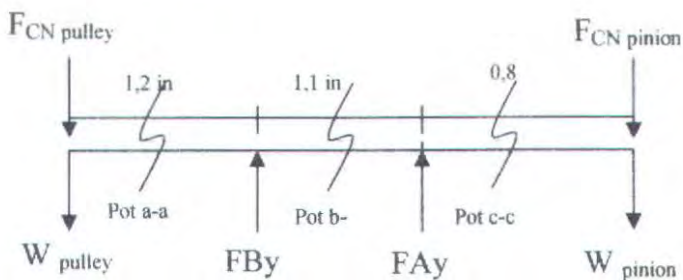
$$-W_{pulley} - F_{CN_{pulley}} - W_{pinion} - F_{CN_{pinion}} + F_{By} + F_{Ay} = 0$$

$$F_{Ay} = W_{pulley} + F_{CN_{pulley}} + W_{pinion} + F_{CN_{pinion}} - F_{By} = 0$$

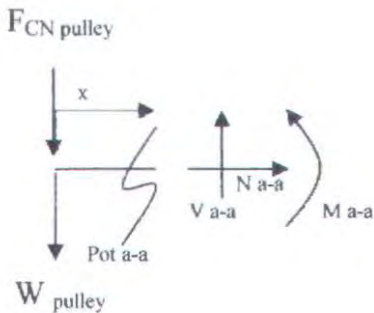
$$F_{Ay} = 14,876 + 7,807 + 0,333 + 19,405 - 39,099$$

$$F_{Ay} = 3,332 \text{ lb}$$

Analisa potongan sumbu Y



Potongan a-a



$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$- W_{\text{pulley}} - F_{\text{CN pulley}} + V_{a-a} = 0$$

$$- 14,876 - 7,807 + V_{a-a} = 0$$

$$V_{a-a} = 22,683 \text{ lb}$$

$$\curvearrow + \Sigma M_a = 0$$

$$- M_{a-a} - F_{\text{CN pulley}}(x) - W_{\text{pulley}}(x) = 0$$

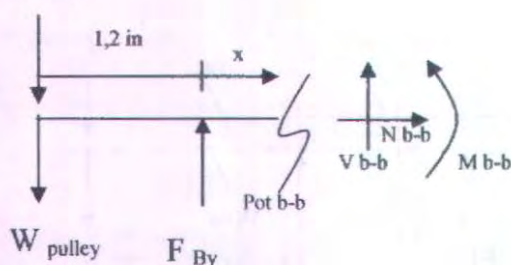
untuk $0 \leq x \leq 1,2 \text{ in}$

jika $x = 0$ maka, $M_{a-a} = 0$

$x = 1,2$ maka $M_{a-a} = - 27,2194 \text{ lb in}$

potongan b-b

$F_{\text{CN pulley}}$



$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$- W_{\text{pulley}} - F_{\text{CN pulley}} + F_{\text{By}} + V_{b-b} = 0$$

$$- 14,876 - 7,807 + 39,099 + V_{b-b} = 0$$

$$V_{b-b} = - 16,416 \text{ lb}$$

$$\curvearrow + \Sigma M_b = 0$$

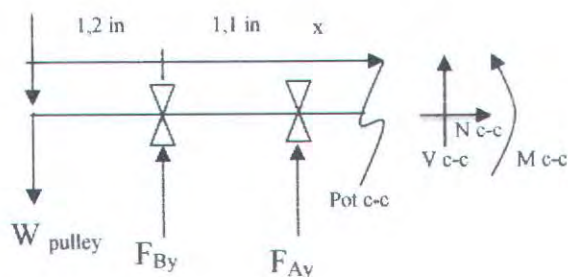
$$- M_{b-b} - F_{\text{CN pulley}}(1,2+x) - W_{\text{pulley}}(1,2+x) + F_{\text{By}}(x) = 0$$

untuk $0 \leq x \leq 1,1$

Jika $x = 0$, maka $M_{b-b} = - 27,2194 \text{ lb in}$

$x = 1,1$, maka $M_{b-b} = - 9,162 \text{ lb in}$

potongan c-c

 $F_{CN \text{ pulley}}$ 

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$-F_{CN \text{ pulley}} - W_{\text{pulley}} + F_{By} + F_{Ay} + V_{c-c} = 0$$

$$V_{c-c} = F_{CN \text{ pulley}} + W_{\text{pulley}} - F_{By} - F_{Ay}$$

$$V_{c-c} = 7,807 + 14,876 - 39,099 - 3,332$$

$$= -19,748 \text{ lb}$$

$$\curvearrowleft + \Sigma M_c = 0$$

$$-M_{c-c} - F_{CN \text{ pulley}} (2,3+x) - W_{\text{pulley}} (2,3+x) + F_{By} (1,1+x) + F_{Ay} (x) = 0$$

untuk $0 \leq x \leq 0,8$

Jika $x = 0$, maka $M_{c-c} = -9,162 \text{ lb in}$

$x = 0,8$, maka $M_{c-c} = -6,635 \text{ lb in}$

Diagram V dan M

Diagram V

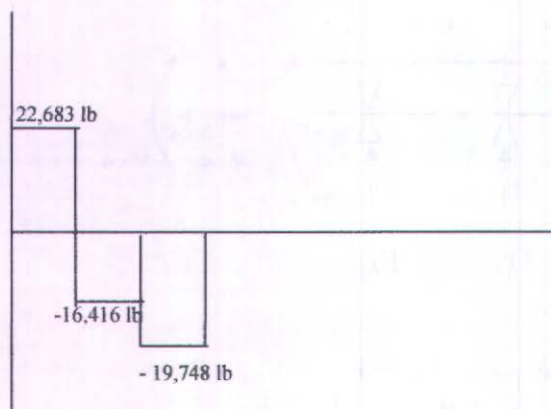
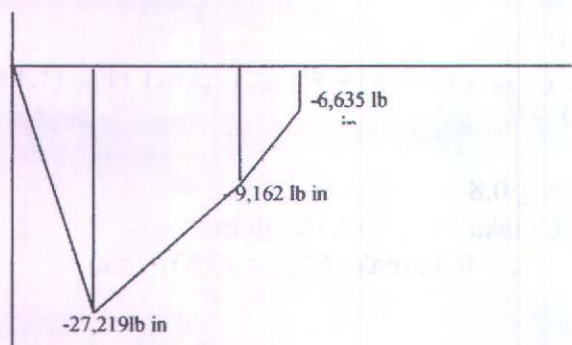
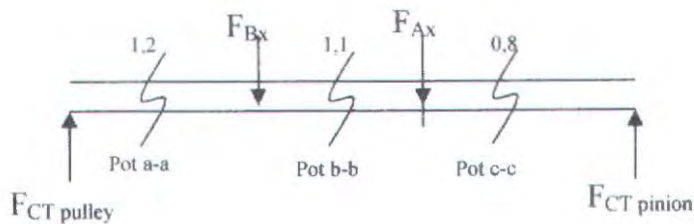


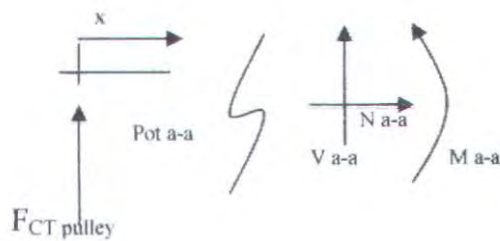
Diagram M



Analisa potongan pada sumbu x



Potongan a-a



$$\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$F_{CT\text{pulley}} + V_{a-a} = 0$$

$$V_{a-a} = -21,45 \text{ lb}$$

$$\curvearrowright + \Sigma M_a = 0$$

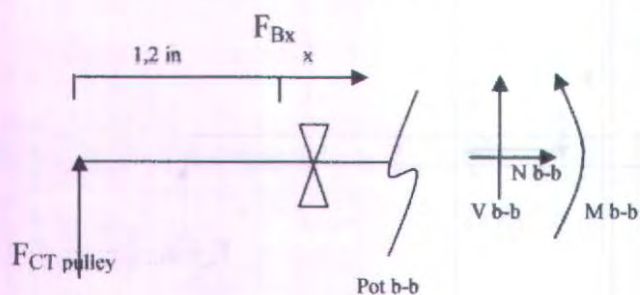
$$F_{CT\text{pulley}}(x) - M_{a-a} = 0$$

$$\text{untuk } 0 \leq x \leq 1,2$$

jika $x = 0$, maka $M_{a-a} = 0$

$$x = 1,2, \text{ maka } M_{a-a} = 25,74 \text{ lb in}$$

potongan b-b



$$\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$F_{CT \text{ pulley}} - F_{Bx} + V_{b-b} = 0$$

$$V_{b-b} = 43,751 - 21,45 \text{ lb}$$

$$= 22,301 \text{ lb}$$

$$\curvearrow + \Sigma M_b = 0$$

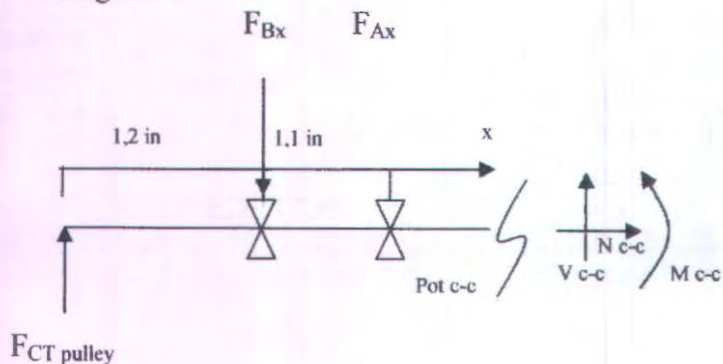
$$-M_{b-b} + F_{CT \text{ pulley}} (1,2+x) - F_{Bx}(x) = 0$$

untuk $0 \leq x \leq 1,1$

jika $x = 0$, maka $M_{b-b} = 25,74 \text{ lb in}$

$x = 1,1$, maka $M_{b-b} = 52,501 \text{ lb in}$

Potongan c-c



$$\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$F_{CT \text{ pulley}} - F_{Bx} - F_{Ax} + V_{c-c} = 0$$

$$\begin{aligned} V_{c-c} &= -F_{CT \text{ pulley}} + F_{CT \text{ gear}} + F_{Ax} \\ &= -43,751 + 21,45 + 31,013 \\ &= 8,712 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\curvearrowleft \Sigma M_c = 0$$

$$-M_{c-c} + F_{CT \text{ pulley}} (2,3+x) - F_{Bx} (1,1+x) - F_{Ax} (x) = 0$$

untuk $0 \leq x \leq 0,8$

jika $x = 0$, maka $M_{c-c} = 52,501 \text{ lb in}$

$x = 0,8$, maka $M_{c-c} = 70,063 \text{ lb in}$

Diagram V dan M

Diagram V

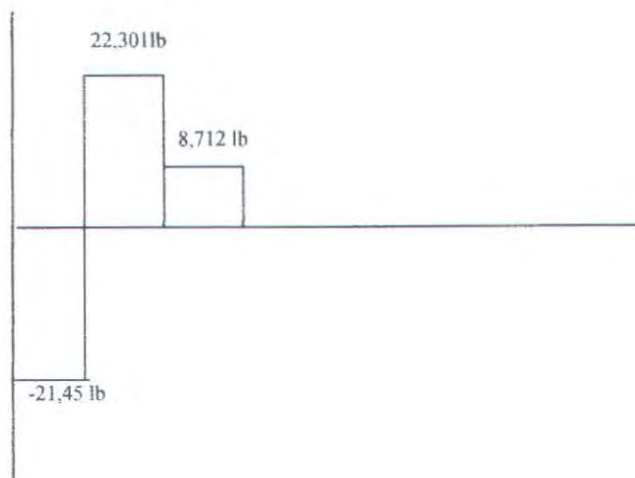
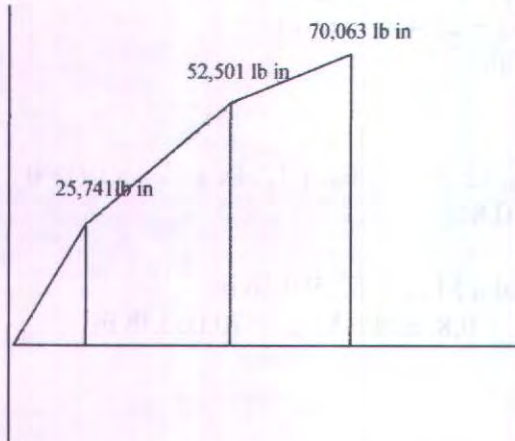


Diagram M



4.4.2 Momen Bending pada Poros Pulley dan Gear :

Dari diagram diatas momen bending terbesar pada titik

$$M_b = \sqrt{(M_{bx}^2) + (M_{by}^2)}$$

$$M_{a-a} = \sqrt{(-27,2194^2) + (25,74^2)}$$

$$M_{a-a} = 37,993 \text{ lb in}$$

$$M_{b-b} = \sqrt{(52,501^2) + (-9,162^2)}$$

$$M_{b-b} = 53,294 \text{ lb in}$$

$$M_{c-c} = \sqrt{(70,063^2) + (-6,635^2)}$$

$$M_{c-c} = 70,377 \text{ lb in}$$

Dari perhitungan didapatkan momen bending terbesar terdapat dapat potongan c-c yaitu sebesar 70,377 lb in.

Bahan poros dipilih adalah Carbon Steel ASTM A47-32510 dengan Yeild Strength sebesar 32.500 psi

4.4.3 Perhitungan Diameter Poros.

untuk mencari diameter dapat digunakan rumus sebagai berikut :

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

$$|\sigma_{\max}| = \frac{Syp}{N}$$

$$|\sigma_{\max}| \geq \sigma_{\max}$$

Berdasarkan perhitungan sebelumnya Diketahui :

$$M_B = 70,377 \text{ lb in}$$

$$T = 84,450 \text{ lb in}$$

$$Syp = 32500 \text{ psi (Dengan Bahan ASTM A47-32510)}$$

Direncanakan bahan yang digunakan adalah ASTM A47-32510

$$N = 4$$

$$|\sigma_{\max}| \geq \sigma_{\max}$$

$$\frac{Syp}{N} \geq \sqrt{\left(\frac{16 M_B}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 T}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$\frac{32500}{4} \geq \sqrt{\left(\frac{16 \times 70,377}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times 84,45}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$8125 \geq \sqrt{\frac{1267948,065}{\pi^2 D^6} + \frac{1825741,44}{\pi^2 D^6}}$$

$$8125^2 \geq \frac{1267948,065 + 1825741,44}{\pi^2 D^6}$$

$$D^6 \geq \frac{1267948,065 + 1825741,44}{\pi^2 8125^2}$$

$$D^6 \geq \frac{3093689,505}{\pi^2 \times 66015625}$$

$$D \geq \sqrt[6]{0,0048}$$

$$D \geq 0,846 \text{ in}$$

$$D \geq 21,497 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas maka diameter poros direncanakan 25 mm (lebih besar dari D minimum), sedangkan bahan poros yang digunakan adalah ASTM A47-32510.

4.5. Perhitungan Bantalan

Dari tabel Tentang pemilihan Bearing dipilih Bearing jenis Gelinding (ball bearing – single row – deep groove) dengan data-data sebagai berikut :

d	= 25 mm
D	= 52 mm
B	= 15 mm
C ₀	= 1610 lb
C	= 2450 lb

Data lain yang diperlukan dalam penghitungan bantalan adalah
 $V = 1$ (ring dalam yang berputar)
 $b = 3$ (untuk bantalan gelinding)

Bearing 1

gaya yang terjadi pada bearing 1 antara lain

$$F_{Bx} = 43,751 \text{ lb}$$

$$F_{By} = 39,099 \text{ lb}$$

$$n = 373 \text{ putaran}$$

sehingga perhitungan gaya tangensial yang terjadi pada bearing 1 adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned} F_{t1} &= \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} \\ &= \sqrt{43,751^2 + 39,099^2} \\ &= \sqrt{1914,15 + 1528,73} \\ &= 58,67 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_1 &= V \cdot F_{t1} \\ &= 1 \cdot 58,67 \text{ lb} \\ &= 58,67 \text{ lb} \end{aligned}$$

Umur bantalan

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P_1} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \\ &= \left(\frac{1610}{58,67} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 373} \\ &= 20664,712 \cdot 44,683 \\ &= 923361,33 \text{ jam} \end{aligned}$$

Bearing 2

Besar gaya gaya yang terjadi pada bering 2 adalah

$$F_{Ax} = 31,013 \text{ lb}$$

$$F_{Ay} = 3,332 \text{ lb}$$

$$n = 373 \text{ rpm}$$

maka perhitungan gaya tengensial yang terjadi pada bering2 adalah sebagai berikut

$$\begin{aligned} Ft_2 &= \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} \\ &= \sqrt{31,013^2 + 3,332^2} \\ &= \sqrt{961,81 + 11,1} \\ &= 31,19 \text{ lb} \end{aligned}$$

Umur bantalan

$$\begin{aligned} L_{10H} &= \left(\frac{C}{P_1} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \\ &= \left(\frac{1610}{31,19} \right)^3 \times \frac{10^6}{60.373} \\ &= 137540,787 \cdot 44,683 \\ &= 6145734,986 \text{ jam} \end{aligned}$$

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari perhitungan dan analisa gaya yang terjadi serta pemilihan bahan yang digunakan maka dapat disimpulkan perhitungan mesin pengayak beras ini sebagai berikut :

1. daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan Mesin ini adalah sebesar 0,5 hp dengan putaran 1500 rpm.
2. bahan gear dan pinion adalah Steel BHN 150 and cast iron dan lebar sebesar 0,468 in.
3. bahan pulley dipilih Alloy steel AISI 1020 dengan lebar sebesar 28 mm .
4. belt yang digunakan berbahan solid wolvn cotton tipe A dan masa operasi selama 96200,231 Jam.
5. bahan poros dipilih carbon steel ASTM A47-32510 dengan diameter 21,47 mm.
6. bearing memakai ball bearing jenis Gelinding atau ball bearing single row deep groove dengan data sebagai berikut :

$$d = 25 \text{ mm}$$

$$D = 52 \text{ mm}$$

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

$$C_o = 1610 \text{ lb}$$

$$C = 2450 \text{ lb}$$

Dan umur bantalan pada poros adalah

1. Bantalan 1 = 923361,33 jam operasi
2. Bantalan 2 = 6145734,986 jam operasi

5.2. Saran

Dari hasil pembangunan atau perwujudan alat menunjukkan operasi mesin berjalan kurang baik, sehingga perlu adanya penyempurnaan dan pembaharuan terutama pada sistem ayakan yang memerlukan screen atau ayakan yang bervariasi agar dapat mengayak berbagai macam jenis beras berdasarkan ukuran dari butiran beras. Penyempurnaan alat ini lebih lanjut dapat menaikkan fungsi alat sehingga tidak hanya untuk beras saja tetapi bisa bahan-bahan yang lainnya seperti pasir, gula kristal, kopi, dan lain sebagainya.

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. , Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co, Inc.
- Dobrovolsky, K Zablonsky, S. Max, A.Radchik, L. Erlikh. *Machine Element*. Moskow : Peace Publishig Co.
- Hibbeler, R..C., 2001, *Engineering Mechanics : Dynamics* : Upper Saddle River, Prentice-Hall
- Mott, Robert L.P.E., 2004 : *Machine Elements Design Forth Edition* : Pearson Prentice Hall.
- Sato, G. Takeshi, 2000 : *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
- Suhariyanto, 2002. *Diktat Elemen Mesin I*. Surabaya : Program Studi D3 Teknik Mesin ITS
- Suhariyanto, Hadi, Syamsul. 2002. *Diktat Elemen Mesin II*. Surabaya : Program Studi D3 Teknik Mesin ITS
- Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.

TABEL KONVERSI

APPENDIX 18 CONVERSION FACTORS

TABLE A18-1 Conversion of U.S. Customary units to SI units: basic quantities

Quantity	U.S. Customary unit		SI unit	Symbol	Equivalent units
Length	1 foot (ft)	=	0.3048 meter	m	
Mass	1 slug	=	14.59 kilogram	kg	
Time	1 second	=	1.0 second	s	
Force	1 pound (lb)	=	4.448 newton	N	kg·m/s ²
Pressure	1 lb/in ²	=	6895 pascal	Pa	N/m ² or kg/m·s ²
Energy	1 ft·lb	=	1.356 joule	J	N·m or kg·m ² /s ²
Power	1 ft·lb/s	=	1.356 watt	W	J/s

TABLE A18-2 Other convenient conversion factors

Length	1 ft	=	0.3048	m	Stress, pressure, or unit loading	1 lb/in ²	=	6.895	kPa	
	1 in	=	25.4	mm		1 lb/ft ²	=	0.0479	kPa	
	1 mi	=	5280	ft		1 kip/in ²	=	6.895	MPa	
	1 mi	=	1.609	km		Section modulus	1 in ³	=	1.639 × 10 ⁴	mm ³
	1 km	=	1000	m			Moment of inertia	1 in ⁴	=	4.162 × 10 ⁵
	1 cm	=	10	mm		Density		1 slug/ft ³	=	515.4
	1 m	=	1000	mm			Specific weight	1 lb/ft ³	=	157.1
Area	1 ft ²	=	0.0929	m ²	Energy	1 ft·lb		=	1.356	J
	1 in ²	=	645.2	mm ²		1 Btu	=	1.055	kJ	
	1 m ²	=	10.76	ft ²		1 W·h	=	3.600	kJ	
	1 m ²	=	10 ⁶	mm ²		Torque or moment	1 lb·in	=	0.1130	N·m
Volume	1 ft ³	=	7.48	gal	Power		1 hp	=	550	ft·lb/s
	1 ft ³	=	1728	in ³		1 hp	=	745.7	W	
	1 ft ³	=	0.0283	m ³		1 ft·lb/s	=	1.356	W	
	1 gal	=	0.00379	m ³	1 Btu/h	=	0.293	W		
	1 gal	=	3.785	L	Temperature	T(°C)	=	[T(°F) - 32]/5/9		
	1 m ³	=	1000	L		T(°F)	=	5/9[T(°C)] + 32		
Volume flow rate	1 ft ³ /s	=	449	gal/min						
	1 ft ³ /s	=	0.0283	m ³ /s						
	1 gal/min	=	6.309 × 10 ⁻³	m ³ /s						
	1 gal/min	=	3.785	L/min						
	1 L/min	=	16.67 × 10 ⁻⁶	m ³ /s						

TABLE (Continued) Conversion Factors

Mass

1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989×10^{-5} kg	1 ton = 2000 lbm

Moment (torque)

1 N·m = 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 818 N·m
--------------------------	--------------------------

Momentum (mV)

1 kg·m/s = 7.232 94 lbm·ft/s	1 lbm·ft/s = 0.138 256 kg·m/s
= 0.224809 lbf·s	

Power

1 W = 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s = 1.355 818 W
= 0.737 562 lbf·ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf·ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h

Pressure

1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	
1 atm = 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ²
= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32 F]
= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	(psi = 0.6895 bar)
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. ²
1 m m Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	

Specific energy

1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm = 2.98907×10^{-3} kJ/kg
	= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

TABLE 1 Conversion Factors

Area

1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²

Conductivity

1 W/m·K = 1 J/s·m·K	1 Btu/h·ft·R = 1.730 735 W/m·K
= 0.577 789 Btu/h·ft·R	

Density

1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	

Energy

1 J = 1 N·m = 1 kg·m ² /s ²	1 lbf·ft = 1.355 818 J
1 J = 0.737 562 lbf·ft	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
1 cal (Int.) = 4.1868 J	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
	= 778.1693 lbf·ft
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	

Force

1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	

Gravitation

g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
------------------------------	--------------------------------

Heat capacity, specific entropy

1 kJ/kg·K = 0.238 846 Btu/lbm·R	1 Btu/lbm·R = 4.1868 kJ/kg·K
---------------------------------	------------------------------

Heat flux (per unit area)

1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h·ft ²	1 Btu/h·ft ² = 3.15459 W/m ²
--	--

Heat transfer coefficient

1 W/m ² ·K = 0.176 11 Btu/h·ft ² ·R	1 Btu/h·ft ² ·R = 5.67826 W/m ² ·K
---	--

Length

1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.39370 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

TABLE (Continued) Conversion Factors

Specific kinetic energy (V^2)		
1 $m^2/s^2 = 0.001$ kJ/kg		1 $ft^2/s^2 = 3.9941 \times 10^{-5}$ Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m^2/s^2		1 Btu/lbm = 25037 ft^2/s^2
Specific potential energy (Zg)		
1 $m \cdot g_{ind} = 9.80665 \times 10^{-3}$ kJ/kg		1 $ft \cdot g_{ind} = 1.0$ lbf-ft/lbm
= 4.21607 $\times 10^{-3}$ Btu/lbm		= 0.001285 Btu/lbm
		= 0.002989 kJ/kg
Specific volume		
1 $cm^3/g = 0.001$ m^3/kg		
1 $cm^3/g = 1$ L/kg		
1 $m^3/kg = 16.01846$ ft^3/lbm		1 $ft^3/lbm = 0.062428$ m^3/kg
Temperature		
1 K = 1 $^{\circ}C = 1.8$ R = 1.8 F		1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15		TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8		= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8		TR = 1.8 TK
Universal Gas Constant		
R = $N_0 k = 8.31451$ kJ/kmol-K		R = 1.98589 Btu/lbmol-R
= 1.98589 kcal/kmol-K		= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 82.0578 atm-L/kmol-K		= 0.73024 atm-ft ³ /lbmol-R
		= 10.7317 (lbf/in. ²)-ft ³ /lbmol-R
Velocity		
1 m/s = 3.6 km/h		1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 3.28084 ft/s		= 0.3048 m/s
= 2.23694 mi/h		= 1.09728 km/h
1 km/h = 0.27778 m/s		1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.91134 ft/s		= 0.44704 m/s
= 0.62137 mi/h		= 1.609344 km/h
Volume		
1 $m^3 = 35.3147$ ft^3		1 $ft^3 = 2.831685 \times 10^{-2}$ m^3
1 L = 1 $dm^3 = 0.001$ m^3		1 in. ³ = 1.6387 $\times 10^{-5}$ m^3
1 Gal (US) = 3.785412 L		1 Gal (UK) = 4.546090 L
= 3.785412 $\times 10^{-3}$ m^3		1 Gal (US) = 231.00 in. ³

TABLE A-1
Customary units and their SI equivalents

Quantity	Customary units					
	Metric		British		SI units	
	Unit symbol	Conversion factor	Unit symbol	Conversion factor	Unit name	Unit symbol
Acceleration	gal	0.01	ft/s ² in/s ²	0.3048 0.0254	meter per square second	m/s ² m/s ²
Angle					radian	rad
Area	ac	100	in ² ft ²	0.0645 × 10 ⁻² 0.0929	square meter	m ²
Density (mass)	kg/dm ³	10 ³	lb/in ³ lb/ft ³	2.768 × 10 ⁶ 16.019	kilogram per cubic meter	kg/m ³
Density (weight)	kgf/m ³	9.80665	lbf/ft ³	157.08	newton per cubic meter	N/m ³
Dynamic viscosity	cP	10 ⁻³	lbf s/ft ²	47.8803	pascal second	Pa s
Energy	kgf m	9.80665	ft lbf	1.356	joule	J (= N m)
Force	kgf	9.80665	lbf kip	4.448 4.448	newton	N = kg m/s ² kN
Frequency	c/s	1			hertz	Hz (= s ⁻¹)
Impulse	kgf s	9.80665	lbf s	4.448	newton second	N s
Kinematic viscosity	cSt	10 ⁻⁴	in ² /s ft ² /s	6.4516 × 10 ⁻⁴ 9.2903 × 10 ⁻²	square meter per second	m ² /s m ² /s
Length	mm	10 ⁻³	ft in	0.3048 0.0254	meter	m m
Mass	kg	1	lb slug ton	0.4536 14.59 907.2	kilogram	kg kg kg
Moment of a force or torque	kgf m	9.80665	lbf ft lbf in	1.3558 0.1130	newton meter	N m
Moment of inertia of a mass	kgf m ²	9.80665	lbf ft ²	1.356		N m s ²
Moment of inertia of an area	cm ⁴	10 ⁻⁸	in ⁴	0.4162 × 10 ⁻⁶		m ⁴
Power	kgf m/s	9.80665	ft lbf/s hp	1.356 0.7457	watt kilowatt	W = J/s kW
Pressure or stress	kgf/mm ² bar mm Hg	9.8066 × 10 ⁶ 10 ⁵ 1.36 × 10 ³	lbf/ft ² lbf/in ² in Hg	47.88 6.895 × 10 ³ 3386	pascal or newton per square meter	Pa (= N/m ²) Pa Pa
Quantity of heat	cal	4.1868	Btu	1.055 × 10 ³	joule	J
Thermal conductivity	cal/cm s °C kcal/m h °C	4.1868 × 10 ² 1.1630	Btu/ft h °F	1.7307	watt per meter	W/m K
Time	s	1	s	1	second	s
Velocity	km/h	0.2778	ft/s in/s mph	0.3048 0.0254 0.447	meter per second	m/s m/s m/s

* kg m² is another unit, which is used for mass moment of inertia.

TABLE A-1
Customary units and their SI equivalents (Cont.)

Quantity	Customary units					
	Metric		British		SI units	
	Unit symbol	Conversion factor	Unit symbol	Conversion factor	Unit name	Unit symbol
Volume (liquids)	l	10^{-3}	qt	0.9464×10^{-3}	cubic meter	m^3
			gal	3.785	liter	l
Volume (solids)			ft^3	0.0283	cubic meter	m^3
			in^3	16.39×10^{-6}		m^3
Work	kcal	4.1868×10^3	Btu	1.0551×10^3	joule	J
	kgf m	9.80665	ft lbf	1.35		J

TABLE A-2
Decimal multiples and submultiples of SI units with SI prefixes

Factor	Prefix	Symbol
0.000 000 000 000 000 001 = 10^{-18}	atto	a
0.000 000 000 000 001 = 10^{-15}	femto	f
0.000 000 000 001 = 10^{-12}	pico	p
0.000 000 001 = 10^{-9}	nano	n
0.000 001 = 10^{-6}	micro	μ
0.001 = 10^{-3}	milli	m
0.01 = 10^{-2}	centi	c
0.1 = 10^{-1}	deci	d
10 = 10^1	deca	da
100 = 10^2	hecto	h
1 000 = 10^3	kilo	k
1 000 000 = 10^6	mega	M
1 000 000 000 = 10^9	giga	G
1 000 000 000 000 = 10^{12}	tera	T

TABLE A-3
Units decimally related to SI units

Quantity	Unit name	Symbol	Definition
Area	hectare	ha	1 ha = $10^4 m^2$
Dynamic viscosity	poise	P	1 P = $10^{-1} kg/m s = 10^{-1} N s/m^2 = 10^{-1} Pa s$
	erg	erg	1 erg = $10^{-7} J$
Force	dyne	dyn	1 dyn = $10^{-5} N$
Kinematic viscosity	stokes	St	1 St = $10^{-4} m^2/s$
	angstrom	\AA	1 \AA = $10^{-10} m$
Mass	tonne (ton)	t	1 t = $10^3 kg$
Pressure	bar	bar	1 bar = $10^5 N/m^2 = 10^5 Pa$
Volume	liter	liter	1 l = $10^{-3} m^3$

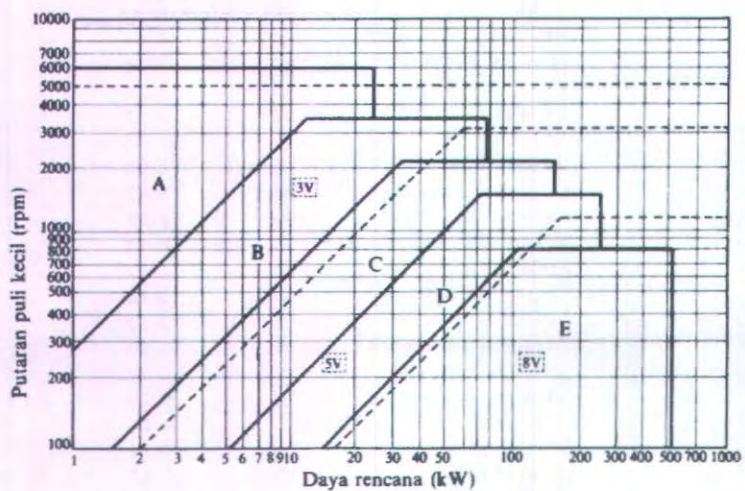
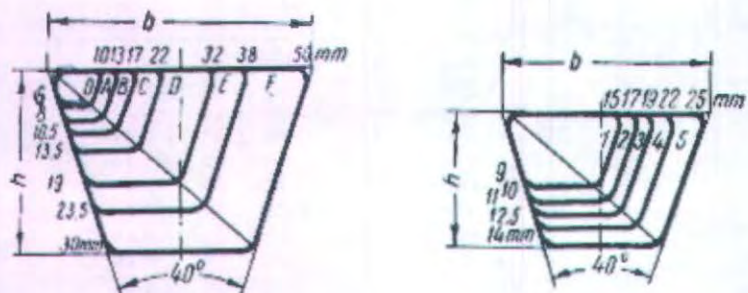
Lampiran 2

MASSA JENIS BAHAN

TABLE A.3 <i>Properties of Selected Solids at 25° C</i>		
Substance	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg-K
Asphalt	2120	0.92
Brick, common	1800	0.84
Carbon, diamond	3350	0.51
Carbon, graphite	2000-2500	0.61
Coal	1200-1500	1.26
Concrete	2200	0.88
Glass, plate	2500	0.80
Glass, wool	200	0.66
Granite	2750	0.89
Ice (0 C)	917	2.04
Paper	700	1.2
Plexiglas	1180	1.44
Polystyrene	920	2.3
Polyvinyl chloride	1380	0.96
Rubber, soft	1100	1.67
Salt, rock	2100-2500	0.92
Sand, dry	1500	0.8
Silicon	2330	0.70
Snow, firm	560	2.1
Wood, hard (oak)	720	1.26
Wood, soft (pine)	510	1.38
Wool	100	1.72
Metals		
Aluminum	2700	0.90
Copper, commercial	8300	0.42
Brass, 60-40	8400	0.38
Gold	19300	0.13
Iron, cast	7272	0.42
Iron, 304 St Steel	7820	0.46
Lead	1340	0.13
Magnesium, 2% Mn	1773	1.00
Nickel, 10% Cr	8666	0.44
Silver, 99.9% Ag	10524	0.24
Sodium	971	1.21
Tin	7304	0.22
Tungsten	19300	0.13
Zinc	7144	0.39

Lampiran 3

PEMILIHAN TIPE V BELT



Lampiran 4

PANJANG V BELT STANDAR

Tabel 5.3 (b) Panjang sabuk-V standar.

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785



Lampiran 5

DIMENSI V BELT

3-10. Dimensi V-belt.

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt (by neutral layer), mm
	D mm	h mm	F cm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 6300; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000



Tabel 3-5. Tipe dan dimensi dari V-Belt

Cross-sections of V-belts	(sizes in Fig. 121)							(sizes in Fig. 122)					
	O	A	B	C	D	E	P	1	2	3	4	5	
Cross-section area F in cm^2	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7	
In conformity with the standard, design or inner* length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*
	max	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59	
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	23	25	28	30	32	32						
	w	100	120	180	215	280	350	440					
Maximum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30	
Design width of belt a_d in mm	8.5	11	14	19	27	32	42						
Rated sizes of pulley grooves (Fig. 125)*	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	29	38					
	ψ^0			34-40			36-40	38-40					

Note: The angle of groove (ψ) is selected depending on the pulley diameter; a lesser angle corresponds to a lesser diameter.

TABEL BAHAN BELT

	Leather	Rubber canvas	Bold-w. cotton	Worrs wooling	Interfilched rubber	Worrs semi-lion
Width b in mm	20-200	20-200	20-250	20-200	20-120	10-50
Thickness a in mm	Single 2-5-5, Double 7-5-10	2-0-12-3	4-0-6-0-8-0-8	0-5-11	1-7-0-8-3-3	1-70
Ultimate tensile strength in kg/cm ²	300	110 (without layer), 370 (with layers)	350-400	300	300	300
Maximum elongation ^a	10% at 100 kg/cm ²	10% at rupture	20-25% at rupture	20% at rupture	10% at rupture	10% at rupture
Ratio $\frac{D_{min}}{a}$ recommended	35	40	30-40	30	40	20
allowable	25	30	25-35	20	30	20
Recommended maximum velocity v_{max} in m/sec	60	20-30	20	20	30	60
Specific weight γ in kg/dm ³	0.95	1.20-1.50	0.75-1.00	0.90-1.20	~1.2	~1.0
Constants a	20	23	21	18	23	21
in formula (19)	300	100	150	150	300	150
Modulus of elasticity E_t in kg/cm ²	1,000-1,500	200-1,200	200-200	—	1,000-1,200	—

0042788E

TABEL DIMENSI PULLEY

Cross-section of V-belt	V-belts							(data in Fig. 122)				
	0	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5
Cross-section area F in cm ²	0.5	0.8	1.4	2.3	4.1	7.0	11.7	1.1	1.2	1.0	2.2	2.7
In conformity with the standard design or inner length of belt in mm	300 ^a	300 ^a	630 ^a	1,000 ^a	1,500 ^a	2,500 ^a	3,500 ^a	500 ^a	500 ^a	900 ^a	950 ^a	950 ^a
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	78	95	120	38	42	48	53	59
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	63	125	200	315	500	600	80	90	105	125	140
Constants in formula (19)	23	23	25	30	32	32	42					
Maximum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	23	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Design width of belt in mm	8.5	11	14	19	27	32	42					
	10	12.5	16	21	28.5	34	43					
	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5					
Rated sizes of pulley groove (Fig. 122) ^a	12	16	20	26	37.5	44.5	58					
	8	10	12.5	17	24	29	38					

ANGKA KEAMANAN

1. $N = 1.25 - 1.5$ for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2. $N = 1.5 - 2$ for well-known materials, under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3. $N = 2 - 2.5$ for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.
4. $N = 2.5 - 3$ for less tried or for brittle materials under average conditions of environment, load, and stress.
5. $N = 3 - 4$ for untried materials used under average conditions of environment, load, and stress.
6. $N = 3 - 4$ should also be used with better known materials that are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7. Repeated loads: the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the material.
8. Impact forces: the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9. Brittle materials: where the ultimate strength is used as the theoretical maximum, the factors presented in items 1 to 6 should be approximately doubled.
10. Where higher factors might appear desirable, a more thorough analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.

Faktor Konversi Tegangan

- K_s (Dari Tegangan Tarik ke Tegangan Geser) = 0,6 - 0,7
- K_c (Dari Tegangan Tarik ke Tegangan Tekan) = 1,2 - 1,5
- K_b (Tegangan Bending) = 1

Lampiran 7

SPUR GEAR

TABEL FAKTOR LEWIS

Table 10-2 Values for Lewis Form Factor

No. of Teeth	Load at Tip								Load Near Middle			
	14 1/2 deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14 1/2 deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.118	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130			0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	1.032	0.396	0.126	0.509	1.062	0.572	0.183

Table 10-2 (continued)

No. of Teeth —	Load at Tips								Load Near Middle			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.139	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.331	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.333	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214

TABEL TEGANGAN IJIN

Table 10-3 Safe Static Stresses for Use in The Lewis Equation

Material	S_u , psi	BHN
Gray cast iron		
ASTM 25	8,000	174
ASTM 35	12,000	212
ASTM 50	15,000	223
Case steel (low carbon)		
0.20% C not heat treated	20,000	180
0.20% C WQT	25,000	250
Low-alloy carbon steel		
SAE 1020 case hardened and WQT	18,000	156
SAE 1030 not heat treated	20,000	180
SAE 1033 not heat treated	23,000	190
SAE 1040 not heat treated	25,000	202
SAE 1045 not heat treated	30,000	215
SAE 1045 hardened by WQT	32,000	205
SAE 1050 hardened by OQT	35,000	223
Alloy Steels		
SAE 2320 case hardened and WQT	50,000	225
SAE 2345 hardened by OQT	50,000	475
SAE 3115 case hardened and OQT	37,000	212
SAE 3145 hardened by OQT	53,000	475
SAE 3245 hardened by OQT	65,000	475
SAE 4340 hardened by OQT	65,000	475
SAE 4640 hardened by OQT	55,000	475
SAE 6145 hardened by OQT	67,500	475
Copper base materials		
SAE 4J (ASTM B147-52, 8A) (manganese bronze)	20,000	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1A) (gun metal)	10,000	80
SAE 65 (ASTM B144-52, 3C) (phosphor bronze)	12,000	100
SAE 68 (ASTM B148-52, 9B) (aluminum bronze, heat treated)	22,000	180
Nonmetals		
Bakelite, Micarta, Celcon	5,000	

TABEL FAKTOR BEBAN LEBIH

Table 10-4 Overload Factor, K_o (for speed increasing and decreasing drives)*

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

* For speed increasing drives of spur and bevel gears that are helical and serrated-face gears, add $0.01 (\text{in}/\text{in})^{1.7}$ to the factors in Table 10-4, where s_p = number of teeth in pinion.

* g = number of teeth in pinion.

SOURCE: AGMA.

TABEL FAKTOR DISTRIBUSI BEBAN

Table 10-5 Load Distribution Factor, K_m

Condition of Support	Face Width							
	Con. Face and Under		Inv. Face		Inv. Face		16-in. Face and Over	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing clearances, minimum elastic deflection, precision gears	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.0	1.5	1.7	1.6	1.6	1.7	2.0	2.0
Accuracy and mounting such that less than full face contact exists	Over 2.0							

SOURCE: AGMA.

GRAFIK FAKTOR DINAMIK

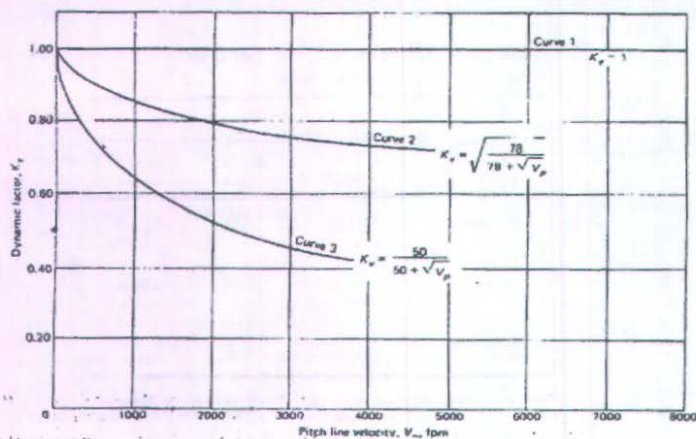


Figure 10-21 Dynamic factor, K_d . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

GRAFIK FAKTOR GEOMETRI

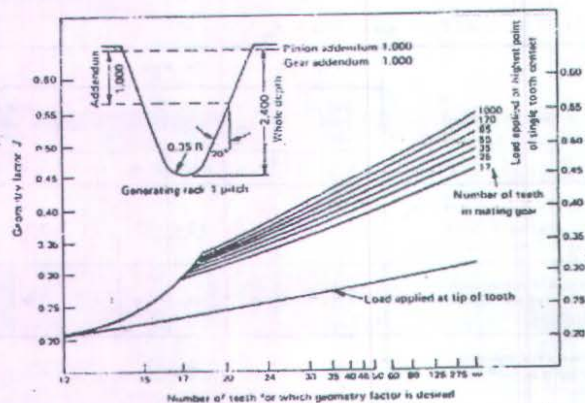


Figure 10-22 Geometry factors, 20 deg spur, standard addendum. [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

TABEL FAKTOR UMUR

Table 10-8 Life Factor, K_L

Number of Cycles	Spur, Helical and Herringbone				Bevel Gears
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carburized ^a	Case Carburized ^a
Up to 1,000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	3.1
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100 million and over	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0

*The life factor for over 100 million cycles is assumed handled by service factor, the factor of safety, or by reduced allowable stresses. For reference purposes, see Standard AGMA 121.62, Application classification for bevel, herringbone and spiral bevel gear speed reducers, and Standard AGMA 411.02, Design procedure for spur, helical and power take-off spur and helical gears.

Source: AGMA 411.02.

SOURCE: AGMA

TABEL FAKTOR KEAMANAN

Table 10-9 Factors of Safety, K_S
(fatigue strength)

Requirements of Application	K_S
High reliability	1.50 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.00
Fewer than 1 failure in 3	0.70

SOURCE: AGMA

Table 10-10 Factors of Safety, K_R
(yield strength)

Requirements of Application	K_R
High Reliability	3.00 or higher
Normal Design	1.32

SOURCE: AGMA

GRAFIK FAKTOR DINAMIK

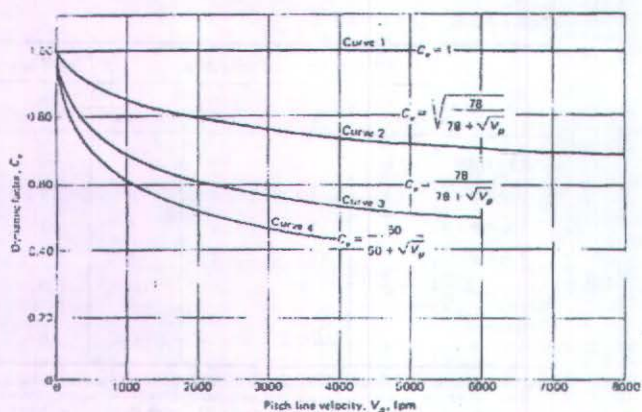


Figure 10-27 Dynamic factor, C_d . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

TABEL TEGANGAN IJIN KONTAK

Table 10-14 Allowable Contact Stress Number, S_{ac}

Material	Surface Hardness, H_{RC}	S_p	Material	Surface Hardness, H_{RC}	S_{ac}	
Steel	Through hardened	85-95,000	Cast iron	—	50-60,000	
			AGMA grade 20	—	65-75,000	
			AGMA grade 30	175 Bhn	75-85,000	
			AGMA grade 40	200 Bhn	—	
			—	—	—	
	Case hardened	120-135,000	145-160,000	Nickel iron	—	90-100% of the S_p value of steel with the same hardness
				Armored	165 Bhn	—
				Normalized	210 Bhn	—
				Oil quench and temper	255 Bhn	—
				—	—	—
55 R, 64 R	150-200,000	200-225,000	Bronze	Tensile Strength psi (min)	S_u	
Flame or induction hardened	50 R	170-190,000	Tin bronze	—	—	
			AGMA 2C (10-12% Lin)	40,000	50,000	
—	—	—	Aluminum bronze	—	—	
—	—	—	ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)	90,000	65,000	

TABLE 10-14

GRAFIK FAKTOR GEOMETRI

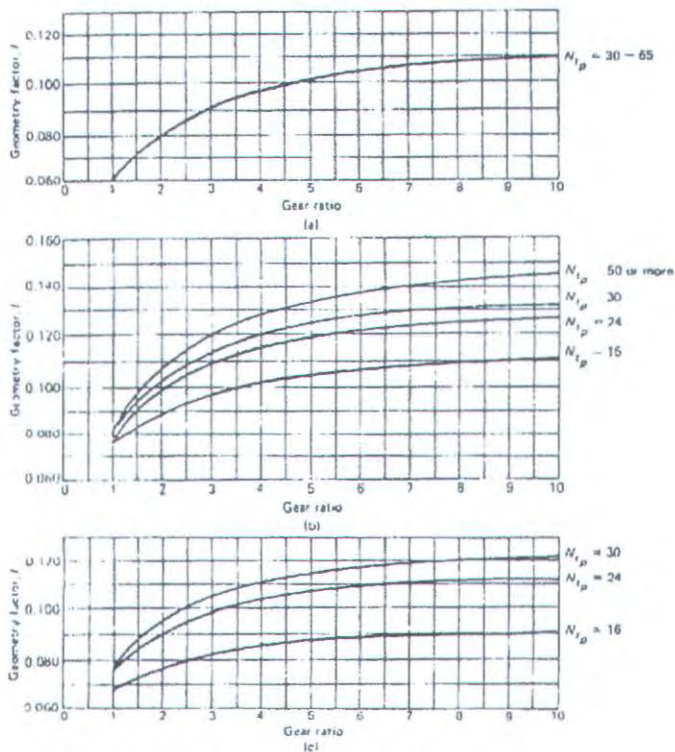


Figure 10-32 External spur pinion geometry factor, I , for standard center distances. All curves are for the lowest point of single tooth contact on the pinion. (a) 14½ deg pressure angle full depth teeth, standard addendum = 1/P. (b) 20 deg pressure angle full depth teeth, standard addendum = 1/P. (c) 20 deg pressure angle stub teeth, standard addendum = 0.8/P. [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

GRAFIK FAKTOR RASIO

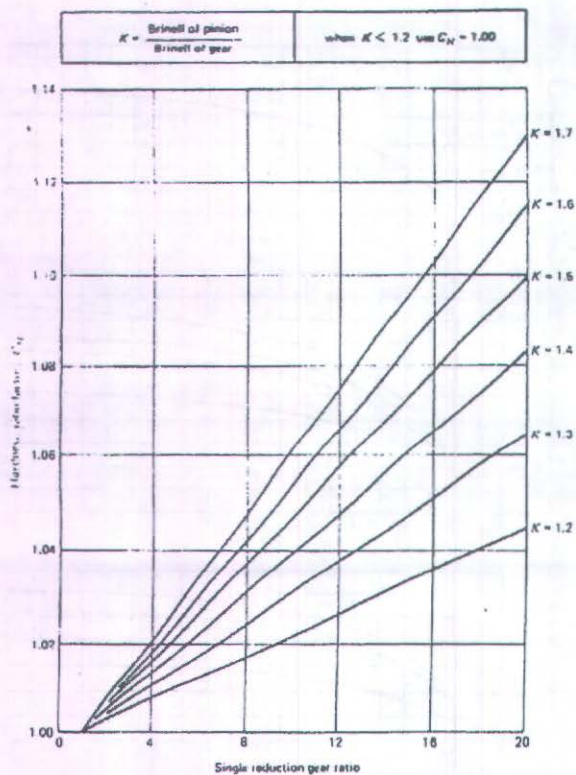


Figure 10-34 Hardness ratio factor, C_H . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association]

GRAFIK FAKTOR UMUR

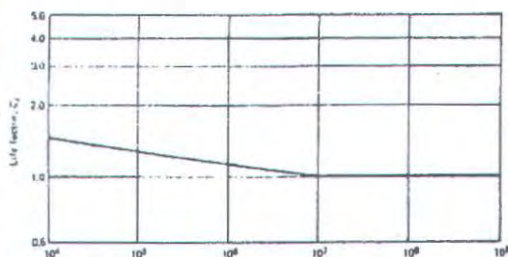


Figure 10-33 Life factor. [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

TABEL FAKTOR KEAMANAN

Table 10-16 Factor of Safety, C_R

Requirements of Application	C_R
High reliability	1.25 or higher
Fewer than one failure in 100	1.00
Fewer than one failure in three	0.80*

SOURCE: AGMA.

*At this value plastic profile deformation might occur before pitting.

TABEL KOEFISIEN ELASTIS

Table 10-12 Elastic Coefficient, C_D

Non-localized Contact

Pinion Material and Modulus of Elasticity, E		Gear Material and Modulus of Elasticity			
		Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
		30×10^6	19×10^6	17.5×10^6	16×10^6
Steel	31×10^6	2300	2000	1950	1900
Cast iron	19×10^6	2000	1800	1800	1750
Aluminum	17.5×10^6	1950	1800	1750	1700
Tin bronze	16×10^6	1900	1750	1700	1650

Source: F. AGMA.

*At this value plastic profile deformation might occur before pitting.

†At this value exact values of E are obtained for all values except cast, they can be used.

Lampiran 8

Properties Bahan

A-6

Appendices

APPENDIX 3 DESIGN PROPERTIES OF CARBON AND ALLOY STEELS

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Hot-rolled	55	379	30	207	25	111
1020	Cold-drawn	61	420	51	352	15	122
1020	Annealed	60	414	43	296	38	121
1040	Hot-rolled	72	496	42	290	18	144
1040	Cold-drawn	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Hot-rolled	90	620	49	338	15	180
1050	Cold-drawn	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Hot-rolled	62	427	34	234	33	124
1117	Cold-drawn	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Hot-rolled	88	607	48	331	15	176
1137	Cold-drawn	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Hot-rolled	94	648	51	352	15	188
1144	Cold-drawn	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Hot-rolled	55	379	33	228	25	110
1213	Cold-drawn	75	517	58	340	10	150
12L13	Hot-rolled	57	393	34	234	22	114
12L13	Cold-drawn	70	483	60	414	10	140
1340	Annealed	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	263
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Annealed	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Annealed	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Annealed	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Annealed	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Annealed	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Annealed	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Annealed	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Annealed	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150	Annealed	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
8650	Annealed	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8740	Annealed	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
9255	Annealed	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1100	14	352
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601

Note: Properties common to all carbon and alloy steels:

Poisson's ratio: 0.27

Shear modulus: 11.5×10^6 psi, 80 GPa

Coefficient of thermal expansion: 6.5×10^{-6} in/in-°F

Density: 0.283 lb/in³, 7680 kg/m³

Modulus of elasticity: 30×10^6 psi, 207 GPa

APPENDIX B DESIGN PROPERTIES OF CAST IRON

Material designation (ASTM number)	Grade	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Modulus of elasticity	
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		(10 ⁶ psi)	(GPa)
Gray iron								
A48-94a	20	20	138			<1	12	83
	25	25	172			<1	13	90
	30	30	207			<1	15	103
	40	40	276			<1	17	117
	50	50	345			<1	19	131
	60	60	414			<1	20	138
Malleable iron								
A47-99	32510	50	345	32	221	10	25	172
	35018	53	365	35	241	18	25	172
A220-99	40010	60	414	40	276	10	26	179
	45006	65	448	45	310	6	26	179
	50005	70	483	50	345	5	26	179
	70003	85	586	70	483	3	26	179
	90001	105	724	90	621	1	26	179
Ductile iron								
A536-84	60-40-18	60	414	40	276	18	22	152
	80-55-06	80	552	55	379	6	22	152
	100-70-03	100	689	70	483	3	22	152
	120-90-02	120	827	90	621	2	22	152
Austempered ductile iron								
ASTM 897-90	1	125	850	80	550	10	22	152
	2	150	1050	100	700	7	22	152
	3	175	1200	125	850	4	22	152
	4	200	1400	155	1100	1	22	152
	5	230	1600	185	1300	<1	22	152

Notes: Strength values are typical. Casting variables and section size affect final values. Modulus of elasticity may also vary. Density of cast irons ranges from 0.25 to 0.27 lb/in³ (6920 to 7480 kg/m³). Compressive strength ranges 3 to 5 times higher than tensile strength.

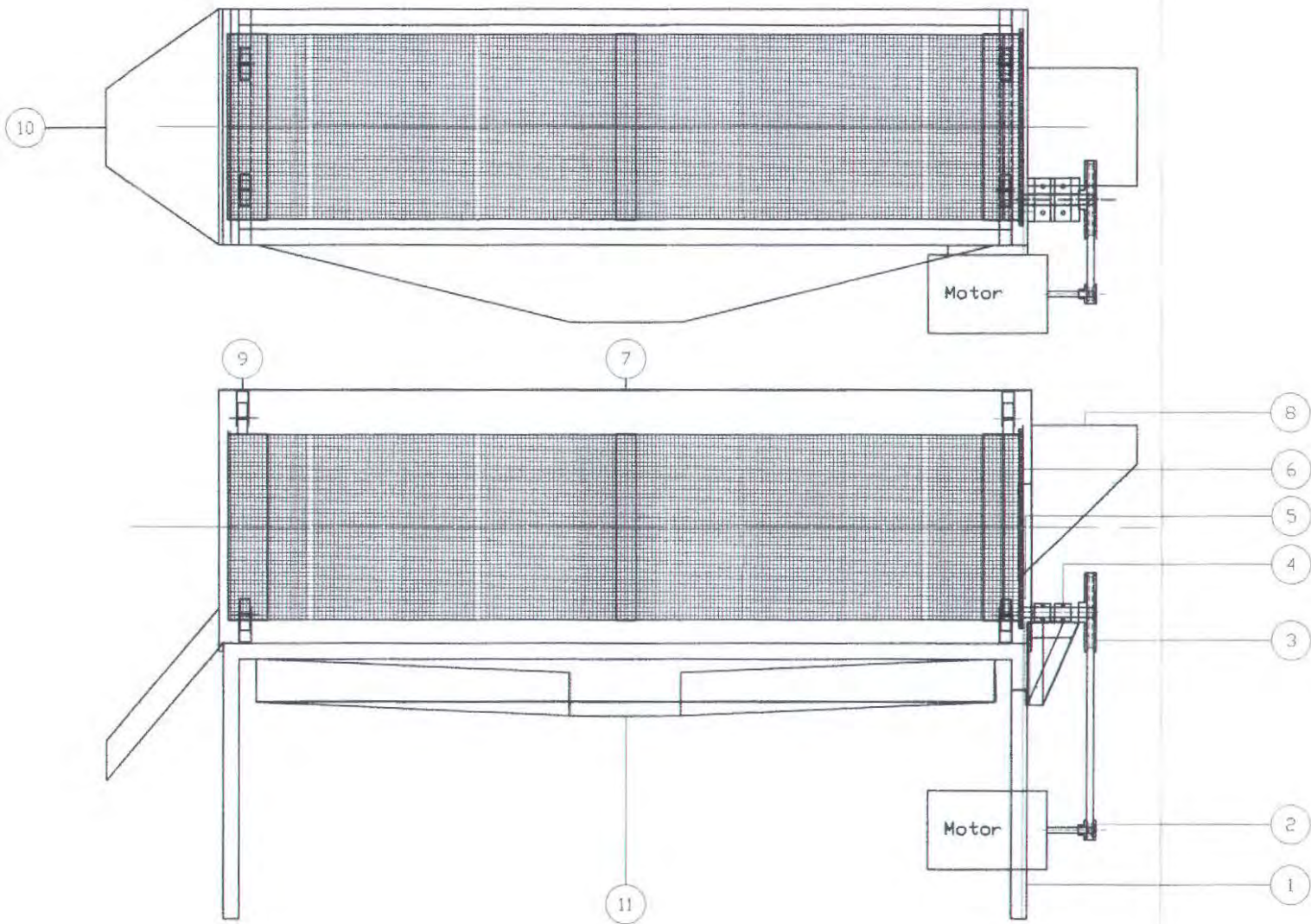
TABEL BANTALAN

TABLE 14-3 Bearing selection data for single-row, deep groove, Conrad-type ball bearings

A. Sizes 6/20

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_0	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B		r^*	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in		in	in			
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	385
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	490
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	570
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.300	0.11	1010	760
6204	20	0.7874	47	1.8501	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	1050
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	1230
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.34	2320	1750
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.599	0.64	3150	2450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	2850
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	3150
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	3550
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.039	2.411	3.662	1.36	5850	4500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.039	2.717	3.996	1.73	7250	5500
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.039	2.913	4.391	2.18	8000	6000
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.039	3.110	4.587	2.31	8800	6600
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.039	3.307	4.783	2.61	9700	7300
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.039	3.501	5.118	3.09	10 500	8000
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.039	3.740	5.512	3.97	12 300	9300
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.039	3.977	5.906	4.74	14 200	10 600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.039	4.213	6.220	5.73	16 300	12 500
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.039	4.409	6.614	6.94	18 600	14 100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.039	4.606	7.008	8.15	20 900	15 700
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.039	4.803	7.402	9.59	23 400	17 600
6224	120	4.7244	215	8.4676	40	1.5748	0.039	5.197	7.992	11.4	26 200	19 900

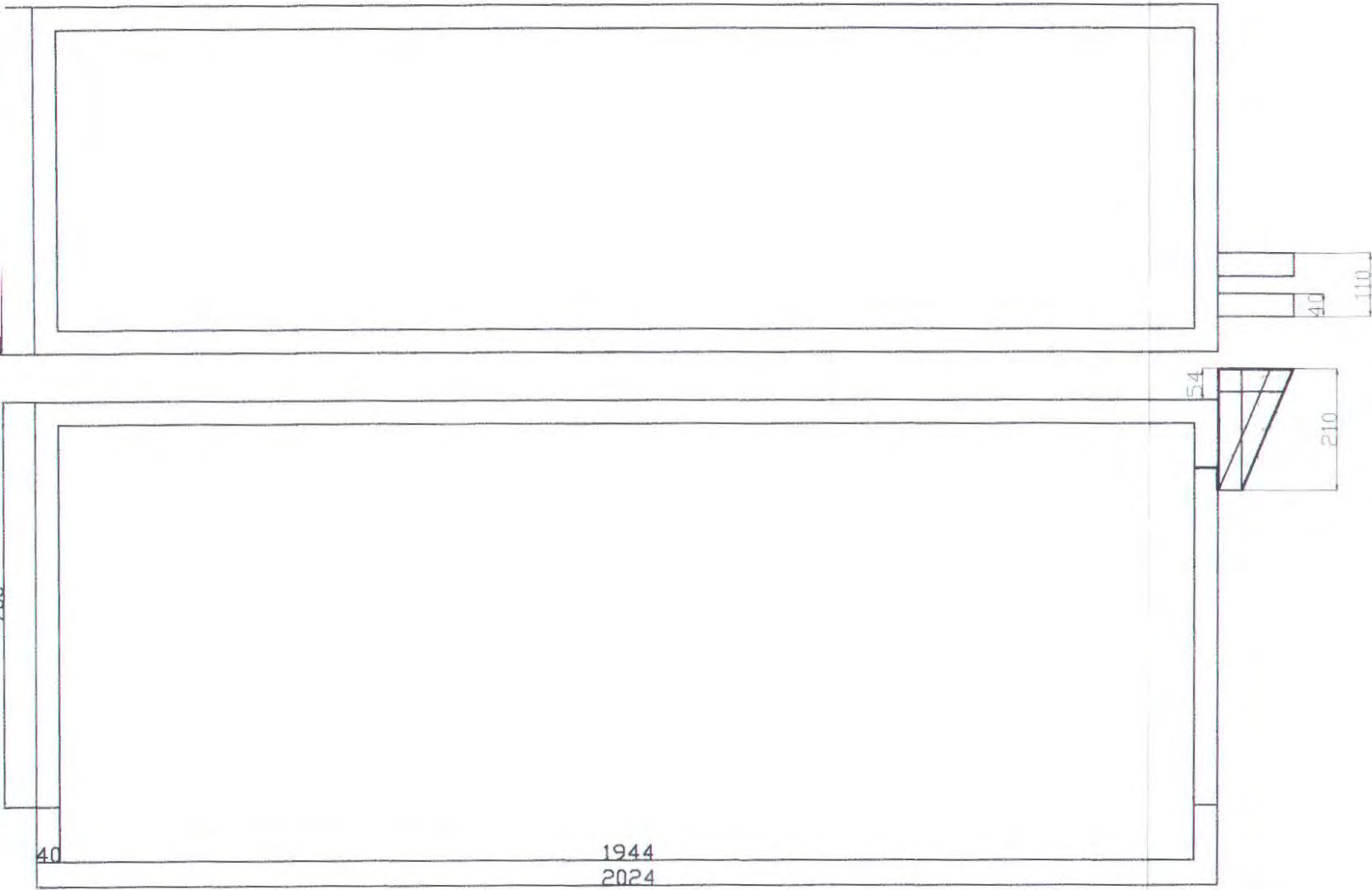




	Skala :	Di gambar: Benny Ihwani	Peringatan :
	Satuan : mm	NRP : 2105 030 017	
	Tanggal : 27-07-2009	Di lihat : Ir. Suharyanto, MSc	
LAB. GAMBAR D3 T. MESIN	MESIN PENGAYAK BERAS DENGAN SISTEM PUTAR	A4	

1

No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
1	Kerangka	ASTM A47		



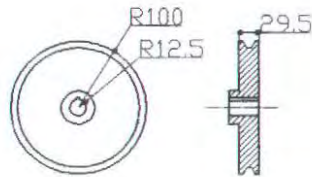
	Skala :	Di gambar: Benny Ihwani	Peringatan :
	Satuan : mm	NRP : 2105 030 017	
	Tanggal : 27-07-2009	Di lihat : Ir. Suhariyanto, MSc	

LAB. GAMBAR D3 T. MESIN	KOMPONEN MESIN PENGAYAK BERAS DENGAN SISTEM PUTAR	A4
-------------------------	---	----

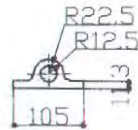
2



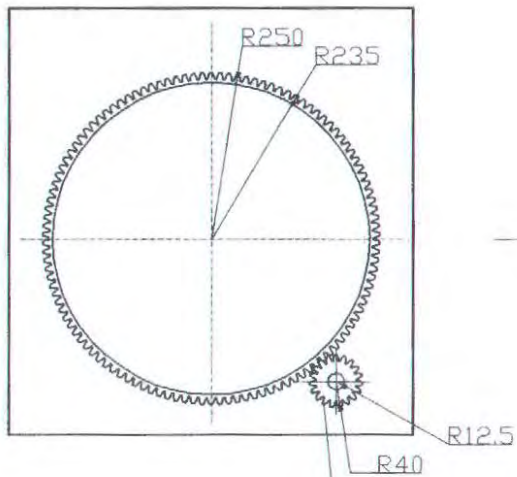
3



4

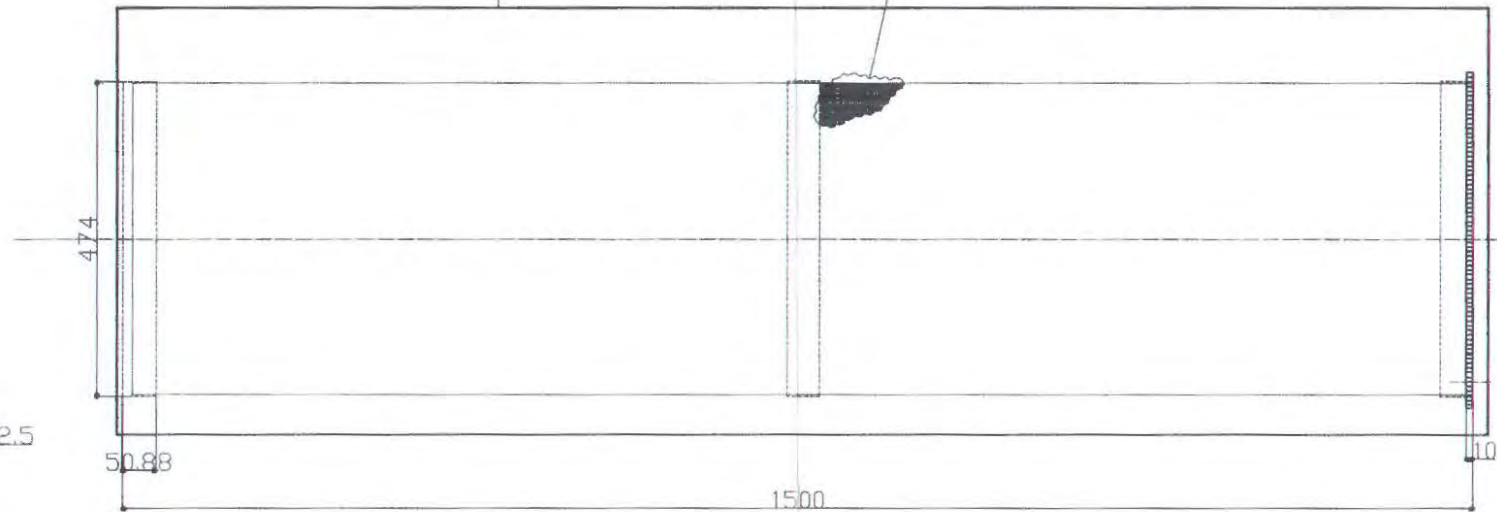


6



5

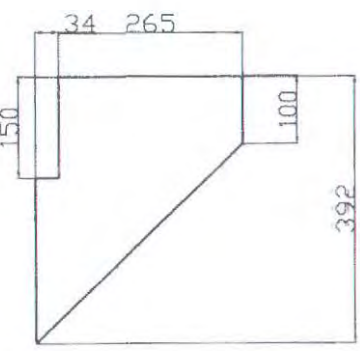
8



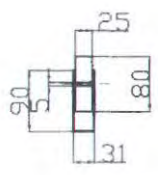
No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
2	Pulley 1	Alloysteel 1020	1	
3	Pulley 2	Alloysteel 1020	1	
4	Bantalan		2	
5	Pinion	Steel BHN 150	1	
6	Gear	Steel BHN 150	1	
7	Ayakan	Kawat StainlessSteel	1	
8	Casing	StainlessSteel	1	

	Skala :	Di gambar: Benny Ihwani	Peringatan :
	Satuan : mm	NRP : 2105 030 017	
	Tanggal : 27-07-2009	Di lihat : Ir. Suhariyanto, MSc	
LAB. GAMBAR D3 T. MESIN	KOMPONEN ALAT PENGADUK BERAS DENGAN SISTEM PUTAR		A4

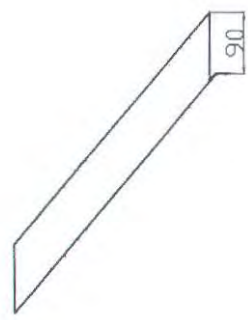
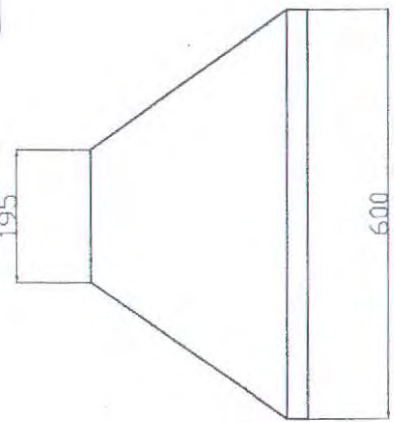
8



9

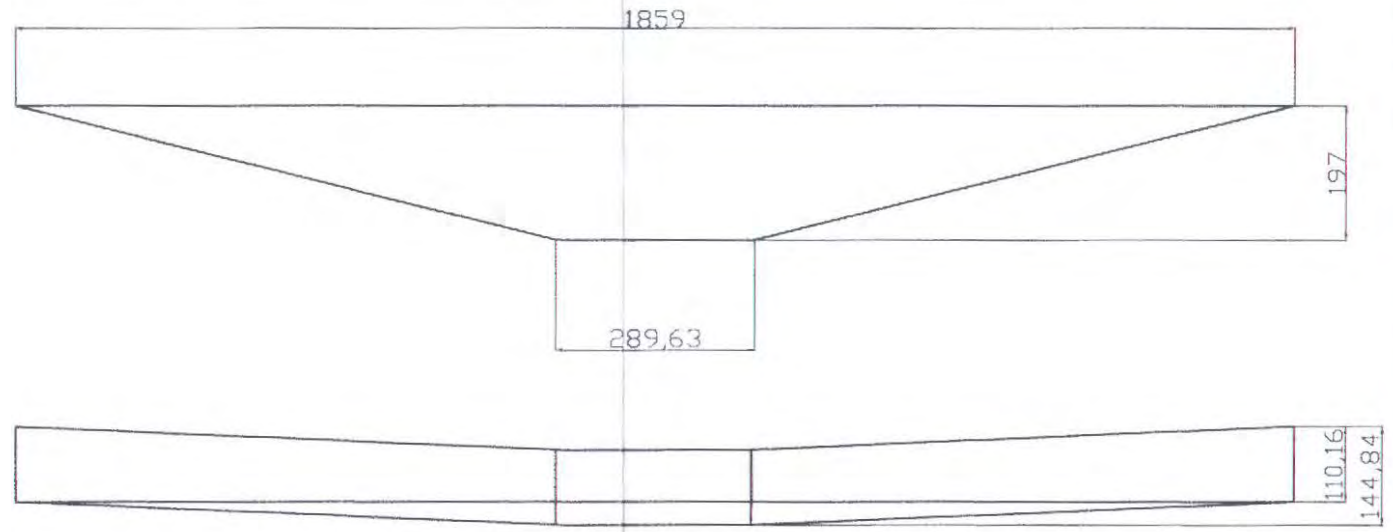


10



No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
8	Cerobong masuk beras	StainlesSteel	1	
9	Roda penyangga ayakan	karet	6	
10	Lubang keluar beras	StainlesSteel	1	
11	Lubang keluar beras menir	StainlesSteel	1	

11



	Skala :	Di gambari Benny Ihwan	Peringatan :
	Satuan : mm	NRP : 2105 030 017	
	Tanggal : 27-07-2009	Di lihat : Ir. Suhariyanto, MSc	



Penulis dilahirkan di Kediri, Jawa Timur pada tanggal 21 april 1986 dengan nama lengkap Benny Ihwani dan merupakan anak pertama dari empat bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu di SDN Banjaran 5 Kediri, SLTPN 1 Kediri, SMUN 7 Kediri dan kemudian melanjutkan studinya di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI – ITS Surabaya, dengan

mengambil bidang studi Teknik Produksi.

Penulis juga aktif diberbagai kegiatan dalam kampus dan di luar kampus. Pada saat kuliah diberi kepercayaan menjabat sebagai Staf dept. Dalam Negeri BEM FTI-ITS kepengurusan 2005/2006 dan Staf PSDM Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin Kepengurusan Periode 2006/2007 FTI-ITS Surabaya, selain itu banyak pula pelatihan-pelatihan, seminar dan event – event yang diikutinya selama menjadi mahasiswa D3 Teknik Mesin di lingkungan ITS.