

RSM
621.845
Set
A-1
2009

TUGAS AKHIR - RM 0502

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PADA ALAT PENGANGKUT GARAM

Andry Setyawan
NRP 2105 030 040

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT.

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

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	21-8-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	1830



FINAL PROJECT - RM 0502

DESIGN OF TRANSMISSION SYSTEMS IN SALT CARRIER MACHINE

Andry Setyawan
NRP 2105 030 040

Conselor lecturer
Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT.

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

**PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PADA ALAT
PENGANGKUT GARAM**

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 :
ANDRY SETYAWAN
NRP. 2105 030 040

Mengetahui /Menyetujui :



Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT.
NIP. 131 918 691

**SURABAYA
AGUSTUS, 2009**

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PADA ALAT PENGANGKUT GARAM

Nama Mahasiswa : Andry Setyawan
NRP : 2105 030 040
Jurusan : Diploma III Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT.

Abstrak

Perkembangan industri makanan yang semakin cepat menuntut akan adanya perkembangan teknologi yang semakin tepat guna untuk menopang proses produksi, salah satu permasalahan yang ada adalah lambatnya proses distribusi bahan baku karena masih digunakannya tenaga manusia. Untuk mengatasi masalah ini penulis merasa perlu untuk merancang suatu alat pengangkut agar proses distribusi bahan baku garam ini menjadi lebih efisien..

Langkah awal dalam perencanaan alat ini adalah dengan melakukan survey di tambak garam, kemudian merancang desain alat pengangkut garam sesuai kebutuhan. Langkah selanjutnya adalah merencanakan dan menghitung sistem transmisi pada alat yang tengah dirancang, serta berapa daya mesin yang dibutuhkan. Langkah terakhir dalam proses perencanaan yang dilakukan yaitu dengan mengevaluasi hasil perhitungan yang dilakukan.

Dari hasil perencanaan dan perhitungan, disimpulkan bahwa perencanaan dan perhitungan elemen mesin yang dilakukan telah memenuhi kriteria kebutuhan dan dirasa perencanaan yang dilakukan telah berhasil dan selesai.

Kata kunci : mesin pengangkut garam, elemen mesin, desain sistem transmisi

DESIGN OF TRANSMISSION SYSTEMS IN SALT CARRIER MACHINE

Student Name : Andry Setyawan
NRP : 2105 030 040
Department : D3 of Mechanical Engineering,
Faculty of Industrial Technology,
Sepuluh Nopember Institut of
Technology.
Lecture Counselor : Dr. Ir.Bambang Sampurno. MT.

Abstract

The development in food industry rapidly these days needs in increased of the technology to sustain the production process. One of the common problems is the raw materials distribution process that run slows because done by man labour. To overcome this problems, it is needs to design a salt carrier machine to replace the job done by man labour so the salt raw materials distribution can be more fast and efficient

The first step in designing this machine is doing an observer in salt industry, the next step is designing the chassis of the machine, design the tranmsition systems of the machine, horse power needed by the machine, and than doing the calculation from the design that have been made. The last step is evaluating the design and calculation of the machine that have been made.

From result we can conclude that the salt carrier machine designed have fullfil the paramaters and the criteria, so the designing process is finish.

Keyword : salt carrier machine, machine elements, tranmsition system design

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, serta inayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul :

“PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PADA ALAT PENGANGKUT GARAM”

Tugas Akhir ini dibuat sebagai syarat kelulusan akademis dalam menempuh pendidikan Program Studi Konversi Energi Jurusan DIII Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam pembuatan Tugas Akhir ini masih terdapat kekurangan dan ketidaksempurnaan dikarenakan keterbatasan penulis sebagai manusia. Oleh karena itu, saran dan kritik yang membangun sangat penulis harapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Harapan besar dari kami agar laporan Tugas Akhir ini dapat digunakan sebagai media acuan dan pengalaman bagi mahasiswa, sekaligus sebagai sarana dalam penerapan ilmu yang didapat dari bangku kuliah dan membuktikan bahwa kita sebagai insan pencipta dan pengabdian diciptakan secara mengagumkan untuk tujuan yang mulia. mewujudkan dalam karya teknologi.

Dengan kemampuan kami yang terbatas maka penyusun menyadari bahawa penyusunan laporan kami ini jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu saran, kritik yang sifatnya membangun sangat kami harapkan demi kebaikan dan kesempurnaan laporan ini.

Pada kesempatan kali ini, tim penyusun ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar – besarnya pada:

1. Kepada kedua orang tua kami tercinta yang telah membantu kami dalam segala hal baik moral maupun material yang tiada batasnya.

2. Bapak Ir. Suhariyanto, Msc selaku Ketua Program Studi D III TeknikMesin FTI-ITS.
3. Bapak Dr. Ir. Bambang Sampurno,MT, selaku Koordinator Tugas Akhir Pogram Studi D III TeknikMesin FTI-ITS dan juga selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir di lapangan.
4. Bapak Ir. Nur Husodo,MSc, selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir dilapangan.
5. Seluruh teman – teman D3 Teknik Mesin FTI – ITS atas semua bantuannya selama ini, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini
6. Terima kasih kepada semua pihak yang tidak dapat kami sebutkan satu persatu yang telah memberikan bantuan dan doanya dalam menyelesaikan Tugas Akhir kami.

Akhir kata, penulis berharap laporan Tugas Akhir ini nantinya dapat bermanfaat bagi penulis dan pembaca umumnya, saran dan kritik dari semua pihak yang dapat meningkatkan mutu penulisan laporan ini akan penulis terima dengan senang hati. Semoga laporan ini bermanfaat dan dapat dipergunakan sebagaimana mestinya.

Surabaya, Agustus 2009

Penyusun

DAFTAR ISI

HALAMAN

HALAMAN JUDUL INDONESIA	i
HALAMAN JUDUL INGGRIS.....	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT.....	v
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Sistematika Penulisan	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Definisi gaya	7
2.1.1 Hukum-hukum Newton Tentang Gaya	7
2.1.2 Perhitungan Vektor Gaya	
2.2 Perhitungan Titik Berat Massa.....	11
2.3 Sistem Transmisi Pada Pulley dan Rantai.....	8
2.3.1 Perencanaan Rantai (Chain).....	8
2.3.1.1 Silent Chain.....	9
2.3.1.2 Roller Chain.....	9
2.3.2 Perencanaan Belt.....	10

2.4 Perhitungan Torsi.....	12
2.4.1 Perhitungan Putaran pada Sprocket.....	12
2.4.2 Perhitungan Kecepatan Keliling Rantai	13
2.5 Perhitungan Daya.....	14
2.6 Perhitungan Belt dan Pulley.....	14
2.6.1 Panjang Belt	14
2.6.2 Kecepatan Keliling Belt	15
2.6.3 Jumlah Putaran Belt per Detik.....	15
2.6.4 Gaya Keliling	16
2.6.5 Tegangan Belt.....	16
2.6.6 Menghitung Jumlah Belt	17
2.6.7 Tegangan Maksimum pada Belt.....	17
2.6.8 Umur Belt.....	18
2.6.9 Sudut Kontak.....	18
2.6.10 Gaya Tarik Belt.....	19
2.6.11 Dimensi Pulley	19
2.7 Perencanaan Roda Gigi Lurus (Spur Gear).....	20
2.7.1 Perencanaan Jumlah Roda Gigi	21
2.7.2 Perbandingan Kecepatan	22
2.7.3 Perhitungan Beban Dinamis.....	22
2.7.4 Perhitungan Lebar Roda Gigi.....	23
2.7.5 Perhitungan Roda Gigi dengan Metode AGMA.....	24

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Perencanaan	27
------------------------------------	----

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Penentuan Center Of Gravity.....	32
--------------------------------------	----

4.1.1	Perhitungan Center of gravity	33
4.1.2.	Perhitungan Gaya Pada Gerobak Dengan Beban	34
4.2.	Perhitungan Transmisi dengan sprocket dan rantai	35
4.2.1.	Perhitungan Torsi	35
4.2.2.	Perhitungan Kecepatan Putar Pada Roda (r_{pmroda}) ..	37
4.2.3.	Perhitungan Kecepatan Putar Pada Sproket ₁	38
4.2.4.	Perhitungan desain rantai dan sproket.....	38
4.2.5.	Perhitungan kecepatan keliling rantai	40
4.3.	Perhitungan belt dan pulley pada poros transmisi 1	41
4.3.1	Perhitungan panjang belt (L).....	42
4.3.2.	Kecepatan keliling belt.....	43
4.3.3.	Jumlah Putaran Belt Per Detik	43
4.3.4.	Gaya Keliling Belt.....	43
4.3.5.	Tegangan Belt	44
4.3.6.	Jumlah Belt	44
4.3.7.	Tegangan Maksimum Yang Ditimbulkan(σ_{max})	44
4.3.8.	Umur Belt.....	45
4.3.9.	Sudut Kontak.....	45
4.3.10.	Gaya Tarik Belt.....	45
4.3.11.	Dimensi Pulley	46
4.3.12.	Berat Pulley	47
4.4	Perhitungan Belt Dan Pulley Pada Poros Transmisi 2	48
4.4.1	Perhitungan panjang belt (L).....	48
4.4.2.	Kecepatan keliling belt.....	49
4.4.3.	Jumlah Putaran Belt Per Detik	49
4.4.4.	Gaya Keliling Belt.....	50
4.4.5.	Tegangan Belt	50
4.4.6.	Jumlah Belt	50



4.4.7. Tegangan Maksimum Yang Ditimbulkan (σ_{max})	51
4.4.8. Umur Belt	51
4.4.9. Sudut Kontak	51
4.4.10. Gaya Tarik Belt	52
4.4.11. Dimensi Pulley	52
4.4.12. Perhitungan Daya	54
4.5. Perhitungan Roda Gigi Lurus	54
4.5.1. Perhitungan jarak antar gigi	55
4.5.2. Diameter pinion	55
4.5.3. Jarak Center (c)	55
4.5.4. Perbandingan Kecepatan	56
4.5.5. Putaran pada Pinion	56
4.5.6. Gaya normal	56
4.5.7. Gaya tangensial (F_t)	57
4.5.8. Gaya radial (F_r)	57
4.5.9. Perbandingan Pitch Line (V_p)	57
4.5.10. Beban dinamis (F_d)	58
4.5.11. Lebar roda gigi (b)	58
4.5.12. Beban yang diijinkan (F_b)	59
4.5.13. Pengecekan dengan metode AGMA	60

BAB IV KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan	65
5.2. Saran	65

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Sebuah Balok Yang Dikenai Gaya Sebesar F	5
Gambar 2.2	Penjumlahan Vektor pada Segitiga.....	6
Gambar 2.3	Silent Chain.....	9
Gambar 2.4	Roller Chain.....	10
Gambar 2.5	Ukuran Belt.....	11
Gambar 2.6	Diagram Pemilihan Belt.....	11
Gambar 2.7	Torsi yang Terjadi pada Sebuah Silinder.....	12
Gambar 2.8	Rantai Saat Berputar.....	13
Gambar 2.9	Ukuran-Ukuran pada Belt dan Pulley.....	15
Gambar 2.10	Sudut Kontak yang Terjadi pada Pulley.....	19
Gambar 2.11	Dimensi Pulley.....	20
Gambar 2.12	Dimensi Spur Gear.....	21
Gambar 3.1	Diagram Alir Metodologi Penelitian.....	28
Gambar 4.1	Alat Pengangkut Garam.....	31
Gambar 4.2	FreeBody Diagram Gerobak Tanpa Beban.....	33
Gambar 4.3	FreeBody Diagram Gerobak dengan Beban.....	34
Gambar 4.4	Rangkaian Transmisi pada Gerobak.....	35
Gambar 4.5	Gear and Pinion.....	54

ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



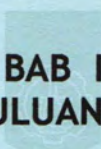
ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BAB I PENDAHULUAN



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dalam perkembangan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi saat ini kita telah banyak diciptakan berbagai macam mesin untuk memenuhi kebutuhan manusia, termasuk pada industri garam. Pada industri garam terdapat permasalahan dalam pengangkutan garam dari meja garam ke penampungan sementara. Pengangkutan secara kontinyu dan tepat waktu diperlukan dalam proses finalisasi produk garam.

Masih banyaknya industri garam yang tidak memiliki alat - alat penunjang lainnya, misalnya alat pengangkut garam dengan menggunakan motor. Alat - alat yang pernah digunakan dalam pengangkutan garam saat ini yaitu pengangkutan secara manual (memikul), memakai konveyor, dan memakai kereta gantung. Dalam pengoperasiannya alat-alat yang pernah ada memiliki kelemahan, yaitu pada saat pemindahan alat dari meja satu ke meja yang lainnya membutuhkan waktu yang relatif lama. Dengan banyaknya kristal garam yang dikais maka perlu diadakannya pengangkutan lebih lanjut terhadap garam sehingga dapat mengangkut kristal garam lebih banyak dengan waktu yang lebih singkat. Selama ini dan sampai saat ini pengangkutan garam dilakukan secara manual, dimana mengangkut rata - rata sekitar 40 kg.

Pada saat ini dirancang alat pengangkut garam dengan menggunakan mesin tersebut maka kristal garam yang sebelumnya diangkat secara manual dengan pengangkutan garam menggunakan motor tersebut dapat menghemat waktu dan tenaga kerja. Penggunaan motor dalam alat pengangkut garam tersebut dinilai cukup efektif, selain menghemat waktu dan tenaga kerja juga dapat meningkatkan produktivitas.

1.2. Rumusan Masalah

Adapun masalah-masalah yang timbul pada alat pengangkut garam yang ada pada industri antara lain :

- a. Bagaimana merancang sistem transmisi yang dapat maju dan mundur.
- b. Seberapa besar daya yang dibutuhkan untuk mengangkut garam.

1.3. Batasan Masalah

Permasalahan dalam perencanaan dan perhitungan alat pengangkut garam masih difokuskan pada sistem transmisi dan daya. Sehingga tidak dilakukan perhitungan mengenai :

- a. Kekuatan bahan serta dimensi kerangka mesin.
- b. Proses terbentuknya garam.
- c. Timbulnya korosi pada alat pengangkut garam.
- d. Proses pengelasan.
- e. Kekuatan poros, bantalan, dan pasak.
- f. Sistem kemudi.
- g. Pegas.
- h. Beban yang diberikan untuk alat pengangkut garam 250 kg.

1.4. Tujuan

Tujuan dari perencanaan alat pengangkut garam ini adalah :

- a. Merencanakan dan menghitung alat produksi yang berkaitan dengan Alat Pengangkut Garam.
- b. Membantu pencapaian efisiensi proses pemanenan atau pengangkutan garam pada industri garam dengan menggunakan alat pengangkut garam dengan menggunakan motor.

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 daya motor, pemilihan belt, pulley, sprocket, chain, dan roda gigi serta gaya-gaya yang bekerja pada alat Pengangkut Garam 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

ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



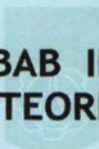
ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

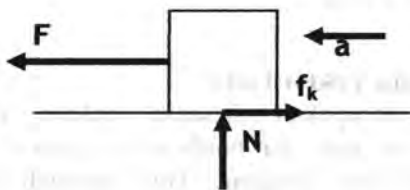
BAB II DASAR TEORI

BAB II DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep dimana melatarbelakangi perencanaan alat ini, yang nantinya digunakan sebagai acuan untuk komponen-komponen rakitan alat pengangkut garam ini.

2.1 Definisi Gaya

Gaya didefinisikan sebagai “tarikan” atau “dorongan” yang dilakukan oleh suatu benda terhadap yang lain, sehingga benda tersebut mengalami kerja atau aksi dari keadaan diam sampai bergerak.



Gambar 2.1 Sebuah balok yang dikenai gaya sebesar F .

2.1.1 Hukum – hukum Newton Tentang Gaya

Hukum Pertama. Sebuah partikel yang mulanya dalam keadaan diam, atau sedang bergerak dalam suatu garis lurus dengan kecepatan tetap, akan tetap dalam keadaan ini asalkan partikel tidak dikenai suatu gaya tidak setimbang.

$$\sum F = 0$$

Hukum Kedua. Sebuah partikel yang dikenai gaya tak seimbang F akan mengalami percepatan a yang mempunyai arah yang sama dengan gaya dan besarnya berbanding lurus dengan gaya. Jika F

diterapkan pada partikel bersama m , hukum ini dapat diungkapkan secara matematik sebagai:

$$\sum F = m.a$$

Keterangan :

F = gaya (N)

m = massa (kg)

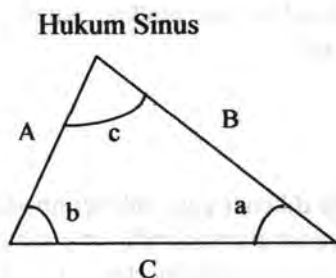
a = percepatan (m/s^2)

Hukum Ketiga. Gaya – gaya mutual aksi dan reaksi antara dua partikel setimbang, berlawanan dan kolinear (segaris).

$$\sum \mu_k.F = m.a$$

2.1.2 Perhitungan Vektor Gaya

Gaya merupakan besaran vektor karena vektor mempunyai besar, arah, dan tanda arah tertentu dan menjumlah menurut aturan jajar genjang. Dua masalah yang biasanya terdapat dalam statika, salah satunya adalah pencarian gaya resultan dengan mengetahui komponen-komponennya, dan menguraikan suatu gaya yang diketahui menjadi dua komponennya. Seperti dijelaskan dalam gambar 2.2, dua masalah ini memerlukan penerapan aturan jajar genjang.



Hukum Cosinus

$$\frac{A}{\sin a} = \frac{B}{\sin b} = \frac{C}{\sin C}$$

Gambar 2.2 Penjumlahan vektor pada segitiga

Sehingga gaya resultan dapat diselesaikan dengan persamaan :

$$C = \sqrt{A^2 + B^2 - 2AB \cos c}$$

2.2 Perhitungan Titik Berat Massa

Dalam analisa dinamika kendaraan yang telah dibahas sebelumnya, posisi titik berat ternyata memegang peranan penting. Ada beberapa cara untuk mengukur posisi titik berat, disini akan diulas salah satu cara yaitu dengan memakai peralatan yang cukup sederhana yaitu timbangan dan dongkrak. Posisi titik berat terhadap poros depan (a) dan terhadap poros belakang (b), serta tinggi titik berat dan permukaan jalan (h).

Pengukuran (a) dan (b) dilakukan dengan menimbang bagian depan dan bagian belakang kendaraan pada posisi betul-betul horizontal. Jika pada saat menimbang poros depan didapat hasil penimbangan W_f dan penimbangan poros belakang didapat hasil W_r maka berat total kendaraan didapat:

$$W_t = W_r + W_f$$

Keterangan :

W_t = berat total (N)

W_r = berat pada poros belakang (N)

W_f = berat pada poros depan (N)

Dengan memakai hasil penimbangan tersebut dan menerapkan konsep statika maka didapat:

$$a = \frac{(a+b)W_r}{W_f + W_r}$$

$$b = \frac{(a+b)W_f}{W_f + W_r}$$

Dimana:

$$a + b = L$$

Keterangan :

L = wheel base yaitu jarak antara poros depan / belakang kendaraan (m)

a = posisi titik berat pada poros depan (m)

b = posisi titik berat pada poros belakang (m)

Jika timbangan yang dipakai sekaligus dapat menaikkan roda belakang dan dipasang langsung menopang roda belakang, dimana W adalah hasil penimbangan roda belakang maka dengan mengambil momen dan titik A didapat:

$$h_r = \frac{[a \cdot w - (a + b) \cdot w_{r\theta}]}{w \tan(\theta)}$$

Dimana:

$W_{r\theta}$ = Hasil penimbangan roda depan

R = Jari-jari roda

2.3 Sistem Transmisi Pada Pulley dan Rantai

2.3.1 Perencanaan Rantai (*chain*)

Rantai atau *chain* merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya. Kelebihan menggunakan rantai adalah :

1. Perbandingan putaran tetap.
2. Tidak terjadi slip dan rangkakan (*slipping and creep*).
3. Memiliki umur yang panjang.
4. Dapat digunakan untuk menggerakkan beberapa mekanisme dengan hanya satu penggerak.
5. Dapat digunakan untuk beban yang tinggi.
6. Efisiensi cukup tinggi ($\eta \approx 98\%$).

Ditinjau dari aplikasinya, rantai dapat terbagi dari beberapa tipe, yaitu :

1. *Silent chain*.

2. *Bush – roller chain.*
3. *Bush chain.*
4. *Bush – roller chain with bent plates.*
5. *Hooked link – belt chain.*

Namun secara garis besar, jenis dari rantai hanya dikelompokkan menjadi dua, yaitu :

1. *Silent chain*
2. Rantai dengan *roller (roller chain)*

2.3.1.1 Silent Chain

Rantai tipe ini mempunyai pitch (p = jarak sumbu pen) dari $3/8$ sampai dengan 1,5 inc. Untuk $p = 3/8$ mempunyai lebar 0,5 sampai dengan 4 inc, sedangkan untuk $p = 1,5$ mempunyai lebar 3 sampai dengan 16 inc. Rantai tipe ini lebih halus (tidak berisik) dalam operasinya sehingga disebut "*Silent Chain*". Bahannya terbuat dari baja, sedangkan sprocketnya terbuat dari baja untuk ukuran yang kecil, dan besi tuang untuk ukuran yang besar. Effisiensinya dapat mencapai 99 %.

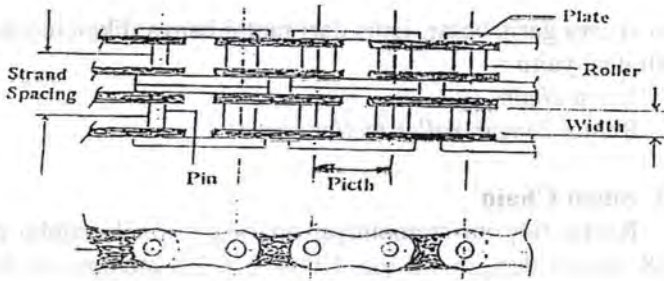


Gambar 2.3 Silent chain

2.3.1.2 Roller Chain

Jenis rantai yang paling banyak digunakan ialah *roller chain* (rantai dengan *roller*), elemen dalam *roller chain* adalah plat (*slide plate*), yang berfungsi sebagai penyambung antara rol

– rolnya, *roller*, dan pin – rol dan cincin (*ring*). Susunan dari rantai ini dapat dibagi menjadi tiga, yaitu *single strand*, *triple strand*, dan *quadruple strand*.



Gambar 2.4 Roller chain

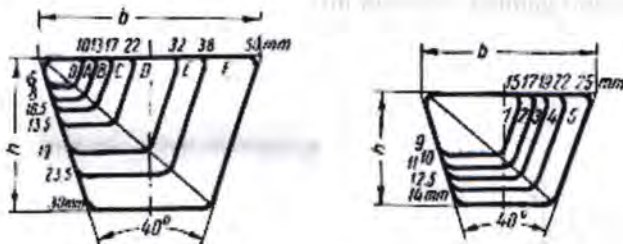
2.3.2 Perencanaan Belt

Belt termasuk alat pemindah daya yang sangat sederhana yang terpasang pada tiga pulley, yaitu pulley penggerak, pulley yang digerakkan dan pulley pengikut sebagai pengencang. Dilihat dari penampangnya, belt dibedakan menjadi tiga macam, yaitu :

- 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.

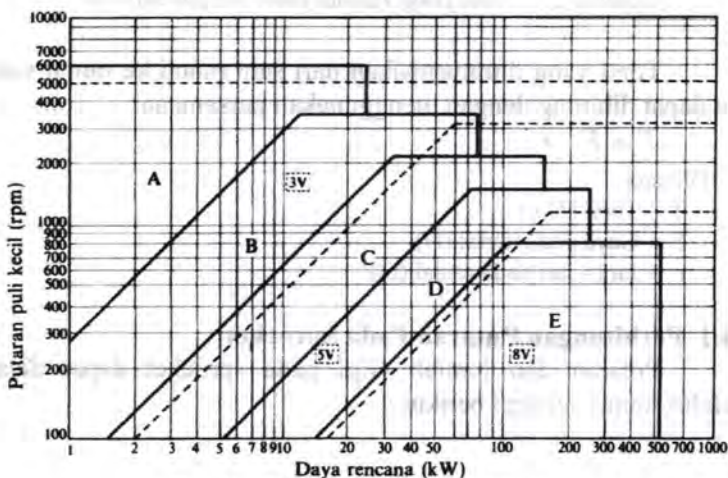
Pemilihan belt dapat dilakukan setelah melihat gambar mesin yang akan dibuat. Dalam hal ini V-belt sendiri mempunyai beberapa tipe yaitu, O, A, B, C, D, E, F dan seterusnya. Karena

tersedianya berbagai macam belt maka dirasa perlu untuk memilih salah satu tipe yang sesuai, berdasarkan luasan penampang belt.



Gambar 2.5 Ukuran belt

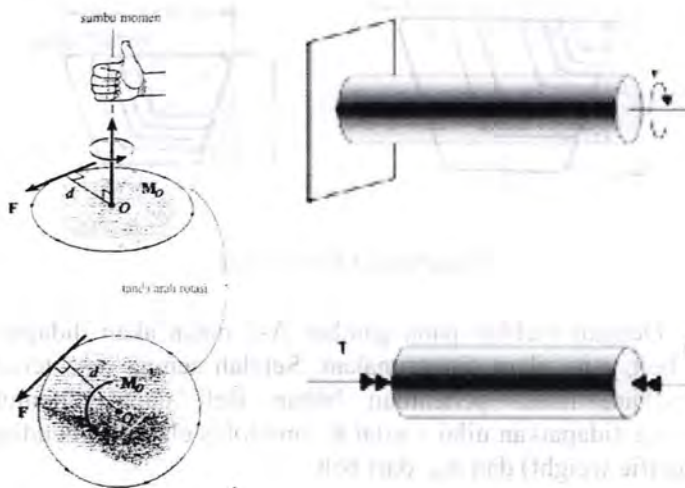
Dengan melihat pada gambar A-3 maka akan didapatkan type belt yang akan dipergunakan. Setelah semua data tersebut didapatkan, maka penentuan bahan Belt dapat ditentukan sehingga didapatkan nilai – nilai E_b (modulus elastis in bending) , γ (specific weight) dan σ_{fat} dari belt.



Gambar 2.6 Diagram Pemilihan Belt

2.4. Perhitungan Torsi

Definisi dari torsi adalah besaran momen dikalikan lengannya. Berdasarkan dari kaidah tangan maka dapat memahami gambar dibawah ini :



Gambar 2.7 Torsi yang Terjadi pada Sebuah Silinder

Torsi yang ditransmisikan dari satu rantai ke rantai yang lain dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$T = F \cdot r$$

Dimana :

T = Torsi (Nm)

F = Gaya pada rantai (N)

r = Jari – jari pada rantai (m)

2.4.1 Perhitungan Putaran Pada Sprocket

Putaran dan jumlah Gigi pada sprocket dapat dicari melalui rumus sebagai berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1}$$

Dimana :

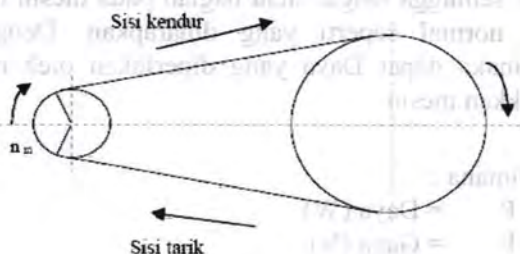
n_1 = Putaran pada sprocket penggerak (rpm)

n_2 = Putaran pada sprocket yang digerakan (rpm)

N_1 = Jumlah gigi pada sprocket penggerak (buah)

N_2 = Jumlah gigi pada sprocket yang digerakan (buah)

2.4.2 Perhitungan Kecepatan Keliling Rantai



Gambar 2.8 Rantai Saat Berputar.

Kecepatan rantai diartikan sebagai jumlah panjang (*feet*) yang masuk kedalam *sprocket* tiap satuan waktu (*min*), sehingga dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} = \frac{N_r \cdot p \cdot n}{12}$$

Dimana :

N_r = Jumlah gigi *sprocket* (buah)

p = Pitch (in)

n = Putaran *sprocket* (rpm)

D = Diameter *sprocket* (in)

v = Kecepatan rantai (in/s)

2.5 Perhitungan Daya

Daya didefinisikan sebagai jumlah kerja yang dilakukan per satuan waktu. Jadi, Daya yang dihasilkan sebuah mesin yang melakukan sejumlah kerja dU dalam selang waktu dt adalah :

$$P = \frac{dU}{dt}$$

Andaikan kerja dU dinyatakan oleh $dU = F \cdot dr$, maka dapat juga ditulis :

$$P = \frac{dU}{dt} = \frac{F \cdot dr}{dt}$$

Karena setiap mesin membutuhkan suatu tenaga/ daya penggerak sehingga lengan atau bagian pada mesin tersebut bisa berfungsi normal seperti yang diharapkan. Dengan kondisi tersebut, maka dapat Daya yang diperlukan oleh motor untuk menggerakkan mesin :

$$P = F \cdot V$$

Dimana :

- P = Daya (W)
- F = Gaya (N)
- V = Kecepatan (m/s)

2.6 Perhitungan Belt dan Pulley

2.6.1 Panjang Belt

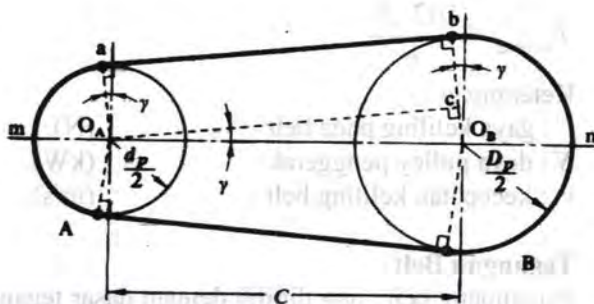
Dalam mencari panjang belt, penggunaan rumus tergantung pada *sketch*/bentuk hubungan belt dan pulley. Karena pada mesin ini menggunakan *sketch* open belt drive, maka rumus untuk mencari panjang belt adalah sebagai berikut :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_0) + \frac{(d_1 - d_0)^2}{4 \cdot a}$$

Keterangan :

- L : panjang belt (mm)
- d_0 : diameter pulley penggerak (mm)
- d_1 : diameter pulley yang digerakkan (mm)

a : jarak sumbu antar poros (mm)



Gambar 2.9 Ukuran-ukuran pada Belt dan Pulley

2.6.2 Kecepatan Keliling Belt

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

$$v = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot n_0}{60 \cdot 1000}$$

Keterangan :

v : kecepatan keliling belt (m/s)

d_0 : diameter pulley penggerak (mm)

n_0 : putaran pulley penggerak (rpm)

2.6.3 Jumlah Putaran Belt per Detik

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

Keterangan :

U : putaran belt per detik (rps)

L : panjang belt (m)

v : kecepatan keliling belt (m/s)

2.6.4 Gaya Keliling

Gaya keliling (F) adalah gaya yang bekerja pada belt dan diakibatkan oleh gesekan atau beban.

$$F_{keliling} = \frac{102 \cdot N}{v}$$

Keterangan :

F : gaya keliling pada belt (N)

N : daya pulley penggerak (kW)

v : kecepatan keliling belt (m/s)

2.6.5 Tegangan Belt

Penampang belt yang 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 :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0$$

Keterangan :

σ_d : tegangan pada belt (N/cm²)

φ : faktor tarikan

σ_0 : tegangan awal belt (N/cm²)

Faktor tarikan :

- Untuk belt datar : 0,5 - 0,6
- Untuk V-belt : 0,7 - 0,9

Tegangan awal :

- Untuk belt datar < 18 N/cm²
- Untuk V-belt < 12 N/cm²

2.6.6 Menghitung Jumlah Belt

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

$$Z = \frac{F_{keliling}}{\sigma_d \cdot A}$$

Keterangan :

Z :	jumlah belt	(buah)
A :	luasan penampang belt	(cm ²)
F :	gaya pada belt	(N)
σ_d :	tegangan pada belt	(N/cm ²)

2.6.7 Tegangan Maksimum pada Belt

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot z \cdot A} + \sigma_v + \sigma_{bmax}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} + \epsilon_b \frac{h}{d_m}$$

Keterangan :

σ_{max} :	tegangan maksimum	(N/cm ²)
σ_0 :	tegangan awal	(N/cm ²)
F :	gaya pada belt	(N)
γ :	berat spesifik bahan belt	(kg/dm ³)
ϵ_b :	modulus elastisitas	(kg/cm ²)
v :	kecepatan keliling pulley	(m/s)
g :	gravitasi	(m/s ²)
h :	tebal belt	(cm)
d_m :	diameter pulley penggerak	(cm)
z :	jumlah belt	(buah)
A :	luas penampang belt	(cm ²)

2.6.8 Umur Belt

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot x} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m$$

Keterangan :

- H : umur belt (jam)
 N_{base} : basis fatigue test yaitu (10^7 cycle)
 U : putaran belt per detik (rps)
 x : jumlah pulley yang berputar (buah)
 σ_{fat} : fatigue limit (N/cm^2)
 σ_{max} : tegangan maksimum (N/cm^2)
 m : 5 untuk belt datar, 8 untuk V-belt

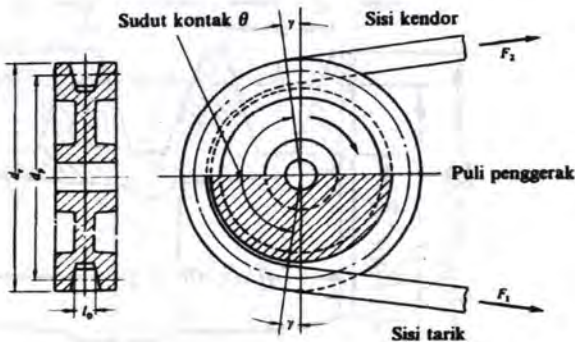
2.6.9 Sudut Kontak

Dalam mencari sudut kontak, penggunaan rumus tergantung pada *sketch*/bentuk hubungan belt dan pulley. Karena pada mesin ini menggunakan *sketch open belt drive* maka rumus untuk mencari sudut kontak adalah sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \left(\frac{d_1 - d_0}{a} \cdot 60^\circ \right)$$

Keterangan :

- α : sudut kontak ($^\circ$)
 d_0 : diameter pulley penggerak (mm)
 d_1 : diameter pulley yang digerakkan (mm)
 a : jarak antar poros (mm)



Gambar 2.10 Sudut Kontak yang Terjadi pada Pulley

2.6.10 Gaya Tarik Belt

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

Keterangan :

F_R : gaya tarik terhadap poros (N)

F : gaya keliling (N)

φ : faktor tarikan

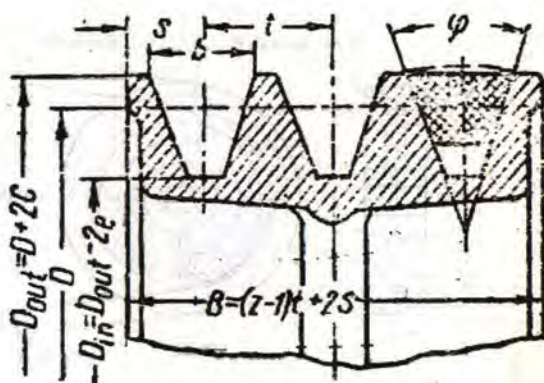
α : sudut kontak (°)

Karena adanya *overload factor* (β) pada tarikan awal sebesar 1,5 maka gaya tarik terhadap poros menjadi :

$$F_{Rmax} = 1,5 F_R$$

2.6.11 Dimensi Pulley

Setelah mengetahui jenis belt yang digunakan, dan tipe dari belt tersebut, maka kita dapat mengetahui spesifikasi tipe belt tersebut dan menggunakannya untuk mencari dimensi pulley yang akan digunakan.



Gambar 2.11 Dimensi Pulley

Mencari diameter luar pulley

$$d_{out} = d + 2c$$

Mencari diameter dalam pulley

$$d_{in} = d - 2e$$

Mencari lebar pulley

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

Keterangan :

d_{out} : diameter luar pulley (mm)

d_{in} : diameter dalam pulley (mm)

d : diameter pulley (mm)

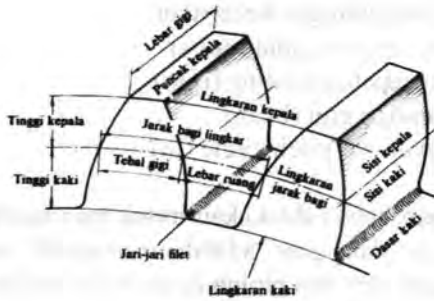
B : lebar pulley (mm)

Z : jumlah belt (buah)

2.7. Perencanaan Roda Gigi Lurus (Spur Gear)

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 2.12. Dimensi Spur Gear

2.7.1. Perencanaan Jumlah Roda Gigi

Perencanaan jumlah gigi pada roda gigi dapat dihitung dengan cara :

$$Nt_p = P \times d_1 \quad \text{dan} \quad Nt_g = P \times d_2$$

$$Nt . p = \pi . d$$

Dimana :

Nt_p : jumlah gigi pada pinion (buah)

Nt_g : jumlah gigi pada gear (buah)

P : diameter pitch (in)

p : jarak gigi (in)

d_1 : diameter pinion (in)

d_2 : diameter gear (in)

2.7.2. Perbandingan Kecepatan

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

Dimana :

- r_v : Perbandingan kecepatan
- ω : kecepatan sudut (rad/s)
- n : kecepatan keliling (rpm)
- Nt : jumlah gigi (buah)
- d : diameter pitch circle (in)

Pemilihan bahan dilakukan untuk mendapatkan tegangan ijin pada pinion dan gear adalah mendekati sama. Hal ini dimaksudkan agar gear dan pinion dapat berfungsi dengan baik.

Besarnya momen torsi yang terjadi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

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

Dimana :

- Hp : Daya yang ditransmisikan (Hp)
- T : Momen Torsi (lb.in)
- n : Putaran per menit (rpm)

2.7.3. Perhitungan Beban Dinamis

Besarnya beban dinamik dapat ditentukan dengan cara menghitung nilai pitch line (V_p) dan gaya tangensial (F_t) dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$V_p = \frac{\pi.d_p.n_1}{12}$$

Dimana :

- V_p : Kecepatan pitch line (ft/menit)

- d_p : Diameter pinion (in)
 n_t : putaran yang terjadi (rpm)

Beban dinamis

Efek dinamik pada gigi roda gigi yang terjadi akibat tidak akuratnya pembuatan roda gigi, kurang baiknya pembuatan roda gigi, baik jarak antar gigi, pemasangan roda gigi. Untuk itu beban transmisi F_t perlu dimodifikasi menjadi beban dinamis F_d sebagai berikut :

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} F_t, \quad \text{untuk } 0 \leq V_p \leq 200 \frac{ft}{menit}$$

$$F_d = \frac{1200 + V_p}{1200} F_t, \quad \text{untuk } 2000 \leq V_p \leq 4000 \frac{ft}{menit}$$

$$F_d = \frac{78 + V_p}{78} F_t, \quad \text{untuk } V_p > 4000 \frac{ft}{menit}$$

Dengan syarat :

$$F_w \geq F_d \quad \text{dan} \quad F_b \geq F_d$$

Keterangan :

F_d = beban dinamis (lbf)

F_t = beban transmisi (lbf)

F_w = beban aus yang diijinkan (lbf)

F_b = beban yang diijinkan (lbf)

2.7.4. Perhitungan Lebar Roda Gigi

Lebar gigi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$b = \frac{F_t \cdot P}{Y \cdot \sigma}$$

Dimana :

- b : lebar gigi (in)
- F_t : gaya tangensial yang terjadi (lb)
- P : diameter pitch (in)
- Y : faktor lewis
- Σ : tegangan ijin bahan (psi)

2.7.5. Perhitungan Roda gigi dengan metode 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 :

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

Dimana :

- σ_t = Tegangan yang terjadi pada kaki gigi (psi)
- F_t = Beban yang di transmisikan (lbf)
- K_o = Faktor koreksi beban lebih (tabel A-16)
- P = Diameter pitch (in)
- K_s = Faktor koreksi ukuran = 1
- K_m = Koreksi distribusi beban (tabel A-17)
- K_v = Faktor dinamis

Persamaan tegangan maksimum yang diijinkan untuk perencanaan adalah :

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

Dimana :

S_{ad} = Tegangan ijin maksimum perencanaan (psi)

S_{at} = Tegangan ijin material (psi) (Tabel A-13)

K_L = Faktor umur (tabel A-14)

K_T = Faktor temperatur

$$K_T = \frac{460 + T_f}{620}$$

T_f = Temperatur tertinggi dari minyak pelumas ($^{\circ}F$)

K_R = Faktor keamanan (tabel A-15)

b) Persamaan keausan AGMA

Metode untuk menghitung gigi tahan terhadap keausan dengan metode AGMA.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_0 \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot db \cdot I}}$$

Dimana :

σ_c = Tegangan tekan yang terjadi (psi)

C_p = Koefisien yang tergantung dari sifat elastisitas bahan (psi) (tabel A-20)

F_t = Gaya tangensial yang ditransmisikan (lb)

C_0 = Faktor beban lebih

C_m = Faktor distribusi beban

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

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right] \quad (2.30)$$

Di mana:

S_{ac} = Tegangan kontak yang diizinkan bahan (psi)

C_L = Faktor umur

C_T = Faktor temperatur

C_R = Faktor keamanan

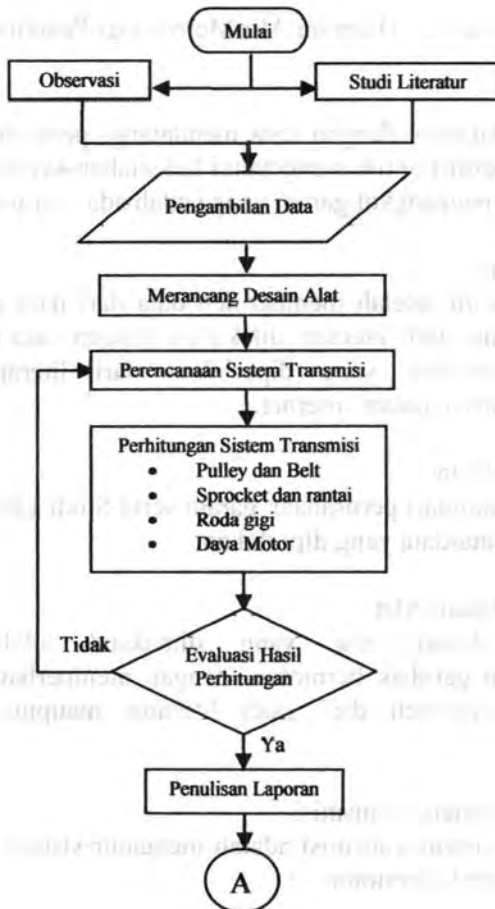
C_H = Rasio faktor

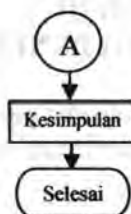
$$\sigma_c = \frac{F \cdot C_H}{A \cdot C_L \cdot C_T \cdot C_R}$$

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Untuk merealisasikan alat pengangkut garam tersebut diperlukan tahapan-tahapan seperti yang berada pada diagram alir dibawah ini :





Gambar 3.1. Diagram Alir Metodologi Penelitian

- a. **Observasi**
Observasi dilakukan dengan cara mendatangi perusahaan garam yang sudah berdiri untuk mengetahui kelemahan-kelemahan yang ada pada alat pengangkut garam yang sudah ada saat ini.
- b. **Studi Literatur**
Pada tahapan ini setelah memperoleh data dari para perusahaan garam tersebut, studi literatur dilakukan dengan cara melakukan pencarian data-data yang diperlukan dari literatur-literatur maupun pencarian dalam internet.
- c. **Pengambilan Data**
Data didapatkan dari perusahaan garam serta Studi Literatur guna mendukung data-data yang diperlukan.
- d. **Merancang Desain Alat**
Merancang desain alat yang dimaksud adalah untuk merencanakan gerobak bermotor dengan memperhatikan data-data yang diperoleh dari studi literatur maupun observasi lapangan.
- e. **Perencanaan Sistem Transmisi**
Perencanaan sistem transmisi adalah mengatur sistem kerja pada transmisi gerobak bermotor

- f. **Perhitungan Sistem Transmisi**
Dalam tahapan ini dilakukan perhitungan tentang gaya-gaya dan momen yang terjadi
- g. **Evaluasi Hasil Perhitungan**
Setelah perhitungan sistem transmisi selesai maka dilakukan pengujian terhadap hasil yang ada, apabila sudah sesuai maka akan dilakukan tahap selanjutnya.
- h. **Penulisan Laporan**
Setelah mendapatkan data-data yang diperlukan dari hasil perhitungan, maka dibuat laporan mengenai hasil rancangan dan sistem kerja alat tersebut.
- i. **Kesimpulan**
Semua hasil perhitungan dan pembahasan terhadap hasil percobaan.

ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



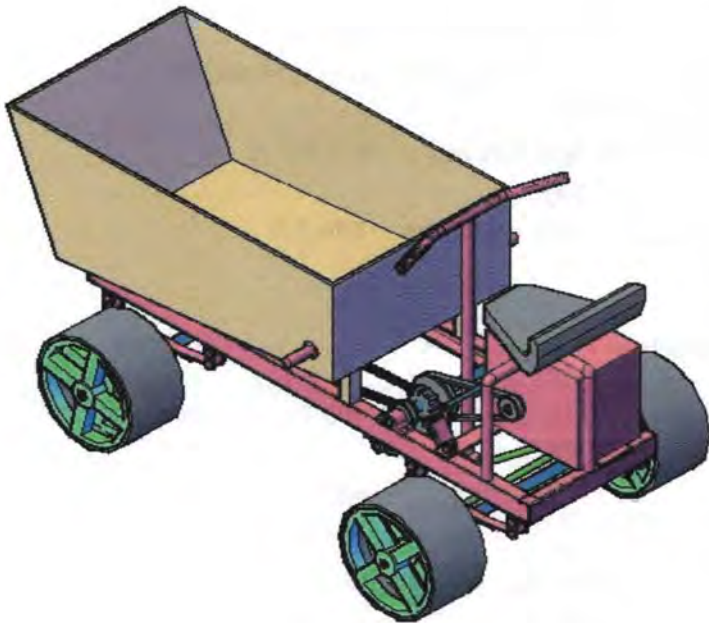
ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BAB IV PEMBAHASAN

BAB IV PEMBAHASAN

Bab ini akan membahas tentang perencanaan dan perhitungan dalam merencanakan sistem transmisi pada alat pengangkut garam.

Sistem Transmisi ini berfungsi sebagai sistem penggerak dimana pada waktu mesin stationer dihidupkan maka transmisi pada pulley₄ dan pulley₃ akan bergerak untuk menstransmisikan daya mesin ke pulley₂ dan pulley₁ untuk diteruskan ke Sprocket₂ menuju sprocket₁ hingga menggerakkan roda depan.



Gambar 4.1. alat pengangkut garam

4.1. Penentuan center of gravity

Untuk menentukan center of gravity dibutuhkan data – data penimbangan pada roda depan dan roda belakang, data – data yang didapatkan diambil dari Dadang (2009) :

$$m_{bak} = 18,72 \text{ kg}$$

$$W_{bak} = 18,72 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 183,58 \text{ N}$$

$$m_{kerangka\ 2} = 8,36 \text{ kg}$$

$$W_{kerangka\ 2} = 8,36 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 82,011 \text{ N}$$

$$m_{kemudi} = 10,42 \text{ kg}$$

$$W_{kemudi} = 10,42 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 102,185 \text{ N}$$

$$m_{velg} = 1,3 \text{ kg}, m_{velgx6} = 7,8 \text{ kg}$$

$$W_{velgx6} = 7,8 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 76,476 \text{ N}$$

$$W_{tumpuan\ roda} = 17,234 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 169,007 \text{ N}$$

$$m_{garam} = 250 \text{ kg}$$

$$W_{garam} = 250 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 2451,662 \text{ N}$$

$$m_{pengendara} = 70 \text{ kg}$$

$$W_{pengendara} = 70 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 686,7 \text{ N}$$

Tanpa beban

$$\begin{aligned} N_A &= W_{bak} + W_{kerangka\ 2} + W_{kemudi} + W_{velgx6} \\ &= 183,58 \text{ N} + 82,011 \text{ N} + 102,185 \text{ N} + 76,476 \text{ N} \\ &= 444,268 \text{ N} \end{aligned}$$

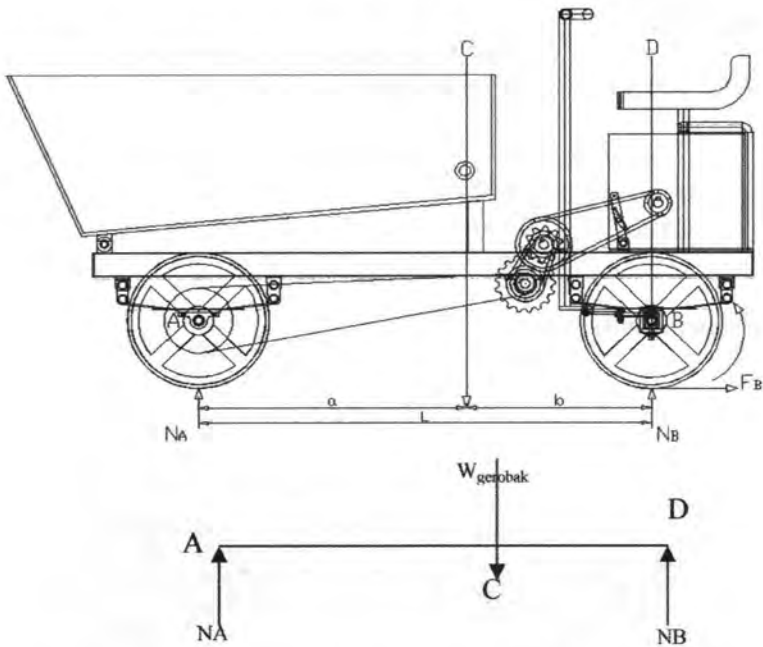
$$\begin{aligned} N_B &= W_{velg} + W_{kerangka\ 2} + W_{tumpuan\ roda} \\ &= 327,494 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{total} &= W_f + W_r \\ &= 444,268 \text{ N} + 327,494 \text{ N} \\ &= 771,762 \text{ N} \end{aligned}$$

$$r_{roda} = 0,187 \text{ m}$$

$$L = 1,2 \text{ m}$$

4.1.1. Perhitungan center of gravity



Gambar 4.2. : *Free Body Diagram Gerobak tanpa Beban*

➤ Perhitungan titik berat gerobak tanpa beban

$$a = \frac{L \cdot W_r}{W_{total}}$$

$$= \frac{1,2 m \cdot 327,494 N}{771,762 N}$$

$$a = 0,509 m$$

4.1.2. Perhitungan gaya pada gerobak dengan beban

Diketahui :

$$N_A = 444,268 \text{ N} + 2451,662 \text{ N} = 2895,93 \text{ N}$$

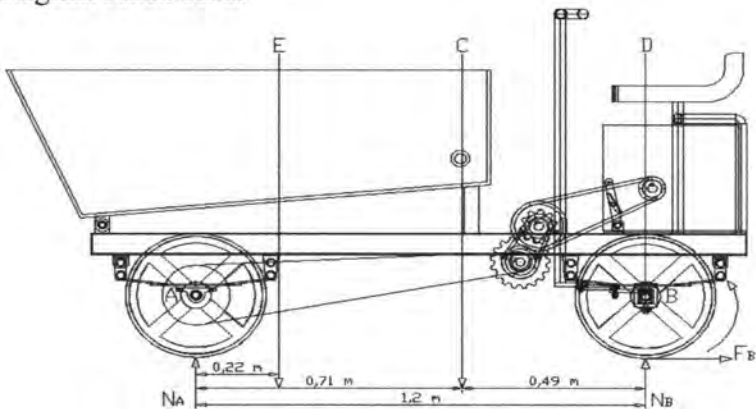
$$N_B = 327,494 \text{ N} + 686,7 \text{ N} = 1014,194 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} W_{total} &= W_f + W_r \\ &= 2895,93 \text{ N} + 1014,194 \text{ N} \\ &= 3910,124 \text{ N} \end{aligned}$$

$$r_{roda} = 0,187 \text{ m}$$

$$L = 1,2 \text{ m}$$

Diagram benda bebas



Gambar 4.3. : Free Body Diagram Gerobak dengan Beban

$$\curvearrowright \Sigma_{O_A} = 0$$

$$N_A \cdot AD - W_{garam} (0,98 \text{ m}) - W_{total} (a) + FA (0,187 \text{ m}) + W_{pengendara} (0,0861 \text{ m}) = 0$$

$$2895,93 \text{ N} (1,2 \text{ m}) - 2451,662 \text{ N} (0,98 \text{ m}) - 771,762 \text{ N} (0,509 \text{ m}) + FA (0,187 \text{ m}) + 686,7 \text{ N} (0,0861 \text{ m}) = 0$$

$$FA \cdot (0,187 \text{ m}) = - 3475,116 \text{ Nm} + 2402,628 \text{ Nm} + 392,827 \text{ Nm} - 59,125 \text{ Nm}$$

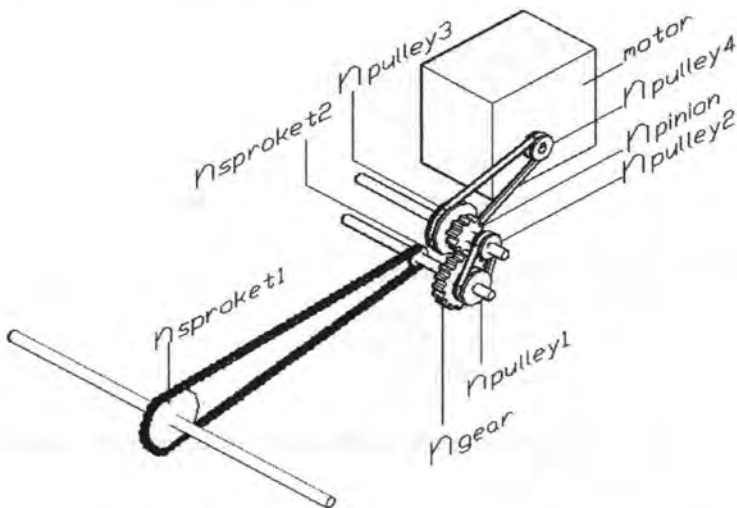
$$FA \cdot (0,187 \text{ m}) = - 738,736 \text{ Nm}$$

$$FA = \frac{-738,736 Nm}{0,187 m}$$

$$= -3950,73 N$$

4.2. Perhitungan Transmisi dengan sprocket dan rantai

Untuk menghitung daya pada mesin, terlebih dahulu melakukan analisa dan perhitungan pada sistem transmisi gerobak



Gambar 4.4. Rangkaian transmisi pada gerobak

4.2.1. Perhitungan Torsi

Data – data yang direncanakan :

$$d_{pulley1} = 0,073 m \qquad d_{pulley2} = 0,215 m$$

$$d_{sproket1} = 0,0625 m \qquad d_{sproket2} = 0,19 m$$

Perhitungan torsi pada roda belakang

$$\begin{aligned} T_{roda} &= F_A \cdot r_{roda} \\ &= 3950,73 \text{ N} \times 0,187 \text{ m} \\ &= 738,736 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Untuk mencari torsi pada sprocket₁ digunakan torsi pada ban, karena $T_{roda} = T_{sprocket1}$

Sehingga didapatkan

$$\begin{aligned} T_{sprocket1} &= F_{rantai} \cdot r_{rantai} \\ 738,736 \text{ Nm} &= F_{rantai} \cdot 0,095 \text{ m} \\ F_{rantai} &= \frac{738,736 \text{ Nm}}{0,095 \text{ m}} \\ F_{rantai} &= 7776,168 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk menghitung $T_{sprocket2}$, maka:

$$\begin{aligned} T_{sprocket2} &= F_{rantai} \times r_{sprocket2} \\ &= 7776,168 \text{ N} \times 0,03125 \text{ m} \\ &= 243,005 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Data – data didapatkan dari perhitungan sebelumnya, karena

$$T_{sproket1} = T_{pulley2}$$

Sehingga didapatkan

$$\begin{aligned} T_{pulley2} &= F_{Belt} \cdot r_{pulley2} \\ &= \frac{243,005 \text{ Nm}}{0,1075 \text{ m}} \\ &= 2271,077 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk menghitung T_1 , maka:

$$\begin{aligned} T_{pulley1} &= F_{Belt} \cdot r_{pulley1} \\ &= 2271,077 \text{ N} \times 0,0365 \text{ m} \\ &= 82,894 \text{ Nm} \end{aligned}$$

4.2.2. Perhitungan kecepatan putar pada roda (rpm_{roda})

Untuk menentukan kecepatan pada roda (rpm_{roda}) dibutuhkan data – data sebagai berikut:

Diketahui:

Jarak = 100 m

Waktu = 75 s (didapatkan dari percobaan kecepatan orang berjalan sejauh 100 m)

Maka,

$$\begin{aligned} v &= \frac{s}{t} \\ &= \frac{100 \text{ m}}{75 \text{ s}} \\ &= 1,33 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kecepatan Gerobak direncanakan sama dengan kecepatan orang

$$\begin{aligned} \text{jalan} &= 1,33 \text{ m/s} \\ \varnothing_{\text{roda}} &= 0,374 \text{ m} \end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned} \text{Keliling roda} &= \pi \times d \\ &= 3,14 \times 0,374 \text{ m} \\ &= 1,174 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan :

$$\text{Rpm} = \frac{v \cdot 60}{\text{kelilingban}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1,33 \text{ m/s} \cdot 60}{1,174 \text{ m}} \\
 &= \frac{79,8 \text{ m/s}}{1,174 \text{ m}} \\
 &= 67,917 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

4.2.3. Perhitungan kecepatan putar pada sprocket₁ (rpm_{sprocket})

Dari data – data diatas, untuk mencari putaran pada sprocket dapat digunakan rumusan sebagai berikut :

Diketahui :

$$\text{Rpm}_{\text{roda}} = 67,917 \text{ rpm}$$

$$d_{\text{sprocket1}} = 0,1785 \text{ m}$$

$$d_{\text{sprocket2}} = 0,0917 \text{ m}$$

Karena rpm_{roda} terletak dalam satu poros bersama sprocket₁, maka jumlah putarannya adalah sama. sehingga rpm_{roda} = n₁ = 67,917 rpm

$$\frac{d_{\text{sprocket1}}}{d_{\text{sprocket2}}} = \frac{n_2}{n_1}$$

$$\frac{0,1785}{0,09017} = \frac{n_2}{67,917}$$

$$n_2 = 135,834 \text{ rpm}$$

4.2.4. Perhitungan Desain Rantai Dan Sprocket

Jumlah gigi sproket

Direncanakan jumlah gigi sproket₁ = 22 buah

$$\frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{n_{sp2}}{n_{sp1}}$$

$$\frac{22}{Nt_2} = \frac{135,834}{67,917}$$

$$Nt_2 = 11 \text{ buah}$$

Karena n_{p1} (n pulley1) juga terletak dalam satu poros, sehingga
 $n_{sp1} = n_{sp2} = 135,834 \text{ rpm}$

Daya perencanaan

$$\begin{aligned} Hd &= Hs \times ks \\ &= 7,055 \times 1,4 \\ &= 9,877 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Dari data diatas dipilih rantai seri 100 tipe A ; $Hr : 10,3 \text{ Hp}$

Dengan data-data sebagai berikut :

P	: 1,25 in
W	: 0,75 in
Min Ts	: 19,5 lb

Tingkat strand

$$\frac{Hd}{Hr} = \frac{9,877}{10,3} = 0,96 = 1 \text{ buah}$$

Daya sebenarnya yang mampu ditransmisikan oleh rantai :

$$\begin{aligned} Hr' &= K_1 \times K_2 \times Hr \\ &= 1,29 \times 1 \times 10,3 \\ &= 13,287 \end{aligned}$$

$$D_1 = \frac{\text{Pitch}}{\sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right)}$$

$$= \frac{1,25 \text{ in}}{\sin\left(\frac{180}{22}\right)}$$

$$= 8,79 \text{ in}$$

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

$$D_2 = \frac{\text{Pitch}}{\sin\left(\frac{180}{Nt_2}\right)}$$

$$= \frac{1,25 \text{ in}}{\sin\left(\frac{180}{11}\right)}$$

$$= 0,076 \text{ in}$$

$$= 0,0019 \text{ m}$$

4.2.5. Perhitungan kecepatan keliling rantai

Dari data diatas dapat dicari kecepatan keliling dengan rumusan sebagai berikut:

$$V_{rantai} = \frac{\pi \cdot d_{sproket1} \cdot n_1}{12} = \frac{Nt_1 \cdot P \cdot n_1}{12}$$

$$V_{rantai} = \frac{22 \times 1,25 \text{ in} \times 67,917 \text{ rpm}}{12}$$

$$V_{rantai} = 155,643 \text{ ft/min}$$

$$\begin{aligned} \frac{L}{P} &= \frac{2c}{P} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{(Nt_1 + Nt_2)^2}{4\pi^2 \cdot \frac{c}{P}} \\ &= \frac{2,34,31}{1,25} + \frac{22+11}{2} + \frac{(22+11)^2}{4\pi^2 \cdot \frac{34,31}{1,25}} \end{aligned}$$

$$\frac{L}{P} = 97,424 \text{ in}$$

$$L = \frac{97,424}{1,25}$$

$$= 77,939 \text{ in}$$

$$= 1,979 \text{ m}$$

4.3 Perhitungan Belt Dan Pulley Pada Poros Transmisi 1

Data – data yang direncanakan adalah :

- o Jarak sumbu antar poros (a) = 120 mm
- o Diameter pulley yang digerakkan (d_2) = 125 mm
- o Diameter pulley penggerak (d_1) = 62,5 mm

Diambil dari perhitungan sebelumnya

- o Putaran pulley penggerak (n_{p2}) = 271,668 rpm
- o Putaran pulley yang digerakkan (n_{p1}) = 135,834 rpm

Dari lampiran 3 didapatkan data sbb :

Didapat belt type B

Diameter minimum pulley 125 mm

Lebar (D) : 17 mm

Tebal (h)	: 10,5 mm
Luasan (A)	: 1,38 mm

4.3.1. Perhitungan Panjang Belt (L)

$$\begin{aligned}
 L &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} & (2.10) \\
 &= 2 \cdot 120\text{mm} + \frac{\pi}{2}(62,5 + 125) + \frac{(62,5 - 125)^2}{4 \cdot 120} \\
 &= 240\text{mm} + 294,5\text{mm} + 40,69\text{mm} \\
 &= 575,19 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dari lampiran 5 tabel Dimensi Belt dapat dipilih belt dengan panjang 800 mm

Maka rekalkulasi panjang belt adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 L &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \\
 800 &= 2a + \frac{\pi}{2}(62,5 + 125) + \frac{(62,5 - 125)^2}{4a}
 \end{aligned}$$

$$\left[800 = 2a + 294,5 + \frac{19531,25}{4a} \right] \cdot 4a$$

$$3200a = 8a^2 + 1178a + 1953,25$$

$$0 = \frac{8a^2 - 2022a + 19531,25}{8}$$

$$0 = a^2 - 252,75a + 2441,41$$

maka $a = 242,69\text{mm}$

4.3.2. Kecepatan Keliling Belt

$$v = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_4}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 62,5 \cdot 271,668}{60 \cdot 1000}$$

$$v = 0,889 \text{ m/s}$$

4.3.3. Jumlah Putaran Belt per Detik

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

$$U = \frac{0,889 \text{ m/s}}{0,8 \text{ m}}$$

$$U = 1,11 \text{ put/s}$$

4.3.4. Gaya Keliling Belt

$$\text{Daya Motor} = 4,045 \text{ HP} = 3,017 \text{ kW}$$

$$F_{\text{keliling}} = \frac{102 \cdot P}{v_{\text{belt}}}$$

$$\begin{aligned} F_{\text{keliling}} &= \frac{102 \cdot 4,63}{0,889} \\ &= 288,04 \text{ N} \end{aligned}$$

4.3.5. Tegangan Belt

Dari tabel 3.2

f (rubber and cast iron) : 0,3

$$\begin{aligned}\varphi &= 2 \cdot \tan^{-1} \cdot f \\ &= 2 \cdot \tan^{-1} \cdot 0,3 \\ &= 33,39^\circ\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_d &= 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \\ &= 2 \cdot 33,39 \cdot 12 \\ &= 801,56 \text{ N/cm}^2\end{aligned}$$

4.3.6. Jumlah Belt

$$Z = \frac{F_{keliling}}{\sigma_d \cdot A} \quad (1.7)$$

$$Z = \frac{288,04}{801,56 \cdot 1,38}$$

$$Z = 0,48 \rightarrow 1 \text{ buah}$$

4.3.7. Tegangan maksimum yang ditimbulkan (σ_{\max})

Dari tabel bahan Belt, belt yang digunakan dengan bahan solid wolvn cotton, diketahui $\gamma = 1,05 \text{ kg/dm}^3$, dan dipilih $E = 400 \text{ kg/cm}^3$ sehingga :

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

$$\sigma_{\max} = 11 + \frac{532,09}{2 \times 1 \times 1,38} + 400 \frac{0,85}{6,25} + 1,05 \frac{2,56^2}{10 \times 9,8}$$

$$\sigma_{\max} = 11 + 192,786 + 54,4 + 0,07$$

$$\sigma_{\max} = 258,256 \text{ kg/cm}^2$$

4.3.8. Umur Belt

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot x} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{\max}} \right)^m$$

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 2,29 \cdot 2} \left(\frac{90}{258,256} \right)^8$$

$$H = 13600 \text{ jam}$$

4.3.9. Sudut Kontak

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

$$\alpha = 180^\circ - \frac{125 - 62,5}{120} 60^\circ$$

$$\alpha = 148,75^\circ$$

4.3.10. Gaya Tarik Belt

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

$$F_R = \frac{35,19}{0,8} \sin \frac{172,257}{2}$$

$$F_R = 43,887 \text{ N}$$

4.3.11. Dimensi Pulley

Dari tabel tipe dan dimensi V-Belt (*Lampiran 6*) didapat :

$$e = 16 \text{ mm}$$

$$t = 20 \text{ mm}$$

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

$$s = 12,5 \text{ mm}$$

Dimensi pulley penggerak :

Mencari diameter luar pulley

$$d_{out} = d + 2 c$$

$$d_{out} = 62,5 + 2 (5)$$

$$d_{out} = 63,5$$

Mencari diameter dalam pulley

$$d_{in} = d - 2 e$$

$$d_{in} = 635 - 2 (16)$$

$$d_{in} = 603$$

Mencari lebar pulley

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

$$B = (1 - 1) 20 + 2 (12,5)$$

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

Dimensi pulley yang digerakkan :

Mencari diameter luar pulley

$$d_{out} = d + 2 c$$

$$d_{out} = 125 + 2 (5)$$

$$d_{out} = 135$$

Mencari diameter dalam pulley

$$d_{in} = d - 2 e$$

$$d_{in} = 135 - 2 (16)$$

$$d_{in} = 103$$

Mencari lebar pulley

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

$$B = (1 - 1) 20 + 2 (12,5)$$

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

4.3.12. Berat Pulley

Dari tabel bahan dipilih *aluminium* dengan *density*

$$(\rho) = 2700 \text{ kg/m}^3.$$

Berat pulley penggerak :

$$W_1 = \rho \cdot g \cdot V \quad (2.25)$$

$$\equiv \rho \cdot g \cdot \left(\frac{\pi}{4} D_{1out}^2 \cdot B \right) \quad (2.27)$$

$$= 2700 \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{\pi}{4} 0,135^2 \cdot 0,025 \right)$$

$$= 9,46 \text{ N}$$

Berat pulley yang digerakkan :

$$W_2 = \rho \cdot g \cdot V \quad (2.25)$$

$$\equiv \rho \cdot g \cdot \left(\frac{\pi}{4} D_{2out}^2 \cdot B \right) \quad (2.27)$$

$$= 2700 \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{\pi}{4} 0,0635^2 \cdot 0,025 \right)$$

$$= 20,909 \text{ N}$$

(Lebih tepatnya dilakukan penimbangan)

4.4 Perhitungan Belt Dan Pulley Pada Poros Transmisi 2

Data – data yang direncanakan adalah :

- o Jarak sumbu antar poros (a) = 320 mm
- o Diameter pulley yang digerakkan (dp_3) = 180 mm
- o Diameter pulley penggerak (dp_4) = 90 mm

Diambil dari perhitungan sebelumnya

- o Putaran pulley penggerak (n_{p4}) = 543,336 rpm
- o Putaran pulley yang digerakkan (n_{p3}) = 271,668 rpm

Dari lampiran 3 didapatkan data sbb :

Didapat belt type B

Diameter minimum pulley 125 mm

Lebar (D) : 17 mm

Tebal (h) : 10,5 mm

Luasan (A) : 1,38 mm

4.4.1. Perhitungan Panjang Belt (L)

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} &= 2 \cdot 320 + \frac{\pi}{2}(90 + 180) + \frac{(90 - 180)^2}{4 \cdot 320} \\ &= 640 + 424,12 + 31,36 \\ &= 1095,76 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang yang sesuai dengan tabel panjang V-Belt standar (Lampiran 7) = 1120 mm

Rekalkulasi :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}$$

$$1120 = 2a + \frac{\pi}{2}(90 + 180) + \frac{(90 - 180)^2}{4a}$$

$$0 = 8a^2 + (-2783,52a) + 40500$$

$$0 = 8a^2 - 2783,52a + 40500$$

$$0 = a^2 - 347,94a + 5062,5$$

maka $a = 332,725 \text{ mm}$

4.4.2. Kecepatan Keliling Belt

$$v = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot n_6}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 90 \cdot 543,336}{60 \cdot 1000}$$

$$v = 2,56 \text{ m/s}$$

4.4.3. Jumlah Putaran Belt per Detik

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

$$U = \frac{2,56 \text{ m/s}}{1,12 \text{ m}}$$

$$U = 2,29 \text{ m/s}$$

4.4.4. Gaya Keliling Belt

$$\text{Daya Motor} = 4,045 \text{ HP} = 3,017 \text{ kW}$$

$$F_{\text{keliling}} = \frac{102 \cdot N}{v_{\text{belt}}}$$

$$\begin{aligned} F_{\text{keliling}} &= \frac{102 \cdot 4,63}{2,56} \\ &= 532,09 \text{ N} \end{aligned}$$

4.4.5. Tegangan Belt

Dari tabel 3.2

f (rubber and cast iron) : 0,3

$$\begin{aligned} \varphi &= 2 \cdot \tan^{-1} \cdot f \\ &= 2 \cdot \tan^{-1} \cdot 0,3 \\ &= 33,39^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_d &= 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \\ &= 2 \cdot 33,39 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2 \\ &= 801,56 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

4.4.6. Jumlah Belt

$$Z = \frac{F_{\text{keliling}}}{\sigma_d \cdot A} \quad (1.7)$$

$$Z = \frac{532,09}{801,56 \cdot 1,38}$$

$$Z = 0,48 \rightarrow 1 \text{ buah}$$

4.4.7. Tegangan maksimum yang ditimbulkan (σ_{\max})

Dari tabel bahan Belt, belt yang digunakan dengan bahan solid wolvn cotton, diketahui $\gamma = 1,05 \text{ kg/dm}^3$, dan dipilih $E = 400 \text{ kg/cm}^3$ sehingga :

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

$$\sigma_{\max} = 11 + \frac{532,09}{2 \times 1 \times 1,38} + 400 \frac{0,85}{6,25} + 1,05 \frac{2,56^2}{10 \times 9,8}$$

$$\sigma_{\max} = 11 + + 192,786 + 54,4 + 0,07$$

$$\sigma_{\max} = 258,256 \text{ kg/cm}^2$$

4.4.8. Umur Belt

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot x} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{\max}} \right)^m$$

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 2,29 \cdot 2} \left(\frac{90}{258,256} \right)^8$$

$$H = 0,136$$

4.4.8. Sudut Kontak

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

$$\alpha = 180^\circ - \frac{125 - 62,5}{120} 60^\circ$$

$$\alpha = 148,75$$

4.4.10. Gaya Tarik Belt

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

$$F_R = \frac{35,19}{0,8} \sin \frac{172,257}{2}$$

$$F_R = 43,887 \text{ N}$$

4.4.11. Dimensi Pulley

$$e = 16 \text{ mm}$$

$$t = 20 \text{ mm}$$

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

$$s = 12,5 \text{ mm}$$

Dimensi pulley penggerak :

Mencari diameter luar pulley

$$D_{out} = D_{p3} + 2c$$

$$D_{out} = 180 + 2(5)$$

$$D_{out} = 190 \text{ mm}$$

Mencari diameter dalam pulley

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

$$D_{in} = 190 - 2(16)$$

$$D_{in} = 158 \text{ mm}$$

Dimensi pulley yang digerakkan :

Mencari diameter luar pulley

$$D_{out} = D_{p4} + 2c$$

$$D_{out} = 90 + 2 (5)$$

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

Mencari diameter dalam pulley

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

$$D_{in} = 100 - 2 (16)$$

$$D_{in} = 68 \text{ mm}$$

Mencari lebar pulley

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

$$B = (1 - 1) 20 + 2 (12,5)$$

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

$$= 0,025 \text{ m}$$

Berat pulley penggerak :

$$W = \rho \cdot g \cdot v$$

$$W = \rho \cdot g \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{out}^2 \cdot B \right)$$

$$W = 2700 \cdot 9,8 \left(\frac{\pi}{4} \cdot 0,190^2 \cdot 0,025 \right)$$

$$W = 18,76 \text{ N}$$

Berat Pulley yang digerakkan :

$$W = \rho \cdot g \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{out}^2 \cdot B \right)$$

$$W = 26460 \left(\frac{\pi}{4} \cdot 0,097^2 \cdot 0,02 \right)$$

$$W = 5,19 \text{ N}$$

4.4.12. Perhitungan daya

$$\begin{aligned}
 T_{p_4} &= F_{p_4} \times r_{p_4} \\
 &= 1350,122 \text{ N} \times 0.045 \text{ m} \\
 &= 60,755 \text{ Nm} \\
 &= 537,727 \text{ lbf.in}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{p_4} &= \frac{T_{p_4} \cdot n}{63000} \\
 &= \frac{537,727 \times 543,336}{63000} \\
 &= 4,63 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

4.5. Perhitungan Roda Gigi Lurus

Perhitungan roda gigi gear dan pinion

Data-data yang direncanakan adalah sebagai berikut :

Jumlah gigi pada gear	= 30 gigi
Jumlah gigi pada pinion	= 15 gigi
Diameter gear	= 5 in = 12,7 cm
Diameter pinion	= 2,5 in = 6,35 cm
Putaran gear	= 135,834 rpm



Gambar 4.5. Gear dan Pinion

4.5.1. Perhitungan jarak antar gigi

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

$$p = \frac{\pi \cdot 5}{30}$$

$$p = 0,523 \text{ in}$$

4.5.2. Diameter pinion :

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

$$d_p = \frac{0,523 \cdot 15}{\pi}$$

$$d_p = 2,496 \text{ in}$$

4.5.3. Jarak Center (c)

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

$$c = \frac{2,5 + 5}{2}$$

$$c = 3,75 \text{ in}$$

4.5.4. Perbandingan Kecepatan

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

$$r_v = \frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{30}{15} = 2$$

4.5.5. Putaran pada Pinion

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

$$2 = \frac{135,834 \text{ rpm}}{n_2}$$

$$n_2 = 274,668 \text{ rpm rpm}$$

4.5.6. Gaya normal

Besar gaya yang akan ditransmisikan : dari hasil perhitungan sebelumnya diperoleh :

$$T = Fn \cdot \frac{d_1}{2} \cos \theta$$

$$\cos \theta (\text{Sudut kontak}) = 20^\circ$$

Dimana :

$$\begin{aligned} T &= 243,022 \text{ Nm} \\ &= 2150,077 \text{ lbf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_n &= \frac{2T}{d_1 \cos \theta} \\
 &= \frac{2.2150,077 \text{ lbf}}{\sin \cdot \cos 20^\circ} \\
 &= 915,315 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

4.5.7. Gaya tangensial (Ft)

$$\begin{aligned}
 F_t &= F_n \cos \theta \\
 &= 915,315 \text{ lbf} \cdot \cos 20^\circ \\
 &= 860,665 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

4.5.8. Gaya radial (Fr)

$$\begin{aligned}
 F_r &= F_t \tan \theta \\
 F_r &= 860,665 \text{ lbf} \tan 20^\circ \\
 F_r &= 1393,435 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

4.5.9. Kecepatan Pitch line (V_p)

$$\begin{aligned}
 V_p &= \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \frac{\text{ft}}{\text{menit}} \\
 V_p &= \frac{\pi \cdot \sin \cdot 135,834 \text{ rpm}}{12} \frac{\text{ft}}{\text{menit}}
 \end{aligned}$$



$$V_p = 177,66 \frac{ft}{menit}$$

4.5.10. Beban dinamis (F_d)

Untuk kecepatan keliling (V_p) yang terletak diantara :

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

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

$$F_d = \frac{600 + 177,66 \frac{ft}{min}}{600} 860,665 \text{ lbf}$$

$$F_d = 1115,507 \text{ lbf}$$

4.5.11. Lebar roda gigi (b)

Dari tabel faktor beban aus di dapat :

- Untuk gear dipilih bahan dari Steel BHN 200 and cast iron dengan $S_o = 70.000$ psi dengan nilai $K = 119$ (sudut $\theta = 20_o$)
- Untuk Pinion dipilih dari bahan Steel BHN 200 dan cast iron dengan $S_o = 90.000$ psi dengan nilai $K = 196$ (sudut $\theta = 20_o$)

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

$$\text{dimana } Q = \frac{2.Nt_p \text{ atau } Nt_g}{Nt_p + Nt_g}$$

Untuk pinion

$$Q = \frac{2.30}{15 + 30} = 1,3$$

$$b = \frac{1115,507 \text{ lbf}}{2,5 \text{ in} \cdot 1,3 \cdot 196} \text{ in}$$

$$b = 1,75 \text{ in}$$

Untuk Gear

$$Q = \frac{2.30}{15 + 30} = 1,3$$

$$b = \frac{1115,507 \text{ lbf}}{5 \text{ in} \cdot 1,3 \cdot 119} \text{ in}$$

$$b = 1,45 \text{ in}$$

Untuk penggunaan aman maka dipilih lebar untuk gear dan pinion adalah 2 in

4.5.12. Baban yang diijinkan (F_b)

Dari tabel Faktor lewis didapat nilai Y
Untuk jumlah gigi = 15 nilai Y = 0,289

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

$$F_b = 90.000 \cdot 2,6263 \cdot \frac{0,289}{2,5 \text{ in}} \text{ lbf}$$

$$F_b = 1849,6 \text{ lbf}$$

4.5.13. Pengecekan Roda Gigi Dengan Metode AGMA 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
$K_m = 1,7$	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
$K_R = 1,2$	Faktor Keamanan
$K_T = 1$	sesuai dengan stress faktor yang diijinkan pada temperatur operasi

Data yang diambil pada perhitungan sebelumnya adalah sebagai berikut :

$$F_t = 860,668 \text{ lbf}$$

$$P = 2,5 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

maka :

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

$$\sigma_t = \frac{860,668 \text{ lbf} \times 1,75 \times 2,5 \sin x 1 \times 1,7}{1 \times 2 \times 0,25}$$

$$\sigma_t = 3200,6 \text{ psi}$$

dan

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

$$S_{ad} = \frac{5000,1}{1,1,2}$$

$$S_{ad} = 4166,66 \text{ psi}$$

Karena $S_{ad} > \sigma_t$ maka perhitungan dinyatakan aman.

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 :

$C_o = 1,75$	Faktor beban lebih
$C_s = 1,25$	Faktor ukuran
$C_m = 1,3$	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 bahan
$C_L = 1$	Faktor umur
$C_T = 1$	
$C_H = 1$	Faktor Ratio
$C_R = 1$	Faktor Keamanan
$C_p = 2300$	Koefisien elastis

Maka :

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

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

$$2300 \sqrt{\frac{860,668 \text{ lbf} \times 1,75 \times 1,25 \times 1,3 \times 1,25}{1 \times 2,5 \times 2 \times 0,7}} \leq 95000 \left[\frac{1,1}{1,1} \right]$$

$$25443,447 \text{ psi} \leq 95000 \text{ psi}$$

karena $\sigma_t \leq S_{ac} \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$ maka perhitungan aman terhadap aus.

ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



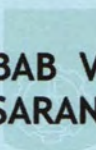
ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari perencanaan dan perhitungan pada elemen mesin sistem transmisi alat pengangkut garam ini dapat disimpulkan sebagai berikut :

- a. Daya motor yang dibutuhkan adalah sebesar 5 HP dengan putaran motor 1400 rpm
- b. Perencanaan elemen mesin pada sistem transmisi alat pengangkut garam ini dianggap aman.

5.2. Saran

Perencanaan alat pengangkut garam ini masih memerlukan beberapa perbaikan dalam sistem transmisinya, Pewujudan dari desain ini masih memerlukan banyak pertimbangan dalam pemilihan bahan serta kekuatan bahan. Dengan adanya beberapa koreksi dan perencanaan ulang dari desain alat pengangkut garam ini diharapkan didapat desain yang sesuai serta dapat diwujudkan dalam bentuk alat sesungguhnya sehingga mempunyai manfaat yang nyata dalam industri garam dan makanan pada umumnya.

ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

DAFTAR PUSTAKA



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

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*
Standard 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.

<http://www.Alibaba.com/gasolineengine>



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



LAMPIRAN

ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TABEL KONVERSI

Appendices

A-39

APPENDIX 18 CONVERSION FACTORS

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

Quantity	U.S.		SI unit	Symbol	Equivalent units
	Customary unit	=			
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	
Volume	1 m ²	=	10 ⁶	mm ²	Torque or moment	1 lb-in	=	0.1130	N-m	
	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)	=	1.8[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 ⁻⁵	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]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 bar = 0.06895 bar
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²

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 = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbn/ft ³	1 lbn/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 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
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 = 0.3970 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 $m \cdot g_{std} = 9.80665 \times 10^{-3}$ kJ/kg	1 $ft \cdot g_{std} = 1.0$ 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 $m^3/kg = 16.018$ 46 ft^3/lbm	1 $ft^3/lbm = 0.062$ 428 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 = $N_A k = 8.31451$ 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 = 2.831 685 $\times 10^{-2}$ m^3
1 L = 1 $dm^3 = 0.001$ m^3	1 in. ³ = 1.6387 $\times 10^{-5}$ m^3
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 $\times 10^{-3}$ 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	a	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)	kg/m ³	9.80665	lb/ft ³	157.08	newton per cubic meter	N/m ³
Dynamic viscosity	cP	10 ⁻²	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	cs	10 ⁻⁶	m 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 s ²	9.80665	lbf ft s ²	1.356		N m s ²
Moment of inertia of an area	cm ⁴	10 ⁻⁸	in ⁴	0.4162 × 10 ⁻⁴		m ⁴
Power	kgf m/s	9.80665	ft lb/s hp	1.356 0.7457	watt kilowatt	W = J/s kW
Pressure or stress	kgf/mm ² bar mm Hg cal	9.8066 × 10 ⁶ 10 ⁵ 1.36 × 10 ² 4.1868	lb/ft ² lb/in ² in Hg Btu	47.88 6.895 × 10 ³ 3386 1.055 × 10 ³	pascal or newton per square meter	Pa (= N/m ²) Pa Pa J
Quantity of heat	cal/cm s °C	4.1868 × 10 ²	Btu/m h °F	1.7307	watt per meter	W/m K
Thermal conductivity	kcal/m h °C	1.1630			kelvin	
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
			Btu	1.0551×10^3	joule	J
Work	kcal	4.1868×10^3	ft lbf	1.35		J
	kgf m	9.80665				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	$1\ P = 10^{-1}\ kg/m\ s = 10^{-1}\ N\ s/m^2 = 10^{-1}\ Pa\ s$
Energy	erg	erg	$1\ erg = 10^{-7}\ J$
Force	dync	dyn	$1\ dyn = 10^{-5}\ N$
Kinematic viscosity	stokes	St	$1\ St = 10^{-4}\ m^2/s$
	viscosity		
Length	angstrom	\AA	$1\ \text{\AA} = 10^{-10}\ m$
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	$l = 10^{-3}\ m^3$

Lampiran 2

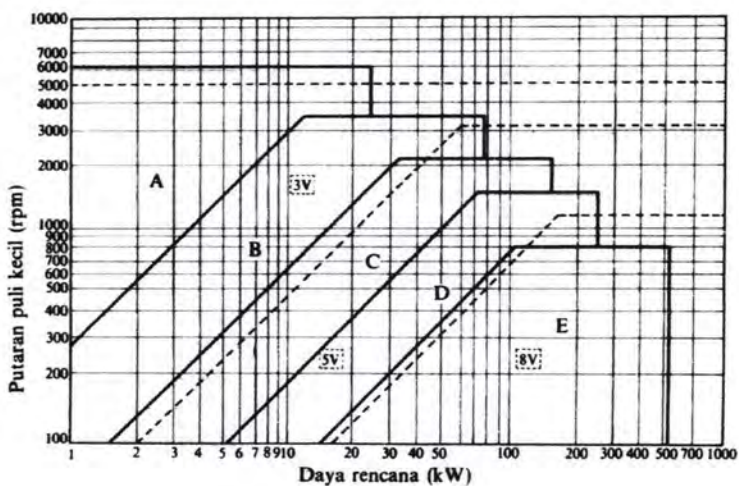
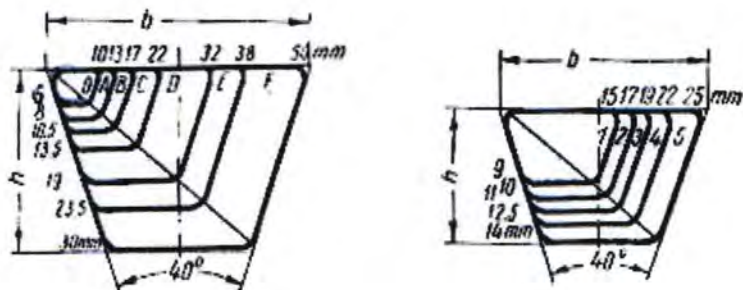
MASSA JENIS BAHAN

TABLE A.3 *Properties of Selected Solids at 25° C*

Substance	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg-K
Asphalt	2120	0.92
Brick, common	1800	0.84
Carbon, diamond	3250	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	11340	0.13
Magnesium, 2% Mn	1778	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	F	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	32					
	σ	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					
	φ^0	34-40				36-40		38-40					

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



Lampiran 7

SPUR GEAR

TABEL FAKTOR LEWIS

Table 10-2 Values for Lewis Form Factor

No. of Teeth	Load at Tip								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'
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	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	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	BFN
Gray cast iron		
ASTM 25	8,000	174
ASTM 35	12,000	212
ASTM 50	15,000	223
Cast steel (low carbon)		
0.20% C not heat treated	30,000	180
0.30% 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 1035 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	305
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 43 (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, 98) (aluminum bronze, heat treated)	22,000	180
Nonmetals		
Bakelite, Micarta, Celeron	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 herringbone gears, add $0.01 \sqrt{V_{GPM}^3}$ to the factors in Table 10-4, where V_{GPM} is number of teeth in pinion.

N_p = number of teeth in pinion.

SOURCE: AGMA

TABEL FAKTOR DISTRIBUSI BEBAN

Table 10-5 Load Distribution Factor, K_m

Condition of Support	Face Width							
	2-in. Face and under		6-in. Face		9-in. 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	1.4	1.5	1.7	1.6	1.8	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

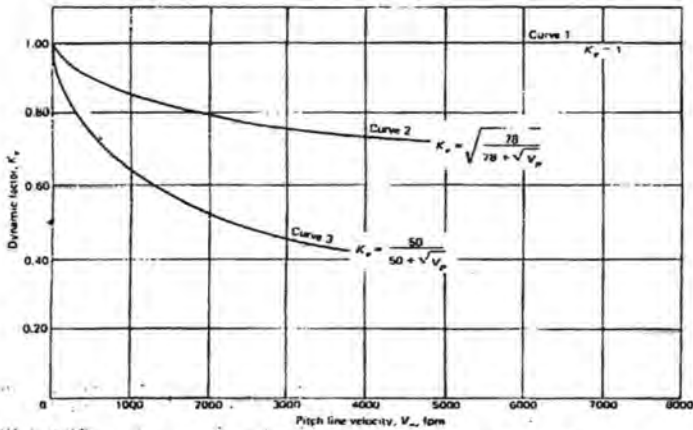


Figure 10-21 Dynamic factor, K_d . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

GRAFIK FAKTOR GEOMETRI

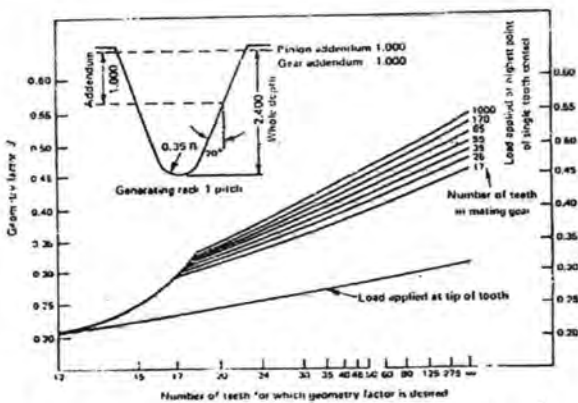


Figure 10-22 Geometry factors, 20 deg spur, standard addendum. [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

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*	Case Carburized*
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 sometimes limited by service factor, the factor of safety, or by reduced allowable stresses. For reference purposes, see Standard AGMA 121.02, Application classification for helical, herringbone and spiral bevel gear speed reducers, and Standard AGMA 411.02, Design procedure for spiral bevel and power take-off spur and helical gears.

SOURCE: AGMA.

TABEL FAKTOR KEAMANAN

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

Requirements of Application	K_N
High reliability	1.50 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.60
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

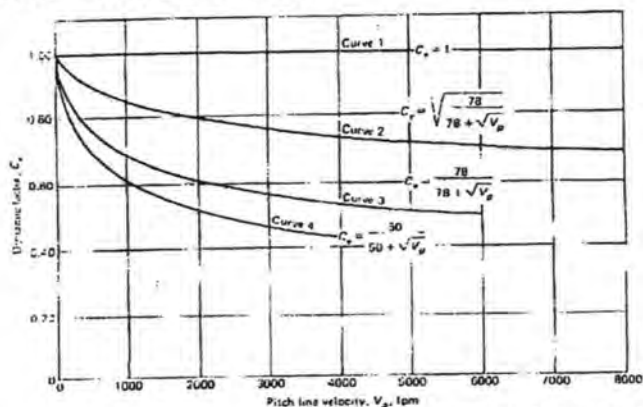


Figure 10-27 Dynamic factor, C_d . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

TABEL TEGANGAN IJIN KONTAK

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

Material	Surface Hardness, H_{RC}	S_{ac}	Material	Surface Hardness, H_{RC}	S_{ac}	
Steel	Through hardened	85-95,000	Cast iron	—	50-60,000	
			AGMA grade 20	175 Bhn	65-75,000	
			AGMA grade 30	200 Bhn	75-85,000	
			AGMA grade 40	—	—	
	Case carburized	160-200,000 200-225,000	170-190,000	Knitular iron	165 Bhn	90-100% of the S_{ac} value of steel with the same hardness
				Normalized	210 Bhn	—
				Oil quenched and tempered	255 Bhn	—
				Stem	Tensile Strength psi (min)	S_{ac}
				Tin bronze	40,000	30,000
				Aluminum bronze	90,000	65,000
For case on end, too hard to test	50 H _R	170-190,000	ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)	—	—	

GRAFIK FAKTOR GEOMETRI

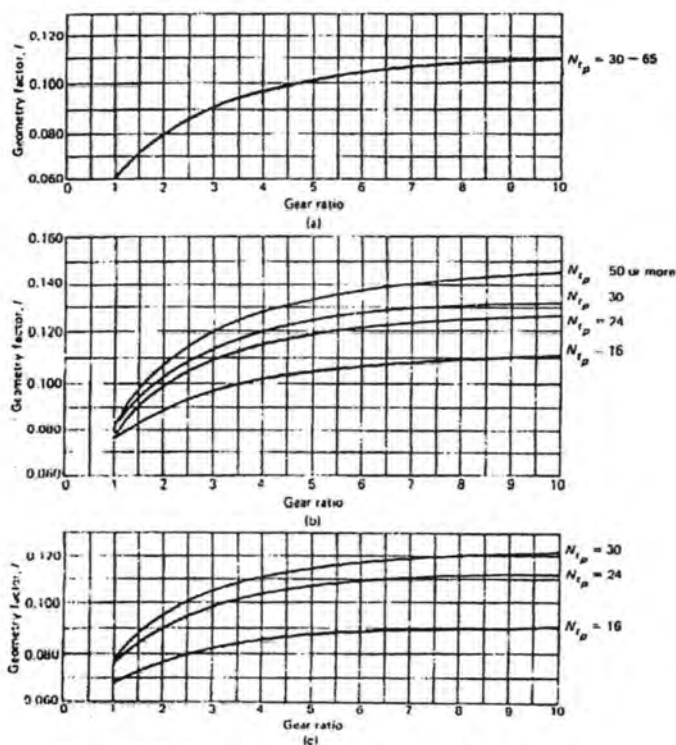


Figure 10-32 External spur pinion geometry factor, I , for standard center distances. All curves are for the lowest point of single tooth contact on the pinion. (a) 14½ deg pressure angle full depth teeth, standard addendum = $1/P$. (b) 20 deg pressure angle full depth teeth, standard addendum = $1/P$.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

GRAFIK FAKTOR RASIO

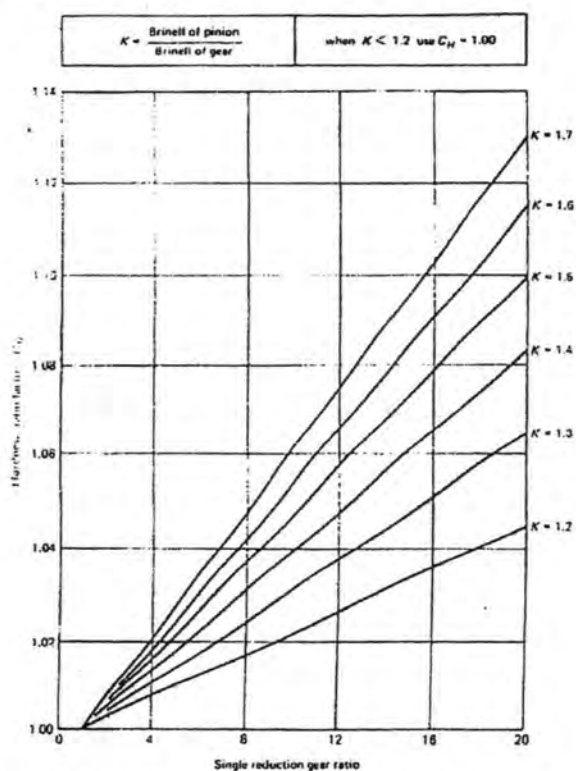


Figure 10-34 Hardness ratio factor, C_H . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association]

GRAFIK FAKTOR UMUR

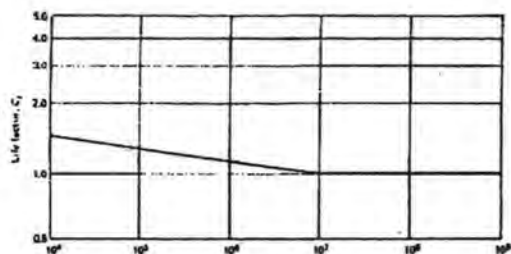


Figure 10-33 Life factor. (Courtesy American Gear Manufacturers' Association.)

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	30×10^6	2500	2000	1900
Cast iron	19×10^6	2000	1800	1750
Aluminum	17.5×10^6	1950	1800	1750
Tin bronze	16×10^6	1900	1750	1650

SOURCE: AGMA.

C_D values for $E < 10^6$.

NOTE: These are exact values of E are obtained for a surface contact (point), they can be used.

ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



BIODATA PENULIS

ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BIODATA PENULIS

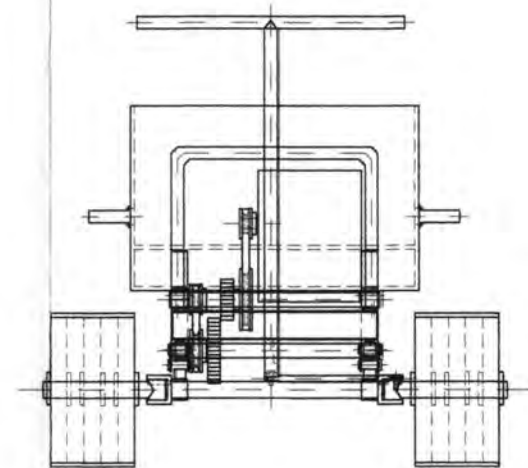
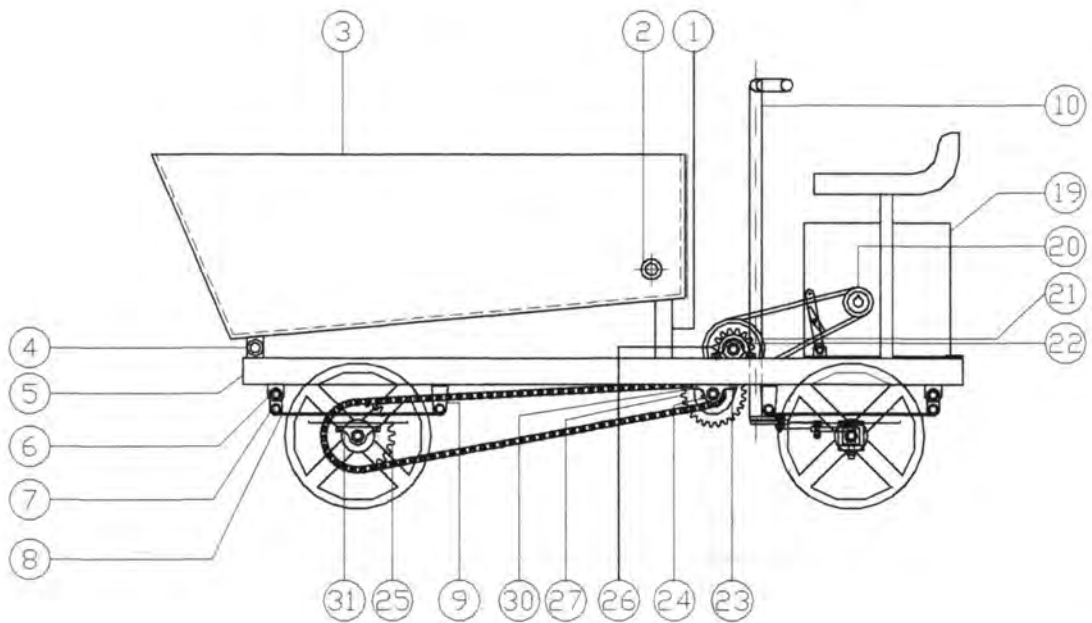
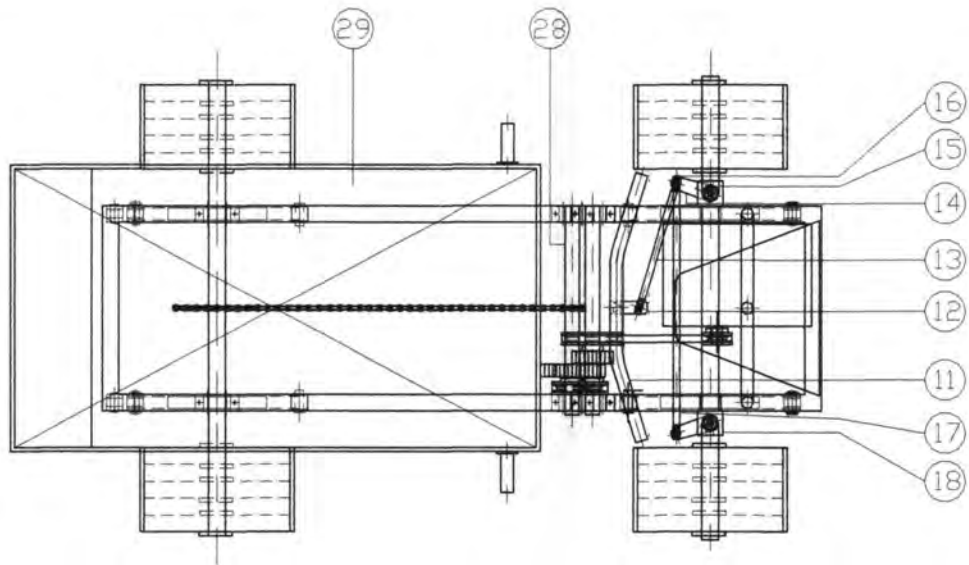


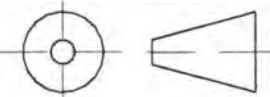
Penulis dilahirkan di Mojokerto pada tanggal 08 September 1986 dengan nama Andry Setyawan. Penulis merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara.

Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu di SDN Wates I Mojokerto , SLTP N 7 Mojokerto, SMU N 2 Mojokerto dan kemudian melanjutkan studinya di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI – ITS Surabaya, dengan mengambil bidang studi Teknik Produksi.

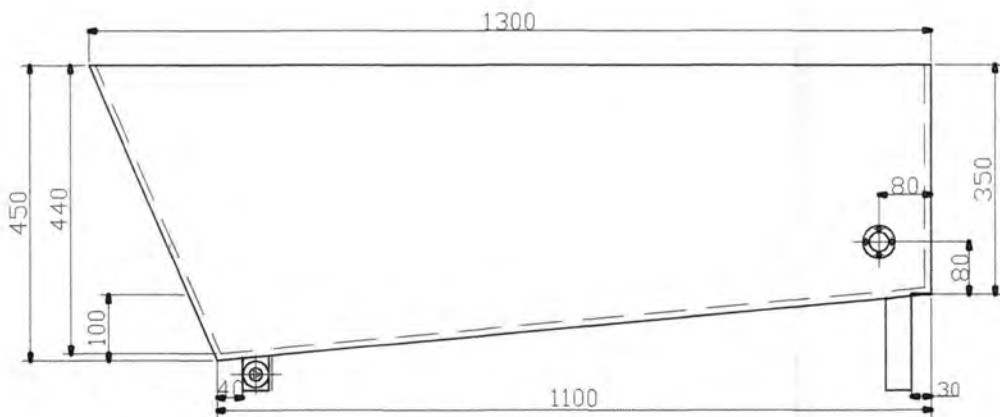
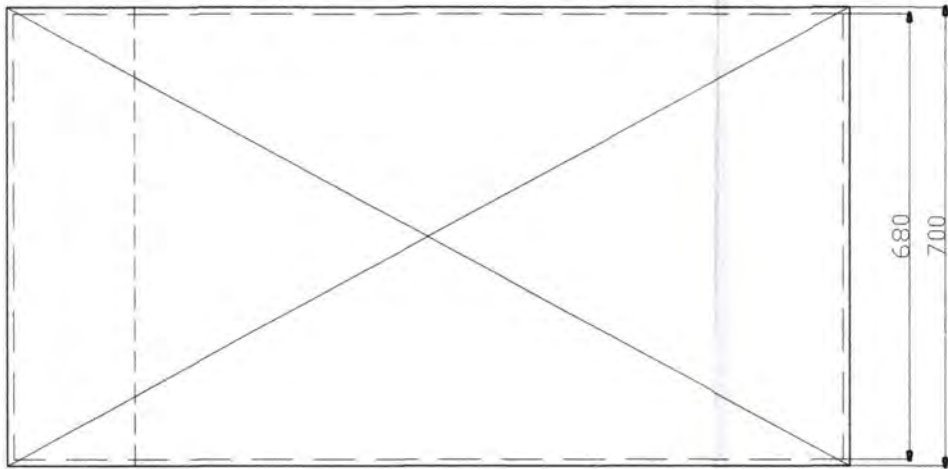
Penulis juga aktif diberbagai kegiatan dalam kampus dan di luar kampus. Pada saat kuliah ia diberi kepercayaan menjabat sebagai Staf Divisi Kewirausahaan Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI – ITS, dan pernah menjabat sebagai Koordinator KPU Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI - ITS, selain itu banyak pula pelatihan dan event – event yang diikutinya selama menjadi mahasiswa di lingkungan ITS.





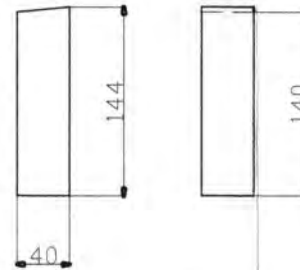
	Skala :	Digambar :	Andry Setyawan	Peringatan :
	Satuan : mm	NRP :	2105 030 040	
	Tanggal : 20-07-2009	Dilihat :	Dr.In.Bambang Sampurno,MT.	
LAB. GAMBAR D3 T. MESIN		ALAT PENGANGKUT GARAM		A4

3



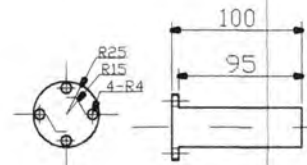
No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
1	Penumpu bak bag. belakang	stainlessstel	2	
2	Pegangan/pengangkat bak	stainlessstel	2	
3	Bak	Kayu	1	
4	Penumpu bak bag. depan	stainlessstel	2	

1



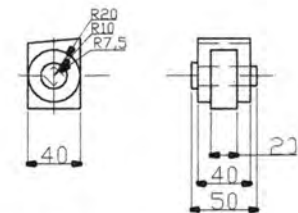
skala 2 : 1

2



skala 2 : 1

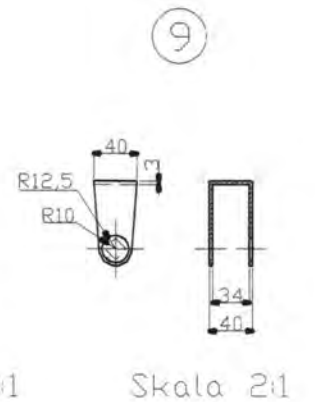
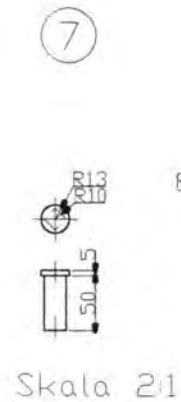
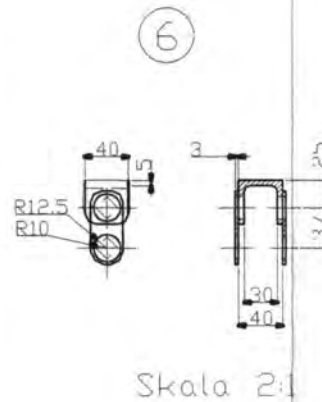
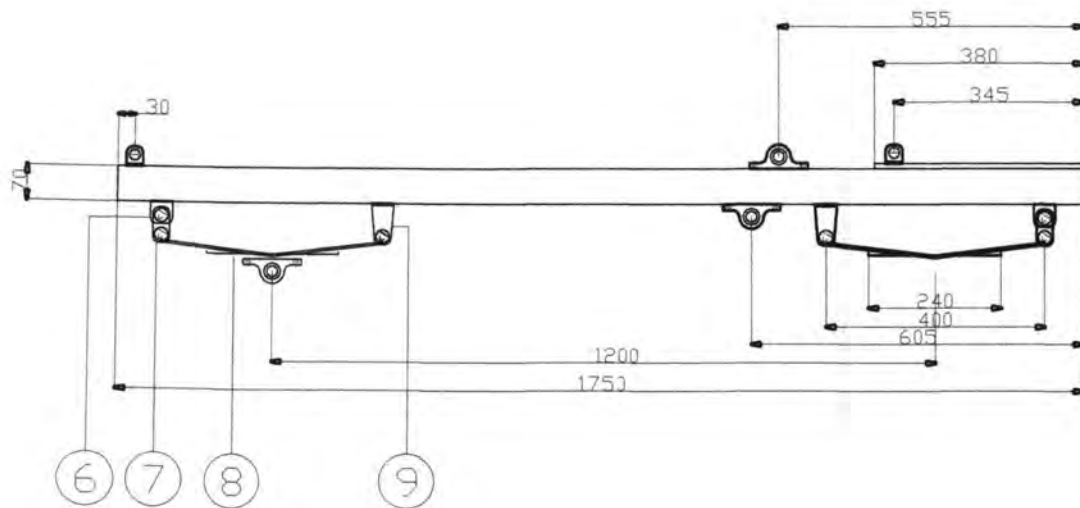
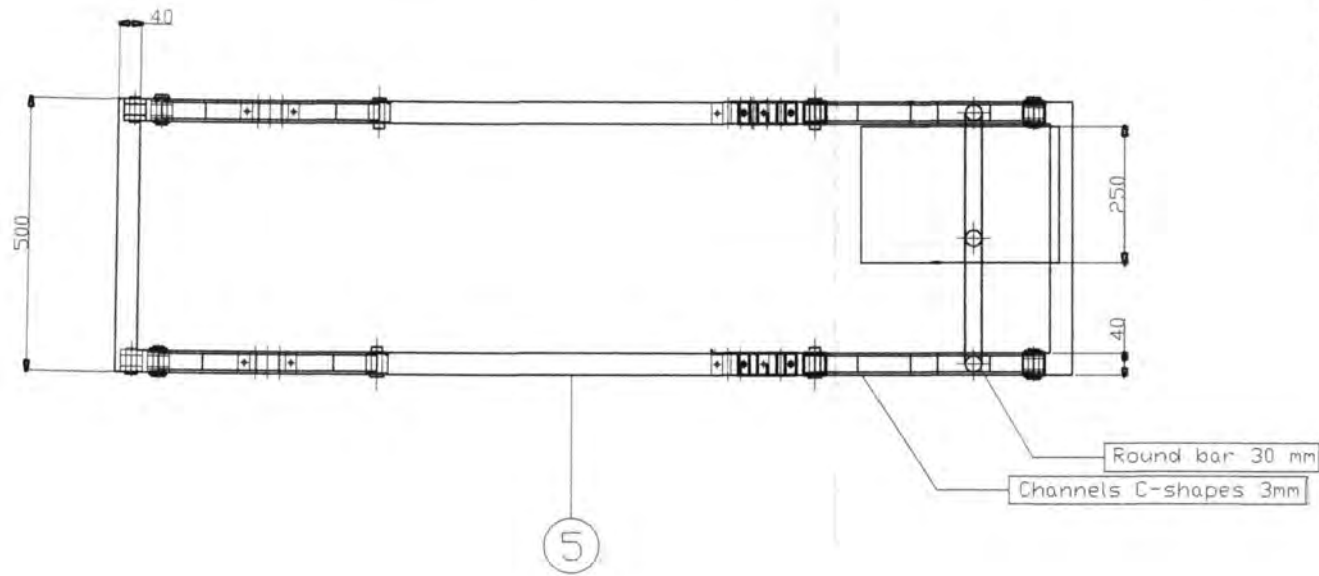
4



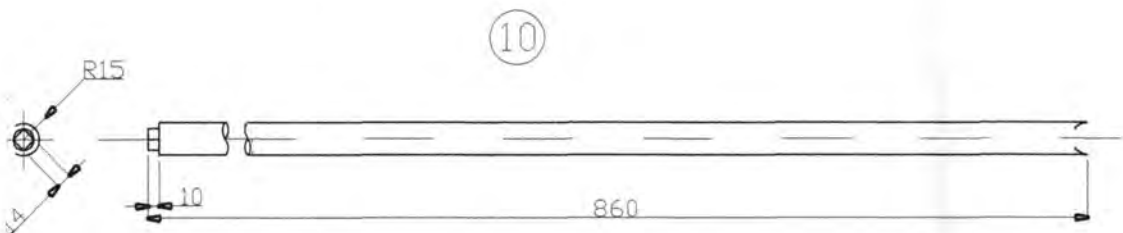
skala 2 : 1

	Skala :	Digambar : Andry Setyawan	Peringatan :
	Satuan : mm	NRP : 2105 030 040	
	Tanggal : 27-06-2009	Dilihat : Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT.	
LAB. GAMBAR D3 T. MESIN	BAGIAN ALAT PENGANGKUT GARAM		A4

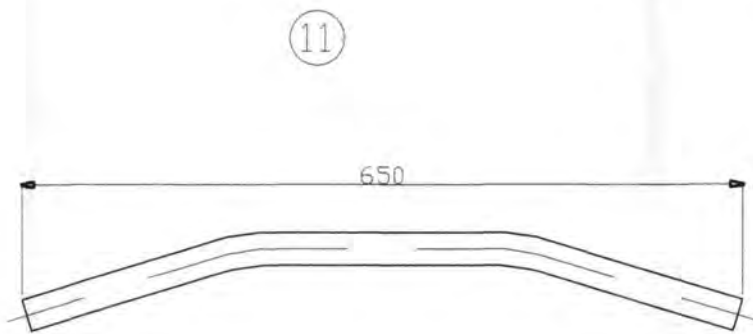
No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
5	Kerangka	ASTM 36	1	Panjang 440 cm
6	Tumpuan pegas	stainss Steel	2	
7	Pin pegas	stainss Steel	16	
8	Pegas daun		4	
9	Tumpuan pegas	stainss Steel	2	



	Skala :	Digambar : Andry Setyawan	Peringatan :
	Satuan : mm	NRP : 2105 030 040	
	Tanggal : 20-07-2009	Dilihat : Dr.In,Bambang Sanpurno,MT.	
LAB. GAMBAR D3 T. MESIN	BAGIAN ALAT PENGANGKUT GARAM		A4

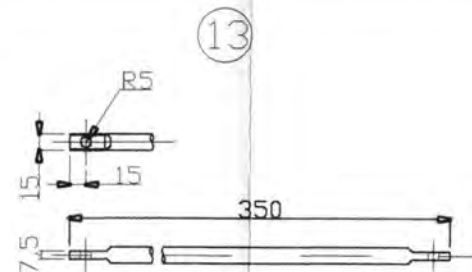


10

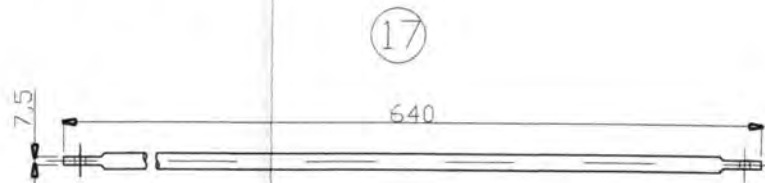


11

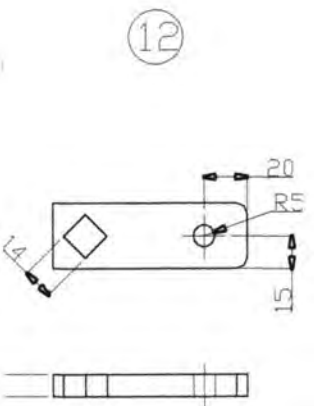
No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
10	Poros pengemudi	StainlesSteel	1	
11	Pipa stang pengemudi	StainlesSteel	1	
12	Plat penghubung	StainlesSteel	1	
13	Link shaft	StainlesSteel	1	
14	Plat penghubung	StainlesSteel	2	
15	Pin pengikat/pengencang	StainlesSteel	2	
16	Pin pengikat/pengencang	StainlesSteel	3	
17	Link shaft	StainlesSteel	1	
18	Tumpuan poros roda blkg.	StainlesSteel	2	



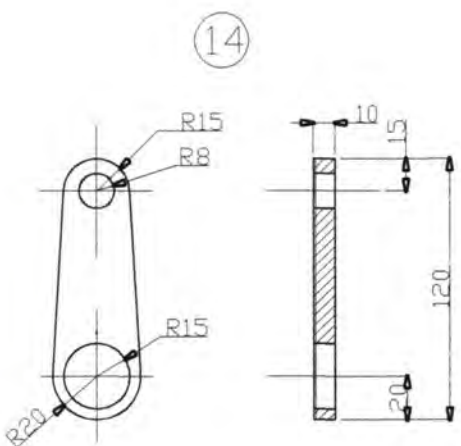
13



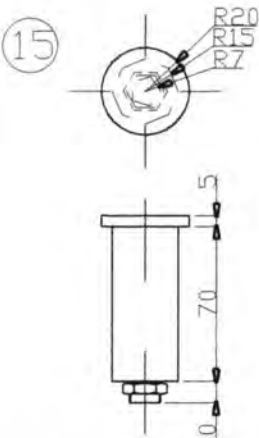
17



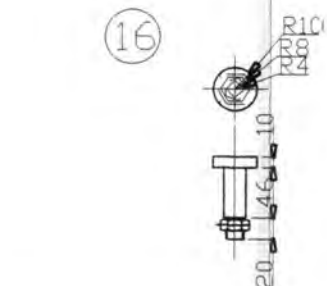
12



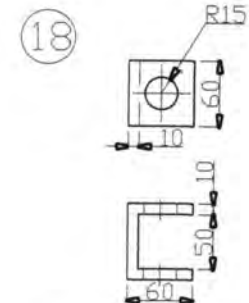
14



15



16



18

skala 2 : 1

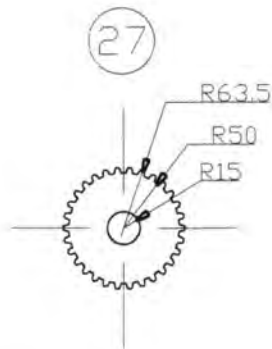
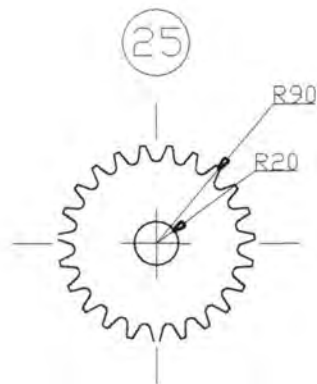
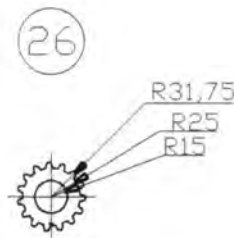
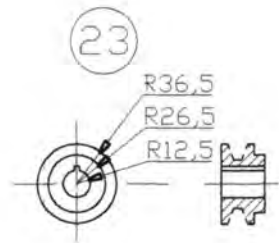
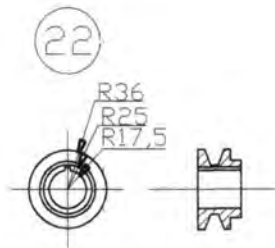
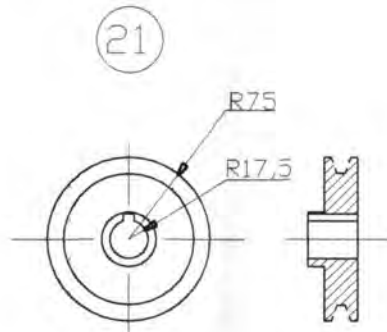
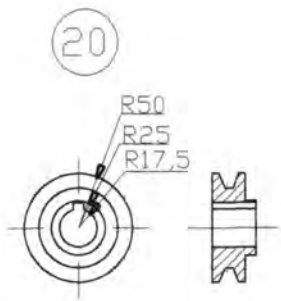
skala 2 : 1

skala 2 : 1

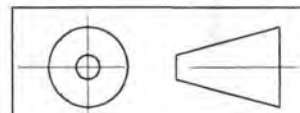
skala 2 : 1

	Skala :	Digambar :	Peringatan :
	Satuan : mm	NRP :	
	Tanggal : 20-07-2009	Dilihat :	
LAB. GAMBAR D3 T MESIN	BAGIAN ALAT PENGANGKUT GARAM	A4	

No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
20	Pulley 1	Aluminium	1	
21	Pulley 2	Aluminium	1	
22	Pulley 3	Aluminium	1	
23	Pulley 4	Aluminium	1	
24	Sproket 1	Cast iron	1	
25	Sproket 2	Cast iron	1	
26	Pinion	Steel BHN 200	1	
27	Gear	Steel BHN 250	1	



Tabel Data pinion		Tabel Data gear	
Jumlah gigi	10	Jumlah gigi	30
Diameter	63,5mm	Diameter	127mm
Tebal gigi	50mm	Tebal gigi	50mm



Skala :
 Satuan : mm
 Tanggal : 20-07-2009

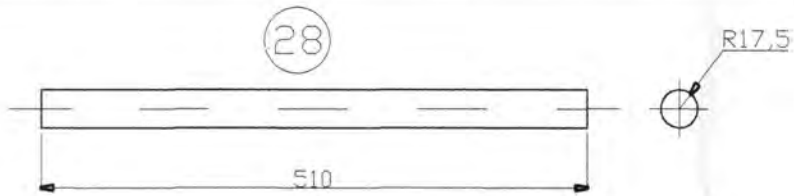
Digambar : Andry Setywan
 NRP : 2105 030 040
 Dilihat : Dr. Ir. Bambang Sampurna, MT.

Peringatan :

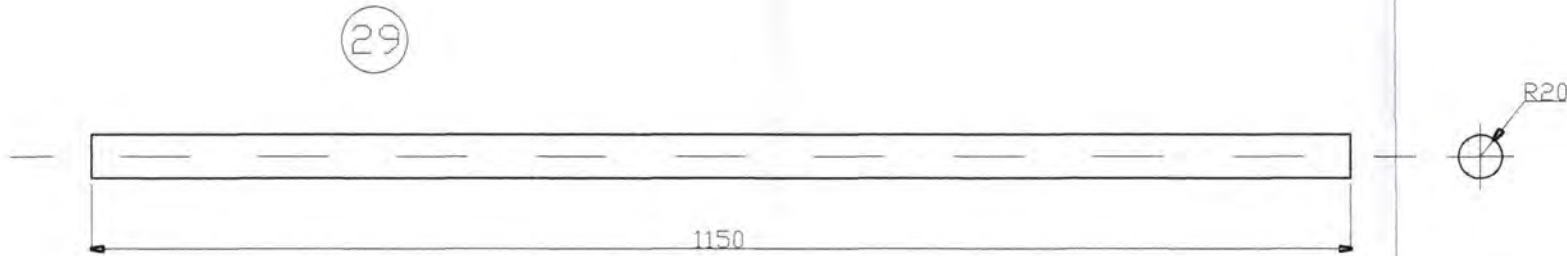
LAB. GAMBAR
 D3 T MESIN

BAGIAN ALAT PENGANGKUT GARAM

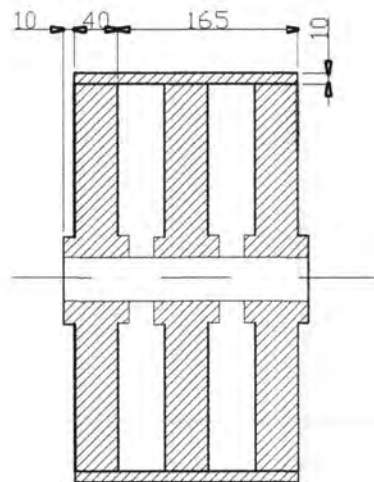
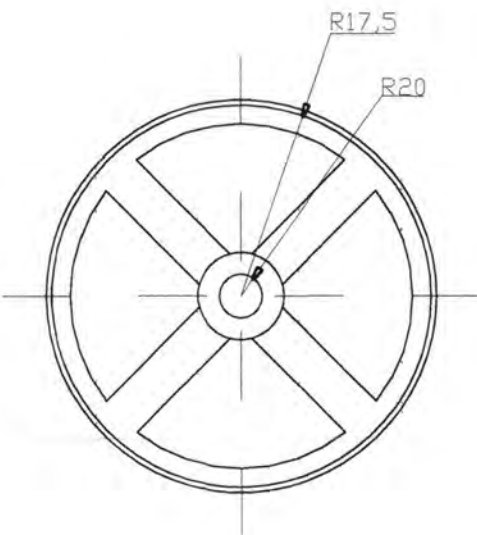
A4



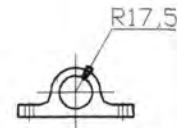
No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
28	Poros transmisi	Stainles steel	2	
29	Poros roda	Stainles steel	2	
30	Bantalan gelinding		4	
31	Bantalan gelinding		2	
32	Velg	Polimer	12	
32	Belt konveyor	Kompon	1	2 play, panjang 3 m



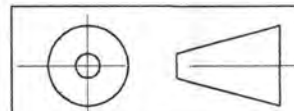
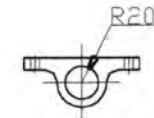
32



30



31



Skala :

Satuan : mm

Tanggal : 20-07-2009

Digambar : Andry Setyawan

NRP : 2105 030 040

Dilihat : Dr. Ir. Bambang Sampurna, MT.

Peringatan :

LAB. GAMBAR
D3 T MESIN

BAGIAN ALAT PENGANGKUT GARAM

A4