

34599/09



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

RSM
621.934
Bka
M-1
2009

Tugas Akhir – RM 0502

**MODIFIKASI MESIN GERGAJI PITA DENGAN
PENGGERAK MOTOR BENSIN**

PERPUSTAKAAN
ITS

BAGUS SETYA BHAKTI
NRP : 2105 030 011

Ugl. Terima	19-2-2009
Terima Dari	H
Agenda Prp.	121

Dosen Pembimbing
Ir. SUHARIYANTO, MSc.

PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - RM 0502

MODIFICATION VERTICAL BANDSAW WITH GASOLINE ENGINE PRIMEMOVER

BAGUS SETYA BHAKTI
NRP : 2105 030 011

Supervisor :
Ir. SUHARIYANTO, MSc.

D3 MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM
Fakulty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2009

LEMBAR PENGESAHAN

**MODIFIKASI MESIN GERGAJI PITA DENGAN
PENGGERAK MOTOR BENSIN**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada

Bidang Studi Teknik Produksi
Program Studi DIII Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

BAGUS SETYA BHAkti
NRP. 2105 030 011

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

1. Ir. Suhariyanto, MSc.  (Pembimbing)



KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya kepada penulis sehingga dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul Modifikasi Mesin Gergaji Pita Dengan Penggerak Motor Bensin.

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin FTI - ITS untuk bisa dinyatakan lulus. Untuk itu disusunlah Tugas Akhir ini. Selain itu, Tugas Akhir ini merupakan suatu bukti yang bermanfaat kepada almamater dan masyarakat untuk kehidupan sehari-hari.

Banyak pihak yang telah membantu sampai selesainya tugas akhir ini oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc. Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI – ITS, serta dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah banyak membantu penulisan tugas akhir ini sehingga dapat diselesaikan dengan baik.
2. Bapak Ir. Bambang Sampurno, MT selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI – ITS.
3. Bapak dan Ibu tercinta beserta keluarga yang telah mendukung.
4. Bapak dan Ibu dosen serta seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu selama perkuliahan.
5. Saudara Ade Wira Kusuma, AMd.
6. Anggia Septi Rurinda, SIP. Wanitaku.
7. Dr.Mashudi dan Dr.Henkye SH.
8. Thanks to All Manufacture Crew D3 Teknik Mesin FTI – ITS.

9. Semua pihak yang namanya tidak tercantum di atas yang banyak - banyak membantu kelancaran penyelesaian tugas akhir ini.

Kekurangan tentu masih ada namun bukan sesuatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata disebabkan karena kekhilafan dan keterbatasan pengetahuan yang dimiliki. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca. Terima kasih.

Surabaya, Januari 2009

Penulis

MODIFIKASI MESIN GERGAJI PITA DENGAN PENGGERAK MOTOR BENJIN

Nama Mahasiswa : Bagus Setya Bhakti
NRP : 2105 030 011
Program Studi : D3 Teknik Mesin FTI - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, MSc.

Abstrak

Untuk menggergaji kayu khususnya yang lurus ataupun berpola, menggunakan mesin gergaji pita / *vertikal bandsaw* ini sangat cocok dan mengacu pada efisiensi produksi dibidang mebel. Situasi ini yang mendorong kami untuk berusaha memodifikasi mesin gergaji ini.

Dalam memodifikasi mesin gergaji ini pada dasarnya bagaimana mengganti penggerak utama dari motor listrik ke motor bensin, dengan daya yang minimal dan kecepatan potong yang maksimal dengan spesifikasi mata pisau gergaji untuk semua jenis kayu.

Dalam merencanakan perhitungan modifikasi, hasilnya menunjukkan bahwa mesin gergaji pita dengan penggerak motor bensin 5,5 HP/daya 4101,35 Watt bisa digunakan untuk menggergaji kayu jati dengan ketebalan 7 cm dengan kecepatan potong 2,6 m/s, dan kecepatan pemakanan 0,02 m/s.

Kata kunci : *Gergaji Pita, kecepatan potong, kayu jati*

MODIFICATION VERTICAL BANDSAW WITH GASOLINE ENGGINE PRIMEMOVER

Student Name : **Bagus Setya Bhakti**
NRP : **2105 030 011**
Study Program : **D3 Mechanical Eng FTI - ITS**
Supervisor : **Ir. Suhariyanto, MSc.**

Abstract

For the rip saw of diametrical specially or Bent pattern, within Sawing Machine / this Band saw is very compatible, relate the efficiency in production of furniture area. This situation pushing us to try the sawing machine modification.

In modification this sawing machine basically how to replace from electromotor to gasoline engine, with minimum power and maximum cutting speed, that is specification of blade saw for all wood type.

Having the design of perception and calculation, its result indicate that the Bent Sawing Machine With the Gasoline Motor 5.5 HP / energy 4101.35 Watt can be used for the rip saw of thick Teak :Core 7 cm, with the crosscut speed 2.6 m / s, and feed speed 0.02 m/s.

Key words : Vertical band saw, feeding speed, wood jati

DAFTAR ISI

Halaman Judul	i
Lembar Pengesahan	iv
Abstrak	vii
Abstract	viii
Kata Pengantar	v
Daftar Isi	ix
Daftar Gambar	xiii
Daftar Tabel	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Maksud dan Tujuan.....	1
1.3. Perumusan Masalah	2
1.4. Batasan Masalah	2
1.5. Cara Kerja Mesin	3
1.6. Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI	5
2.1. Perencanaan Daya dan Putaran Motor.....	5
2.1.1. Spesifikasi Benda Kerja (Kayu).....	5
2.1.2. Tegangan Geser Kayu.....	6
2.1.3. Spesifikasi Gergaji Pita.....	7
2.1.4. Bagian-bagian Gergaji Pita.....	7
2.1.5. Jenis Gergaji Pita.....	8
2.1.6. Perhitungan.....	10
2.1.6.1. Perhitungan Gigi Gergaji.....	10
2.1.6.2. Analisa Gaya Yang Terjadi Pada Gigi Gergaji	
2.2. Gaya Perautan Putaran Motor.....	5
2.2.1.1.1. Gaya Perautan.....	12
2.3. Perencanaan Pulley dan Belt.....	13

2.3.1.	Perbandingan Kecepatan (<i>Velocity Ratio</i>).....	14
2.3.2.	Panjang Belt.....	14
2.3.3.	Kecepatan Keliling Belt.....	16
2.3.4.	Jumlah Putaran Belt Perdetik.....	16
2.3.5.	Gaya Keliling	16
2.3.6.	Tegangan Belt.....	16
2.3.7.	Menghitng Jumlah Belt.....	17
2.3.8.	Tegangan Maksimum.....	18
2.3.9.	Umur Belt.....	18
2.3.10.	Sudut Kontak.....	19
2.3.11.	Gaya Tarik Belt.....	19
2.3.12.	Dimensi Pulley.....	20
2.3.13.	Gaya dan Berat Pulley.....	21
2.4.	Perencanaan Poros.....	21
2.4.1.	Momen Bending Pada Poros.....	23
2.4.2.	Torsi Pada Poros.....	23
2.4.3.	Mencari Bahan Poros.....	23
2.5.	Perencanaan Bantalan.....	25
2.5.1.	Gaya Radial Bantalan.....	26
2.5.2.	Beban Equivalen.....	26
2.5.3.	Umur Bantalan.....	29
2.6.	Perhitungan Pasak.....	29
2.6.1.	Gaya Yang Bekerja Pada Pasak.....	29
2.6.2.	Tegangan Geser Pada Pasak.....	30
2.6.3.	Tegangan Kompresi Pada Pasak.....	31
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1.	Diagram Alir Perencanaan dan Pembuatan Mesin Gergaji Pita.....	33
3.2.	Jenis – Jenis Data dan Spesifikasi Peralatan.....	36
3.2.1	Jenis – Jenis Data.....	36
3.2.2	Spesifikasi Peralatan.....	37
3.3.	Prosedur Percobaan / Pengujian.....	37

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	41
4.1. Hasil Perhitungan dan Pengujian Mesin Gergaji Pita..	41
4.2. Perhitungan Pulley dan Belt.....	44
4.3. Perhitungan Poros.....	49
4.3.1 Perhitungan Diameter Poros 1.....	49
4.3.2 Perhitungan Diameter Poros 2.....	59
4.4. Perhitungan Pasak	65
4.4.1 Perhitungan Pasak Pada Poros 1.....	65
4.4.2 Perhitungan Pasak Pada Poros 2	68
4.5. Perhitungan Bantalan.....	71
4.5.1 Perhitungan Bantalan Pada Poros 1.....	71
4.5.2 Perhitungan Bantalan Pada Poros 2.....	73
4.6. Hasil Pengujian	77
4.7. Pembahasan Hasil Pengujian	78
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	 79
5.1. Kesimpulan	79
5.2. Saran	80
 DAFTAR PUSTAKA	 81
 LAMPIRAN	
 GAMBAR	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Gergji Pita	3
Gambar 2.1.	Bagian-bagian gergaji pita	7
Gambar 2.2.	Sudut gergaji pita	8
Gambar 2.3.	Raker	9
Gambar 2.4.	Modified Raker	9
Gambar 2.5.	Variable Pitch Modified Raker	9
Gambar 2.6.	Wavy	9
Gambar 2.7.	Alternate	9
Gambar 2.8.	Arah gaya yang bekerja pada gigi gergaji	10
Gambar 2.9.	Arah gaya yang bekerja pada gigi gergaji (s) ..	11
Gambar 2.10.	Gerakan pemakan dan pemotongan	12
Gambar 2.11.	Ukuran Belt	13
Gambar 2.12	Diagram Pemilihan Bel.....	14
Gambar 2.13	Ukuran-ukuran pada belt dan pulley.....	15
Gambar 2.14	Sudut kontak yang terjadi pada pulley	19
Gambar 2.15.	Dimensi Pulley	20
Gambar 2.16.	Tipe Ball Bearing	25
Gambar 2.17.	Single Row Ball Bearing	26
Gambar 2.18.	Bagian-bagian pasak.....	30
Gambar 2.19.	Gaya gesek pada pasak.....	31
Gambar 3.1.	Diagram Perancangan Gergaji Pita	35
Gambar 4.1.	Gaya Pada Poros 1	52
Gambar 4.2.	Diagram gaya poros 1 untuk arah horizontal ...	54
Gambar 4.3.	Diagram gaya poros 1 untuk arah vertikal	55
Gambar 4.4.	Gaya Pada Poros 2	61
Gambar 4.5.	Diagram gaya pada poros 2	63
Gambar 4.6.	Diagram momen pada poros 2.....	63
Gambar 4.7.	Bantalan Pada Poros 1	71
Gambar 4.8.	Bantalan Pada Poros 2	74

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tegangan Ijin Kayu	5
Tabel 4.1 Hasil Pengujian	77

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Mesin gergaji pita merupakan salah satu alat pemroses kayu yang sering digunakan oleh masyarakat maupun industri pengrajin kayu. Sejalan dengan kemajuan teknologi dan ilmu pengetahuan yang ada muncul ide-ide untuk menghasilkan alat guna mempermudah dan mempercepat proses produksi. Dapat dengan cara modifikasi alat, perubahan alat, maupun pembuatan alat baru.

Seperti gergaji pita ini, dilakukan modifikasi alat dengan mengganti penggerak utama yang awalnya menggunakan motor listrik diganti dengan motor bensin. Mesin gergaji pita ini dapat memotong kayu (kayu jati) dengan gerak potong lurus, miring, melingkar dan berpola atau berliku-liku dengan mudah serta waktu yang singkat. Secara otomatis efisiensi waktu produksi semakin tinggi guna memenuhi permintaan konsumen yang semakin banyak.

Berdasarkan latar belakang di atas, akan dijelaskan tentang modifikasi mesin gergaji pita untuk memproses kayu. Dengan adanya mesin tersebut, maka masyarakat mempunyai banyak sekali keuntungan. Baik di bidang waktu, tempat, biaya dan energi yang dibutuhkan. Sehingga penggunaan alat ini dapat digunakan dimana saja.

1.2 Maksud Dan Tujuan

Adapun tujuan dari pembuatan mesin gergaji pita dengan penggerak motor bensin adalah sebagai berikut:

Diinginkan agar mesin ini dapat digunakan dimana saja dan mempermudah pekerjaan bagi penggunanya. Direncanakan melalui analisa dan perhitungan yang tepat sehingga mempunyai



nilai efisiensi yang cukup tinggi. Perhitungan-perhitungan tersebut meliputi :

1. Melakukan perhitungan daya motor yang dibutuhkan.
2. Melakukan perhitungan dan pemilihan pulley dan belt yang sesuai.
3. Melakukan perhitungan dan pemilihan bahan poros dan pasak yang sesuai.
4. Melakukan perhitungan dan pemilihan bantalan yang sesuai.

1.3. Perumusan Masalah

Permasalahan yang dapat diangkat dalam pembahasan kali ini adalah :

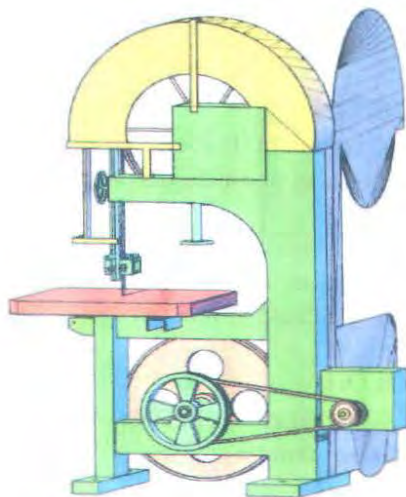
1. Bagaimana merencanakan daya motor yang dibutuhkan?
2. Bagaimana merencanakan gaya pemotongan?
3. Bagaimana merencanakan kecepatan mesin gergaji pita?
4. Bagaimana jalannya proses kerja mesin gergaji pita?
5. Bagaimana membagi jarak antara pulley gergaji?
6. Bagaimana cara menentukan bearing yang akan digunakan?
7. Bagaimana menentukan mata gergaji?
8. Bagaimana menentukan ukuran pulley yang sesuai?

1.4. Batasan Masalah

Dalam penulisan ini terdapat batasan-batasan masalah guna menghindari masalah yang tidak dibahas, antara lain :

1. Kekuatan sambungan las.
2. Kekuatan mur dan baut.
3. Kekuatan kontruksi mesin dianggap aman.

1.5. Cara Kerja Mesin



Gambar 1.1. Gergaji Pita.

Mesin gergaji pita ini digerakan oleh motor bensin 5.5 Hp, selanjutnya putaran motor tersebut ditransmisikan antara pulley oleh V-belt. Putaran yang dihasilkan motor cukup tinggi, oleh karena itu putaran tersebut ditransmisikan V-belt ke poros I.

Sehingga putaran yang dihasilkan lebih rendah dari putaran yang berasal dari poros penggerak. Poros I berhubungan dengan poros II melalui gergaji pita yang tidak berujung yang berfungsi sebagai perkakas potong yang terpasang pada pulley.

Gergaji pita tersebut berputar melalui dua buah pulley. Gerakan yang dapat dilakukan oleh gergaji pita hanyalah gerakan potong. Karena dalam penyambungan pita gergaji yang menggunakan las titik maka pada mekanisme ini sering terjadi pematahan ditempat pita gergaji yang dilas titik.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistem dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Dalam bab ini berisikan tentang latar belakang masalah, maksud dan tujuan, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Dalam bab ini dibahas mengenai beberapa teori penunjang yang mendukung dalam pembuatan dan perhitungan.

BAB III METODOLOGI

Dalam bab ini berisi diagram alir tugas akhir, tentang urutan pengerjaan mesin sampai selesai.

BAB IV PERHITUNGAN

Menguraikan perhitungan daya motor, pemilihan bahan poros, pasak, pulley dan belt, bantalan.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

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

BAB II DASAR TEORI

2.1 Perencanaan Daya Dan Putaran Motor

Dalam perencanaan daya dan putaran motor terlebih dahulu harus menentukan jenis material kayu yang akan digunakan sebagai benda kerja sehingga nantinya dapat memperoleh gaya yang terjadi pada material benda tersebut. Dibawah ini akan di bahas tentang spesifikasi kayu dan gergaji pita yang akan digunakan.

2.1.1. Spesifikasi Benda Kerja (Kayu)

Untuk material benda kerja yang menggunakan kayu dengan mutu kelas A, kelas kuat nomor 1 yaitu kayu jati. Dengan asumsi bahwa kayu jenis lain mutu dan kekuatannya di bawah kayu jati sehingga mesin ini direncanakan dapat memotong semua jenis kayu.

TABEL 2 .1 . Tegangan Ijin Kayu
(Peraturan Konstruksi Kayu Indonesia, 1983)

Jenis Tegangan Ijin	Kelas Kuat					Kayu Jati
	1	2	3	4	5	
σ_{II} (Kg/Cm ²)	150	100	75	40	-	130
$\sigma_{tk II}$ (Kg/Cm ²)	130	85	60	45	-	110
$\sigma_{tk \perp}$ (Kg/Cm ²)	40	25	45	10	-	35
T_{II} (Kg/Cm ²)	20	15	8	5	-	15

Dimana :

σ_{lk} = Tegangan izin untuk lentur (Kg/Cm^2).

σ_{tkII} = Tegangan izin untuk tekan sejajar arah serat kayu
(Kg/Cm^2).

$\sigma_{tk \perp}$ = Tegangan izin untuk tekan tegak lurus arah serat
kayu (Kg/Cm^2).

T_{II} = Tegangan izin untuk geser (Kg/Cm^2).

Selain itu kayu jati yang merupakan kayu dengan mutu kelas A dan kuat nomor 1 memiliki data sebagai berikut :

- Modulus elastisitas = 125000 (Kg/Cm^2)
- Tensile strength = 1100 (Kg/Cm^2)
- Berat jenis = 0,6 – 0,9 (Kg/Cm^2)

(Lampiran Tabel 1)

2.1.2. Tegangan Geser Kayu

Dari ketentuan – ketentuan di atas maka tegangan geser yang terjadi pada kayu dapat dirumuskan:

$$\sigma_{lk \alpha} = \sigma_{tkII} - (\sigma_{tkII} - \sigma_{tk \perp}) \cdot \sin \alpha \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana :

σ_{lk} = Tegangan izin untuk lentur (Kg/Cm^2).

σ_{\parallel} = Tegangan izin untuk tekan sejajar arah serat kayu
(Kg/Cm²).

σ_{\perp} = Tegangan izin untuk tekan tegak lurus arah serat
kayu (Kg/Cm²).

α = Sudut antara arah gaya dan arah serat kayu.

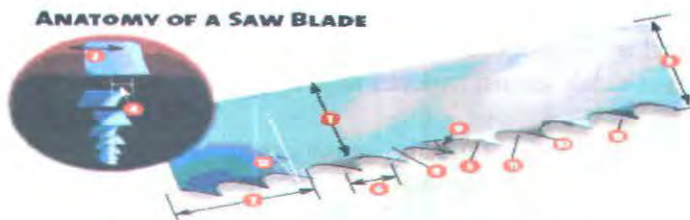
2.1.3. Spesifikasi Gergaji Pita

Konstruksi gergaji pita sebenarnya tidak ada di pasaran. Konstruksi gergaji ini dibuat oleh perusahaan yang mempunyai sarana ruang asah ataupun perusahaan jasa penajaman alat. Dalam perdagangan gergaji pita dijual dalam gulungan. Gulungan tersebut kemudian dipotong – potong sesuai dengan ukuran kebutuhan mesin. Umumnya ukuran gergaji pita yang terdapat di pasaran ada 2 macam, yaitu :

1. Gergaji pita dengan panjang 50 m untuk ukuran lebar gergaji pita lebih dari 3 inchi.
2. Gergaji pita dengan panjang 100 m untuk ukuran lebar gergaji pita kurang dari 3 inchi.

2.1.4. Bagian – Bagian Gergaji Pita

Pada gergaji jenis pita mempunyai bagian – bagian seperti dibawah ini:

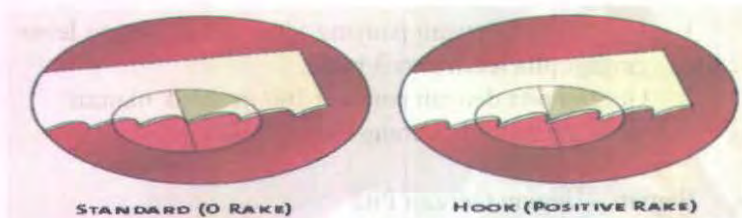


Gambar 2.1. Bagian – bagian gergaji pita

Keterangan :

- 1) Lebar badan mata pisau tidak termasuk gigi gergaji.
- 2) Ketebalan mata pisau.
- 3) Lebar Gergaji.
- 4) Pengaturan gigi gergaji.
- 5) Mata pisau gergaji yang memotong.
- 6) Jarak antar gigi gergaji.
- 7) Jumlah gigi gergaji per inch.
- 8) Bengkokan area antar ujung gigi.
- 9) Tinggi gigi gergaji.
- 10) Permukaan gigi gergaji.
- 11) Punggung gigi gergaji.
- 12) Sudut gigi gergaji.
- 13) Tepi gigi gergaji.

Jenis Gergaji Pita



Gambar 2.2. Sudut gigi gergaji pita

Dimana jika mata pisau ini dipakai untuk memotong. Desain gigi meliputi bentuk variabel, posisi, tipe, jarak. Dari kombinasi variabel ini akan menentukan apakah mata pisau dapat digerakan dengan mudah sampai material terpotong menjadi tatal .

- 1) Raker : Dimana urutan pengaturan gigi, satu gigi dibengkokkan kekanan, satu gigi dibengkokkan ke kiri, dan satu gigi tidak digunakan.



Gambar 2.3. Raker

- 1) Modified Raker (Double Set Raker) : Dimana urutan pengaturan gigi, pengaturannya dua kali Raker, dimana giginya dibengkokkan kekanan, kekiri, kekanan, kekiri, dan satu tidak dibengkokkan.



Gambar 2.4. Modified Raker

- 2) Variable Pitch Modified Raker : Dimana urutan pengaturan tergantung keinginannya.



Gambar 2.5. Variable Pitch Modified Raker

- 3) Wavy : Pengaturan giginya dikelompokkan 3 gigi kekiri, satu gigi tidak digunakan, lalu 3 gigi kekanan.



Gambar 2.6. Wavy

- 4) Alternate (ETS) : Pada pengaturan alternate setiap gigi diatur kekanan dan kekiri.



Gambar 2.7. Alternate

Analisa dari model dan jenis pisau gergaji yang digunakan pada mesin gergaji pita untuk kayu yaitu model gigi gergaji, jarak antar gigi gergaji, pengaturan gigi gergaji.

2.1.6. Perhitungan

2.1.6.1 Perhitungan Gigi Gergaji

$$\text{Jumlah gigi} = \frac{L}{TPI}$$

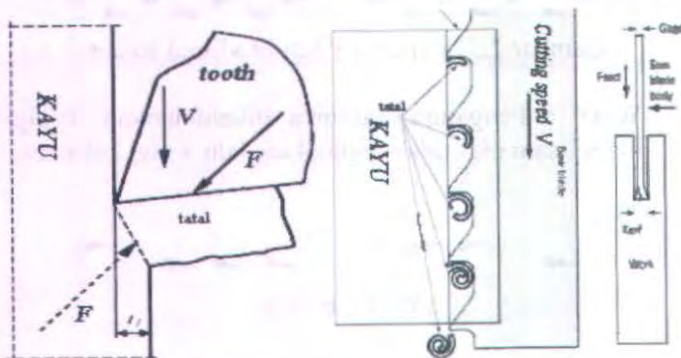
Dimana :

Jumlah gigi = buah

L = Panjang gergaji

TPI = Jumlah gigi per inch

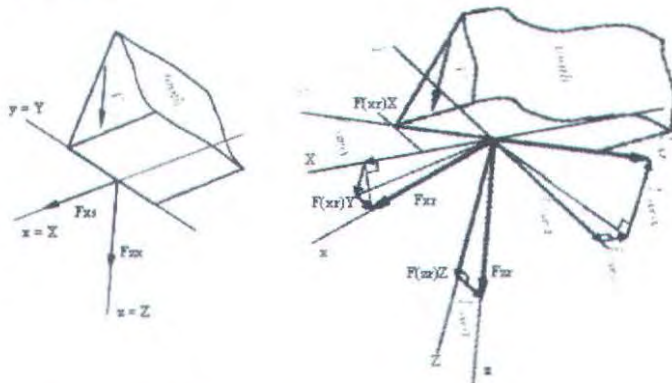
2.1.6.2 Analisa Gaya Yang Bekerja Pada Gigi Gergaji



Gambar 2.8. Arah gaya yang bekerja pada gergaji

Di sini gigi gergaji yang lurus, pada gambar di atas gaya (F) potong seketika yang terjadi, diantara depan gigi gergaji dan tatal menunjukkan dua bagian: Gaya potong F_x (horisontal) dan gaya makan F_z (vertikal), gambar di bawah menunjukkan arah gigi

gergaji ke kanan dan gigi gergaji ke kiri, gaya potong yang bekerja ada tiga gaya pada potongan orthogonal: Gaya potong utama F_{xI} (F_{xR}), gaya cabang samping F_{yI} (F_{yR}) dan gaya makan F_{zI} (F_{zR}).



Gambar 2.9. Arah gaya yang bekerja pada gigi gergaji (s)

$$F_X = F_{rX} + F_{lX} + F_{sX},$$

$$F_Y = F_{rY} + F_{lY}$$

$$F_Z = F_{rZ} + F_{lZ} + F_{sZ}$$

dimana :

$$F_{rX} = \sum_i (F_{(xr)X})i + \sum_i (F_{(yr)X})i + \sum_i (F_{(zr)X})i,$$

$$F_{lX} = \sum_j (F_{(xl)X})j + \sum_j (F_{(yl)X})j + \sum_j (F_{(zl)X})j,$$

$$F_{sX} = \sum_k (F_{(xs)})k,$$

$$F_{rY} = \sum_i (F_{(xr)Y})i + \sum_i (F_{(yr)Y})i + \sum_i (F_{(zr)Y})i,$$

$$F_{lY} = \sum_j (F_{(xl)Y})j + \sum_j (F_{(yl)Y})j + \sum_j (F_{(zl)Y})j,$$

$$F_{rz} = \sum_i (F_{(yr)z})i + \sum_j (F_{(xz)z})j,$$

$$F_{rz} = \sum_j (F_{(yt)z})j + \sum_j (F_{(zt)z})j,$$

$$F_{sz} = \sum_k (F_{(zs)})k,$$

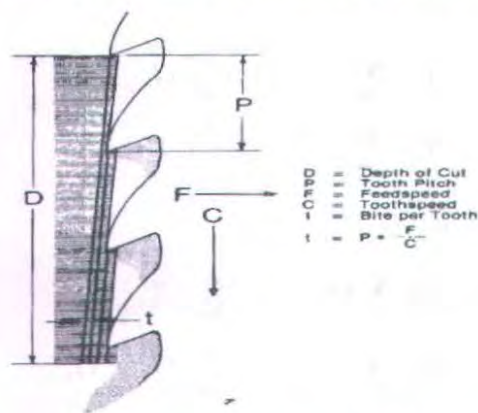
i - jumlah gigi yang dibengkokkan kekanan yang bekerja memotong.

k - jumlah gigi yang dibengkokkan kekiri yang bekerja memotong.

l - jumlah gigi yang lurus yang bekerja memotong.

2.1.6.2.1 Gaya Perautan

Besar dan arah dari gaya perautan juga berpengaruh terhadap konstruksi dari mesin yang akan direncanakan. Gaya perautan sendiri terdiri dari gaya sumbu F_x dan gaya radial F_y , di mana besar dari gaya - gaya tersebut tergantung pada proses terjadinya geram. Gaya sumbu F_x digunakan untuk menentukan besarnya gaya tekan pemotongan. Sedangkan gaya radial F_y digunakan dalam mencari beban dinamis pada mekanisme otak kecepatan mesin dan daya pemotongan yang efektif. Berikut gambar gerakan pemakanan dan pemotongan dari gergaji pita :



Gambar 2.10. Gerakan pemakanan dan pemotongan

Berdasarkan gambar di atas, maka gaya perautan dapat dituliskan dengan rumus sebagai berikut :

Perhitungan dari gaya – gaya tersebut bisa dicari apabila kita mengetahui terlebih dahulu berapakah besar kedalaman pemakanan, sifat dari pemakanan, sifat dan kekuatan material benda kerja serta ketebalan dari gergaji pita.

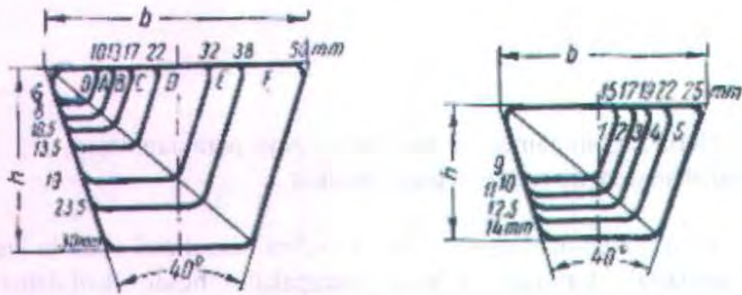
2.2 Perencanaan Belt dan Pulley

Pemindahan daya yang digunakan pada mesin gergaji ini adalah dengan menggunakan belt dan pulley.

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

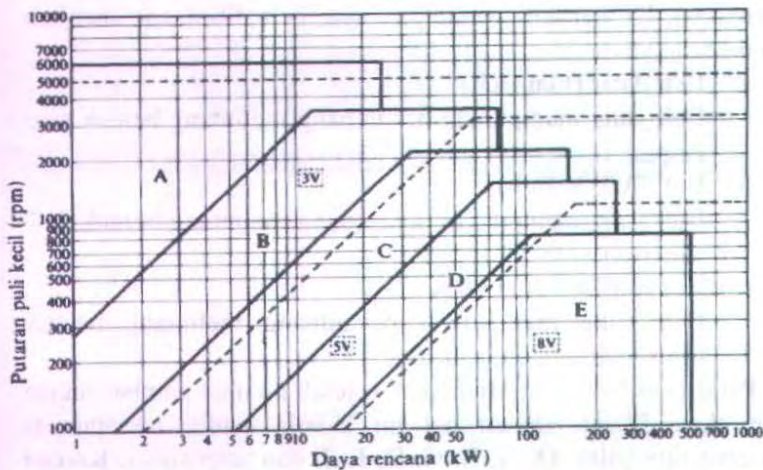
- a. Belt datar (Flat Belt)
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk segi empat.
- b. Belt "V" (V Belt)
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk "V" atau trapesium.
- c. Circular Belt atau Rope
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk lingkaran.

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 2.11. 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 2.12. Diagram Pemilihan Belt

2.2.1 Perbandingan kecepatan (*velocity ratio*)

Penentuan *Velocity Ratio* ini dimaksudkan untuk mengetahui perbandingan kecepatan dari pulley 1 dengan pulley

2. Perbandingan kecepatan tersebut dapat dinyatakan sesuai dengan persamaan :

$$i = \frac{n_m}{n_p} = \frac{d_p}{d}$$

Keterangan :

d_0 : diameter pulley penggerak (mm)

d_1 : diameter pulley yang digerakkan (mm)

n_0 : putaran pulley penggerak (rpm)

n_1 : putaran pulley yang digerakkan (rpm)

2.2.2 Panjang Belt

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

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

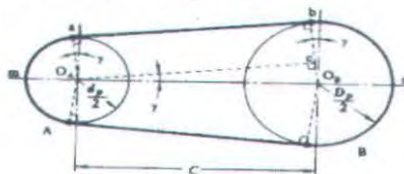
Keterangan :

L : panjang belt (mm)

d_0 : diameter pulley penggerak (mm)

d_1 : diameter pulley yang digerakkan (mm)

a : jarak sumbu antar poros (mm)



Gambar 2.13. Ukuran-ukuran pada belt dan pulley

2.2.3 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)

2.2.4 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)

2.2.5 Gaya Keliling

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

$$F_{keliling} = \frac{75 \cdot N}{v}$$

Keterangan :

F : gaya keliling pada	(N)
N : daya pulley penggerak	(kW)
v : kecepatan keliling belt	(m/s)

2.2.6 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

2.2.7 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

A : luasan penampang belt (cm²)

F : gaya pada belt (N)

σ_d : tegangan pada belt (N/cm²)



2.2.8 Tegangan Maksimum pada Belt

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

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

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	
A : luas penampang belt	(cm ²)

2.2.9 Umur Belt

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

Keterangan :

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

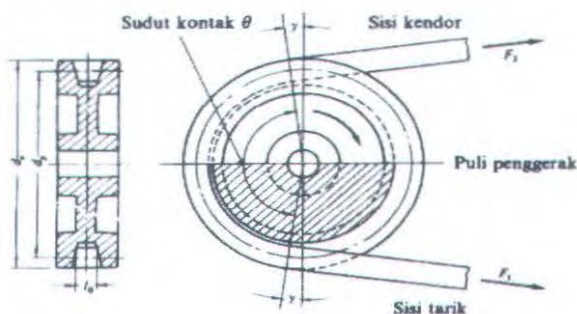
2.2.10 Sudut Kontak

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 2.14. Sudut kontak yang terjadi pada pulley

2.2.11 Gaya Tarik Belt

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

Keterangan :

F_R :	gaya tarik terhadap poros	(N)
F :	gaya keliling	(N)
ϕ :	faktor tarikan	

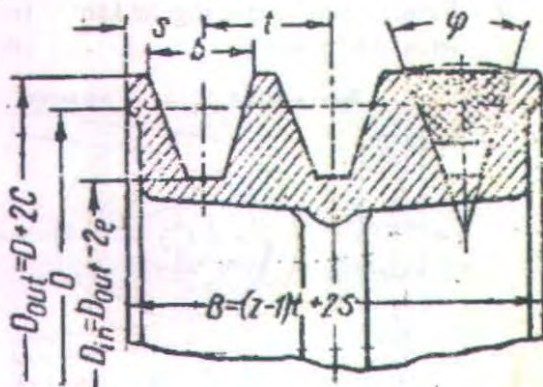
α : sudut kontak (°)

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

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

2.2.12 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 2.15. 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	

2.2.13 Gaya Berat Pulley

$$W = \rho V g$$

$$V = \frac{\pi}{4} (d_{out}^2) B$$

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

Keterangan :

W : gaya berat pulley	(N)
ρ : massa jenis pulley	(kg/m ³)
V : volume pulley	(m ³)
d_{out} : diameter luar pulley	(m)
g : gravitasi	(m/s ²)
B : lebar pulley	(m)

2.3 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi mentransmisikan daya dari motor penggerak.

Macam-macam poros menurut pembebanannya :

1. Poros transmisi.
Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau lentur dan puntir. Daya yang ditransmisikan kepada poros ini melalui kopleng, roda gigi, pulley sabuk/sproket rantai, dll.
2. Spindel.
Poros transmisi yang relatif pendek, beban utamanya adalah puntiran. Syarat yang harus di penuhi poros ini adalah

deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

3. Gandar.

Tidak mendapatkan beban puntir, bahkan tidak berputar.

Pada perhitungan poros, yang akan ditentukan adalah diameter poros dan tegangan yang diterima atau ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros, yaitu dengan cara perhitungan mekanika teknik mengenai gaya-gaya yang bekerja dan momen yang terjadi pada poros.

Gaya-gaya yang bekerja pada poros tersebut adalah :

- F_x : gaya horizontal yang diterima poros (lbf)
- F_y : gaya vertikal yang diterima poros (lbf)
- F_{Rm} : gaya akibat tarikan pulley (lbf)
- W_p : gaya berat pulley (lbf)
- W_s : gaya berat silinder (lbf)
- F_{ct} : gaya tangensial (lbf)

Dengan data-data diatas, maka gaya yang bekerja pada poros untuk arah horisontal dan vertikal dapat dihitung dan dapat dihitung juga nilai momen bending yang terjadi pada poros.

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan yang lain dapat ditentukan. Dengan mengacu pada persamaan $\Sigma M = 0$ dan $\Sigma F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat ditentukan.

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi, maka dibuat diagram gaya untuk mengetahui apakah perhitungan tersebut benar atau tidak dan juga agar lebih mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut maka bisa diketahui momen terbesar yang terjadi pada poros.

2.3.1 Momen Bending pada Poros

Setelah mengetahui momen bending terbesar pada bidang horisontal dan vertikal maka dicari momen bending terbesar yang terjadi pada poros.

$$M_B = \sqrt{(M_{BH})^2 + (M_{BV})^2} \dots\dots\dots(2.2)$$

Keterangan :

M_B : momen bending pada poros (lb.in)

M_{BH} : momen bending pada bidang horisontal (lb.in)

M_{BV} : momen bending pada bidang vertikal (lb.in)

2.3.2 Torsi pada Poros

$$T = 63000 \frac{N}{n_p} \dots\dots\dots(2.3)$$

Keterangan :

T : torsi (lb.in)

N : daya motor (hp)

n_p : putaran poros (rpm)

2.3.3 Mencari Bahan Poros yang aman

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui belt, roda gigi, rantai dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan lentur sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik oleh momen lentur.

$$\sigma_{\max} = \frac{\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}}{2}$$

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Dimana :

$$\sigma_x = \frac{32 M_B}{\pi D^3}$$

$$\tau = \frac{16 T}{\pi D^3}$$

Sehingga tegangan maksimum yang terjadi pada poros :

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

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

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

Keterangan :

$\sigma_{s \max}$: tegangan maksimum (Psi)

$|\sigma_{s \max}|$: tegangan ijin maksimim (Psi)

M_B : momen pada poros (lb.in)

T_{total} : torsi (lb.in)

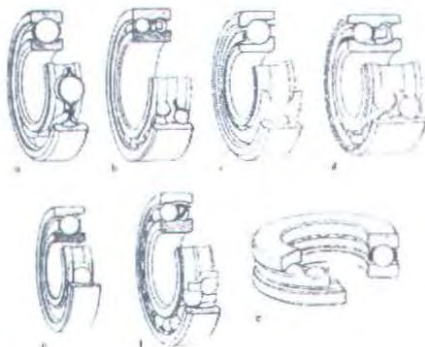
D : diameter poros (in)

Dengan diketahuinya nilai tegangan geser maksimum dan S_{yp} dari rumus diatas, maka dapat diketahui bahan poros yang sesuai.

2.4 Perencanaan Bantalan

Data-data yang digunakan pada perencanaan bantalan adalah

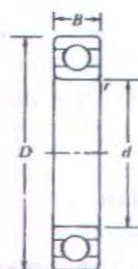
- Diameter poros
- Gaya pada bantalan F_H dan F_V
- Putaran silinder



Gambar 2.16. Tipe ball-bearing

Keterangan :

- a. Bantalan peluru rel (satu baris)
- b. Bantalan peluru rel (dua baris)
- c. Bantalan peluru miring satu baris
- d. Bantalan peluru miring dua baris
- e. Bantalan peluru pundak
- f. Bantalan peluru ayun
- g. Bantalan peluru rel-aksial.



Gambar 2.17. Single row ball bearing

Keterangan :

d : diameter poros

D : diameter luar

B : lebar bantalan

2.4.1 Gaya Radial Bantalan

$$F_r = \sqrt{(F_H)^2 + (F_V)^2} \dots\dots\dots(2.4)$$

Keterangan :

F_r : gaya radial (lbf)

F_H : gaya pada sumbu horisontal (lbf)

F_V : gaya pada sumbu vertikal (lbf)

2.4.2 Beban Equivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA, yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bantalan bekerja pada kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Dalam banyak pemakaian, bantalan menumpu beban radial dan aksial bersamaan juga kadang-kadang ring luar

berputar dan ring dalam tetap. Maka beban equivalen dinyatakan sebagai berikut :

$$P = X V F_r + Y F_a \quad \dots\dots\dots(2.5)$$

Keterangan :

- P : beban equivalen (lbf)
- F_r : beban radial (lbf)
- F_a : beban aksial (lbf)
- V : faktor putaran
- X : faktor beban radial
- Y : faktor beban aksial

V untuk ring dalam yang berputar = 1
 V untuk ring luar yang berputar = 1,2

Bila beban radial jauh lebih kecil dari beban aksial, maka beban equivalen dapat ditulis sebagai berikut :

$$P = V F_r$$

Cara untuk memilih harga X dan Y dari tabel, dapat dilakukan dengan terlebih dahulu melakukan langkah-langkah sebagai berikut :

1. hitung nilai $\frac{i F_a}{C_0}$
2. kemudian dari nilai perhitungan diatas tarik garis, tarik garis kekanan sehingga didapatkan harga e .
3. hitung harga $\frac{F_a}{V F_r}$, dan bandingkan dengan harga e .

Dimana nantinya akan didapatkan $\frac{F_a}{V F_r} < e ; = e ; > e$.

4. dari perbandingan tersebut maka akan didapat harga X dan Y dari kolom $\frac{F_a}{V F_r} \leq e$ atau $\frac{F_a}{V F_r} > e$.
5. bila angka yang didapat tidak sama dengan harga-harga yang ada dimasing-masing kolom, maka nilai dapat diperoleh dengan melakukan interpolasi atau extrapolasi.

Catatan :

- i (jumlah deret) = 1 , tetapi tidak dipakai pada bantalan tipe kontak radial.
- Khusus untuk beban deret satu (single row-bearing), bila harga $\frac{F_a}{V F_r} \leq e$ maka $X = 1$ dan $Y = 0$.

Hasil perhitungan beban equivalen diatas tidak memperhitungkan adanya beban kejut dan impact, maka agar lebih aman dan mampu menghindari kerusakan bantalan lebih awal, beban equivalen (5.2) harus dikalikan dengan konstante kondisi beban (F_s). Maka persamaan untuk mencari beban equivalen menjadi :

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

Keterangan :

P : beban equivalen (lbf)

F_r : beban radial (lbf)

F_a : beban aksial (lbf)

F_s : konstante kondisi beban

V : faktor putaran

X : faktor beban radial

Y : faktor beban aksial

V untuk ring dalam yang berputar = 1
 V untuk ring luar yang berputar = 1,2

2.4.3 Umur Bantalan

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \frac{10^6}{60 n_p} \dots\dots\dots (2.6)$$

Keterangan :

- L_{10} : umur bantalan (jam kerja)
- C : beban dinamis (lbf)
- P : beban equivalen (lbf)
- b : konstanta
- n_p : putaran silinder (rpm)

Nilai b tergantung dari tipe bantalan :

- $b = 3$, untuk tipe bantalan bola.
- $b = 10/3$, untuk tipe bantalan roll.

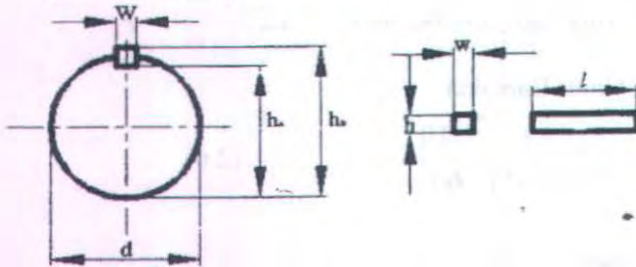
2.5 Perhitungan Pasak

Pasak merupakan bagian dari elemen mesin yang berfungsi untuk menjaga hubungan relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin lain, dalam hal ini pasak digunakan untuk pulley.

Menurut bentuknya pasak dapat dibedakan menjadi :

- Pasak Datar (square key)
- Pasak Tirus (tapered key)
- Pasak Setengah Silinder (wood ruff key)

2.5.1 Gaya yang Bekerja pada Pasak



Gambar 2.18. Bagian-bagian pasak.

Dimana :

- W = lebar pasak (mm)
- d = diameter pasak (mm)
- h = tinggi pasak (mm)

Pada perencanaan mesin ini, pasak yang digunakan adalah pasak datar segi empat (standart square key). Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi lebar (w) dan tinggi (h) yang besarnya sama, dan kira-kira sama dengan 0,25 diameter poros. Dari tinggi sebesar h tersebut, setengahnya masuk ke dalam *hub*.

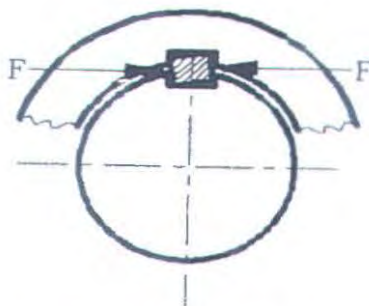
Bila pasak berputar dengan torsi sebesar T maka akan menghasilkan gaya yang bekerja pada diameter luar poros dan gaya inilah yang akan bekerja pada pasak.

$$r = \frac{D}{2}$$

Maka :

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

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} \quad \dots\dots\dots(2.7)$$



Gambar 2.19. Gaya gesek pada pasak.

Keterangan :

- F : gaya pada pasak (lbf)
- T : torsi (lbf.in)
- D : diameter poros (in)
- r : jari-jari poros (in)

2.5.2 Tegangan Geser pada Pasak

Tegangan geser yang terjadi pada pasak :

$$\sigma_s = \frac{F}{A_s}$$

$$\sigma_s = \frac{F}{w \cdot l}$$

$$\sigma_s = \frac{2 \cdot T}{D \cdot w \cdot l}$$

Keterangan :

- σ_s : tegangan geser (Psi)
- F : gaya pada pasak (lbf)
- w : lebar pasak (in)
- l : panjang pasak (in)

D : diameter poros (in)

Tegangan ijin pada pasak :

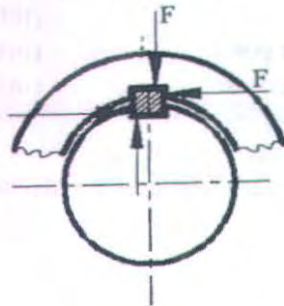
$$|\sigma_s| = \frac{K_s \cdot Syp}{N} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dengan alasan keamanan maka nilai tegangan geser pada pasak harus lebih kecil atau sama dengan nilai tegangan ijin geser pada pasak.

$$|\sigma_s| \geq \sigma_s$$

2.5.3 Tegangan Kompresi pada Pasak

Tegangan kompresi yang terjadi pada pasak :



Gambar 2.20. Gaya kompresi pada pasak.

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{0,5 \cdot h \cdot l}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{D \cdot h \cdot l} \dots\dots\dots (2.9)$$

Keterangan :

σ_c : tegangan kompresi (Psi)

F : gaya pada pasak (lbf)

h : tinggi pasak (in)

l : panjang pasak (in)

D : diameter poros (in)

Tegangan ijin kompresi pada pasak :

$$|\sigma_c| = \frac{K_c \cdot Syp}{N}$$

Dengan alasan keamanan maka nilai tegangan kompresi pada pasak harus lebih kecil atau sama dengan nilai tegangan ijin kompresi pada pasak.

$$|\sigma_c| \geq \sigma_c$$

Nilai Syp pasak diketahui dengan melihat tabel properti bahan untuk bahan pasak sesuai dengan kebutuhan.

BAB III METODOLOGI

3.1. Diagram Alir Perencanaan

Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini menggunakan metode penelitian, meliputi :

1. Observasi
Tahap observasi ini dilakukan melalui pengamatan terhadap mesin – mesin gergaji pita yang sudah ada, guna membantu perencanaan mesin yang akan dimodifikasi.
2. Studi Literatur
Studi literatur dilakukan dengan cara mempelajari data-data yang diperoleh dari buku-buku Tugas Akhir mengenai gergaji, buku-buku elemen mesin dan perautan yang berguna untuk memperoleh dasar teori dan kelengkapan dalam perancangan Tugas Akhir.
3. Data
Data diperoleh dari observasi lapangan tentang macam-macam mesin gergaji pita, kelebihan dan kekurangan mesin gergaji pita yang dipergunakan untuk bahan Tugas akhir.
4. Sket Gambar
Menggambar ulang alat untuk mempermudah dalam perencanaan modifikasi alat berdasarkan data yang diperoleh.
5. Perencanaan Modifikasi Alat
Perencanaan modifikasi alat yang dimaksud adalah merencanakan ulang mesin gergaji pita dengan penggerak motor bensin, sesuai data-data yang diperoleh dari studi literatur dan observasi di lapangan.
6. Perhitungan Alat
Perhitungan ini dilakukan dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakannya dalam perhitungan modifikasi. Sehingga dapat diketahui

mengenai mekanisme kerja yang diinginkan agar mesin tersebut aman dalam pengoperasian.

7. Modifikasi dan Perakitan Alat

Dengan menggunakan hasil perhitungan perencanaan ulang alat dan daya yang digunakan, maka dapat dibuat sebuah mesin gergaji pita dengan penggerak motor bensin.

8. Pengujian Alat

Pada tahap ini dilakukan pengujian terhadap alat tersebut untuk mengetahui apakah alat dapat bekerja dengan baik atau tidak.

9. Pembuatan Laporan

Setelah melakukan pengujian dan perhitungan, maka dibuatlah laporan pengerjaan alat.

Untuk lebih memperjelas dalam metode penyusunan Tugas Akhir ini maka semua itu disajikan dalam diagram alir / *flowchart* seperti berikut :



Gambar 3.1. Diagram alir modifikasi gergaji pita

3.2 Jenis – Jenis Data dan Spesifikasi Peralatan

3.2.1 Jenis – Jenis Data

1. Jenis material kayu jati dengan mutu kelas A dan kelas kuat nomor 1 memiliki data modulus elastisitas 125000 kg / cm^2 , berat jenis antara $0,6 - 0,9 \text{ kg / cm}^2$.
2. Gergaji pita di pasaran diperdagangkan dalam bentuk gulungan, gulungan tersebut kemudian dipotong sesuai dengan kebutuhan mesin.
3. Daya dan putaran motor .
 - a) Daya 5.5 Hp.
 - b) Putaran motor 3600 rpm.
4. Pulley yang digunakan dari bahan besi cor, ada 4 buah.
 - a. Pulley 1 diameter 8 cm, terletak pada motor penggerak.
 - b. Pulley 2 diameter 30 cm, terletak pada poros 1.
 - c. Pulley 3 diameter 60 cm, terletak pada poros 1.
 - d. Pulley 4 diameter 60 cm, terletak pada poros 2.
5. Belt yang digunakan jenis *V-belt* dan type B, bahan solid *wonencotton* dan panjangnya 75 inci.
6. poros yang digunakan bahan *plin carbon steel* type AISI 1025 dengan Syt 43000 psi, masing – masing adalah :
 - a. Poros 1
 - Diameter = 1,6 inch.
 - Panjang = 13 inch.
 - b. Poros 2
 - Diameter = 1,6 inch.
 - Panjang = 9,9 inch.
7. Pasak yang digunakan bahan *plin carbon steel* type AISI 1025 dengan Syt 43000 psi.
 - a) Pasak pada poros 1.
 - Panjang (L) = 0,5 inch
 - Tinggi (h) = 0,125 inch
 - Tebal (w) = 0,125 inch

- b) Pasak pada poros 2.
 Panjang (L) = 0,5 inch
 Tinggi (h) = 0,125inch
 Tebal (w) = 0,125inch
8. Bantalan yang digunakan jenis *single row ball bearing*, masing – masing terletak pada poros 1 dan poros 2.
- a. Pada poros 1 terdapat 2 buah bantalan, masing – masing berdimensi :
- Diameter dalam bearing = 1,6 inch.
 - Diameter luar bearing = 3,2 inch.
- b. Pada poros 2 terdapat 2 buah bantalan, masing – masing berdimensi:
- Diameter dalam bearing = 1,6 inch.
 - Diameter luar bearing = 3,2 inch.

3.2.2 Spesifikasi Peralatan

Spesifikasi peralatan yang akan digunakan dalam bengkel las dan bengkel bubut peralatan antara lain:

- a. Mesin potong plat
- b. Mesin las listrik
- c. Kawat las
- d. Gerinda
- e. Bor
- f. Stopwatch
- g. Kacamata pelindung
- h. Meteran / alat ukur
- i. Sarung tangan
- j. Palu
- k. Caliper

3.3 Prosedur Percobaan / Pengujian

Percobaan dan pengujian pemotongan kayu. Ada 6 kali pengujian.

1. Pengujian pertama dilakukan 3 kali dengan tebal kayu 7 cm dan panjangnya 20 cm hitung waktu pemotongan (s) dan hitung kecepatan pemotongan (m / s).
2. Pengujian kedua dilakukan 2 kali dengan tebal kayu 7 cm dan panjangnya 50 cm hitung waktu pemotongan (s) dan hitung kecepatan pemotongan (m / s).
3. Pengujian ketiga dilakukan 1 kali dengan tebal kayu 7 cm dan panjangnya 10 cm hitung waktu pemotongan (s) dan hitung kecepatan pemotongan (m / s).

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Perhitungan Dan Pengujian Mesin Gergaji Pita

4.1.1 Hasil Perhitungan

4.1.1.1 Perhitungan Daya Dan Putaran Motor

1. Tegangan Geser Kayu ($\Delta\tau_k$) dapat dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned}\Delta\tau_k &= \sigma_{kII} - (\sigma_{kII} - \sigma_{kI}^{\perp}) \times \sin\alpha \rightarrow \text{Tabel 2.1} \\ &= 110 - (110 - 35) \times 1 \\ &= 35 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 343,35 \times 10^4 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Menghitung Stress Yield Point (S_{syp})

$$\begin{aligned}S_{syp} &= \sigma_{kmax} + \sigma_{kI} \\ &= (10780 + 343,35) \times 10^4 \\ &= 111,2335 \times 10^6 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

2. Luas Bidang Sentuh Gergaji Pita (A)

Besarnya luas bidang sentuh gergaji dapat dinyatakan dengan rumus :

$$A = t \times s$$

Di mana :

t : Tebal gergaji

s : Tebal kayu

$$\begin{aligned}A &= 1 \times 70 \\ &= 70 \text{ mm}^2 \\ &= 7 \times 10^{-5} \text{ m}^2\end{aligned}$$

3. Gaya Perautan (F_n)

Berdasarkan gambar 2.10 besarnya gaya pemakanan, gaya pemotongan dan gaya perautan dapat dinyatakan dengan :

- Menghitung gaya pemakanan (F_x)

$$\begin{aligned}F_x &= S_{syp} \times A \\ &= 111,2335 \times 10^6 \times 7 \times 10^{-5}\end{aligned}$$

$$= 7786,345 \text{ N}$$

- Menghitung gaya pemotongan (F_y)

$$F_y = \mu \times F_x$$

$$= 1 \times 7786,345$$

$$= 7786,345 \text{ N}$$

$$F_n = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

$$= \sqrt{7786,345^2 + 7786,345^2}$$

$$= 11.011 \text{ N}$$

4. Kecepatan Pemotongan (V_g)

Untuk kecepatan putaran pulley 3 (n_3) direncanakan 525 rpm.

$$V_3 = \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_3}{60 \cdot 1000}$$

Di mana :

V_g : Kecepatan putaran gergaji

D_3 : Diameter pulley 3

n_3 : Putaran pulley 3

$$V_g = \frac{3,14 \cdot 600 \cdot 525}{60 \cdot 1000}$$
$$= 2,6 \text{ m/dtk}$$

5. Daya Motor Penggerak (P_{mp})

$$P_{mp} = \frac{P}{\eta}$$
$$= \left(\frac{F \cdot V_g}{60} \right) \times \left(\frac{1}{60} \right)$$

$$= \frac{F \cdot V_g}{60 \cdot \eta}$$

Di mana :

P : Daya yang berguna (watt)

η : Efisiensi dari mekanisme

F : Gaya pemakanan (N)

V_g : Kecepatan pemotongan (m/min)

$$\begin{aligned} P_{mp} &= \frac{11.011 \times 2,6}{60 \times 0,75} \\ &= 7,34 \text{ Watt} \times \frac{1}{746} \frac{\text{Hp}}{\text{Watt}} \\ &= 5,4 \text{ Hp} \end{aligned}$$

6. Spesifikasi Motor Penggerak

$$\begin{aligned} \frac{n_1}{n_2} &= \frac{d_2}{d_1} \\ \frac{3600}{525} &= \frac{300}{d_1} \end{aligned}$$

$d_1 = 4,4 \text{ cm} \rightarrow$ diameter in (dalam)

Motor penggerak yang digunakan sesuai dengan yang terdapat di pasaran dengan spesifikasi besar daya 4 Kw / 5,5 Hp dengan putaran motor 3600 rpm.

7. Kecepatan Pemakanan (V)

Dari hasil percobaan dengan :

$l = 50 \text{ cm}$

$t = 23,8 \text{ dtk}$

$$V = \frac{l}{t}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0,5}{23,8} \\
 &= 0,02 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

4.1.1.2 Perencanaan Belt Dan Pulley

1. Kecepatan Keliling

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\
 &= \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 3600}{60 \cdot 1000} \\
 &= 15,072 \text{ m/dtk}
 \end{aligned}$$

2. Gaya Keliling

$$\begin{aligned}
 F_r &= \frac{75 \cdot P}{V_k} \\
 &= \frac{75 \cdot 5,5}{15,072} \\
 &= 27,37 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

3. Gaya Perencanaan

$$\begin{aligned}
 F_{\max} &= F_r \cdot \beta \\
 &= 27,37 \cdot 1,5 \\
 &= 41,05 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

4. Tegangan Yang Timbul Akibat Beban Awal

$$\begin{aligned}
 K &= 2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi \\
 &= 2 \cdot 12 \cdot 0,9 \\
 &= 21,6 \text{ Kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

5. Jumlah Belt Yang Dibutuhkan

$$\begin{aligned}
 Z &= \frac{F_{\max}}{K.A} \\
 &= \frac{41,05}{21,6 \times 1,4} \\
 &= 1,3 \text{ buah} \quad \rightarrow 1 \text{ buah}
 \end{aligned}$$

6. Sudut Kontak

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ \\
 &= 180 - \frac{300 - 80}{640} \times 60^\circ \\
 &= 159,375^\circ
 \end{aligned}$$

7. Pengecekan Kembali Jumlah Belt

$$\begin{aligned}
 K &= k_0 \times C_v \times C_a \\
 &= \left[a - \left(w \cdot \frac{h}{D_{\min}} \right) \right] \cdot C_v \cdot C_a \\
 &= \left[55 - \left(180 \times \frac{10,5}{80} \right) \right] \times 1,04 \times 0,96 \\
 &= 31,4 \text{ Kg/cm}^2 \\
 Z &= \frac{F_{\max}}{K.A} \\
 &= \frac{41,05}{31,4 \times 1,4} \\
 &= 0,9 \text{ buah} \quad \rightarrow 1 \text{ buah}
 \end{aligned}$$

8. Panjang Belt

$$L = 2.a + \frac{\eta}{2} \times (D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$

$$\begin{aligned}
 &= 2 \times 640 + \frac{3,14}{2} \times (300-80) + \frac{(300-80)^2}{4.640} \\
 &= 1895,506 \text{ mm} \rightarrow 1905 \text{ mm (75 inch)}
 \end{aligned}$$

9. Tegangan Maksimal Yang Terjadi Pada Belt

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F_{\max}}{2.Z.A} + \frac{\gamma.V_k^2}{10.g} + \frac{E_b.h}{D_{\min}}, \\
 &= 12 + \frac{41,05}{2 \times 1 \times 1,4} + \frac{1,05 \times 15,072^2}{10 \times 9,8} + \frac{600 \times 10,5}{80} \\
 &= 107,85 \text{ Kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

10. Jumlah Putaran Belt Perdetik

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{V_k}{L} \\
 &= \frac{41,05}{1,9} \\
 &= 7,9 \text{ rps}
 \end{aligned}$$

11. Umur Belt

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot \mu \cdot X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{\max}} \right)^m \\
 &= \frac{10^7}{3600 \times 7,9 \times 1} \times \left(\frac{90}{107,85} \right)^8 \\
 &= 292,23 \text{ jam kerja}
 \end{aligned}$$

12. Gaya tarik terhadap pulley 1

Torsi yang bekerja pada poros 2 :

$$\begin{aligned}
 T_{D1} &= \frac{63000.N}{n} \\
 &= \frac{63000.5,5}{3600} \\
 &= 96,25 \text{ lb.in}
 \end{aligned}$$

$$F_{RD} = F_1 + F_2$$

Dimana hubungan antara F_1 dan F_2 adalah sebagai berikut:

$$T = (3F_1 - F_2) \cdot \frac{D_2}{2}$$

Untuk belt maka perbandingan F_1 / F_2 yang memenuhi syarat adalah $F_1 / F_2 = 3$, sehingga $F_1 = 3 F_2$.

$$96,25 = (3F_1 - F_2) \cdot \frac{D_2}{2}$$

$$F_2 = \frac{96,25}{11,8}$$

$$= 8,16 \text{ lb}$$

$$F_1 = 3 F_2$$

$$= 3 \times 8,16$$

$$= 24,47 \text{ lb}$$

$$F_{RD} = F_1 + F_2$$

$$= 24,47 + 8,16$$

$$= 32,63 \text{ lb}$$

Jadi pulley 2 memberikan gaya tarikan sebesar 32,63 lb dengan arah 45° kebawah.

13. Gaya berat terhadap pulley 2

$$W_{p2} = m.g = \gamma \cdot V_p$$

$$= \gamma \cdot (w \cdot \eta \cdot D_2^2 / 4)$$

$$= 0,26 \cdot (2.3,14 \cdot 11,8^2 / 4)$$

$$\begin{aligned}
 &= 68,2 \text{ lb} \\
 W_{p2} &= m \cdot g \\
 &= 7 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 68,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

14. Gaya tarikan terhadap pulley 3

$$\begin{aligned}
 F_R &= 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \\
 &= \frac{F}{\varphi} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right), \text{ untuk V-belt } \varphi = 0,7-0,9 \\
 &= 1,5 \cdot F \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \\
 F_{RA\max} &= 3F \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \\
 &= 3 \cdot 8,16 \cdot \sin\left(\frac{180}{2}\right) \\
 &= 24,48 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Jadi pulley 3 memberikan gaya tarik ke arah bawah sebesar 24,48 lb.

15. Gaya berat terhadap pulley 3

$$\begin{aligned}
 W_{p3} &= m \cdot g = \gamma \cdot V_p \\
 &= \gamma \cdot (w \cdot \eta \cdot D_3^2 / 4) \\
 &= 0,283 \cdot (2,3 \cdot 14,23,6^2 / 4) \\
 &= 247,5 \text{ lb} \\
 W_{p3} &= m \cdot g \\
 &= 26 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 254,8 \text{ N}
 \end{aligned}$$

16. Gaya tarik terhadap pulley 4

Torsi yang bekerja pada poros 2 :

$$T_{D2} = \frac{63000 \cdot N}{n}$$

$$= \frac{63000.5,5}{3600}$$

$$= 96,25 \text{ lb.in}$$

$$F_R = 2.F_0 . \sin (\alpha/2)$$

$$= \frac{F}{\varphi} . \sin (\alpha/2) , \text{ untuk V-belt } \varphi = 0,7-0,9$$

$$= 1,5 . F \sin (\alpha/2)$$

$$F_{RA \text{ max}} = 3F . \sin (\alpha/2)$$

$$= 3.8,16 . \sin (180/2)$$

$$= 24,48 \text{ lb}$$

Jadi pulley 4 memberikan gaya tarik kearah atas sebesar 24,48 lb.

17. Gaya berat terhadap pulley 4

$$W_{p4} = m.g = \gamma . V_p$$

$$= \gamma . (w . \eta . D_4^{3/4})$$

$$= 0,283 . (2.3,14.23,6^2 / 4)$$

$$= 247,5 \text{ lb}$$

$$W_{p4} = m.g$$

$$= 21 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$= 205,8 \text{ N}$$

4.1.1.3 Perhitungan Poros

4.1.1.3.1 Perhitungan Poros 1

1. Gaya Bending Poros 1

- Pada titik A = 0

$$F_{ax} = F_t = 0$$

$$F_{ay} = F_{RA} - W_{p3}$$

$$= 24,48 - 254,8$$

$$= -230,32 \text{ lb}$$

- Pada titik D

$$- F_{dx} = F_{RD} \cdot \cos 45^\circ$$

$$- \quad = 32,63 \cdot \cos 45^\circ$$

$$- \quad = 23,07 \text{ lb}$$

$$- F_{dy} = -(F_{RD} \cdot \sin 45^\circ + W_{p2})$$

$$- \quad = -(32,63 \times 0,7 + 68,6)$$

$$- \quad = -91,44 \text{ lb}$$

- Momen di titik C

$$- \sum M_{cx} = 0$$

$$F_{dx} \cdot CD - F_{bx} \cdot BC - F_{ax} \cdot AC = 0$$

$$23,07 \times 2,4 - F_{bx} \times 8,9 - 0 = 0$$

$$F_{bx} = 6,2 \text{ lb}$$

$$- \sum M_{cy} = 0$$

$$-F_{dy} \cdot CD + F_{by} \cdot BC + F_{ay} \cdot AC = 0$$

$$91,44 \times 2,4 + F_{by} \times 8,9 + 0 = 0$$

$$F_{by} = -24,66 \text{ lb}$$

- Pada titik C

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{ay} + F_{by} + F_{cy} + F_{dy} = 0$$

$$-230,32 - 24,66 + F_{cy} - 91,44 = 0$$

$$F_{cy} = 346,4 \text{ lb}$$

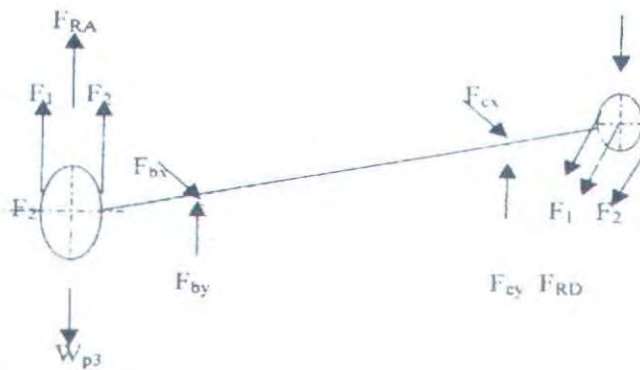
$$\sum F_x = 0$$

$$F_{ax} + F_{bx} + F_{cx} + F_{dx} = 0$$

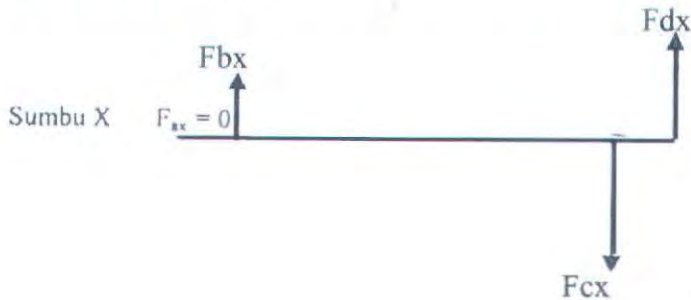
$$6,2 + F_{cx} + 23,07 = 0$$

$$F_{cx} = -29,27 \text{ lb}$$

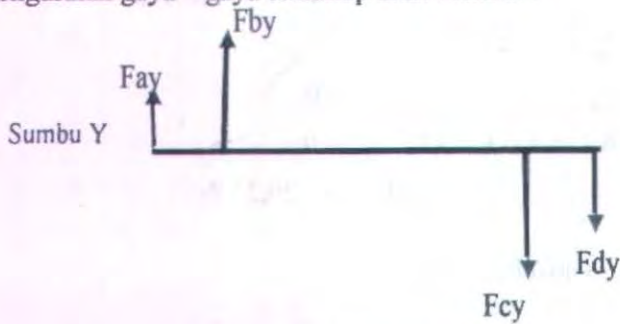
FBD Gaya – Gaya Pada Poros 1



Penguraian gaya – gaya terhadap arah horizontal :

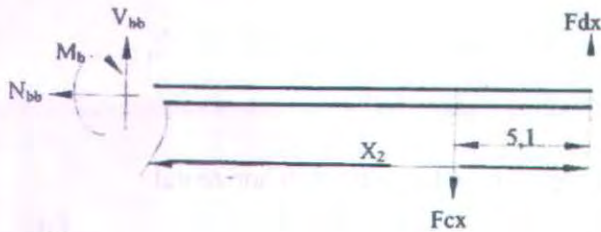


Penguraian gaya – gaya terhadap arah vertical :



Gambar 4.1. Gaya pada poros 1

1. Beban merata pada poros 1 terhadap arah horizontal :
 - Pada potongan a-a :



Tidak ada gaya yang bekerja pada titik A sehingga beban merata pada titik A = 0.

- Pada potongan b-b

$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{bb} = 0$$

$$+ \uparrow \sum F_y = 0$$

$$V_{bb} + 23,07 \text{ lb} - 29,27 \text{ lb} = 0$$

$$V_{bb} = 29,27 \text{ lb} - 22,07 \text{ lb}$$

$$= 6,57 \text{ lb}$$

$$\sum M_{bb} = 0$$

$$-M_{bb} - 29,27 \cdot (x_2 - 1) + 22,07 \cdot x_2 = 0$$

$$M_{bb} = -29,27 \cdot x_2 + 29,27 + 22,07 \cdot x_2$$

$$M_{bb} = 6,57 \cdot x_2 + 29,27$$

Untuk $x_2 = 1$, maka:

$$= 6,57 \cdot 1 + 29,27$$

$$M_{bb} = 35,84 \text{ lb.inc}$$

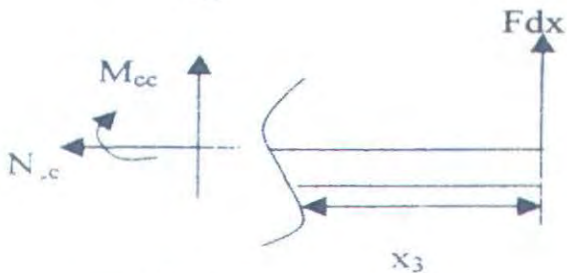
Untuk $x_2 = 8,9$, maka:

$$M_{bb} = 6,57 \cdot 8,9 + 29,27$$

$$= 87,74 \text{ lb.inc}$$

- Potongan c-c

$$V_{cc}$$



$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{cc} = 0$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$N_{cc} = 0$$

$$V_{cc} + 23,07 \text{ lb} = 0$$

$$V_{cc} = -23,07 \text{ lb}$$

$$\sum M_{cc} = 0$$

$$0 = 23,07 \text{ lb.} \cdot x_3 - M_{cc}$$

$$M_{cc} = 23,07 \text{ lb.} \cdot x_3$$

Untuk $x_3 = 1$, maka:

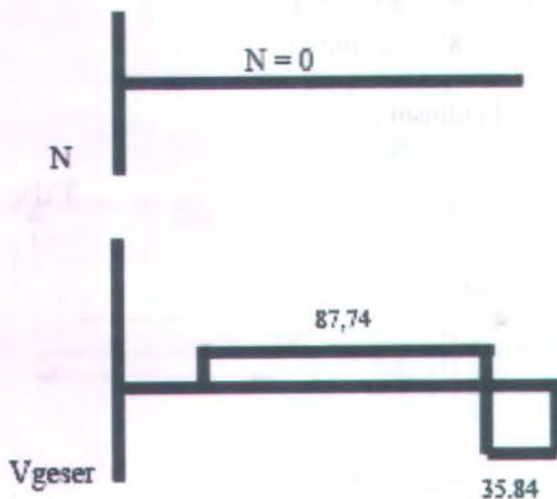
$$M_{cc} = 23,07 \text{ lb.} \cdot 1$$

$$= 23,07 \text{ lb.} \cdot \text{inc}$$

Untuk $x_3 = 2$ maka:

$$M_{cc} = 23,07 \times 2$$

$$= 46,14 \text{ lb.} \cdot \text{inc}$$



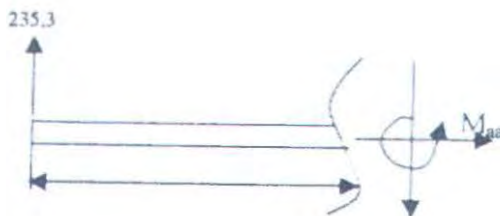
Gambar 4.2 Diagram gaya poros 1 untuk arah horizontal



Gambar 4.3 Diagram gaya poros 1 untuk arah vertikal

2. Beban merata pada poros 1 terhadap arah vertical :

- Potongan a-a



$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{aa} = 0$$

$$+ \uparrow \sum F_y = 0$$

$$N_{aa} = 0$$

$$-230,32 - V_{aa} = 0$$

$$V_{aa} = -230,3 \text{ lb.inc}$$

$$\curvearrowright \sum M_{aa} = 0$$

$$M_{aa} - 230,32 \cdot x_1 = 0$$

$$M_{aa} = -230,32 \cdot x_1$$

Untuk $x_1 = 1$, maka:

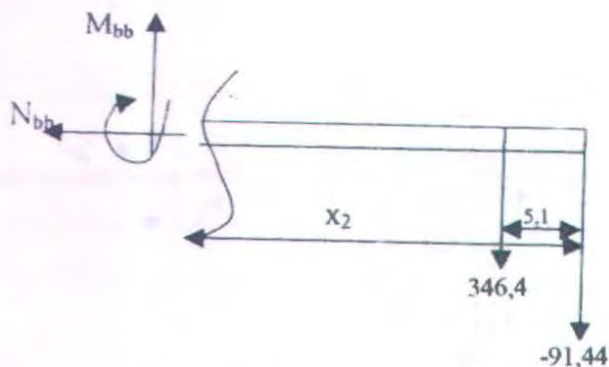
$$\begin{aligned} M_{aa} &= -230,32 \times 1 \\ &= -230,32 \text{ lb.inch} \end{aligned}$$

Untuk $x_1 = 2,2$ maka:

$$\begin{aligned} M_{aa} &= -230,32 \times 2,2 \\ &= -506,7 \text{ lb.inch} \end{aligned}$$

- Potongan b-b

V_{bb}



$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{bb} = 0$$

$$+ \uparrow \sum F_y = 0$$

$$V_{bb} - 346,4 \text{ lb} - 91,44 \text{ lb} = 0$$

$$V_{bb} = 346,4 \text{ lb} + 91,44 \text{ lb}$$

$$V_{bb} = 437,84 \text{ lb}$$

$$\curvearrowright \sum M_{bb} = 0$$

$$-M_{bb} - 346,4 \cdot (x_2 - 1) - 91,44 \cdot (x_2) = 0$$

$$M_{bb} = -346,4 \cdot x_2 + 346,4 - 91,44 \cdot x_2$$

Untuk $x_2 = 1$, maka:

$$M_{bb} = -346,4 \cdot 1 + 346,4 - 91,44$$

$$= -91,44 \text{ lb.inc}$$

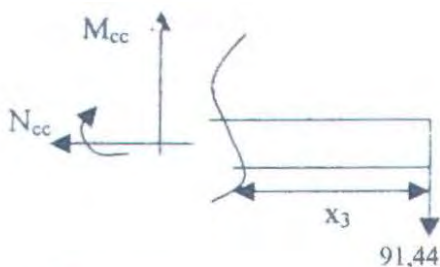
Untuk $x_2 = 2,2$ maka:

$$M_{bb} = -346,4 \cdot 2,2 + 346,4 - 91,44 \cdot 2,2$$

$$= -616,85 \text{ lb.inc}$$

- Potongan c-c ($0 \leq x_3 \leq 1$)

V_{cc}



$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{cc} = 0$$

$$+ \uparrow \sum F_y = 0$$

$$N_{cc} = 0$$

$$V_{cc} - 91,44 \text{ lb} = 0$$

$$V_{cc} = 91,44 \text{ lb}$$

$$\curvearrowright \sum M_{cc} = 0$$

$$-91,44 \text{ lb.}x_3 - M_{cc} = 0$$

$$M_{cc} = -91,44. x_3$$

Untuk $x_3 = 0$, maka :

$$M_{cc} = -91,44 \text{ lb.}0$$

$$= 0 \text{ lb.in}$$

Untuk $x_3 = 2$, maka :

$$M_{cc} = -91,44 \text{ lb.}2$$

$$= -182,88 \text{ lb.in}$$

Dari Pengamatan data diatas, maka momen-momen bending maximum yang terjadi pada titik b.

$$Mb = \left\{ (23,07)^2 + (616,85)^2 \right\}^{1/2} \text{ lb.in}$$

$$= 617,28 \text{ lb.in.}$$

- Menentukan diameter poros 1

Dengan menggunakan rumusan 7-3 MD (*the maximum shear theory of failure*). Yaitu :

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi.D^3} (Mb^2 + Tb^2)^{1/2} \leq S_{syp} / N$$

Dimana :

τ_{\max} = tegangan geser yang terjadi

D = diameter poros 1

Mb = bending maximum

Tb = torsi maximum

Ssyp = tegangan geser ijin dari bahan

N = factor keamanan

Dalam hal ini bahan poros adalah plin carbon steel type AISI 1025 steel dengan kondisi pengerjaan "Hot Rolled" dengan sifat-sifat sbb :

Syp = 43 ksi = 43000 psi

Su = 65 ksi = 65000 psi

Dan angka keamanan N = 3,75

Sehingga :

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} (Mb^2 + Tb^2)^{\frac{1}{2}} \leq Ssyp / N$$

$$D_1^3 = \frac{16 \cdot (617,28^2 + 96,25^2)^{\frac{1}{2}}}{3,14 \cdot 0,5 Ssyp / N}$$

$$D_1^3 = \frac{16 \cdot (611,8^2 + 96,25^2)^{\frac{1}{2}}}{3,14 \cdot 7116,67}$$

$$D_1^3 = \frac{9909,198}{22346,34}$$

$$D_1 = 0,44$$

Agar lebih aman maka diameter poros 1 direncanakan menjadi 1,6 inci.

4.1.1.3.2 Poros 2

1. Gaya bending poros 2

- Pada titik A

$$F_{ax} = F_t = 0$$

$$\begin{aligned} F_{ay} &= F_{RA} \cdot \sin 45^\circ - W_{p4} \\ &= 24,48 \cdot \sin 45^\circ - 205,8 \\ &= -188,49 \text{ lb} \end{aligned}$$

Pada titik B dan C dicari sebagai berikut :

- Momen di titik C

$$\sum M_{cx} = 0$$

$$F_{bx} \cdot BC - F_{ax} \cdot AC = 0$$

$$-(0) \cdot (5,6) = F_{bx} \cdot 3,2$$

$$F_{bx} = 0 \text{ lb}$$

$$- \sum M_{cy} = 0$$

$$F_{by} \cdot BC + F_{ay} \cdot AC = 0$$

$$F_{by} \times 3,2 = 188,49 \times 5,6$$

$$F_{by} = 329,86 \text{ lb}$$

$$- \sum F_y = 0$$

$$F_{ay} + F_{by} + F_{cy} = 0$$

$$-188,49 + 329,86 + F_{cy} = 0$$

$$F_{cy} = -141,37 \text{ lb}$$

$$- \sum F_x = 0$$

$$F_{ax} + F_{bx} + F_{cx} = 0$$

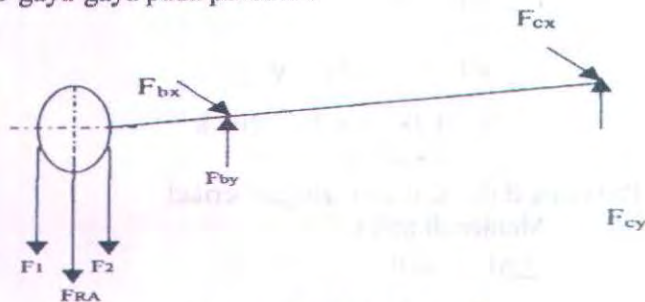
$$0 + 0 + F_{cx} = 0$$

$$F_{cx} = 0 \text{ lb}$$

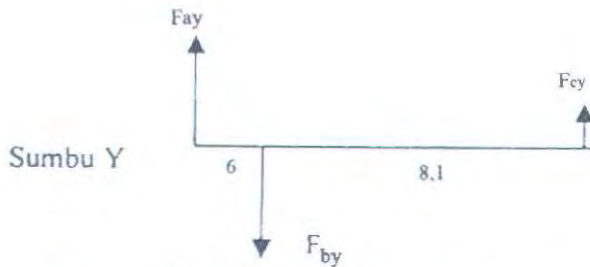
Menentukan gaya bending terbesar :

Penentuan bending terbesar yang terjadi pada pulley sbb :

FBD gaya-gaya pada poros II :

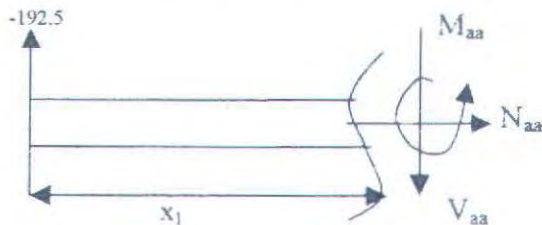


Gaya Arah Horizontal



Gambar 4.4. Gaya yang terjadi pada poros 2

2. Beban merata pada poros 1 terhadap arah vertical :
 - Potongan a-a ($0 \leq x_1 \leq 2,4$)



$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{aa} = 0$$

$$+ \uparrow \sum F_y = 0$$

$$-188,49 - V_{aa} = 0$$

$$V_{aa} = -188,49 \text{ lb}$$

$$\curvearrowright \sum M_{aa} = 0$$

$$M_{aa} + 188,49 \cdot x_1 = 0$$

$$M_{aa} = -188,49 \cdot x_1$$

Untuk $x_1 = 1$, maka:

$$M_{aa} = -188,49.1$$

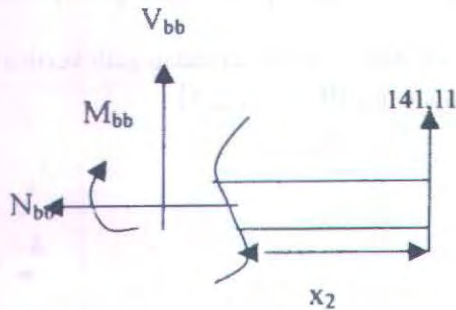
$$= -188,49 \text{ lb.inc}$$

Untuk $x_1 = 2,4$ maka:

$$M_{aa} = -188,49.2,4$$

$$= -452,38 \text{ lb.inc}$$

- Potongan b-b ($0 \leq x_3 \leq 3,2$)



$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$N_{cc} = 0$$

$$+ \uparrow \sum F_y = 0$$

$$V_{cc} - 141,37 \text{ lb} = 0$$

$$V_{cc} = 141,37 \text{ lb}$$

$$\curvearrowright \sum M_{bb} = 0$$

$$141,37 \text{ lb} \cdot x_2 - M_{bb} = 0$$

$$M_{bb} = 141,37 \cdot x_2$$

Untuk $x_2 = 1$, maka:

$$M_{bb} = -141,37.1$$

$$= -141,37 \text{ lb.inc}$$

Untuk $x_3 = 0$ maka:

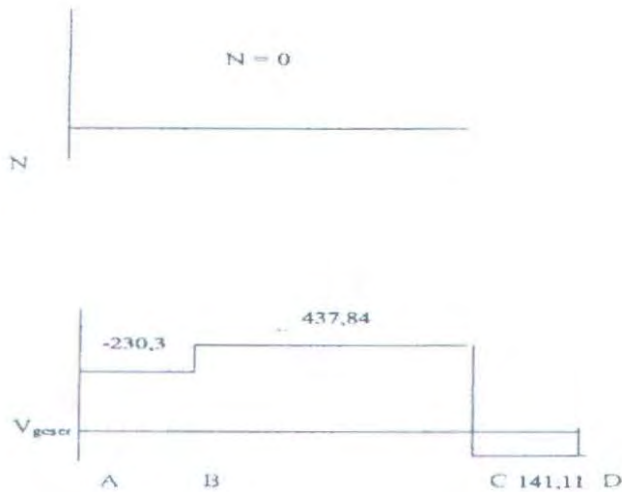
$$M_{bb} = -141,37 \text{ lb.0}$$

$$= 0 \text{ lb.inc}$$

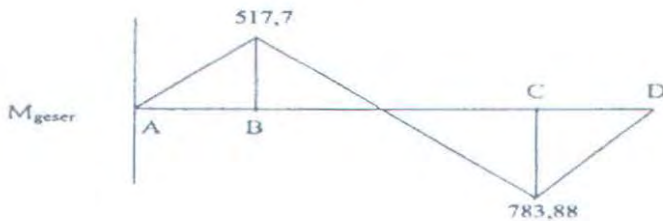
Untuk $x_3 = 3,2$ maka:

$$M_{bb} = -141,37 \cdot 3,2$$

$$= -452,38 \text{ lb.inc}$$



Gambar 4.5. Diagram gaya pada poros 2



Gambar 4.6. Diagram momen pada poros 2

Dari pengamatan data diatas , maka momen – momen bending maximum yang terjadi pada titik b.

$$M_b = \left\{ (0)^2 - (-452,38)^2 \right\}^{1/2} lb.in$$

$$= 452,38 lb.in$$

Jadi torsi di titik b (torsi terbesar) adalah 452,38 lb.in

- Menentukan diameter poros 2
Dengan menggunakan rumusan 7-3 MD (*the maximum shear theory of failure*). Yaitu :

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} (Mb^2 + Tb^2)^{1/2} \leq S_{syp} / N$$

Dimana :

τ_{max}	= tegangan geser yang terjadi
D	= diameter poros 1
Mb	= bending maximum
Tb	= torsi maximum
Ssyp	= tegangan geser ijin dari bahan
N	= factor keamanan

Dalam hal ini bahan poros adalah plin carbon steel type AISI 1025 steel dengan kondisi pengerjaan “Hot Rolled” dengan sifat-sifat sbb :

$$S_{yp} = 43 \text{ ksi} = 43000 \text{ psi}$$

$$S_u = 65 \text{ ksi} = 65000 \text{ psi}$$

$$\text{Dan angka keamanan } N = 3,75$$

Sehingga :

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} (Mb^2 + Tb^2)^{1/2} \leq S_{syp} / N$$

$$D_1^3 = \frac{16 \cdot (452,38^2 + 96,25^2)^{1/2}}{3,14 \cdot 7116,67}$$

$$D_1^3 = \frac{7400,095}{22346,34}$$

$$D_1 = 0,33$$

Agar lebih aman maka diameter poros 1 direncanakan menjadi 1,6 inchi.

Karena diameter bore bearing telah distandartkan maka diameter poros harus disesuaikan dengan diameter bore bearing yang terdekat dan dalam hal ini diameter poros adalah $D_1 = 1,6$ inch.

Dari data perhitungan tersebut maka didapatkan data untuk masing-masing poros sebagai berikut :

- Poros 1
Plain carbon steel AISI 1025 Hot Rolled
Syp = 43 ksi
Su = 65 ksi
D = 1,6 inch
- Poros 2
Plain carbon steel AISI 1025 Hot Rolled
Syp = 43 ksi
Su = 65 ksi
D = 1,6 inch



4.1.1.4 Perhitungan Pasak

4.1.1.4.1 Perhitungan pasak pada poros 1

Torsi pada poros akan menimbulkan gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros tersebut (diameter tuas dari poros tersebut) yang tegak lurus terhadap poros tersebut, dimana gaya tangensial inilah yang juga bekerja pada pasak. Dalam hal ini pasak yang direncanakan adalah dari type "SQUARE KEY".

Kita ambil angka keamanan (safety factor) adalah $N = 1,5$ karena sesuai dengan peralatan gergaji pita yang mempunyai torsi yang tetap dan konstan. Data yang lain diantaranya :

- Torsi yang bekerja pada poros 1 sebesar 96,25 lb.in
- Diameter poros 1 sebesar 1,6 inc

- Sehingga gaya pada pasak didapatkan :

$$F_t = \frac{2.T}{D}$$

$$= \frac{2.96,25}{1,6}$$

$$= 120,31 \text{ lb}$$

Gaya inilah yang akan merusak pasak, tepat pada bidang geser F_t bekerja.

- tegangan geser pada pasak

$$\tau = \frac{2.T}{W.L}$$

- F_t = Gaya yang bekerja pada pasak

- A = Luasan bidang geser

- W = Lebar pasak

- L = Panjang pasak

Agar pasak aman, maka tegangan geser yang terjadi harus lebih kecil dari tegangan ijin bahan, yaitu :

$$\frac{F_t}{L} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

Dari table diperoleh data untuk pasak dengan dasar

$$D_1 = 1,6 \text{ inc}$$

$$w \text{ (max. weight)} = \frac{1}{4} \text{ in}$$

$$H \text{ (height and large end)} = \frac{1}{4} \text{ in}$$

Toleransi yang diijinkan untuk $w = -0,002$ untuk $h = +0,002$
bahan pasak kita tentukan yaitu Plain Carbon Steel type AISI
1010 Hot Rolled.

$$S_{yp} = 42000 \text{ psi}$$

$$S_{syp} = 0,58 S_{yp}$$

$$= 24360 \text{ psi}$$

- Angka keamanan $N = 2,5$ (untuk beban kejut rendah / kecil) sehingga :

$$L \geq \frac{120,31 \times 2,5}{5,8 \times 42000 \times \frac{1}{4}}$$

$$L \geq 0,5 \text{ inc}$$

- Peninjauan terhadap tegangan kompersi yang terjadi, maka tegangan kompersi yang timbul akibat gaya F_t adalah :

$$\begin{aligned} \pi &= \frac{F_t}{A} \\ &= \frac{2T}{D.(W/2)L} \end{aligned}$$

$$= \frac{4T}{wLD}$$

$$\pi = \frac{2F_t}{wL}$$

Syarat yang dipenuhi agar perencanaan aman :

$$\pi \leq \frac{S_{cyp}}{N}$$

$$\frac{F_t}{A_c} \leq \frac{S_{cyp}}{N}$$

Dimana : $S_{cyp} = Syp = 42000 \text{ psi}$

$$A_c = w.L$$

Sehingga :

$$L \geq \frac{2F_t.N}{Syp.w}$$

$$L \geq \frac{2.120,31.2,5}{42000 \cdot \frac{1}{4}}$$

$$L \geq 0,6 \text{ In}$$

Jadi panjang pasak dianjurkan $0,4 \leq L \leq 0,5$. Hal-hal yang diperhatikan dalam menentukan panjang pasak adalah persyaratan panjang pasak yang ada pada table, berapa kali dari diameter poros, harus disesuaikan dengan lebar pulley. Sehingga dimensi dari pasak pada poros 1 adalah :

$$L = 0,5 \text{ inch}$$

$$h = 0,125 \text{ inch}$$

$$w = 0,125 \text{ inch}$$

4.1.1.4.2 Perhitungan pasak pada poros 2

- Torsi yang bekerja pada poros 2 sebesar 96,25 lb.inc
- Diameter poros 1 sebesar 1,6 inc
- Sehingga gaya pada pasak didapatkan :
- $F_t = \frac{2.T}{D}$
- $= \frac{2.96,25}{1,6}$
- $= 120,31 \text{ lb}$

Gaya inilah yang akan merusak pasak, tepat pada bidang geser F_t bekerja.

- tegangan geser pada pasak
- $\tau_s = \frac{2.T}{W.L}$
- F_t = Gaya yang bekerja pada pasak
- A = Luasan bidang geser
- W = Lebar pasak
- L = Panjang pasak

Agar pasak aman, maka tegangan geser yang terjadi harus lebih kecil dari tegangan ijin bahan, yaitu :

$$\frac{F_t}{L} \leq \frac{S_{sy}}{N}$$

Dari table diperoleh data untuk pasak dengan dasar

$$D_1 = 1,6 \text{ inc}$$

$$w \text{ (max. weight)} = \frac{1}{4} \text{ in}$$

$$H \text{ (height and large end)} = \frac{1}{4} \text{ in}$$

Toleransi yang diijinkan untuk $w = -0,002$ untuk $h = +0,002$ bahan pasak kita tentukan yaitu Plain Carbon Steel type AISI 1010 Hot Rolled.

$$S_{yp} = 42000 \text{ psi}$$

$$S_{sy} = 0,58 S_{yp}$$

$$= 24360 \text{ psi}$$

- Angka keamanan $N = 2,5$ (untuk beban kejut rendah / kecil) sehingga :

$$L \geq \frac{120,31 \times 2,5}{0,58 \times 42000 \times \frac{1}{4}}$$

$$L \geq 0,5 \text{ inc}$$

- Peninjauan terhadap tegangan kompersi yang terjadi, maka tegangan kompersi yang timbul akibat gaya F_t adalah :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{F_t}{A} \\ &= \frac{2T}{D(W/2)L} \\ &= \frac{4T}{wLD} \end{aligned}$$

$$\pi = \frac{2F_t}{wL}$$

Syarat yang dipenuhi agar perencanaan aman :

$$\pi \leq \frac{S_{cyp}}{N}$$

$$\frac{F_t}{A_c} \leq \frac{S_{cyp}}{N}$$

Dimana : $S_{cyp} = S_{yp} = 42000$ psi

$$A_c = w.L$$

Sehingga :

$$L \geq \frac{2F_t \cdot N}{S_{yp} \cdot w}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 120,31 \cdot 2,5}{42000 \cdot \frac{1}{4}}$$

$$L \geq 0,6 \text{ Inc}$$

Jadi panjang pasak dianjurkan $0,3 \leq L \leq 0,4$. Hal-hal yang diperhatikan dalam menentukan panjang pasak adalah persyaratan panjang pasak yang ada pada table, berapa kali dari diameter poros, harus disesuaikan dengan lebar pulley.

Sehingga dimensi dari pasak pada poros 2 adalah :

- $L = 0,5$ inch
- $h = 0,125$ inch
- $w = 0,125$ inch

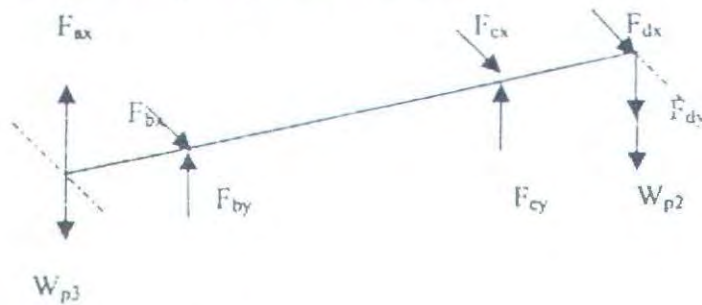
Dari perhitungan diatas, maka data untuk pasak :

- Pasak untuk poros 1
Bahan plain carbon steel type AISI 1010 Hot rolled, $S_{yp} 42000$ psi.
- Pasak untuk poros 2
Bahan plain carbon steel type AISI 1010 Hot rolled, $S_{yp} 42000$ psi.

4.1.1.5 Perhitungan Bantalan

4.1.1.5.1 Perhitungan bantalan pada poros 1

Pada poros 1 terdapat 2 buah bantalan, yaitu pada titik B dan C seperti terlihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.7. Bantalan pada poros 1

Berdasarkan perhitungan yang lalu, maka reaksi terbesar pada titik B (bantalan B) untuk keamanan, maka bantalan B dan C tersebut sama berdasarkan atas beban yang di terima oleh bantalan B tersebut.

Dari perhitungan pada poros telah diketahui:

- $w_{p3} = 254,8 \text{ lb}$
- $F_{ax} = 0 \text{ lb}$
- $F_{bx} = 6,2 \text{ lb}$
- $F_{cx} = -29,27 \text{ lb}$
- $F_{dx} = 23,07 \text{ lb}$
- $w_{p2} = 68,6 \text{ lb}$
- $F_{ay} = -230,32 \text{ lb}$
- $F_{by} = -24,66 \text{ lb}$
- $F_{cy} = 346,4 \text{ lb}$
- $F_{dy} = -91,44 \text{ lb}$

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \cdot 10^6 \text{ putaran atau}$$

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \cdot \frac{10^6}{60} \text{ jam}$$

Dimana :

L_{10} = Umur belt dalam jumlah putaran atau jam

C = Beban dinamis

p = Beban ekuivalen

b = Konstanta bearing dimana untuk ball bearing = 3

n = Putaran poros = 3600 rpm

Dari table SKF untuk diameter poros (d) = 1,57 in = 40mm, didapatkan :

- C_o (basic static load bearing) = 1650 lb
- C (basic dynamic load bearing) = 2380 lb
- D (diameter luar bearing) = 80 mm = 3,1 inch
- Limited speed lubrication for oil = 15000 rpm
- B (lebar bearing) = 18 mm = 0,7 inch

Maka :

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left[\frac{C}{P} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600 \text{ rpm}} \\ &= \left[\frac{2380}{P} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600 \text{ rpm}} \\ &= \dots \text{jam} \end{aligned}$$

Jadi umur dari bantalan pada titik B adalahjam.

- Perencanaan bantalan pada titik B adalah :

$$\begin{aligned} Fr_b &= (F_{bx}^2 + F_{by}^2)^{1/2} \\ &= (6,2^2 + (-24,66)^2)^{1/2} \\ &= 25,43 \text{ lb} \end{aligned}$$

- Resultan gaya aksial pada titik C adalah :
 $F_{ac} = 0$

Bantalan yang digunakan sama dengan bantalan pada titik B yaitu single row deep groove bearing.

- Beban ekuivalen (equivalen dynamic load bearing)
 $p = v \cdot F_{rb}$

Dimana :

- p = Beban ekuivalen
- v = factor putaran, untuk ring dalam putar
- $v = 1$

Sehingga beban ekuivalen yang terjadi adalah sebesar :

$$P = 1 \cdot 25,43 \text{ lb} \\ = 25,43 \text{ lb}$$

- Perhitungan umur bantalan pada titik B

$$L_{10} = \left[\frac{C}{p} \right]^b \cdot 10^6 \text{ putaran atau}$$

$$L_{10} = \left[\frac{C}{p} \right]^b \cdot \frac{10^6}{60} \text{ jam}$$

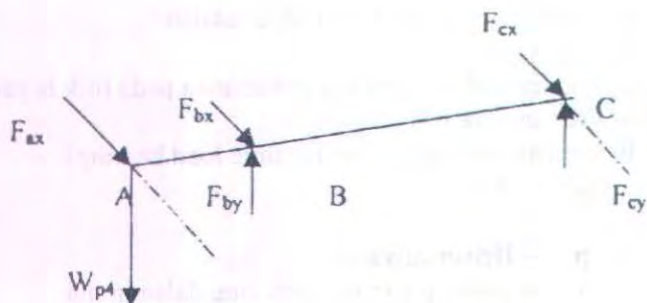
Maka :

$$L_{10} = \left[\frac{2380}{25,43} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600 \text{ rpm}} \\ = 3795229,37 \text{ jam}$$

Jadi umur bantalan pada titik B adalah 3795229,37 jam.

4.1.1.5.2. Pehitungan bantalan pada poros 2

Pada poros 2 terdapat 2 buah bantalan, yaitu pada titik B dan C seperti terlihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.8 Bantalan pada poros 2

Berdasarkan perhitungan yang lalu, maka reaksi terbesar pada titik B (bantalan B) untuk keamanan, maka bantalan B dan C tersebut sama berdasarkan atas beban yang di terima oleh bantalan B tersebut.

Dari perhitungan pada poros telah diketahui:

- $w_{p4} = 205,8 \text{ lb}$
- $F_{ax} = 0 \text{ lb}$
- $F_{bx} = 6,2 \text{ lb}$
- $F_{cx} = -29,27 \text{ lb}$
- $F_{dx} = 23,07 \text{ lb}$
- $F_{ay} = -230,32 \text{ lb}$
- $F_{by} = -24,66 \text{ lb}$
- $F_{cy} = 346,4 \text{ lb}$
- $F_{dy} = -91,44 \text{ lb}$
- Resultan gaya radial pada titik B adalah :

$$F_{rb} = (F_{bx}^2 + F_{by}^2)^{1/2}$$

$$= (6,2^2 + (-24,66)^2)^{1/2}$$

$$= 25,43 \text{ lb}$$
- Resultan gaya aksial pada titik C adalah :

$$F_{ac} = 0$$

Gaya R_b merupakan gaya radial, sedang gaya aksial adalah 0 (nol). Berdasarkan data ini, maka jenis bantalan yang digunakan adalah "radial rolling bearing dari jenis single row deep groove ball bearing" dari seri yang diperoleh dari pemilihan adalah seri 6208 dengan $d = 40$ mm.

- Beban ekuivalen (ekuivalen dynamic load bearing)
 $p = v \cdot F_{rb}$

Dimana :

p = Beban ekuivalen

V = factor putaran, untuk ring dalam putar

$V = 1$

Sehingga beban ekuivalen yang terjadi adalah sebesar :

$$P = 1 \cdot 25,43 \text{ lb}$$

$$= 25,43 \text{ lb}$$

- Perhitungan umur bantalan pada titik B

$$L_{10} = \left[\frac{2380}{25,43} \right]^3 \cdot 10^6 \text{ putaran atau}$$

$$L_{10} = \left[\frac{2380}{25,43} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60} \text{ jam.}$$

$$L_{10} = 3795229,37 \text{ jam}$$

Dimana :

L_{10} = Umur bantalan dalam jumlah putaran atau jam

C = Beban dinamis

p = Beban ekuivalen

b = Konstanta bearing dimana untuk ball bearing = 3

n = Putaran poros = 3600 rpm

Dari table SKF untuk diameter poros (d) = 1,6 inc = 40mm, didapatkan :

- C_o (basic static load bearing) = 1650 lb
- C (basic dynamic load bearing) = 2380lb
- D (diameter luar bearing) = 80 mm = 3,2 inch
- Limited speed lubrication for oil = 15000 rpm

- B (lebar bearing) = 18 mm = 0,7 inch

Maka :

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60.3600}$$

$$= 3795229,37 \text{ jam}$$

Jadi umur dari bantalan pada titik B adalah 1312,8 jam.

- Perencanaan bantalan pada titik C adalah :

$$F_{rc} = (F_{cx}^2 + F_{cy}^2)^{1/2}$$

$$= (-29,27^2 + 346,4^2)^{1/2}$$

$$= 347,63 \text{ lb}$$

- Resultan gaya aksial pada titik C adalah :

$$F_{ac} = 0$$

Bantalan yang digunakan sama dengan bantalan pada titik C yaitu single row deep groove bearing.

- Beban ekuivalen (ekuivalen dynamic load bearing)

$$p = v \cdot F_{rc}$$

Dimana :

p = Beban ekuivalen

v = factor putaran, untuk ring dalam putar

$v = 1$

Sehingga beban ekuivalen yang terjadi adalah sebesar :

$$P = 1 \cdot 346,2 \text{ lb}$$

$$= 346,2 \text{ lb}$$

- Perhitungan umur bantalan pada titik B

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^3 \cdot 10^6 \text{ putaran atau}$$

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60} \text{ jam}$$

Maka :

$$L_{10} = \left[\frac{C}{p} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3600 \text{ rpm}}$$

$$= 3795229,37 \text{ jam}$$

Jadi umur bantalan pada titik C adalah 3795229,37 jam.

Dari perhitungan diatas maka :

o Bantalan I

Radial rolling bearing

D = 40 mm (diameter dalam)

Seri 03

Co = 1650 lb

C = 2380 lb

o Bantalan II

Radial rolling bearing

D = 40 mm (diameter dalam)

Seri 03

Co = 1650 lb

C = 2380 lb

4.1.2 Hasil Pengujian

Tabel 4.1 Tabel Hasil Pengujian

No	Tebal Kayu	Panjang Pemotongan (cm)	Waktu	Kecepatan
	(cm)		Pemotongan (s)	Pemotongan
1	7	20	7.6	2.63
2	7	20	7.6	2.63
3	7	20	7.6	2.63
4	7	50	23.5	2.13
5	7	50	23.8	2.10
6	7	10	3.4	2.94

4.2 Pembahasan

4.2.1 Pembahasan hasil percobaan pemotongan kayu jati

Gerak pemotongan dilakukan oleh sebuah mata gergaji yang berbentuk pita dimana gerakan pemotongan berasal dari gergaji pita yang berputar, yang dihubungkan oleh dua buah pulley yang gerakan pemotongannya vertical dengan arah gergaji pita. Kayu yang di gergaji memiliki data sebagai berikut :

- Modulus Elastisitas
- Tensile strength
- Berat Jenis

Kayu Jati yang mutu kelas A dan kelas kuat nomor 1.

No	Uraian	Nilai
1	Modulus Elastisitas	10.000 N/mm ²
2	Tensile strength	100 N/mm ²
3	Berat Jenis	0,600

BAB V

KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan.

Berdasarkan hasil dari perhitungan dan perencanaan modifikasi serta dilakukannya percobaan dan pengujian alat, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Daya dan Putaran Motor.

Daya motor yang digunakan 5,5 Hp dengan putaran motor 3600 rpm, kecepatan potong 2,6 m/s, dan kecepatan pemakanan 0,02 m/s.

2. Belt.

Belt yang digunakan jenis V-Belt, dengan Type B dengan panjang 75 inch dan umur belt 292,23 jam kerja.

3. Poros.

Poros yang digunakan *plin carbon steel* type AISI 1025.

i. Poros 1.

Diameter = 1,6 inch

Panjangnya = 13 inch

ii. Poros 2.

Diameter = 1,6 inch

Panjangnya = 9,9 inch

4. Pasak .

Pasak yang digunakan *Plain Carbon Steel* tipe AISI 1025.

i. Pasak pada poros 1.

Panjang (L) = 0,5 inch

Tinggi (h) = 0,125inch

Tebal (w) = 0,125inch

- ii. Pasak pada poros 2.
Panjang (L) = 0,5 inch
Tinggi (h) = 0,125inch
Tebal (w) = 0,125inch

5. Bantalan

Bantalan yang digunakan jenis *Single Row Ball Bearing*, masing-masing terletak pada poros 1 dan poros 2.

- i. Pada poros 1 terdapat 2 buah bantalan, masing-masing berdimensi :
Diameter dalam bearing (d) = 1,6 inch
Diameter luar bearing (D) = 3,2 inch
- ii. Pada poros 2 terdapat 2 buah bantalan, masing-masing berdimensi :
Diameter dalam bearing (d) = 1,6 inch
Diameter luar bearing (D) = 3,2 inch

DAFTAR PUSTAKA

1. Deutschman, Aaron D. , Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co, Inc.
2. Collins,Jack A. 2003. *Mechanical Design of Machine Elements and Machines*. New York : Jon Wiley & sons Inc.
3. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
4. Hibbeler, R..C., 2001, *Engineering Mechanics : Dynamics :* Upper Saddle River, Prentice-Hall.
5. Sato, G. Takeshi, 2000 : *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
6. F.H. Endert," Peraturan Konstruksi Kayu Indonesia", 1999

LAMPIRAN-LAMPIRAN

LAMPIRAN 1

Kayu Indonesia Yang Terpenting

	Suku (famili)	Nama Botanis	Nama dalam perdagangan	Nama setempat	Kelas kuat	BD Kering udara (g / cm ³)			Kelas awet
						Minimum	Maximum	rata-rata	
1.	Anacardiaceae	Koordersiodendren pinnatum Merr.	Bugis	Menado: kayu bugis; wochis Sula; hopi Kal. Utara; rangu.	I-III	0,41	1,02	0,80	III-IV
2.	idem	Gluta renghes L.	Rengas	rengas, ingas rangai (Tapenui), ingha (Kal. Tenggara).	II	0,59	0,84	0,69	II
3.	idem	Melanorrhoea spec. div.	Rengas burung	Rengas burung-jingah burung jingah manuk (Kal. Tenggara).	II-III	0,47	0,93	0,64	II
4.	Anacardiaceae	Camprosperma suriculata Hook. f.	Terentang	Terentang	III-IV	0,32	0,52	0,40	V
5.	Apocynaceae.	Dyera spec. div.	Jelutung	—	III-V	0,22	0,56	0,40	V
6.	idem	Alstonia spe. div.	Pulai	Kebanyakan: pulai atau pelai; Priangan: lame; Jawa: pule; Madura: polay	IV-V	0,19	0,90	0,46	III-V
7.	Araucariaceae	Agathis borneensis Warb.	Agathis (damar)	—	III	0,36	0,64	0,47	IV

No.	Suku (famili)	Nama Botanik	Nama dalam perdagangan	Nama setempat	Kelas kuat	BD Kering udara (g/cm ³)			Kelas awet
						Minimum	Maximum	rata-rata	
8.	Bombacaceae	Ochroma spec. div.	Balsa	Balsa	V	0,09	0,31	0,16	V
9.	Bombacaceae	Durio spec. div.	Duren	Durian, duren	II-III	0,42	0,91	0,64	IV-V
10.	Boraginaceae	Cordia subcordata Lamk.	Salimuli	Salimuli	II-III	0,44	0,75	0,62	I/II
11.	Casuarinaceae	Casuarina equisetifolia Forst.	Cemara	—	I-II	0,79	1,16	1,02	II-III
12.	Caesalpiniaceae	Koompassia malaccensis Maing.	Kempas (Menggeris)	—	I-I	0,68	1,29	0,95	III-IV
13.	idem	Dialium platysepalum Baker	Kranji	—	I-II	0,84	1,04	0,93	I
14.	Caesalpiniaceae	Intsia spec. div.	Merbau	Merbau, ipil, anglei (Kal. Tengg.) bayam, kayu besi (Maluku)	I-(III)	0,52	1,04	0,80	I-II
15.	idem	Sindora leiocarpa De Wit.	Sindur	Sindur, tamper hantu.	II-III	0,46	0,74	0,60	IV-V
16.	Celastraceae	Lophopetalum spec.	Perupuk	Perupuk talang, Perupuk rawang.	II-III	0,40	0,69	0,56	IV-V
17.	Ditiscaceae	Octomeles sumatrana Miq.	Binuang	Mal: benuang, Maluku: kayu peleka.					
18.	Dipterocarpaceae	Shorea dan Hopea spec. div.	Baleu	Damar laut (Sum. Timur), simantok (Aceh), resak (Simalur), nikir (Sum. Barat),	I-II	0,65	1,22	0,98	I

No	Suku (family)	Nama Botanis	Nama dalam perdagangan	Nama setempat	Kelas kuat	BD Kering udara (g cm ³)			Kelas awet
						Minimum	Maximum	rata-rata	
19.	Dipterocarpaceae	<i>Shorea laevifolia</i> Eridert	Bangkirai	balau (Riau & Kal. Barat), pooti (Sul. Tenggara), kewang (Palembang), kalepek, tekem, terendak, benua, benuas, bangkirai, enggelam (Kalim.) Kalimt.: benua, benuas, enggelam, bangkirai (Balikpapan)	I-II	0,60	1,16	0,91	I-II (III)
20.	idem	<i>Shorea belangeran</i> Burck.	Belangeran	Belangeran (Bangka, Belitung, Kalimantan Tenggara), kahoi (Kal. Tenggara.)	(I)-II	0,73	0,98	0,86	II(III)-II
21.	idem	<i>Crytelobium</i> spec. div. dan <i>Vatica</i> spec. div.	Giam (Resak (rambagal).	Resak (juga digunakan untuk jenis-jenis <i>Vatica</i> derajat rendah) K. Bukit, R. tembaga, (Riau) R. tembaga, D. Durian (Kal. barat)	I	0,83	1,15	0,99	
22.	Dipterocarpaceae	<i>Dipterocarpus</i> spec. div.	Keruing	Keruing, Sumatra: Lagan Kal: kruen atau tampudu, Jawa: palahar	(I)-II	0,51	1,01	0,79	II
23.	idem	<i>Shorea</i> dan <i>Parashorea</i> spec. div.	Meranti putih	Banyak sekali. Nama-nama yang umum adalah	II-IV	0,29	0,96	0,54	II-III



No.	Suku (famili)	Nama Botanik	Nama dalam perdagangan	Nama setempat	Kelas kuat	BD Kering udara (g/cm ³)			Kelas awet
						Minimum	Maximum	rata-rata	
26.	Diptero- carpaceae	Shorea spec. div.	Meranti merah.	meranti, damar, kedontang d. buah lem- pong, lanan d. kelipik. Seberaps dari nama-nama tersebut di atas juga digunakan untuk jenis lain.	II-IV	0,29	1,09	0,55	II-III
	idem	Hopea spec. div.	Merawan	Sumatra: me- rawan, menge- rawan; Kali- mantan: barig- kirai bulan, nyerelat, damar putih.	II-III	0,42	1,03	0,70	II-III
	Diptero carpaceae	Anisoptera spec. div.	Mersawa	Palembang: tenam; Riau Singkep: mersawa, keruing, ku- cing; Beng- kalis: sesawa.	II-III	0,49	0,85	0,66	IV
	idem	Dryobala- nops oblon- gifolia Dyer.	Petanang (Sum Sel Kapuri).	Kayu kapur Sumatra: pe- tanang, ku- ras; Kaliman- tan Barat: empedu.	II	0,62	0,91	0,75	III



No.	Nama Famili	Nama Botanis	Nama De lampel (dagangan)	Nama setempat	Kelas Pohon	BD (Kilogram/meter ³)			Kelas Awet
						Minimum	Maximum	Field Data	
28	idem	<i>Valica spec. dry</i>	Pasak	Kebanyakan rasak	II	0,49	0,99	0,70	III
29	idem	<i>Dryodanops lanceolata</i> Buruk dan <i>Dryobalanops oocarpe</i> V. Si. Jenis ini dengan nilai yang agak berat	Sintan (Kalimantan Tenggara Kapuri)	<i>D. lanceolata</i> <i>D. oocarpe</i>	II-III	0,61	1,01	0,74	III
					II-III	0,46	0,71	0,58	IV
30	Ebenaceae	a) <i>Diospyros ferrea</i> Bakh. b) <i>Diospyros celebica</i> Bakh.	Coromandel	Kayu arang & kayu hitam	I	0,90	1,14	0,05	I
					I	1,01	1,27	1,08	I
31	Euphorbiaceae	<i>Bischofia javanica</i> Bl.	Gadog	Gadog: kima-hung (Sunda) gintungan (Jawa).	II	0,55	1,01	0,75	II-III
32	Euphorbiaceae	<i>Alaurites mouccana</i> W.oid	Kemir	Kemiri, muncang, (Sunda)	V-IV	0,23	0,44	0,31	V
33	Fagaceae	<i>Castanopsis javanica</i> A. DC.	Berangan	Tunggeureuk, saninten, kihar (Sunda)	II-III	0,44	0,80	0,67	III
34	idem	<i>Quercus spec. dry</i>	Pasang	-	I-III	0,46	1,15	0,82	II-III
35	Fagaceae	<i>Castanopsis argentea</i> A. DC.	Saninten	Barangan, tunggeureuk, kihar (Sunda)	II	0,63	0,82	0,76	III
36	Elacourtiaceae	<i>Hormorium Benth.</i>	Hya	Gie (Sulawesi) tenggara, airwows (Minahasa) samal atau samar batu (Ambon)	I-III	0,77	1,06	0,91	I-III

No.	Suku (famili)	Nama Botanik	Nama dalam perdagangan	Nama setempat	Kelas kuat	BD Kering (rata-rata)			Kelas awet
						Minimum	Maximum	Rata-rata	
37.	Guttiferae	Calophyllum spec. div.	Bintangur (kapurnaga)	Jawa: nyamplung; Sumatra: nangur, penaga, bintangur, kapuracha, bunut; Kalimantan: penaga, bintangur.	II-III	0,37	1,07	0,78	III
38.	Guttiferae	Cratoxylon arborescens Bl.	Gerunggang.	Gerunggang nama umum untuk Cratoxylon di Sumatra, Riau dan Kalimantan.	III-IV	0,36	0,71	0,47	II
39.	Hamamelidaceae	Altingia excelsa Noronha.	Rasamala	Mala, rasamala (Sund.) pulasan, tulasan (Batak).	II	0,61	0,90	0,81	II-III
40.	Ulmaceae	Cantleya corniculata Howard.	Bedaru	Bedaru (Kal. Riau); garu buaya (Palembang).	I	0,84	1,36	1,04	I
41.	Lauraceae	Cinnamomum parthenoxylon Meisn.	Kisereh (medang)	Jenis lain dari cinnamomum yang termasuk dalam nama golongan perdagangan tsb: medang iesah (Sum.), medang rawali (Kalimantan Tenggara), kiserah, gadis, kipedes (Sund.)	II-III	0,40	0,86	0,63	II
42.	Lauraceae	Eusideroxylon zwageri T. et B.	Ulin, Borneo atau Palembang kayu besi.	Sumatra: onglon, bulian; Kalimantan: ulin, belian.	I	0,88	1,19	1,04	I

No.	Suku (family)	Nama Botani	Nama di tempat dagangan	Nama setempat	Kelas kual.	BD Kemijudan (g/cm ³)			Kelas awet
						Min. mum.	Max. mum.	rata-rata	
62.	Pinaceae	<i>Pinus merkusa</i> Jungh. et de Vr.	Tusam	Damar (Aceh) Hujam, sigi (Miang-kabau)	II	0,49	0,69	0,59	IV
63.	Podocarpaceae	<i>Podocarpus amarus</i> BL.	Melus	Kimerak, kiro-ma (Sunda) taji (Jawa), taji (Sumbawa Barat)	III	0,46	0,59	0,50	
64.	Podocarpaceae	<i>Podocarpus imbricatus</i> Bl.	Meur	Jamuju, kicemara, kiputri (Sunda) Kayuanu, taji (Jawa).	(II-IV)	0,38	0,77	0,52	IV
65.	idem	<i>Parastemon urophyllum</i> A. DC.	Kayu malas	—	I	0,95	1,15	1,04	II-III
66.	idem	<i>Pernanum spec. div.</i>	Kolaka.	Palembang: kemiling utan ketapa tupai; Sul. Selatan kolaka	I-II	0,64	1,09	0,88	III-IV
67.	Rubiaceae	<i>Neonauclea lanceolata</i> Merr.	Anggrit.	Ki anggrit, cangcaratan, cengeh (Sunda)	II	0,77	0,81	0,79	II-III
68.	Rubiaceae	<i>Adina minutiflora</i> Vat.	Berumbung	Palembang: berumbung, gerunggang Kal., Kayu lobang	I-II	0,74	0,94	0,85	II
69.	idem	<i>Naucllea orientalis</i> L.	Gempol	Jawa: klepu pasir, gempol	II-III	0,43	0,69	0,58	IV
70.	idem	<i>Mussaendopsis beccariana</i> Bañ.	Kayu patin	Riau: Kal.; seumar, Palembang: kayu patin	I-II	0,82	1,02	0,92	I

No.	Suku (famili)	Nama Botanik	Nama da-lam per-dagangan	Nama setempat	Kelas kuat	BD Kering udara (g/cm ³)			Kelas awet
						Mini-mum	Maxi-mum	rata-rata	
71.	idem	<i>Anthocephalus macrophyllus</i> Hav.	Klampeyan (merah muda).	Sulawesi: ka-tau: Muna; banggai.	III	0,41	0,55	0,48	IV-V
72.	idem	<i>Anthocephalus cadamba</i> Miq.	Klampeyan putih	Jawa: klampeyan jabor. Sumatra: kempayan. Lampung: Simelur kuma. Kal.: tawa, tumeh, tuwa; Muma worotina	III-IV	0,29	0,56	0,42	V
73.	Rubiaceae	<i>Adina fragifolia</i> Val.	Lasi	—	II	0,77	0,88	0,81	II
74.	Sapindaceae.	<i>Pometia pinnata</i> Forst.	Kasai.	Sunda: lengsar; Jawa: Kayu sapi, sapan; Mal.: kasai.	II	0,50	0,99	0,77	III-IV
75.	idem	<i>Schleichera oleosa</i> Merr	Kesambi	Kosambi (Sunda); kesambi, kusambi (Jawa)	I	0,94	1,10	1,01	III
76.	Sapindaceae	<i>Ganophyllum falcatum</i> Bl.	Mangir.	Ki angir, mangir.	I-II	0,65	1,00	0,79	III
77.	Sapotaceae	<i>Palaquium ridleyi</i> Kiet G	Balam semina.	Bitis (Riau) balam semina (Palembang).	I	0,90	1,12	1,04	II
78.	idem	Kayu ini berasal dari beberapa keluarga dan jenis dari suku (fam.) sapotaceae	Balam (Nyatoh)	Balam, suntai ketiau, mayang (Batak); bengku dan semaram (Riau); Bengkalis; hanggang dan sambun (Kal. Tenggara).	II	0,39	1,07	0,67	II-III

No	Suku famili	Nama Botani	Nama da an per dagangan	Nama serempak	Kelas kuat	BD x $\frac{1}{2}$ (rata-rata)			Kelas kuat
						Mini mum	Maxi mum	rata rata	
79.	Sapotaceae	Manikara kauki (L.) Dub.	Sawo ke- cik	Jawa: sawo jawa, sawo kecik, Gorontalo (Sulawesi); Simuwalo; Poso (Sula- wesii); komea.	I	0,97	1,06	1,03	I
80.	Sterculi- aceae	Pterosper- mum spec. div.	Bayur	Mal.: bayur; Br. Borneo bayot; Phil. bayoh.	II-III	0,30	0,78	0,52	IV
81.	idem	Hentiera littoralis Dryand.	Dungun	—	I	0,88	1,23	0,98	I-II
82.	idem	Ternaria symplici- foia Mast.	Teraling	Teraling (Riau)	II (I-III)	0,52	0,99	0,75	II-IV
83.	Theaceae	Tetrame- rista glabra Miq.	Punak	Punak (Beng kalis, Riau, Kalimantan Barat) asem punak (Kt. Barat)	II	0,55	0,90	0,76	III-IV
84.	idem	Schima wallichii Korn. spec. div.	Puspa	Puspa (Jawa Sunda), seru (Pall).	I	0,45	0,92	0,69	II
85.	Tiliaceae	Schoutenia ovata Korn.	Wali- kukun	—	I	0,90	1,08	0,98	II
86.	Verbena- ceae	Tectonia grandis L. f.	Jati	Jati, jatos (Jawa).	II	0,59	0,82	0,70	I-III
87.	idem	Vitex co- fersus Remy	Gofasa (B.ti)	Mal: leban, Phil: molave	II-III	0,57	0,93	0,74	II-III

No.	Suku (famili)	Nama Botanik	Nama dalam perdagangan	Nama setempat	Kelas kuat	BD Kering udara (g/cm ³)			Kelas awet
						Minimum	Maximum	rata-rata	
88.	Verbenaceae	Vitex pubescens Vahl.	Laban	Kebanyakan laban dengan beberapa variasi, seperti alaban, aloban, loban dan sebagainya. kihoyas (Sunda)	I-II	0,74	1,02	0,88	
89.	idem	Poronima canescens Jack	Sungklai	Jati sabrang (Jawa), sungklai (Sum. Kal.), jurus (Kal. Tenggara).	II-III	0,52	0,73	0,63	III
90.	Lauaceae	Bermacam-macam jenis Actinodaphne spec. div. Alseodaphne sp. div. Beilschmiedia sp. div. Litsea sp. div.	Huru	Medang (Sunda), wuru (Jawa), modang (Bat.) dsb.	II-IV	0,28	0,78	0,54	III-V
91.	idem	Eusideroxylon zwageri	Ulin	Befien, Tudien, Ulin (Kal.) Bulian (Sum.)	I	0,74	1,02	0,88	I

LAMPIRAN 2 FAKTOR KONVERSI

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 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 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 = 0.3937 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

FAKTOR KONVERSI (sambungan)

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

FAKTOR KONVERSI (sambungan)

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 = 0.224809 lbf·s	1 lbm·ft/s = 0.138 256 kg·m/s
Power	
1 W = 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s = 1.355 818 W
1 kW = 0.737 562 lbf·ft/s	1 Btu/s = 4.626 24 Btu/h
1 hp (metric) = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 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 psi = 0.068 95 bar
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. ²
1 m m Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	
Specific energy	
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm = 2.98907 × 10 ⁻³ kJ/kg
	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu/lbm

FAKTOR KONVERSI 2

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	0.3048	meter per square second	m/s ²
			in/s ²	0.0254	second	m/s ²
Angle					radian	rad
Area	a	100	in ²	0.0645 × 10 ⁻²	square meter	m ²
			ft ²	0.0929		
Density (mass)	kg/dm ³	10 ³	lb/ft ³	2.768 × 10 ⁴	kilogram per cubic meter	kg/m ³
			lb/ft ³	16.019		
Density (weight)	kgf/m ³	9.80665	lb/ft ³	157.08	newton per cubic meter	N/m ³
Dynamic viscosity	cP	10 ⁻³	lbf s/ft ²	47.8803	pascal second	Pa s
Energy	kgf m	9.80665	ft lbf	1.356	joule	J (= N m)
Force	kgf	9.80665	lbf	4.448	newton	N = kg m/s ²
			kip	4.448		kN
Frequency	c/s	1			hertz	Hz (= s ⁻¹)
Impulse	kgf s	9.80665	lbf s	4.448	newton second	N s
Kinematic viscosity	cSt	10 ⁻⁴	in ² /s	6.4516 × 10 ⁻⁴	square meter per second	m ² /s
			ft ² /s	9.2903 × 10 ⁻²		m ² /s
Length	mm	10 ⁻³	ft	0.3048	meter	m
			in	0.0254		m
Mass	kg	1	lb	0.4536	kilogram	kg
			slng	14.59		kg
			ton	907.2		kg
Moment of a force or torque	kgf m	9.80665	lbf ft	1.3558	newton meter	N m
Moment of inertia of a mass	kgf m ²	9.80665	lbf ft ²	1.356		N m ²
			in ⁴	0.4162 × 10 ⁻⁴		m ⁴
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 lbf/s	1.356	watt	W = J/s
			hp	0.7457	kilowatt	kW
Pressure or stress	kgf/mm ²	9.8066 × 10 ⁶	lb/ft ²	47.88	pascal or newton per square meter	Pa (= N/m ²)
	bar	10 ⁵	lb/in ²	6.895 × 10 ³		Pa
	mm Hg	1.3332 × 10 ³	in Hg	3386		Pa
Quantity of heat	cal	4.1868	Btu	1.055 × 10 ³	joule	J
Thermal conductivity	cal/cm s °C	4.1868 × 10 ²	Btu/ft h °F	1.7307	watt per meter	W/m K
	kcal/m h °C	1.1630			kelvin	
Time	s	1	s	1	second	s
Velocity	km/h	0.2778	ft/s	0.3048	meter per second	m/s
			in/s	0.0254		m/s
			mph	0.447		m/s

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

FAKTOR KONVERSI 2 (SAMBUNGAN)

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

Quantity	Customary units				SI units	
	Metric		British		Unit name	Unit symbol
	Unit symbol	Conversion factor	Unit symbol	Conversion factor		
Volume (liquids)	<i>l</i>	10^{-3}	qt	0.9464×10^{-3}	cubic meter	m^3
			gal	3.785	liter	<i>l</i>
Volume (solids)			ft^3	0.0283	cubic meter	m^3
			in^3	16.39×10^{-4}		m^3
			kcal	4.1868×10^3	Btu	1.0551×10^3
Work	kgf m	9.80665	ft lbf	1.35		J

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

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

TABLE A-3
Units decimally related to SI units

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

LAMPIRAN 4

PROPERTI BAHAN BAJA KARBON

A-6

Appendices

APPENDIX 3 DESIGN PROPERTIES OF CARBON AND ALLOY STEELS

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Hot-rolled	55	379	30	207	25	111
1020	Cold-drawn	61	420	51	352	15	122
1020	Annealed	60	414	43	296	38	121
1040	Hot-rolled	72	496	42	290	18	144
1040	Cold-drawn	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Hot-rolled	90	620	49	338	15	180
1050	Cold-drawn	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Hot-rolled	62	427	34	234	33	124
1117	Cold-drawn	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Hot-rolled	88	607	48	331	15	176
1137	Cold-drawn	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Hot-rolled	94	648	51	352	15	188
1144	Cold-drawn	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Hot-rolled	55	379	33	228	25	110
1213	Cold-drawn	75	517	58	340	10	150
12L13	Hot-rolled	57	393	34	234	22	114
12L13	Cold-drawn	70	483	60	414	10	140
1340	Annealed	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Annealed	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Annealed	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Annealed	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Annealed	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Annealed	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Annealed	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Annealed	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Annealed	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150	Annealed	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
8650	Annealed	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8740	Annealed	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
9255	Annealed	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1160	14	352
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601

Note: Properties common to all carbon and alloy steels:

Poisson's ratio: 0.27

Shear modulus: 11.5×10^6 psi; 80 GPa

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

Density: 0.283 lb/in³; 7880 kg/m³

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

LAMPIRAN 5

PROPERTI BAHAN *CAST IRON*

A-14

Appendices

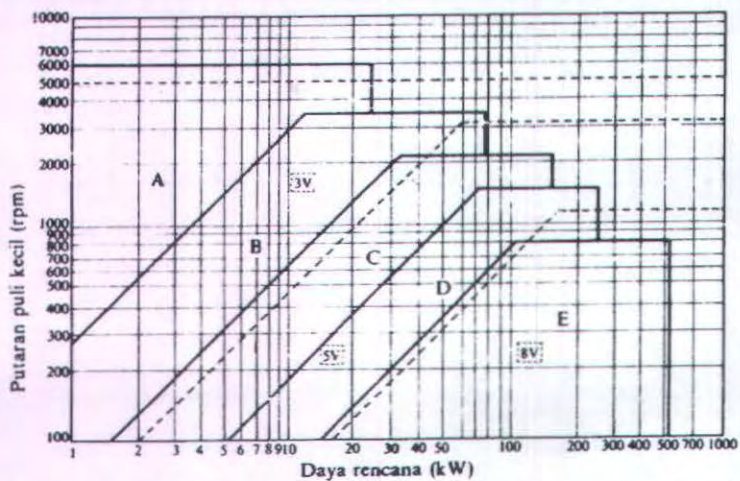
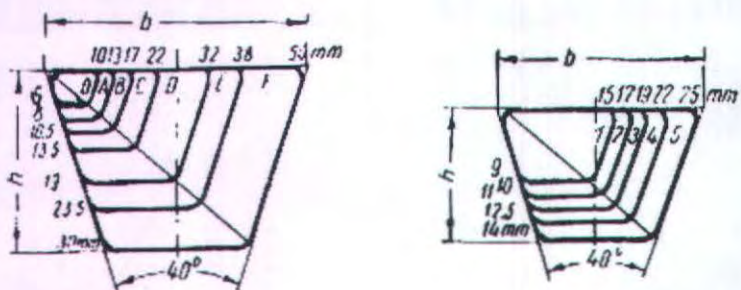
APPENDIX B DESIGN PROPERTIES OF CAST IRON

Material designation (ASTM number)	Grade	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Modulus of elasticity	
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		(10 ⁶ psi)	(GPa)
Gray iron								
A48-94a	20	20	138			<1	12	83
	25	25	172			<1	13	90
	30	30	207			<1	15	103
	40	40	276			<1	17	117
	50	50	345			<1	19	131
	60	60	414			<1	20	138
Malleable iron								
A47-79	32S10	50	345	32	221	10	25	172
	35018	53	365	35	241	18	25	172
A226-99	40010	60	414	40	276	10	26	179
	45006	65	448	45	310	6	26	179
	50005	70	483	50	345	5	26	179
	70003	85	586	70	483	3	26	179
	90001	105	724	90	621	1	26	179
Ductile iron								
A536-84	60-40-18	60	414	40	276	18	22	152
	80-55-06	80	552	55	379	6	22	152
	100-70-03	100	689	70	483	3	22	152
	120-90-02	120	827	90	621	2	22	152
Austempered ductile iron								
ASTM 897-90	1	125	850	80	550	10	22	152
	2	150	1050	100	700	7	22	152
	3	175	1200	125	850	4	22	152
	4	200	1400	155	1100	1	22	152
	5	230	1600	185	1300	<1	22	152

Notes: Strength values are typical. Casting variables and section size affect final values. Modulus of elasticity may also vary. Density of cast irons ranges from 0.25 to 0.27 tbfm³ (69.20 to 7480 Lbfm³). Compressive strengths ranges 3 to 5 times higher than tensile strength.

LAMPIRAN 6

PEMILIHAN TIPE V BELT



LAMPIRAN 7

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 8

DIMENSI V BELT

3-10. Dimensi V-belt.

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

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

Cross-sections of V-belts	(sizes in Fig. 121)							(sizes in Fig. 122)					
	O	A	B	C	D	E	P	1	2	3	4	5	
Cross-section area F in cm^2	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7	
In conformity with the standard, design or inner* length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*
	max	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59	
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140	
Constants in formula (191)	a	23	25	28	30	32	32						
	w	100	120	180	215	280	350	440					
Maximum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30	
Design width of belt a_d in mm	8.5	11	14	19	27	32	42						
Rated sizes of pulley grooves (Fig. 125)*	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43					
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5					
	f	12	16	20	26	37.5	44.5	58					
	s	8	10	12.5	17	24	29	38					
	φ°		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.

Tipe dan Dimensi V Belt

LAMPIRAN 9

LAMPIRAN 10

BAHAN POROS

Identifikasi Nomor or Spesifikasi	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 1 in., %	Hardness - BHN	Porositas - % ¹	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft lb
Gray Cast Iron										
ASTM, Class 20	12 x 10 ⁴	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13 x 10 ⁴	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15 x 10 ⁴	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17 x 10 ⁴	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19 x 10 ⁴	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20 x 10 ⁴	60	—	—	250	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	25 x 10 ⁴	50	22.5	10	133	28	25 x 10 ⁴	208	47	16.3
35018 (ASTM A47)	25 x 10 ⁴	53	25	18	133	31	25 x 10 ⁴	220	51	16.5
45018 (ASTM A220)	26 x 10 ⁴	65	45	10	185	32	23.2 x 10 ⁴	242	49	24
50007 (ASTM A220)	26.5 x 10 ⁴	75	50	7	204	37	23.2 x 10 ⁴	242	75	14
60001 (ASTM A220)	27 x 10 ⁴	80	60	3	226	39	23.2 x 10 ⁴	242	80	14
80002 (ASTM A220)	27 x 10 ⁴	100	80	2	255	40	23.2 x 10 ⁴	242	100	14
Modular or Ductile Cast Irons										
60-40-15 (ASTM)	23.5 x 10 ⁴	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
80-45-12 (A336)	23.5 x 10 ⁴	100	67.5	3-10	217	32	—	200	—	—
80-55-06 (")	23.5 x 10 ⁴	110	72.5	6-10	257	35	—	220	—	—
100-70-03 ² (")	23.5 x 10 ⁴	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
Heat Resistant	18.5 x 10 ⁴	73	49	7-40	170	37	—	146	—	—

SOURCE: ¹Compiled from 1977 Materials Selector, Reinhold Publishing Co., New York, ²Food Equipment Handbook, 2nd ed., McGraw-Hill Book Co., New York, and ASTM Handbook of Properties of Metals, McGraw-Hill Book Co., New York.

¹ Observed by heat treatment involving annealing or tempering and tempering.

² Based on 85 total of strength.

³ Normalized and tempered.

⁴ Quenched and tempered.

⁵ As received.

⁶ Normalized.

⁷ Water quenched.

⁸ Compression strength.

⁹ Heat-treated and quenched.

¹⁰ 50000¹ lb/in² tensile strength.

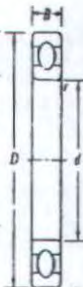
LAMPIRAN 12

BEBAN DINAMIS (C) BEARING

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

A. Series 6200

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C ₀	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B		r ¹					
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	lb	lb	lb	
6201	10	0.3937	24	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	105
6202	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.575	1.063	0.08	675	110
6203	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	120
6204	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.260	0.14	1010	160
6205	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	220
6206	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.112	1.811	0.29	1610	240
6207	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	330
6208	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.599	0.64	3150	450
6209	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.974	0.82	3650	500
6210	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	560
6211	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	600
6212	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.039	2.441	3.602	1.36	5850	700
6213	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	800
6214	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.10	8000	900
6215	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.507	2.31	8800	900
6216	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	1000
6217	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10 500	1000
6218	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12 300	1200
6219	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14 200	1500
6220	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16 300	1800
6221	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.490	6.614	6.94	18 600	2100
6222	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20 900	2300
6223	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23 400	2500
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26 200	2600



LAMPIRAN 13

BALL BEARING SERVICE FACTOR (Fs)

Type of Service	Values Calculated Used by Following Factors	
	Ball Bearings	Roller Bearings
Uniform and steady load _____	1.0	1.0
Light shock load _____	1.5	1.0
Moderate shock load _____	2.0	1.5
Heavy shock load _____	2.5	-
Extreme and indeterminate shock load _____	3.0	2.0

Tabel ball bearing service factor (Fs)

Table 7-7 Dimensions of square and flat taper stock keys (dimensions in inches, [see Figure 7-7d])

Shaft Diameter (inclusive)	Square Type		Flat Type		Tolerances		Stock Length, L		
	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	On Width	On Height	Minimum	Maximum	Advancing by increments of
1/2 - 9/16	1/8	1/8	1/8	3/32	-0.0020	+0.0020	1/2	3 ⁰	1/4
5/8 - 7/8	3/16	3/16	3/16	1/8	-0.0020	+0.0020	3/4	3	3/8
15/16 - 1 1/4	1/4	1/4	1/4	3/16	-0.0020	+0.0020	1	4	1/2
1 7/16 - 1 3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/4	5 1/4	5/8 ¹
1 7/8 - 1 3/4	3/8	3/8	3/8	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/2	6	3/4
1 13/16 - 2 1/4	1/2	1/2	1/2	3/8	-0.0025	+0.0025	2	8	1
2 5/16 - 2 3/4	5/8	5/8	5/8	7/16	-0.0025	+0.0025	2 1/2	10	1 1/4
2 7/8 - 3 1/4	3/4	3/4	3/4	1/2	-0.0025	+0.0025	3	12	1 1/2
3 3/8 - 3 3/4	7/8	7/8	7/8	5/8	-0.0030	+0.0030	3 1/2	14	1 3/4
3 7/8 - 4 1/2	1	1	1	3/4	-0.0030	+0.0030	4	16	2
4 3/4 - 5 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8	-0.0030	+0.0030	5	20	2 1/2
5 3/4 - 6	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

SOURCE: ASME ANSI Standard B7.1-1987.

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

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

DIMENSI PASAK
 LAMPIRAN 14

LAMPIRAN 15 SIFAT MEKANIS KAYU

Table 4-3b. Strength properties of some commercially important woods grown in the United States (inch-pound)*

Common species names	Moisture content	Static bending				Impact bending (in.)	Compression			Side hardness (lb/ft)	
		Specific gravity ^b	Modulus of rupture (ksi) ^c	Modulus of elasticity ^d (10 ⁶ psi) ^e	Work to maximum load (in.-lb/in ²)		parallel to grain (ksi) ^f	perpendicular to grain (ksi) ^f	perpendicular to grain (ksi) ^f		
Hardwoods											
Alder, red	Green	0.37	5,500	1.17	8.0	22	2,960	250	770	390	440
	12%	0.41	9,800	1.38	8.4	20	5,820	440	1,060	420	590
Asp	Green	0.45	6,000	1.04	14.1	33	2,300	350	860	490	520
	12%	0.49	14,600	1.50	14.9	35	5,970	760	1,570	730	850
Blue	Green	0.53	9,600	1.24	14.7	—	4,180	810	1,540	—	—
	12%	0.56	13,800	1.40	14.4	—	6,980	1,420	2,030	—	—
Green	Green	0.53	9,500	1.40	11.8	35	4,200	730	1,260	590	870
	12%	0.56	14,700	1.66	13.4	32	7,080	1,310	1,910	700	1,200
Oregon	Green	0.50	7,600	1.13	12.2	39	3,510	530	1,190	590	790
	12%	0.55	12,700	1.36	14.4	33	6,340	1,250	1,730	720	1,160
White	Green	0.55	9,500	1.44	15.7	36	3,990	670	1,350	590	960
	12%	0.60	15,000	1.74	16.6	43	7,410	1,160	1,910	940	1,320
Alder, European	Green	0.36	5,400	1.12	5.7	—	2,500	210	730	—	—
	12%	0.39	9,100	1.43	7.7	—	5,300	450	1,080	—	—
Quaking	Green	0.35	5,100	0.85	6.4	22	4,140	180	950	235	300
	12%	0.38	8,400	1.16	7.6	21	4,250	370	850	260	350
Balsam, American	Green	0.32	5,000	1.04	5.3	16	2,220	170	620	280	250
	12%	0.37	8,700	1.45	7.2	16	4,730	370	990	350	410
Beech, American	Green	0.56	8,600	1.38	11.9	43	3,550	540	1,290	720	850
	12%	0.64	14,900	1.72	15.1	41	7,300	1,010	2,010	1,010	1,300
Birch	Green	0.46	6,400	1.17	16.2	49	2,360	270	940	360	560
	12%	0.56	12,300	1.59	16.0	34	5,690	600	1,210	—	910
Sweet	Green	0.60	9,400	1.65	15.7	18	3,740	470	1,240	470	970
	12%	0.66	16,900	2.17	18.0	47	8,540	1,080	2,240	950	1,470
Yellow	Green	0.56	8,300	1.50	16.1	48	3,360	430	1,110	430	780
	12%	0.62	16,600	2.01	20.8	56	8,170	970	1,880	920	1,260
Buzernut	Green	0.36	5,400	0.97	8.2	24	2,420	220	760	430	390
	12%	0.38	8,100	1.18	8.2	24	5,110	460	1,170	440	490
Cherry, black	Green	0.47	8,000	1.31	12.8	33	3,540	360	1,130	570	660
	12%	0.50	12,300	1.49	11.4	29	7,110	690	1,700	560	950
Chestnut, American	Green	0.40	5,600	0.93	7.0	24	2,470	310	800	440	420
	12%	0.43	8,600	1.23	6.5	19	5,320	620	1,080	460	540
Cottonwood	Green	0.31	2,900	0.75	4.2	—	1,690	140	500	—	—
	12%	0.34	6,800	1.10	5.0	—	4,320	300	790	—	—
Black	Green	0.31	4,900	1.06	5.0	20	2,200	160	610	270	250
	12%	0.35	8,500	1.27	6.7	22	4,500	300	1,040	310	350
Eastern	Green	0.37	5,200	1.01	7.3	21	2,280	200	680	410	340
	12%	0.40	8,500	1.37	7.4	20	4,910	380	930	580	430
Elm	Green	0.46	7,200	1.11	11.8	38	2,910	360	1,000	590	620
	12%	0.50	11,800	1.34	13.0	39	5,520	690	1,510	660	830
Hick	Green	0.57	9,500	1.19	15.8	54	3,780	610	1,270	—	940
	12%	0.63	14,800	1.54	19.2	56	7,050	1,210	1,920	—	1,320
Slippery	Green	0.48	8,000	1.23	15.4	47	3,320	420	1,110	640	660
	12%	0.53	13,000	1.49	16.9	45	6,360	820	1,630	530	660
Hackberry	Green	0.49	6,500	0.95	14.5	48	2,650	400	1,070	630	730
	12%	0.53	11,000	1.19	12.8	43	5,440	890	1,590	580	680

LAMPIRAN 16

Table 4-3b. Strength properties of some commercially important woods grown in the United States (inch-pound)^a—con.

Common species names	Moisture content	Specific gravity ^b	Stab bending				Compression			Shear parallel to grain (lb/in ²)	Tension parallel to grain (lb/in ²)	Sore hardness (lb)
			Modulus of rupture (lb/in ²)	Modulus of elasticity ^c ($\times 10^4$ lb/in ²)	Work to maximum load (in-lb/in ³)	Impact bending (in.)	parallel to grain (lb/in ²)	perpendicular to grain (lb/in ²)	parallel to grain (lb/in ²)			
Hickory, pecan												
Bitternut	Green	0.60	10,300	1.40	20.0	66	4,570	800	1,240	—	—	
	12%	0.66	17,100	1.79	18.2	66	9,040	1,680	—	—	—	
Nutmeg	Green	0.56	9,100	1.29	22.8	54	3,980	760	1,030	—	—	
	12%	0.60	16,600	1.70	25.1	—	6,910	1,570	—	—	—	
Pecan	Green	0.60	9,800	1.37	14.6	53	3,990	740	1,490	680	1,310	
	12%	0.66	13,700	1.73	13.8	44	7,850	1,720	2,060	—	1,820	
Water	Green	0.61	10,700	1.56	18.8	56	4,660	680	1,440	—	—	
	12%	0.62	17,900	2.02	19.3	53	8,600	1,550	—	—	—	
Hickory, true												
Mocknut	Green	0.64	11,100	1.57	26.1	88	4,480	810	1,280	—	—	
	12%	0.72	19,200	2.22	22.6	77	8,940	1,730	1,740	—	—	
Pignut	Green	0.66	11,700	1.65	31.7	89	4,810	920	1,370	—	—	
	12%	0.75	20,100	2.26	30.4	74	9,190	1,960	2,150	—	—	
Shagbark	Green	0.64	11,000	1.57	23.7	74	4,580	840	1,520	—	—	
	12%	0.72	23,200	2.16	25.8	57	9,210	1,760	2,430	—	—	
Shellbark	Green	0.62	10,500	1.34	29.9	104	3,380	810	1,190	—	—	
	12%	0.69	18,100	1.89	23.6	86	6,000	1,600	2,110	—	—	
Honeylocust	Green	0.60	10,200	1.29	12.6	47	4,430	1,150	1,660	490	1,330	
	12%	—	14,700	1.63	13.3	47	7,500	1,840	2,250	900	1,580	
Locust, black	Green	0.66	13,900	1.85	15.4	44	6,800	1,760	1,760	770	1,570	
	12%	0.69	19,400	2.05	18.4	57	10,180	1,830	2,490	640	1,700	
Magnolia												
Cucumber tree	Green	0.44	7,400	1.16	10.0	30	3,140	330	990	440	520	
	12%	0.48	12,300	1.82	12.2	35	6,310	570	1,340	650	700	
Southern	Green	0.46	6,800	1.11	15.4	54	2,700	460	1,040	610	740	
	12%	0.50	11,200	1.40	12.8	29	5,450	860	1,530	740	1,020	
Maple												
Bigleaf	Green	0.44	7,400	1.10	8.7	23	3,240	450	1,110	600	620	
	12%	0.48	10,700	1.45	7.8	28	5,950	750	1,730	540	950	
Black	Green	0.52	7,900	1.13	12.0	48	3,270	600	1,130	720	840	
	12%	0.57	13,300	1.62	12.5	40	6,680	1,020	1,820	670	1,190	
Red	Green	0.49	7,700	1.19	11.4	32	3,280	400	1,150	—	700	
	12%	0.54	13,400	1.64	12.5	32	6,540	1,000	1,850	—	950	
Silver	Green	0.44	5,800	0.94	11.0	29	2,490	370	1,050	560	590	
	12%	0.47	8,200	1.14	8.3	25	5,220	740	1,480	500	700	
Sugar	Green	0.56	9,400	1.55	13.2	40	4,020	640	1,460	—	970	
	12%	0.63	15,800	1.83	16.5	39	7,830	1,170	2,330	—	1,450	
Oak, red												
Black	Green	0.56	8,200	1.18	12.2	40	3,170	710	1,260	—	1,060	
	12%	0.61	13,950	1.64	13.7	41	6,520	930	1,910	—	1,210	
Cherrybark	Green	0.61	10,800	1.79	14.7	54	4,620	760	1,320	800	1,240	
	12%	0.68	18,100	2.28	18.3	49	8,740	1,250	2,000	840	1,480	
Laurel	Green	0.56	7,900	1.19	11.2	39	3,170	570	1,180	770	1,000	
	12%	0.63	12,500	1.69	11.8	29	5,960	1,060	1,830	790	1,210	
Northern red	Green	0.56	6,900	1.15	12.2	44	3,440	610	1,210	750	1,000	
	12%	0.61	14,300	1.62	14.5	43	6,760	1,010	1,780	800	1,290	
Pin	Green	0.56	5,300	1.12	14.0	40	3,680	720	1,290	800	1,070	
	12%	0.62	14,000	1.73	14.8	45	6,820	1,020	2,060	1,050	1,510	
Scarlet	Green	0.60	10,400	1.48	15.0	54	4,590	830	1,410	700	1,200	
	12%	0.67	17,600	1.91	20.5	52	8,330	1,120	1,890	870	1,490	
Southern red	Green	0.52	6,900	1.14	8.0	29	3,030	550	930	480	660	
	12%	0.59	10,900	1.49	9.4	26	6,090	870	1,360	510	1,080	

LAMPIRAN 18

Table 4-3b. Strength properties of some commercially important woods grown in the United States (inch-pound)¹—con.

Common species names	Moisture content	Static bending				Impact bending (ft.)	Compression			Shear parallel to grain (lb./in. ²)	Tension parallel to grain (lb./in. ²)	Size modulus (lb.)
		Specific gravity ²	Modulus of rupture (lb./in. ²)	Modulus of elasticity ² (10 ⁶ lb./in. ²)	Work to maximum load (in.-lb./in. ³)		Parallel to grain (lb./in. ²)	Perpendicular to grain (lb./in. ²)	Parallel to grain (lb./in. ²)			
Olea—con.												
Pon-Orton	Green	0.39	5,500	1.30	7.4	21	3,140	300	840	180	380	
	12%	0.43	12,700	1.70	9.1	28	6,250	720	1,370	400	530	
Western redcedar	Green	0.31	5,200	0.94	5.0	17	2,770	240	770	230	290	
	14%	0.32	7,500	1.11	5.0	17	4,950	490	890	420	350	
Yellow	Green	0.42	6,400	1.14	9.2	27	3,760	350	940	330	440	
	12%	0.44	11,100	1.42	12.4	39	6,310	620	1,130	360	580	
Douglas-fir												
Coast	Green	0.45	7,700	1.56	7.6	26	3,780	380	900	300	500	
	12%	0.48	12,400	1.95	9.9	31	7,230	800	1,130	360	710	
Interior West	Green	0.46	7,700	1.51	7.2	26	3,870	420	940	290	510	
	12%	0.50	12,600	1.88	10.6	32	7,430	760	1,290	350	660	
Interior North	Green	0.45	7,400	1.41	8.1	22	3,470	350	950	340	420	
	12%	0.48	13,100	1.79	10.5	26	6,900	770	1,400	390	600	
Interior South	Green	0.43	6,800	1.16	6.0	15	3,110	340	950	260	360	
	12%	0.46	11,500	1.48	9.0	20	6,230	740	1,570	330	510	
Fir												
Balsam	Green	0.33	5,500	1.25	4.7	16	2,630	190	662	180	290	
	12%	0.35	9,200	1.45	5.1	20	5,620	434	944	180	430	
California red	Green	0.36	5,200	1.17	6.4	21	2,750	330	770	380	360	
	12%	0.38	10,500	1.50	6.9	24	5,460	610	1,340	390	560	
Grand	Green	0.35	5,800	1.25	5.6	22	2,940	270	740	240	360	
	12%	0.37	8,900	1.57	7.5	28	5,290	500	900	240	490	
Noble	Green	0.37	6,200	1.38	6.0	19	3,070	270	800	270	290	
	11%	0.39	10,700	1.72	6.1	23	6,100	540	1,260	420	410	
Pacific silver	Green	0.40	6,400	1.42	6.0	21	3,140	220	750	240	310	
	12%	0.42	11,000	1.76	6.3	24	6,470	450	1,220	—	430	
Subalpine	Green	0.31	4,900	1.05	—	—	7,300	190	700	—	260	
	12%	0.32	8,600	1.29	—	—	4,860	340	1,070	—	350	
White	Green	0.37	5,900	1.16	5.6	22	2,900	280	760	300	340	
	12%	0.39	9,800	1.50	7.2	20	5,800	530	1,100	300	480	
Hemlock												
Eastern	Green	0.38	6,400	1.27	5.7	21	3,080	360	890	230	400	
	12%	0.40	8,900	1.29	5.8	21	5,470	650	1,060	—	500	
Mountain	Green	0.42	6,100	1.04	11.0	32	2,880	370	890	330	470	
	12%	0.45	11,500	1.33	12.4	32	6,440	660	1,340	—	580	
Western	Green	0.42	6,600	1.27	6.9	22	3,360	280	860	290	410	
	12%	0.45	11,500	1.31	6.0	23	7,200	550	1,290	340	540	
Larch, western	Green	0.40	7,700	1.46	10.3	39	3,760	400	870	330	510	
	12%	0.52	13,000	1.87	12.6	35	7,620	980	1,360	430	530	
Pine												
Balser white	Green	0.34	4,200	0.89	5.4	17	2,440	220	600	260	240	
	12%	0.35	8,600	1.24	6.3	18	4,800	440	900	310	400	
Jack	Green	0.41	6,100	1.07	7.4	25	4,260	300	750	360	420	
	12%	0.43	9,900	1.35	8.3	27	5,660	580	1,170	420	570	
Loblolly	Green	0.47	7,200	1.42	6.4	20	3,570	390	860	260	450	
	12%	0.51	12,800	1.72	11.4	20	7,130	790	1,190	470	690	
Longleaf	Green	0.38	5,300	1.26	5.6	20	4,670	250	860	420	330	
	12%	0.41	9,400	1.34	6.6	20	5,370	610	860	290	480	
Longleaf	Green	0.364	5,500	1.30	6.9	25	4,320	480	1,240	320	560	
	12%	0.39	14,500	1.66	11.8	34	8,470	960	1,510	470	870	
Pitch	Green	0.47	6,200	1.20	6.2	—	4,950	390	860	—	—	
	12%	0.52	10,800	1.42	9.2	—	5,340	820	1,360	—	—	

U.S. GOVERNMENT PRINTING OFFICE: 1963 O 350-000

LAMPIRAN 19

Table 4-3b. Strength properties of some commercially important woods grown in the United States (inch-pound)¹—(cont.)

Common species names	Static bending					Compression					Side hardness (lb)	
	Moisture content	Specific gravity ²	Modulus of rupture (ksi) ³	Modulus of elasticity ⁴ (ksi) ³	Work to maximum load (in.-lb/in. ³)	Impact bending (in.)	Parallel to grain (ksi) ⁵	Perpendicular to grain (ksi) ⁵	Shear parallel to grain (ksi) ⁵	Tension parallel to grain (ksi) ⁵		
Pine—con.	Green	0.51	7,400	1.28	7.5	—	3,660	440	910	—	—	
	12%	0.56	11,600	1.75	8.6	—	7,540	910	1,360	—	—	
Pondrosa	Green	0.38	5,100	1.00	5.2	21	2,450	280	700	310	320	
	12%	0.40	9,400	1.29	7.1	19	5,320	580	1,130	420	460	
Red	Green	0.41	5,800	1.28	6.1	26	2,730	260	690	300	340	
	12%	0.46	11,200	1.53	9.9	26	5,070	500	1,210	460	560	
Sand	Green	0.46	7,500	1.52	6.6	—	3,440	450	1,140	—	—	
	12%	0.48	11,600	1.81	9.6	—	6,920	836	—	—	—	
Shortleaf	Green	0.47	7,400	1.39	6.2	30	3,530	350	910	320	440	
	12%	0.51	13,100	1.75	11.0	33	7,270	820	1,390	470	690	
Slash	Green	0.54	8,700	1.53	9.6	—	3,820	530	960	—	—	
	12%	0.59	16,300	1.98	13.2	—	8,140	1020	1,680	—	—	
Spruce	Green	0.41	6,200	1.00	—	—	2,840	290	900	—	450	
	12%	0.44	10,400	1.23	—	—	5,650	730	1,490	—	660	
Sugar	Green	0.34	4,900	1.03	5.4	17	2,460	210	720	270	270	
	12%	0.36	8,200	1.19	5.5	16	4,460	500	1,130	350	380	
Virginia	Green	0.45	7,300	1.22	10.9	34	3,420	390	690	400	540	
	12%	0.48	13,000	1.52	13.7	32	6,710	910	1,350	380	740	
Western white	Green	0.35	4,700	1.19	5.0	19	2,430	190	580	260	260	
	12%	0.38	9,700	1.46	8.8	23	5,240	470	1,040	—	420	
Redwood	Old-growth	Green	0.38	7,500	1.18	7.4	21	4,230	420	830	260	410
	12%	0.40	10,200	1.34	6.9	19	6,150	730	940	240	480	
Young-growth	Green	0.34	5,900	0.96	5.7	16	3,110	270	890	300	350	
	12%	0.35	7,900	1.10	5.2	15	5,220	520	1,110	250	420	
Spruce	Black	Green	0.56	6,700	1.58	7.4	21	2,840	240	730	100	370
	12%	0.42	19,800	1.81	10.5	23	5,960	560	1,230	—	620	
Engelmann	Green	0.33	4,700	1.03	5.1	16	2,180	200	540	240	290	
	12%	0.35	8,300	1.30	6.4	18	4,480	470	1,200	350	390	
Red	Green	0.37	6,500	1.35	6.9	18	2,720	260	750	220	350	
	12%	0.40	12,800	1.61	8.4	26	5,540	560	1,260	350	490	
Sitka	Green	0.37	5,700	1.23	6.3	17	2,670	280	760	250	350	
	12%	0.40	10,200	1.57	8.4	25	5,510	580	1,150	370	510	
White	Green	0.33	5,000	1.14	6.0	24	2,350	470	640	220	320	
	12%	0.36	9,400	1.43	7.7	20	5,720	410	910	360	480	
Tamarack	Green	0.49	7,200	1.24	7.2	28	3,480	340	860	260	380	
	12%	0.53	11,600	1.54	7.1	23	7,190	800	1,450	420	590	

¹Results of tests on small clear specimens in the green and air-dried condition. Definition of properties: impact bending is height of drop that causes complete failure, using 0.71-lb (50-oz) hammer; compression parallel to grain is also called maximum crushing strength; compression perpendicular to grain is fiber stress at proportional limit; shear is maximum shearing strength; tension is maximum tensile strength; and side hardness is hardness measured when load is perpendicular to grain.

²Specific gravity is based on weight when oven-dry and volume when green or at 12% moisture content.

³Modulus of elasticity measured from a simply supported, center-loaded beam, on a span:depth ratio of 14:1. To correct for shear deflection, the modulus can be increased by 12%.

⁴Coast Douglas-fir is defined as Douglas-fir growing in Oregon and Washington State west of the Cascade Mountains summit. Interior West includes California and all counties in Oregon and Washington west of, but adjacent to, the Cascade summit. Interior North, the remainder of Oregon and Washington plus Idaho, Montana, and Wyoming; and Interior South, Utah, Colorado, Arizona, and New Mexico.



LAMPIRAN 20

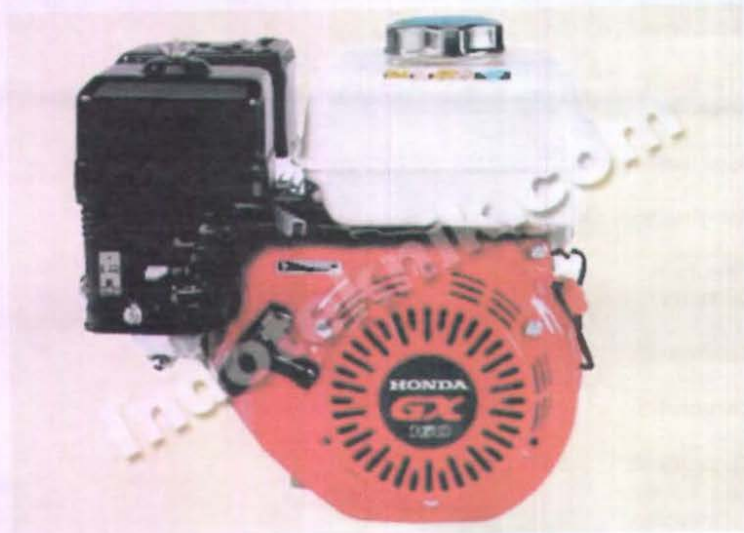
Detail Specifications Gasoline Engine GX-160

HONDA

Engine Type	: Single Cylinder, OHV 25, 4-Stroke, Air-Cooled
Bore x Stroke	: 68 x 45 mm (2.7 x 1.8 in)
Displacement	: 163 cm ³ (9.9 cu in)
Compression Ratio	: 8.5 : 1
Net Horse Power Output	: 4Kw (5.5 HP)/3600 rpm
Maximum Torque	: 1.1 kgf·m (10.8 Nm)/2500 rpm
Net Torque	: 10.3 Nm (7.6 lbs ft) at 2 500 rpm
PTO Shaft Rotation	: Counterclockwise (from PTO shaft side)
Ignition System	: Transistorized Magneto Ignition
Starting System	: Recoil
Fuel Tank Capacity	: 3.6 Liters
Air Cleaner	: Semi - Dry
Carburetor	: Horizontal type butterfly valve
Oil Capacity	: 0.6 Liters
Lubrication System	: Forced Splash
Governor System	: Centrifugal Mechanical

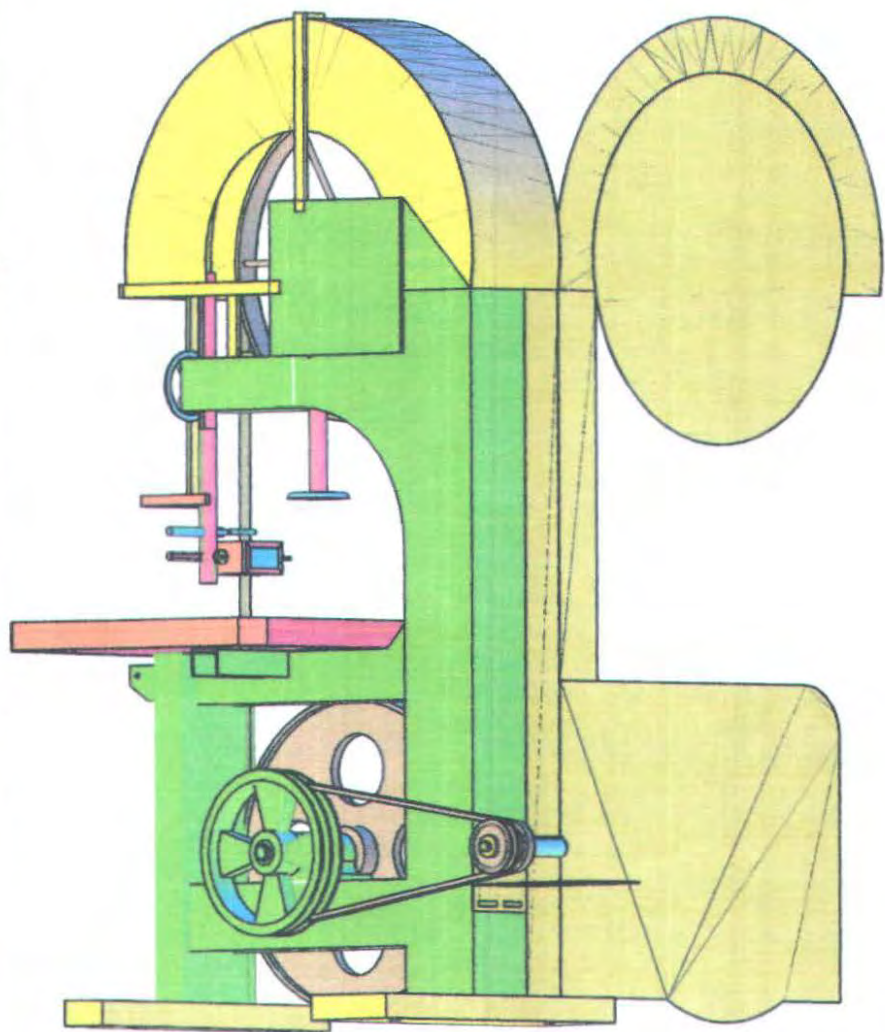
Fuel Consumption	: 230 gr/ps/h
Dimension (L x W x H)	: 312 x 362 x 335 mm
Weight	: 15 Kg
Standard Accessories	: Allert System
Product Guarantee	: 12 Months (Service)

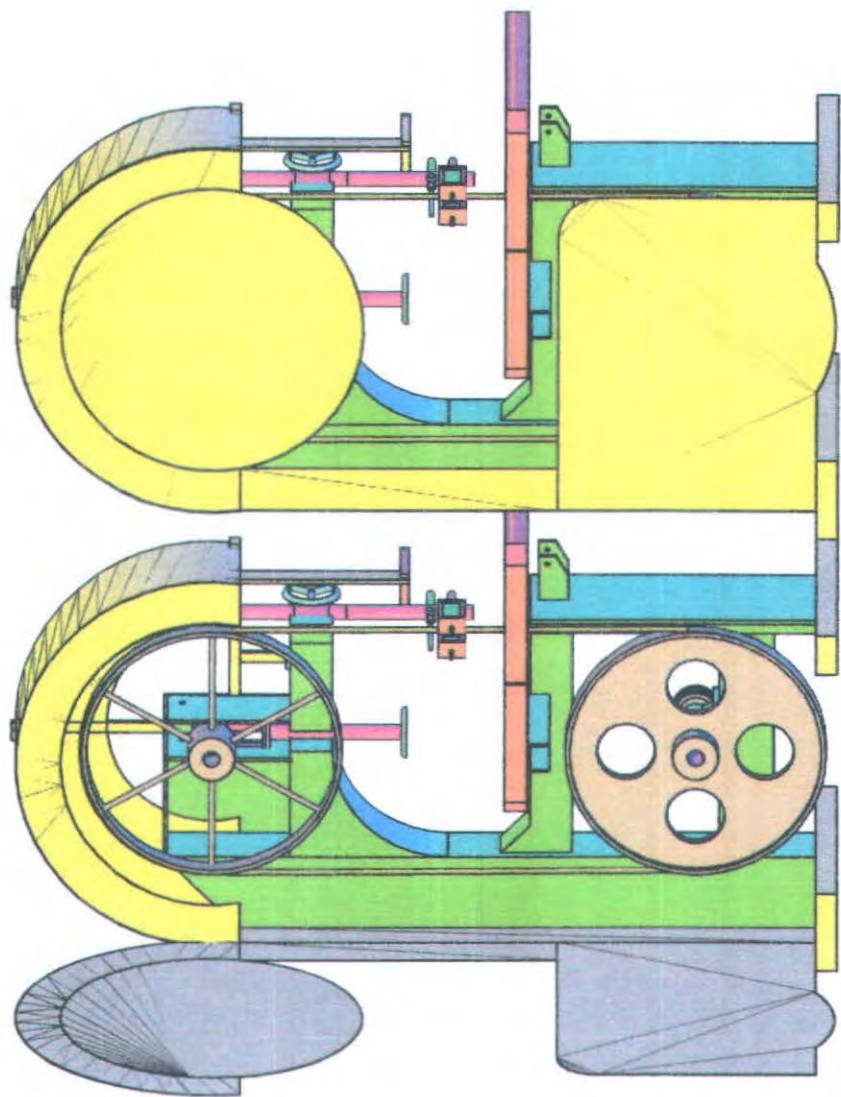
Gambar Gasoline Engine GX160 HONDA (5,5 HP)

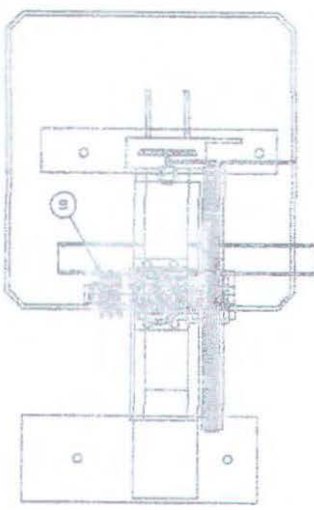
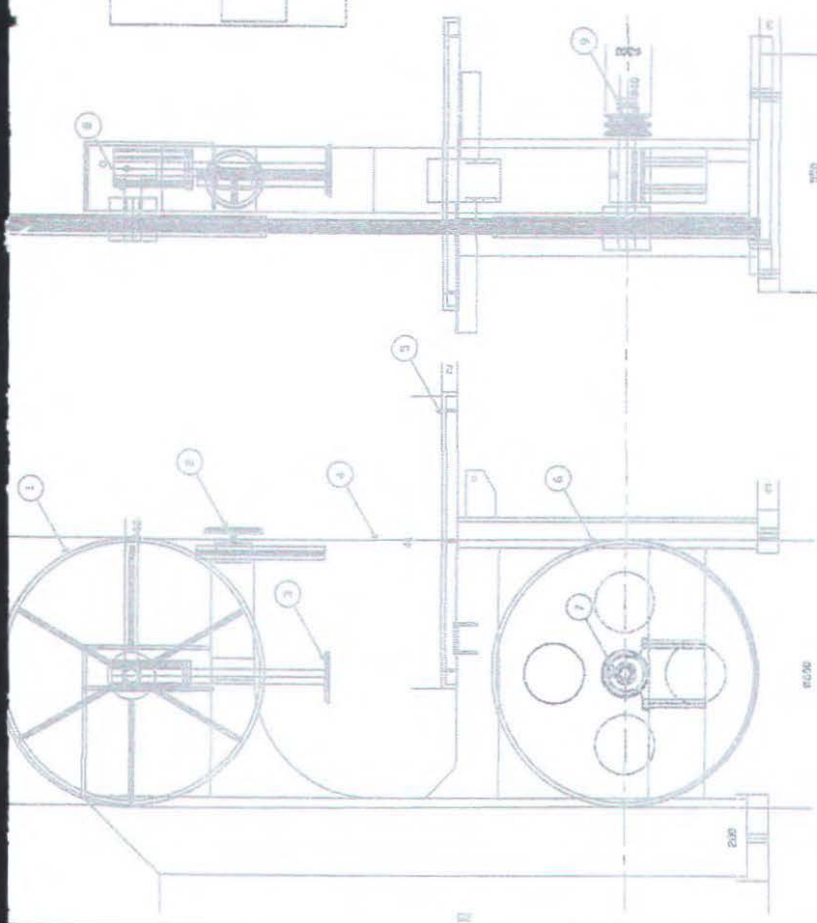


Gambar Mesin Gergaji Pita









No.	Nama bagian	Bahan	Jml	Grup
1	PALLET 4		1	
2	ROD 1		1	
3	ROD 2		1	
4	ROD 3		1	
5	ROD 4		1	
6	ROD 5		1	
7	ROD 6		1	
8	ROD 7		1	
9	ROD 8		1	
10	ROD 9		1	

Lab. Gambar D3 Teknik Mesin
ITS

Disusun oleh: **DAGUS S. Dimpudjaja**
 NRP: **2105.030.011**
 Tanggal: **02/01/09**
 Di kelas: **MESIN Gergaji Pita**

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Malang pada tanggal 26 Mei 1986 dengan nama Bagus Setya Bhakti. Penulis merupakan anak ke dua dari tiga bersaudara.

Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu di

SDN LajuLor II Singgahan Tuban, SLTP N 1 Singgahan Tuban, SLTP N 1 Tuban, SMU N 1 Tuban dan kemudian melanjutkan studinya di program studi FKIP Satra Inggris di Universitas Wijaya Kusuma, kemudian 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.