

RSM
621.815
Rak
7-1
2009

TUGAS AKHIR - RM 0502

**RANCANG BANGUN MESIN GERGAJI KAYU DENGAN
MATA GERGAJI VERTIKAL SEBAGAI PEMOTONG
MELINGKAR**

FATCHUR RAHMAN
NRP 2105 030 063

Dosen Pembimbing
Ir. SYAMSUL HADI, MT.
NIP : 131 651 417

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

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	12-3-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	548



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL DUTY - RM 0502

**DESIGNING WOOD'S SAWING MACHINE
WITH A VERTICAL SAWING EYE AS AROUND CUTTING**

FATCHUR RAHMAN
NRP 2105 030 063

Supervisor
Ir. SYAMSUL HADI, MT.
NIP : 131 651 417

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING
Industrial Technology Faculty
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2009**

**RANCANG BANGUN MESIN GERGAJI KAYU DENGAN
MATA GERGAJI VERTIKAL SEBAGAI PEMOTONG
MELINGKAR**

TUGAS AKHIR

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

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

Oleh :

FATCHUR RAHMAN

NRP. 2105 030 063

Mengetahui / Menyetujui :



H. Samsul Hadi, MT

NIP. 131 651 417

**SURABAYA
FEBRUARI, 2009**

RANCANG BANGUN MESIN GERGAJI KAYU DENGAN MATA GERGAJI VERTIKAL SEBAGAI PEMOTONG MELINGKAR

Nama Mahasiswa : Fatchur Rahman
NRP : 2105 030 063
Jurusan : Diploma III Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Ir. Syamsul Hadi, MT

Abstrak

Pada setiap industri, walaupun sekedar bengkel perbaikan pasti menggunakan mesin perkakas. Dalam pembuatan meja, kursi dan lemari pada industri furnitur, kayu yang sudah diolah dalam bentuk balok akan dibentuk dalam proses perautan yang dapat berupa pemotongan, perataan maupun penghalusan dengan menggunakan mesin perkakas. Sedangkan pada home industri di pedesaan kebanyakan proses perautannya masih menggunakan cara manual yaitu menggunakan gergaji tangan. Hal ini sangat tidak efisien apabila ditinjau dari produktifitas, untuk mengatasi hal ini maka dibuatlah mesin gergaji ini yang mampu berperan penting dalam mempermudah proses perautan baik bidang lurus maupun profil lengkung.

Langkah awal dalam pembuatan mesin gergaji ini yaitu mencari gaya geser pada kayu sehingga dapat menentukan berapa daya yang akan dibutuhkan, kemudian melakukan perhitungan elemen mesin yang terkait dalam proses pemilihan komponen alat. Selanjutnya merakit komponen tersebut menjadi sebuah mesin gergaji kayu untuk menghasilkan perautan yang sempurna.

Dari hasil percobaan dapat disimpulkan gaya pemotongan mencapai 137,34 kgf, dengan kecepatan potong 0,125 m/dtk dan daya motor penggerak 0,496 hp.

Kata kunci : Horsepower, Torsi, Poros

DESIGNING WOOD'S SAWING MACHINE WITH A VERTICAL SAWING EYE AS AROUND CUTTING

Student Name : Fatchur Rahman
NRP : 2105 030 063
Study Program : D3 Mechanical Engineering,
Industrial Faculty of Technology,
Sepuluh Nopember Institut of
Technology.
Supervisor : Ir. Syamsul Hadi, MT

Abstraction

In each Industry, although just to repairing's workshop it is surely using utensils machine. In the furniture's industry, to created the table, desk, and wardrobe, the blocked processed wood will be famed in sharpening by using the special wood mill machine. While at the home Industrial in rural usually sharpenning process still use the manual ways, that is use hand saw. That is very uneficient if evaluation from productivity, to solving this netter hence we made this sawing machine, this is very important to help sharpening process more be easily for diametrical arca and also arced profile.

Step early in making of this sawing machine, that is looking for moving style at so that can fixed of how much energy to be required, then wwe do calculation element of machine are hooked in the selectionprocess of untinsils component. Then, we apply that component become a sawing machine to yield perfect sharpen.

From result of inferential attempt, there is cutting style reach for 137,34 kgf, with cross cut for 0.125 m/sec and electric motor energy is 0.496 Hp.

Key word : Horsepower, Torsi, Poros

KATA PENGANTAR

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

“RANCANG BANGUN MESIN GERGAJI KAYU DENGAN MATA GERGAJI VERTIKAL SEBAGAI PEMOTONG MELINGKAR”

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

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

Dengan kemampuan kami yang terbatas maka penyusun menyadari bahwa penyusunan Tugas Akhir ini jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu saran dan kritik yang bersifat membangun sangat kami harapkan demi kebaikan dan kesempurnaan Tugas Akhir ini.

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

1. Kedua orang tua serta adik tercinta yang telah membantu kami dalam segala hal baik moril maupun materiil yang tiada batasnya.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Ketua Program Studi DIII Teknik Mesin FTI—ITS

3. Bapak Ir. Bambang Sampurno, MSc selaku Koordinator Tugas Akhir Pogram Studi DIII Teknik Mesin FTI—ITS.
4. Bapak Ir. Syamsul Hadi, MT selaku dosen pembimbing Tugas Akhir.
5. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan DIII Teknik Mesin FTI—ITS.
6. Seluruh teman-teman Jurusan DIII Teknik Mesin FTI—ITS khususnya angkatan '05 atas semua bantuannya selama ini, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini
7. Seluruh penghuni Kost Gebang yang banyak membantu jalannya pengerjaan Tugas Akhir ini.
8. Terima kasih kepada semua pihak yang tidak dapat kami sebutkan satu persatu yang telah memberikan bantuan dan doanya dalam menyelesaikan Tugas Akhir kami.

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

Surabaya, 1 Februari 2009

Penyusun

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iv
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I : PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan masalah	3
1.2.1 Batasan Masalah	3
1.3 Tujuan dan Manfaat	4
1.3.1 Tujuan	4
1.3.2 Manfaat	4
1.4 Metodologi	5
1.5 Sistematika Penulisan	6
BAB II : DASAR TEORI	
2.1 Prinsip Kerja Mesin Gergaji Kayu	9
2.2 Perencanaan Daya	10
2.2.1 Spesifikasi Benda Kerja	10
2.2.2 Tegangan Geser Kayu Jati	10
2.2.3 Perencanaan Daya Perautan	12
2.3 Menghitung Kontruksi Elemen Mesin	14
2.3.1 Menghitung Kontruksi Pen pada Stang	14
2.3.2 Menghitung Kontruksi Stang Gergaji	15
2.4 Belt dan Pulley	16
2.4.1 Perbandingan Kecepatan	17
2.4.2 Kecepatan Keliling Belt	18
2.4.3 Gaya Keliling Belt	18
2.4.4 Gaya Perencanaan	18

2.4.5	Tegangan yang Timbul	19
2.4.6	Panjang Belt	19
2.4.7	Jumlah Putara Belt per Detik	20
2.4.8	Umur Belt	21
2.4.9	Perencanaan Day Pulley Belt	21
2.5	Poros	22
2.5.1	Macam-macam Poros	22
2.5.2	Poros dengan Beban Puntir	23
2.5.3	Poros dengan Momen Bending dan Momen Puntir yang Konstan	24
2.5.4	Poros dengan Momen Bending dan Momen Puntir yang Berfluktuasi	26
2.5.5	Perencanaan Poros dengan Beban Fluktuasi Dan Beban Kejut	28
2.5.6	Diameter Poros	29
2.6	Mencari Momen Inersia	30
2.6.1	Batang Langsing.....	31
2.6.2	Piringan Tipis	32
2.6.3	Silinder Berongga Kosentris.....	33
2.6.4	Daya Inersia Poros	38
2.7	Bantalan	39
2.7.1	Bantalan Glinding	39
2.7.1.1	Gesekan pada Bantalan Glinding	40
2.7.2	Umur Bantalan	41
2.7.3	Gaya Radial Bantalan	42
2.7.4	Beban Equivalen	42
2.7.5	Menentukan Umur Bantalan	45
2.8	Pasak	46
2.8.1	Variasi / Bentuk-bentuk Pasak	47
2.8.2	Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)	47
2.8.3	Kedudukan Pasak pada Porosnya	48
2.8.4	Perhitungan Pasak Datar Segi Empat	48
2.8.4	Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi	49
2.9	Perhitungan Daya Total	50

BAB III : METODOLOGI

3.1 Diagram Alir	51
3.2 Penjelasan Diagram Alir	52
3.2.1 Studi Literatur	52
3.2.2 Gambar Alat	52
3.2.3 Perencanaan Alat	52
3.2.4 Pengadaan Alat	52
3.2.5 Perakitan Alat	52
3.2.6 Pengujian	53
3.2.7 Pengambilan Data	53
3.2.8 Kesimpulan	53

BAB IV : HASIL DAN PERHITUNGAN

4.1 Prinsip Kerja Mesin Gergaji Kayu.....	55
4.2 Perencanaan Daya	56
4.2.1 Spesifikasi Benda Kerja	56
4.2.2 Tegangan Geser Kayu Jati	56
4.2.3 Perencanaan Daya Perautan	58
4.3 Menghitung Kontruksi Elemen Mesin	59
4.3.1 Menghitung Kontruksi Pen pada Stang	59
4.3.2 Menghitung Kontruksi Stang Gergaji	61
4.4 Perencanaan Belt dan Pulley	63
4.4.1 Perbandingan Kecepatan.....	63
4.4.2 Kecepatan Keliling Belt	64
4.4.3 Gaya Keliling Belt	64
4.4.4 Gaya Perencanaan	64
4.4.5 Tegangan yang Timbul	65
4.4.6 Panjang Belt	65
4.4.7 Jumlah Putara Belt per Detik	66
4.4.8 Umur Belt	66
4.4.9 Perencanaan Day Pulley Belt	67

4.5	Perencanaan Poros.....	68
4.5.1	Mencari Momen Bending pada Titik Paling Besar	73
4.5.2	Menghitung Diameter Poros	74
4.6	Mencari Momen Inersia	75
4.6.1	Mencari Kecepatan Sudut dengan suatu Persamaan	75
4.6.2	Mencari Momen Inersia pada Poros.....	76
4.6.3	Mencari Momen Inersia pada Pulley	76
4.6.4	Mencari Momen Inersia pada Piringan	76
4.6.5	Daya Inersia Poros	77
4.7	Perhitungan Bantalan	77
4.7.1	Gaya – gaya yang bekerja pada Bantalan Glinding	77
4.7.2	Gaya Radial / Resultan Bantalan	78
4.7.3	Menghitung Beban Equivalen	78
4.7.4	Menentukan Umur Bantalan	79
4.8	Perhitungan Pasak	80
4.8.1	Bahan Pasak	80
4.8.2	Menghitung Tegangan Geser Pasak	81
4.8.3	Menghitung Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser	81
4.8.3	Menghitung Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi	82
4.9	Perhitungan Daya Total	83
 BAB V : PENUTUP		
5.1	Kesimpulan	85
5.2	Saran.....	85
 DAFTAR PUSTAKA.....		
		87
 LAMPIRAN.....		
		89

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Mesin Gergaji Kayu dengan mata Gergaji kayu vertikal	9
Gambar 2.3 Gerakan pemakanan	10
Gambar 2.3 Jenis gergaji LS	12
Gambar 2.4 Jenis gergaji S	12
Gambar 2.5 Jenis gergaji SB	12
Gambar 2.6 Bagian – bagian gergaji	13
Gambar 2.7 Kerusakan pada lebar pelat	14
Gambar 2.8 Luas daerah yang terpengaruh gaya	15
Gambar 2.9 Ukuran belt	16
Gambar 2.10 Diagram Pemilihan Belt	17
Gambar 2.11 Ukuran-ukuran pada belt dan pulley	20
Gambar 2.12 Benda tegar dengan distribusi massa kontinu Yang berputar terhadap titik 0	30
Gambar 2.13 Batang langsing diputar terhadap sumbu di 0	31
Gambar 2.14 Penampang piring tipis	32
Gambar 2.15 Silinder beromgga kosentris	33
Gambar 2.16 Penentuan momen inersia dan benda bermassa M ..	34
Gambar 2.17a Sistem tiga partikel yang membentuk benda tegar .	36
Gambar 2.17b Benda telretak pada posisi r berjarak melingkar ...	36
Gambar 2.18 Bantalan luncur	39
Gambar 2.19 Bagian – bagian dari bantalan glinding	40
Gambar 2.20 Kedudukan pasak dalam poros	47
Gambar 2.21 Pasak standar bentuk square, flat dan extra thin	47
Gambar 2.22 Panjang pasak	49
Gambar 3.1 Diagram alir perencanaan dan pembuatan alat	51
Gambar 4.1 Mesin gergaji kayu dengan mata gergaji vertikal	55
Gambar 4.2 Tegangan geser kayu	56
Gambar 4.3 Kontruksi pen dan stang pada mesin gergaji	59
Gambar 4.4 Kerusakan pada lebar plat	60
Gambar 4.5 Kontruksi stang gergaji	61
Gambar 4.6 Daerah yang rawan rusak pada stang gergaji	61

Gambar 4.7 Luas daerah yang terpengaruh gaya.....	62
Gambar 4.8 Pulley penggerak dan pulley yang digerakkan	63
Gambar 4.9 Gaya – gaya pada poros	69
Gambar 4.10 Diagram momen pada poros	72
Gambar 4.11 Silinder pejal yang diputar pada sumbunya	75

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Reliability levels	27
Tabel 2.2	Endurance strenght reduction factor CW	27
Tabel 2.3	Nilai koefisie beban kejut	29
Tabel 2.4	Faktor koreksi momen puntir K_r	30
Tabel 2.5	Faktor koreksi momen puntir K_m	30
Tabel 2.4	Momen inersia dari berbagai bentuk	37
Tabel 2.5	Koefisien gesek rata - rata	41
Tabel 2.6	Faktor kondisi beban F_s	47

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kayu belum memiliki nilai ekonomi yang tinggi jika dipakai begitu saja. Tetapi apabila diolah sedemikian rupa, maka nilai ekonomi kayu menjadi lebih tinggi. contohnya adalah sebagai berikut. Satu kibek kayu jati (kayu jati) dihargai sekitar Rp. 10.000.000-, hingga Rp. 12.500.000-,. Jika kayu jati ini akan digunakan untuk bahan bangunan rumah, yakni di gergaji menjadi batangan-batangan, nilai ekonominya meningkat menjadi dua sampai tiga kali. Tetapi bila kayu tersebut diolah menjadi barang kerajinan, maka nilai ekonominya menjadi puluhan kali dari semula. Terlebih jika hasilnya diekspor ke nagara-negara maju.

Di dusun Ngembul. Desa Jombok, Kec. Ngantang, Kab. Malang , Prop. Jawa Timur terdapat kelompok pengrajin kayu yang kondisinya sulit berkembang (stagnan) akibat keterbatasan fasilitas produksi yang dimiliki. Produknya berupa barang kerajinan dengan bahan baku kayu, seperti kusen, rak buku, asbak, lemari, rak piring, ranjang tempat tidur, dsb. Untuk membuat itu semua masih digunakan cara-cara yang sangat sederhana. sebagai contoh alat gergaji yang dimiliki oleh pengrajin adalah mesin gergaji sederhana yang hanya mampu melakukan proses pemotongan secara lurus, hal ini tentu sangat menyulitkan apabila akan membuat suatu kerajinan atau bahan bangunan rumah tangga yang mempunyai bentuk melingkar atau silinder. Selama ini para pengrajin melakukan pemotongan beberapa kali yang pada akhirnya dilakukan penyambungan untuk menghasilkan bentuk-bentuk melingkar. Pekerjaan memotong secara berulang-ulang ini sangat tergantung pada kondisi fisik pekerjaanya. Sangat tidak efisien karena memerlukan banyak tenaga dan waktu.

Hal ini merupakan permasalahan besar, karena kayu tersebut akan mudah patah pada bagian sambungan. Akibatnya kualitas dan kuantitasnya kurang maksimal, sehingga pada akhirnya juga berimbas pada penurunan kualitas kerajinan tersebut. dengan kata lain dari waktu ke waktu tidak mengalami pertumbuhan produksi.

Kelompok pengrajin ini sebenarnya sangat potesial untuk dikembangkan. Selain dukungan sumber daya alam, yakni melimpahnya berbagai pohon di daerah dusun Ngembul. Desa Jombok, Kec. Ngantang, Kab. Malang, juga banyak tenaga kerja yang belum memiliki pekerjaan tetap. Kondisi ini akan sangat membantu para pengangguran tersebut untuk dapat berkreasi dan mendapatkan penghasilan yang layak. Melihat perkembangan pasar produk kerajinan kayu ini memiliki prospek yang sangat bagus. Bahkan beberapa eksportir mampu menampung produknya jika memang kualitas produknya terjamin. Artinya peluang untuk ekspor sebenarnya sangat terbuka luas, mengingat beberapa keunggulan yang dimiliki barang kerajinan kayu, yakni seratnya yang unik, keras dan anti rayap.

Seperti halnya industri kecil lain pada umumnya. Kelompok pengrajin ini memiliki keterbatasan modal untuk menambah investasi peralatan. Jika harus menambah investasi untuk membuat ketam perata dan penghalus. Secara financial dan teknologi saat ini perusahaan belum mampu. Untuk mengatasi persoalan tersebut perlu adanya uluran Tangan dari pihak lain (pemerintah dan pihak swasta) guna memberikan bantuan modal ataupun teknologi tepat guna yang diberikan / dipinjamkan agar dapat digunakan mengatasi permasalahan yang dihadapi kelompok pengrajin kayu ini.

1.2 Perumusan Masalah

Dengan melihat latar belakang di atas, maka perumusan masalah yang muncul adalah Bagaimanakah rancang bangun dan pembuatan mesin gergaji agar dapat melakukan proses pemotongan secara melingkar meskipun kayu tersebut memiliki ketebalan yang besar dan dapat dilakukan dengan menerapkan teknologi yang sepadan, sehingga para pengrajin kayu mampu meningkatkan efisiensi dan efektifitas produksi serta pendapatannya, tanpa mengeser tanaga kerja yang lazim ada pada industri kerajinan kayu. Kemudian melakukan perhitungan elemen mesin, meliputi sambungan las, poros, pulley, pasak, dan daya motor. Selanjutnya, merakit komponen tersebut menjadi sebuah mesin gergaji sesuai desain untuk melakukan pemotongan pada kayu. Setelah itu dilakukan pengujian alat untuk mendapatkan hasil yang diinginkan sesuai kebutuhan meubel.

1.2.1 Batasan Masalah

Pada pembahasan yang ada, maka dilakukan suatu batasan masalah agar pembahasan tidak meluas, diantara batasan tersebut antara lain :

1. Pembahasan difokuskan pada perencanaan elemen mesin..
2. Perhitungan perencanaan elemen mesin meliputi, poros, pulley, belt dan motor penggerak yang dikhususkan pada daerah sekitar pengergajian..
3. Bahan yang digunakan menggunakan kayu jenis jati.
4. Pada uji pengergajian bahan, material dianggap homogen dan isotropi.
5. Pada pengujian mesin gergaji jumlah geser dan waktu penekanan sama.

1.3 Tujuan dan Manfaat

1.3.1 Tujuan

1. Menghasilkan mesin gergaji melingkar pada berbagai jenis kayu.
2. Mendapatkan hasil kontruksi yang cukup rumit yang siap di proses lebih lanjut sebagai kerajinan yang mempunyai nilai ekonomis tinggi.
3. Merencanakan dan mendesain ulang mesin – mesin gergaji yang telah ada yaitu menggunakan mata gergaji yang relatif kecil sehingga mampu melakukan pemotongan dengan kontur yang relatif sulit agar efektif dan menghemat waktu.
4. Dapat diterapkan di industri-industri kecil.
5. Meningkatkan kemampuan berproduksi pada kelompok pengrajin kayu dengan memberi nuansa teknologi modern.
6. Meningkatkan kualitas dan kuantitas produksi sehingga mampu memenuhi kebutuhan konsumen dengan baik.

1.3.2 Manfaat

1. manfaat ekonomi produk pembuatan mesin ini diharapkan dapat memberi keuntungan langsung bagi industri dan lingkungan tempat industri berada. Kayu yang tadinya murah dan kurang disukai dapat meningkat nilai ekonominya. Karena dapat dimanfaatkan untuk produk yang bernilai seni. Biaya produki bisa lebih efisien, karena dengan waktu tanaga dan lahan yang lebih sedikit disbanding sebelumnya akan diperoleh hasil yang lebih banyak dan berkesinambungan. Tanpa

tergantung pada fisik pekerja. Produk kayu yang tadinya kurang mampu bersaing di pasaran karena rendahnya kualitas, setelah dilakukan intervensi dapat mencapai mutu yang tinggi untuk konsumsi kalangan menengah keatas, bahkan mampu menembus pasar ekspor.

2. manfaat dari sisi IPTEK
keunggulan teknis dan alat yang ditawarkan pada para pengrajin kayu ini adalah dari segi fungsinya. Secara otomatis alat ini akan bekerja secara maksimal pada bentuk-bentuk yang sukar. Kualitas hasil yang diperoleh bisa seragam dan lebih presisi. Kesalahan produk akibat buruknya kondisi fisik pekerja yang terjadi saat mengergaji dapat dihindari.
3. manfaat social secara nasional
dalam skala nasional mesin gergaji hasil rekayasa sendiri ini akan sangat menguntungkan, karena dengan makin berkembangnya industri kecil maka pendapatan para pekerja akan meningkat dan terbuka lapangan kerja baru bagi tenaga kerja lainnya. Sehingga dapat mengurangi jumlah pengangguran.

1.4 Metodologi

Metodologi yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Studi literatur.
2. Mempelajari literatur-literatur yang dapat menunjang penulisan tugas akhir.
3. Metode observasi lapangan.

4. Melakukan proses pengujian geser bahan untuk mendukung analisa dan perhitungan serta mengetahui ketepatan dan kebenaran dari analisa yang kami lakukan untuk perhitungan selanjutnya.
5. Mempelajari proses pengerjaan sebagai landasan pemikiran untuk merancang alat dalam tugas akhir ini.
6. Analisa perancangan dan perhitungan.
7. Setelah mendapatkan berbagai data yang diperlukan kami melakukan analisa dan perhitungan untuk kebutuhan yang diperlukan.
8. Pengujian.
9. Selesai.

1.5 Sistematika Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

Bab I. PENDAHULUAN

Bab ini menguraikan latar belakang permasalahan, perumusan masalah, tujuan dan manfaat, metodologi, batasan masalah, cara pengambilan data dan sistematika penulisan yang bersifat umum.

Bab II. DASAR TEORI

Memuat tentang hal-hal yang dibutuhkan dalam perhitungan dan penulisan Tugas Akhir secara keseluruhan. Selain itu dalam dasar teori terdapat berbagai hal yang menjelaskan masalah, menunjukkan hal-hal yang sejalan atau bertentangan dengan pendapat peneliti lainnya. Disini terdapat pula uraian tentang hasil-hasil penelitian, teori-teori yang dianggap mendukung permasalahan yang diangkat, serta memuat rangkuman kajian teoritik yang terkait.

Bab III. METODOLOGI

Memuat tentang langkah-langkah pengerjaan dan penyusunan laporan, metode pengambilan data dan data-data hasil survey, serta terdapat diagram alir Tugas Akhir,

Bab IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Memuat cara pembuatan dan analisis berdasarkan data analisa serta pembahasan hasil pembuatan dan penjelasan mengenai masalah yang ada.

Bab V. PENUTUP

Memuat kesimpulan dan saran berdasarkan tujuan tugas akhir dan rumusan masalah yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II DASAR TEORI

2.1 Prinsip Kerja Mesin Gergaji Kayu :



Gambar 2.1.
Mesin Gergaji kayu dengan mata gergaji vertikal

Mesin gergaji beroperasi jika ada gerakan berputar oleh motor sehingga mampu menggerakkan belt dan pulley kemudian akan menggerakkan poros engkol dan stang gergaji akan berjalan naik dan turun. Proses naik dan turun mata gergaji inilah yang nantinya dapat melakukan pemotongan kayu dengan cara vertikal sehingga kayu akan lebih mudah dibentuk melingkar.

2.2 Perencanaan Daya

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. Di bawah ini akan kami bahas tentang spesifikasi kayu dan gergaji yang akan digunakan.

2.2.1 Spesifikasi Benda Kerja yang Digunakan adalah Kayu Jati

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

2.2.2 Tegangan Geser Kayu Jati



Gambar 2.2

Gerakan pemakanan dan pemotongan dari gergaji

Apabila diketahui berat jenis kayu, maka tegangan – tegangan ijin kayu mutu A dapat langsung dihitung dengan rumus seperti terdapat pada daftar lib PKKI 1961, sbb.

$$\tau_{II} = 20 b \text{ (kg / cm}^2 \text{)}$$

Dimana :

τ_{II} = Tegangan ijin untuk geser

Dengan b = berat jenis kering udara

1. Luas bidang sentuh gergaji

$$A = l \times s$$

Dimana :

A = Luas bidang sentuh (mm)

l = Tebal gergaji (mm)

s = Kedalaman pemakanan (mm)

2. Gaya perautan

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

$$F_x = \tau_{II} \times A$$

$$F_y = \mu \times F_x$$

Dimana :

F_t = Gaya perautan (N)

F_x = Gaya pemakanan (N)

F_y = Gaya pemotongan (N)

3. Kecepatan potong

Karena arah pemakanan adalah ke bawah maka :

$$v_{ger} = \omega \times l$$

Dimana :

v_{ger} = Kecepatan pemotongan (min/s)

ω = Kecepatan putaran gergaji (rpm)

l = Langkah gergaji (m)



2.2.3 Perencanaan Daya Perautan

$$N = \frac{F \cdot v}{75}$$

Dimana :

N = Daya yang berguna (watt)

F = Gaya pemakanan (N)

v = Kecepatan pemotongan (m/min)

♦ Jenis gergaji

a. Bentuk gigi LS : Bentuk gergaji ini sangat baik digunakan untuk kayu yang memerlukan pengregajian ulang baik untuk kayu lembut dan kayu keras.



Gambar 2.3 jenis gergaji LS

b. Bentuk gigi S : Digunakan untuk batang kayu yang kapasitas kerongkongannya tinggi dan stabilitas gigi secara keseluruhan relatif baik, sebagian besar diterapkan pada batang kayu garis tengah yang besar.



Gambar 2.4 jenis gergaji S

c. Bentuk gigi SB : Stabilitas sisi yang tinggi dan cocok untuk batang kayu yang lembut dan kayu keras. Jenis gergaji ini juga mampu membentuk batang kayu yang dibekukan

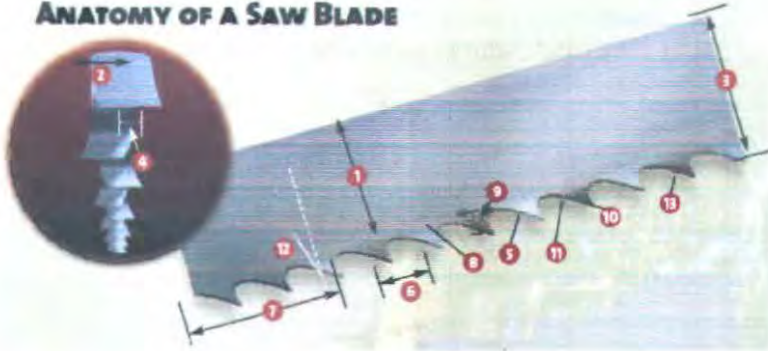


Gambar 2.5 jenis gergaji SB

♦ Bagian – Bagian Gergaji

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

ANATOMY OF A SAW BLADE



Gambar 2.6. Bagian – bagian gergaji

Keterangan :

Lebar badan mata pisau tidak termasuk gigi gergaji.

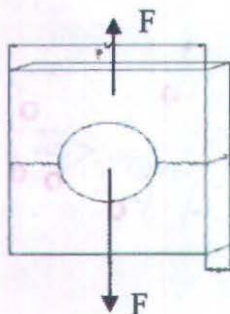
- 1) Ketebalan mata pisau.
- 2) Pengaturan gigi gergaji.
- 3) Lebar Gergaji.
- 4) Mata pisau gergaji yang memotong.
- 5) Jarak antar gigi gergaji.
- 6) Jumlah gigi gergaji per inch.
- 7) Bungkakan area antar ujung gigi.
- 8) Tinggi gigi gergaji.
- 9) Permukaan gigi gergaji.
- 10) Pungung gigi gergaji.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

2.3 Menghitung Kontruksi Elemen Mesin

2.3.1 Menghitung kontruksi pen pada stang gergaji

Tinjauan terhadap tarik :

Bila yang rusak seluruh lebar pelat akibat tarik :



Gambar 2.7 Kerusakan pada lebar pelat

Dimana :

Lebar (W)

Tebal (S)

Gaya (F)

Sehingga :

$$\sigma_t = \frac{F}{2.(W - d)s} \leq |\sigma_t|$$

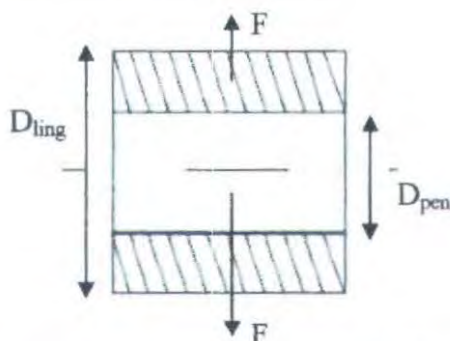
2.3.2 Menghitung konstruksi stang gergaji

Tinjauan terhadap tarik :

Dimana :

$$|\sigma_s| = \frac{S_{yp}}{SF}$$

Luas daerah yang terpengaruh gaya :



Gambar 2.8 Luas daerah yang terpengaruh gaya

Luas daerah yang terpengaruh gaya adalah :

$$A = D_{\text{ling}} - D_{\text{pen}} \times \text{wall thickness}$$

Sehingga $\frac{F}{A} = \frac{S_{yp}}{N}$:

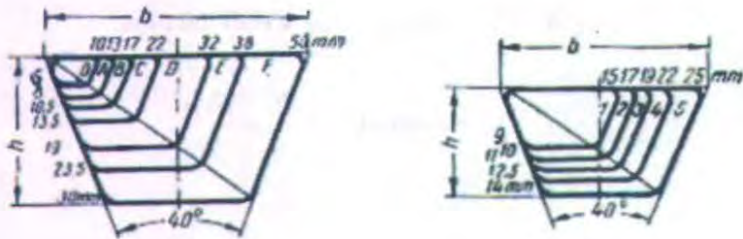
2.4 Perencanaan Belt dan Pulley

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

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

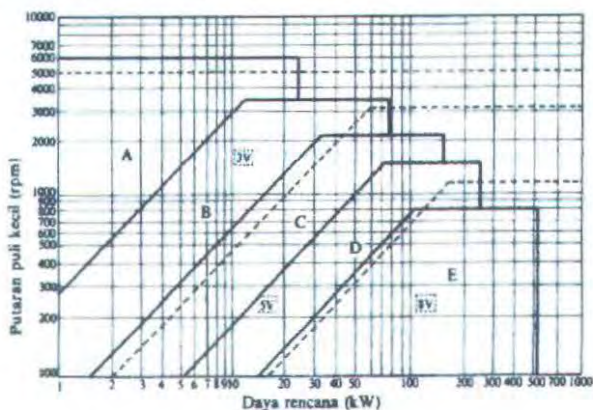
- Belt datar (Flat Belt)
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk segi empat.
- Belt "V" (V Belt)
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk "V" atau trapesium.
- Circular Belt atau Rope
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk lingkaran.

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 2.9 Ukuran belt

Dengan melihat pada gambar 2-9 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 2.10 Diagram Pemilihan Belt

2.4.1 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 :

$$i = \frac{n_0}{n_1} = \frac{d_1}{d_0}$$

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)

2.4.2 Kecepatan Keliling Belt

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

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

Keterangan :

v : kecepatan keliling belt (m/s)

d_0 : diameter pulley penggerak (mm)

n_0 : putaran pulley penggerak (rpm)

2.4.3 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)

2.4.4 Gaya Perencanaan

Gaya perencanaan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_{maks} = F_r \cdot \beta$$

Keterangan :

F_{maks} = Gaya perencanaan (kgf)

- F_r = Gaya keliling (kgf)
 β = Overload packs (1,2 – 1,5)

2.4.5 Tegangan yang Timbul Akibat Gaya Awal

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

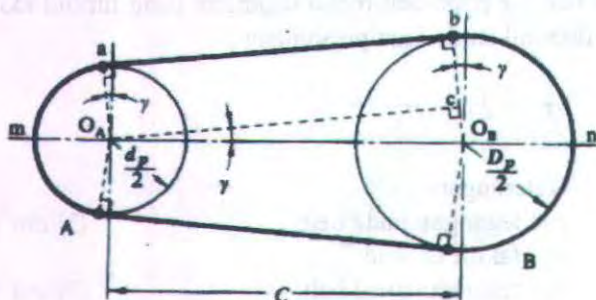
2.4.6 Panjang Belt

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

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

Keterangan :

- L : panjang belt (mm)
 d_0 : diameter pulley penggerak (mm)
 d_1 : diameter pulley yang digerakkan (mm)
 a : jarak sumbu antar poros (mm)



Gambar 2.11 Ukuran-ukuran pada belt dan pulley

2.4.7 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)

2.4.8 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

2.4.9 Perencanaan Daya Pulley – Belt

$$\eta = \frac{F \cdot v}{F \cdot v + Le}$$

$$\eta = \frac{F \cdot v}{F \cdot v + A \cdot v \cdot kp}$$

Keterangan :

η : 0,96 untuk V – belt

F : Daya pulley – belt

v : Kecepatan keliling belt

Le : $A \cdot v \cdot kp$

2.5 Perencanaan Poros

Poros disini sangat berperan guna mentransmisikan daya dari mesin yang berupa putaran, menahan beban dari rotor dan gaya-gaya yang berhubungan langsung dengannya. Faktor-faktor ini sangatlah berpengaruh dalam desain sebuah poros, guna meminimalis akan adanya kerusakan dini yang terjadi pada poros serta dapat bertahan lama.

2.5.1 Macam-macam Poros

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa macam sebagaimana tersebut dibawah ini :

1. Poros Transmisi (*Line Shaft*)
Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, roda gigi, belt, rantai dan sebagainya.
2. Spindle (*Spindle*)
Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.
3. Gandar (*Axle*)
Poros ini dipasang antara roda-roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban puntir.
4. Poros (*Shaft*)
Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.
5. Poros Luwes (*Flexible Shaft*)
Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

Diantara kelima macam poros diatas yang lebih cocok untuk menahan beban puntir dan untuk mentransmisikan putaran ialah jenis poros transmisi (line shaft). Poros ini berfungsi untuk mentransmisikan daya dari mesin berupa putaran dan mendapat beban puntir murni dan lentur.

Poros berfungsi untuk mentransmisikan daya dari mesin, selain itu juga sebagai tempat terpasangnya rotor.

Jenis dari poros yang dipakai dalam pembuatan poros dinamometer kali ini ialah poros yang mampu menahan beban puntir murni dan lentur. Hal ini dikarenakan adanya tegangan bending dan puntir yang diterima oleh rotor dari gesekan kampas rem sehingga poros harus mampu menahan tegangan tersebut.

◆ **Bahan poros**

Poros bisa dibuat dari bahan : baja karbon atau baja paduan. Contoh bahan paduan untuk poros: ASME 1347, 3140, 4150, 4340, 5145, 8650 dsb.) yang biasa disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang dikarburising, misalnya ASME : 1020; 1117; 2315; 4320; 8620; atau G4102, G4103, G4104 , dan sebagainya. Untuk poros-poros yang bentuknya sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor.

2.5.2 Poros dengan Beban Puntir

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung dan ditentukan adalah bahan dan diameternya. Tegangan yang diterima oleh poros dapat berupa : tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi antara bending dan torsi, dsb.

Bila poros hanya menerima beban (utama) puntir yang besarnya konstan, maka besarnya tegangan puntir yang terjadi dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$\tau_t = \frac{Mt}{Wt} = \frac{Mt}{\frac{\pi \cdot ds^3}{16}} = \frac{5,1 \cdot Mt}{ds^3} \leq |\tau_t|$$

Sedangkan untuk mencari besarnya momen puntir yang terjadi dapat digunakan persamaan :

$$Mt = 63.000 \frac{N}{n}$$

Dimana :

Mt = Momen torsi (*lbf.in*)

N = Daya yang ditransmisikan (*HP*)

n = Putaran poros (*rpm*).

ds = Diameter poros (*in*)

2.5.3 Poros dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir yang Konstan.

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

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan :

$$\tau_{\max} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}}{2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

Dimana :

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot Mb}{\pi \cdot ds^3}$$

$$\tau = \frac{16.Mt}{\pi.ds^3}$$

(untuk poros pejal)

$$\sigma_x = \frac{32.Mb}{\pi.do^3 \left(1 - \left(\frac{di}{do} \right)^4 \right)}$$

$$\tau = \frac{16.Mt}{\pi.do^3 \left(1 - \left(\frac{di}{do} \right)^4 \right)}$$

(untuk poros berlubang)

Sehingga tegangan yang terjadi dan syarat aman dapat dinyatakan :

$$\tau_{mak} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3} \right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3} \right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

(untuk poros pejal)

$$\tau_{mak} = \frac{16}{\pi.d_o^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4 \right]} \sqrt{Mb^2 + Mt^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

(untuk poros berlubang)

Dimana :

d_s = Diameter poros (*in*).

d_i = Diameter dalam poros berlubang (*in*)

d_o = Diameter luar poros berlubang (*in*)

M_b = Momen bending yang diterima oleh poros (*lbf.in*)

M_t = Momen torsi yang diterima oleh poros (*lbf.in*)

2.5.4 Poros dengan Beban Momen Bending dan Puntir yang Berfluktuasi.

Untuk beban yang berfluktuasi, diperlukan basis endurance dengan metode Soderberg.

$$\tau_{\text{mak}} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\sigma_m + \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \sigma_r \right)^2 + \left(\tau_{ms} + \frac{\sigma_{yps}}{\sigma_{es}} \tau_{rs} \right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

Bila diketahui yang berfluktuasi adalah momennya, maka persamaan di atas menjadi :

$$\tau_{\text{mak}} = \frac{16}{\pi d_o^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4 \right]} \sqrt{\left(M_{b_m} + \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} M_{b_r} \right)^2 + \left(M_{t_m} + \frac{\sigma_{yps}}{\sigma_{es}} M_{t_r} \right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

Dimana :

σ_m = Tegangan rata-rata untuk bending (*psi*)

σ_r = Tegangan (range) untuk bending (*psi*).

τ_{ms} = Tegangan geser rata-rata karena torsi (*psi*).

τ_{rs} = Tegangan geser (range) karena torsi (*psi*).

M_{b_m} = Momen bending rata-rata (*lbf.in*)

M_{b_r} = Momen bending (range) (*lbf.in*).

M_{t_m} = Momen torsi rata-rata (*lbf.in*)

M_{t_r} = Momen torsi (range) (*lbf.in*)

σ_e = Endurance limit (batas ketahanan).

$$\sigma_{es} = CR \cdot CS \cdot CF \cdot CW \cdot 1/K_f \cdot S'_n$$

σ_{es} = Endurance limit geser (batas ketahanan geser).

$$= CR \cdot CS \cdot CF \cdot CW \cdot 1/K_{fs} \cdot S'_ns$$

Besarnya σ_e dan σ_{es} dapat dilihat pada teori Endurance Limit (batas ketahanan).

Dimana :

CR = Faktor kepercayaan

CR = 1 - 0,08 (D.M.F)

Tabel 2.1 Reliability Levels

Survival Rate, %	Deviation multiplication factor (D.M.F).
90,00	1,28
95,00	1,64
98,00	2,05
99,00	2,05
99,90	2,33
99,99	3,62

CS = Faktor ukuran / pengaruh ukuran (0,70 - 0,85)

CF = Koreksi akhir permukaan (Gb. Halm.893).

CW = Faktor koreksi akibat las-lasan (Tabel 5-4).

Tabel 2.2 Endurance Strength Reduction Factor CW for welds

Type and location of weld	CW
Reinforced butt weld	0,833
Toe of transverse fillet weld	0,667
End of paralel fillet weld	0,370

T-butt joint with sharp corners	0,500
---------------------------------	-------

Kf = Faktor konsentrasi tegangan untuk bending.

Kfs = Faktor konsentrasi tegangan untuk geser.

S'n = Endurance limit of the material.

2.5.5 Perencanaan Poros dengan Beban Fluktuasi dan Beban Kejut.

Pada penggunaan poros (misal pada mesin Pres), disamping ada beban fluktuasi juga ada beban kejut (*shock load*), maka perencanaan poros tetap dapat didasarkan pada tegangan maksimum, tetapi dengan menambah beberapa faktor yang berpengaruh yang tergantung dari beban kejutnya.

Persamaan yang dapat dipakai untuk perencanaan poros dengan beban fluktuasi dan beban kejut adalah :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{K_{sb}}{4} \left(\sigma_m + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_r \right)^2 + K_{st} \left(\tau_{sm} + \frac{S_{yps}}{S_{es}} \tau_{sr} \right)^2} \leq \frac{S_{sps}}{N}$$

atau

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi d_o^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4 \right]} \sqrt{K_{sb} \left(M b_m + \frac{S_{yp}}{S_e} M b \right)^2 + K_{st} \left(T_m + \frac{S_{yps}}{S_{es}} T_r \right)^2} \leq \frac{S_{sps}}{N}$$

(untuk poros pejal $d_i = 0$)

Tabel 2.3. Nilai Koefisien Beban Kejut

Coefficient	Value
Ksb, Kst	1,0 for gradually applied or steady load.
	1,0 – 1,5 for minor shocks
	1,5 – 2,0 for heavy shocks

2.5.6. Diameter Poros

Dari tegangan geser yang diijinkan yang terjadi maka, diameter poros dapat dihitung menurut [Sularso, 1991:8] sebagai berikut :

$$D_s = \left(\frac{5,1}{\tau_a} K_t \cdot C_b \cdot T \right)^{\frac{1}{3}}$$

Dengan mempertimbangkan faktor koreksi dari momen lentur dan momen puntir maka persamaan diatas menjadi :

$$D_s \geq \left[\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(k_m \cdot M)^2 + (k_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Dimana :

D_s = diameter poros (mm).

τ_a = tegangan geser yang diijinkan $\frac{kg}{mm^2}$.

T = momen yang diakibatkan oleh beban puntir (kg.mm)

M = momen terbesar yang terjadi pada poros (kg.mm)

K_t = faktor koreksi untuk momen puntir

K_m = faktor koreksi untuk momen lentur

C_b = harganya antara 1,2-2,3 (diambil 1,5).

Dengan memasukkan data-data yang ada kedalam rumus diatas akan diperoleh diameter poros.



Tabel 2.4 Faktor koreksi untuk momen puntir (Kt)

Kondisi pembebanan	Kt
Secara halus	1,0
Sedikit kejutan / tumbukan	1,0-1,5
Kejutan / tumbukan besar	1,5-3,0

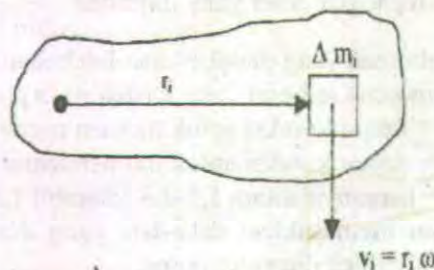
Tabel 2.5 Faktor koreksi untuk momen puntir (Km)

Kondisi pembebanan	Km
Momen lentur yang tetap	1,5
Tumbukan yang ringan	1,5-2,0
Tumnukan yang berat	2-3

2.6 Mencari Momen Inersia

Dengan persamaan momentum linier $p = mv$, sehingga dapat dikatakan bahwa I analog dengan massa dalam gerakan rotasi. bila suatu benda. Bila suatu benda tegar berputar terhadap sumbu yang tegak lurus bidang gambar melalui titik O , dengan memandang bahwa benda tegar tersusun dari jumlahan elemen kecil massa Δm_i , maka momen inersia dalam persamaan dapat di tulis sebagai.

$$I = \sum_{i=1}^N i_i^2 \Delta m_i$$



Gambar 2.12. Benda tegar dengan distribusi massa kontinu yang berputar terhadap titik O

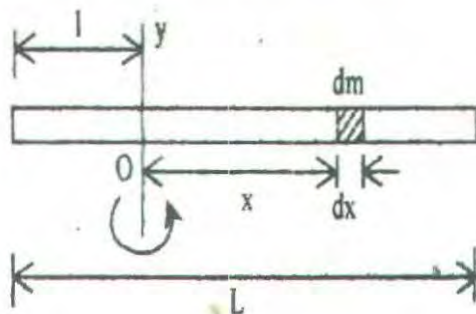
Apabila elemen massa Δm_i diambil sangat kecil ($\Delta m_i \rightarrow 0$), maka bentuk jumlah dalam persamaan dapat diganti dengan integral, jadi

$$I = \int r^2 dm$$

dengan r adalah jarak elemen massa dm ke sumbu putar. momen inersia dari beberapa bentuk sederhana dan homogen

2.6.1 Batang Langsing

Tinjau batang yang panjangnya L dan bermassa yang diputar terhadap sumbu melalui titik O yang terletak disembarang tempat dalam batang pada jarak l dari salah satu ujungnya



Gambar 2.13 Batang langsing diputar terhadap sumbu di O

Dengan memasukkan elemen massa $dm = \lambda dx$, dengan λ adalah massa persatuan panjang dan batas integrasi dari $x = -l$, diperoleh

$$I = \int_{-l}^{L-l} x^2 \lambda dx$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{3} \lambda x^3 \Big|_{-l}^{L-l} \\
 &= \frac{1}{3} \lambda [(L-l)^3 - (-l)^3] \\
 &= \frac{1}{3} \lambda (L^3 - 3L^2l + 3Ll^2)
 \end{aligned}$$

Oleh karena massa batang langsing

$$M = \int dm = \int_0^L \lambda dx = \lambda L \text{ maka}$$

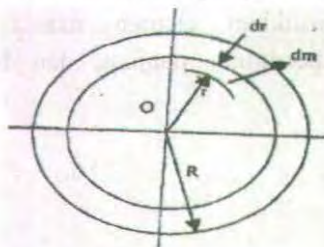
$$I = \frac{1}{3} M (L^2 - 3Ll + 3l^2)$$

Dari persamaan tersebut diketahui jika sumbu putar (0) terletak di tengah-tengah batang atau $l = \frac{L}{2}$, maka momen inersianya akan berharga

$$I = \frac{1}{12} ML^2$$

2.6.2 Piring Tipis

Tinjau piringan tipis berjari-jari R yang mempunyai massa persatuan luas σ . piringan diputar terhadap sumbu (tegak lurus bidang gambar) yang melalui titik o tepat pada sumbu simetrinya.



Gambar 2.14 Penampang piring tipis.

Momen inersia piringan dihitung dalam hal ini disubstitusikan $dm = \sigma.d.A$, dengan $dA = 2\pi.r.dr$ adalah elemen luas, sehingga

$$I = \int_0^R \sigma.2.\pi.r^3 dr = \frac{1}{2} \pi.\sigma.R^4$$

Oleh karena massa piringan

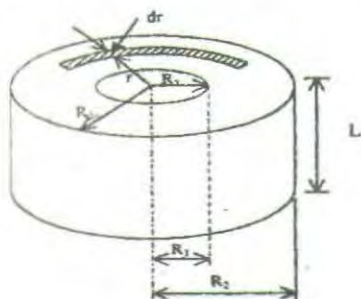
$$M = \int dm = \int_0^R \sigma.D.A = \int_0^R \sigma.2.\pi.r.dr = \sigma.\pi.R^2$$

Maka momen inersia piringan tipis terhadap sumbu simetrisnya dapat dinyatakan sebagai

$$I = \frac{1}{2} M.R^2$$

2.6.3 Silinder Berongga Konsentris

Momen inersia silinder berongga yang panjangnya L dengan jari-jari dalam R_1 , yang sumbu putarnya terletak berimpit dengan sumbu pusat silinder, juga dihitung menggunakan persamaan



Gambar 2.15. Siliinder berongga konsentris

Dalam hal ini elemen massa dm dihitung dari elemen volume silinder setebal dan berjarak r dari sumbu rotasinya. Bila rapat massa silinder adalah ρ , maka dapat dinyatakan

$$\begin{aligned} dm &= \rho \cdot dV \\ &= \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \cdot dr \end{aligned}$$

kemudian didistribusikan ke dalam persamaan maka

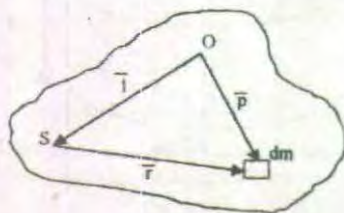
$$\begin{aligned} I &= \int r^2 \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \cdot dr \\ &= 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \int_{R_2}^{R_1} \rho \cdot r^3 \cdot dr \end{aligned}$$

Apabila kerapatan massa silinder tersebut tidak homogen, maka penyelesaian integral tersebut tergantung pada hubungan ρ terhadap r . Untuk memudahkan penyelesaiannya ρ dianggap tetap dan tak tergantung pada r , sehingga

$$I = \frac{\pi \cdot \rho \cdot L}{2} (R_2^4 + R_1^4)$$

Karena massa total silinder konsentris

$$M = \int dm = \int_{R_1}^{R_2} \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot dr = \rho \cdot \pi \cdot L (R_1^2 + R_2^2)$$



Gambar 2.16. Penentuan momen inersia dan benda bermassa M yang diputar terhadap sumbu S yang terletak sejajar dengan sumbu putar yang melalui pusat massa O .

Momen inersia melalui S dalam Gambar 2.16 ditentukan dari persamaan

$$I = \int r^2 dm$$

Supaya perhitungan menjadi sederhana maka kedudukan pusat massa (0) dalam hal ini dianggap sebagai pusat koordinat. Oleh karena $\bar{r} = \bar{p} \bar{l}$, maka

$$\begin{aligned} r^2 &= \bar{r} \cdot \bar{r} = (\bar{p} \bar{l})(\bar{p} \bar{l}) \\ &= l^2 + p^2 - 2\bar{p} \cdot \bar{l} \\ &= l^2 + p^2 - 2p_x l_x - 2p_y l_y \end{aligned}$$

Sehingga momen inersia I menjadi

$$I = \int l^2 dm + \int p^2 dm - \int 2I_x p_x dm - \int 2I_y p_y dm$$

Dengan $p_x l_x$ dan $p_y l_y$ adalah komponen $\bar{p} \cdot \bar{l}$ Berturut-turut terhadap sumbu x dan sumbu y. karena jarak I dari pusat massa (0) ke sumbu s adalah tetap, maka

$$\int l^2 dm = l^2 \int dm = l^2 M$$

Sedangkan suku ke dua $\int p^2 dm$ tidak lain adalah momen inersia terhadap sumbu yang melalui pusat 0, sehingga dapat ditulis sebagai

$$\int p^2 dm = I_0$$

Harga I_x dan I_y pada suku ke tiga dan keempat adalah tetap, dan $\int p_x dm$ maupun $\int p_y dm$ dapat ditentukan melalui definisi pusat massa, yaitu

$$\int p_x dm = \int p_y dm = y_{pm} M$$

Karena pusat massa terletak pada $X_{pm} = Y_{pm} = 0$, maka

$$\int p_x dm = \int p_y dm = 0$$

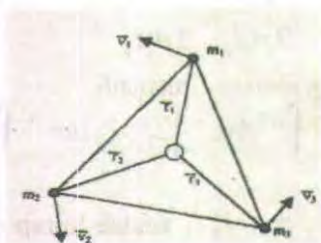
Sehingga

$$I = ml^2 + I_0$$

Persamaan ini menyatakan perhitungan momen inersia menggunakan dalil sumbu sejajar.

Untuk sistem bentuk benda yang lain momen inersinya dapat dilihat pada tabel 2.6

Tinjauan sistem 3 partikel yang membentuk benda tegar dalam gambar 2.17a yang akan diamati gerak rotasinya, dalam hal ini titik pusat massanya dipakai sebagai titik acuan.



Gambar 2.17a Sistem 3 partikel yang membentuk benda tegar dengan besar kecepatan linier masing-masing V_1 .

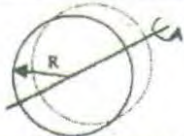


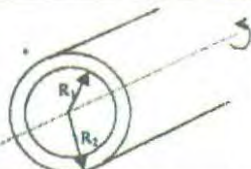
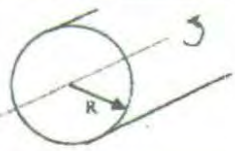
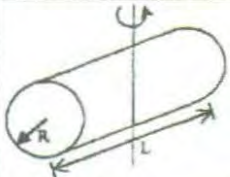
Jika benda tegar diputar terhadap sumbu yang tegak lurus bidang gambar dan melalui O (pusat massa) dengan kecepatan sudut $(\bar{\omega})$, Maka kecepatan linier partikel ke i adalah

$$\bar{V}_i = \bar{\omega} \times \bar{r}_i$$



Gambar 2.17b Benda terletak pada posisi \bar{r} berjarak melingkar dengan kecepatan sudut $(\bar{\omega})$

Tabel 2.6 Momen inersia dari berbagai bentuk

No	Bentuk	Momen Inersia
1		Cincin diputar pada sumbunya $I = MR^2$
2		Cincin diputar pada sumbu sepanjang diameternya $I = \frac{1}{2}MR^2$
3		Cincin diputar pada garis singgungnya $I = \frac{3}{2}MR^2$
4		Silinder berongga diputar pada sumbunya $I = \frac{1}{2}M(R_1^2 + R_2^2)$
5		Silinder pejal diputar pada sumbunya $I = MR^2$
6		Silinder pejal diputar di tengah-tengah diameternya $I = \frac{1}{4}MR^2 + \frac{1}{12}ML^2$

2.6.4 Maka Daya Inersia Poros :

$$N_i = (I_{pr} + I_{ply} + I_{pir}) \omega \cdot \lambda$$

Keterangan :

N_i	= Daya inersia poros	(watt)
I_{pr}	= Inercia poros	(kg / m^2)
I_{ply}	= Inercia pulley	(kg / m^2)
I_{pir}	= Inersia piringan	(kg / m^2)
ω	= Omega	(rad / s)

2.7 Perencanaan Bantalan (Bearing)

Bantalan (*Bearing*) adalah salah satu elemen mesin yang mampu menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang.

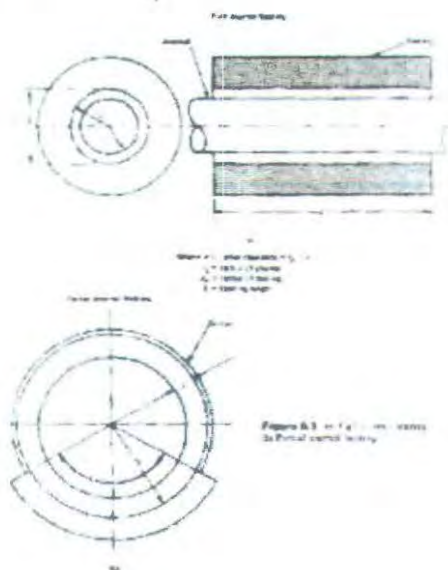
Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

(1) Berdasarkan Gerakan Bantalan Terhadap Poros

- *Bantalan Luncur*. Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan dengan perantaraan lapisan pelumas.
- *Bantalan Gelinding*. Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.

(2) Berdasarkan Arah Beban Terhadap Poros

- *Bantalan Radial*. Arah beban yang diterima bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
- *Bantalan Aksial*. Arah beban bantalan ini adalah sejajar dengan sumbu poros.
- *Bantalan Gelinding Khusus*. Bantalan ini mampu menahan beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

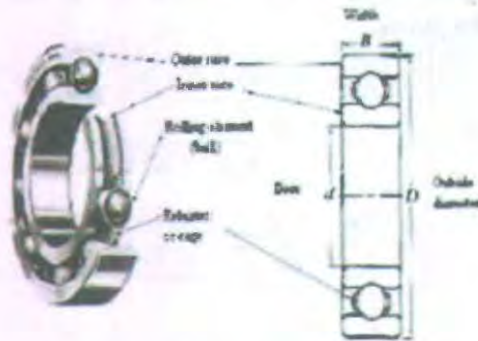


Gambar 2.18 Bantalan Luncur

2.7.1 Bantalan Gelinding

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari segi gesekan gelindingnya yang sangat kecil jika dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang di antara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah

satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan yang terjadi di antaranya akan jauh lebih kecil. Pada umumnya bantalan gelinding lebih cocok untuk beban kecil dari pada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut.



Gambar 2.19 Bagian-bagian dari bantalan gelinding

Dalam perencanaan kali ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (*rolling bearing*). Bantalan gelinding sering juga disebut juga bantalan anti gesek, karena bantalan ini dalam pengoperasiannya mendukung beban, berputar dengan menggelinding melalui elemen-elemen penggelingnya, tidak terjadi gesekan, ataupun kalau terjadi gesekan akan sangat kecil sekali.

2.7.1.1 Gesekan Pada Bantalan Gelinding

Bantalan gelinding sering disebut sebagai bantalan anti gesekan (*Anti Friction Bearing*), tetapi karena adanya beban dan putaran akan dapat menyebabkan terjadinya gesekan di antara komponen bantalan yaitu ring luar, bola atau rol, dan ring dalam.

Koefisien gesek yang terdapat dalam table 2.7 dapat dilakukan perubahan tergantung kepada perencanaan. Akibat dari

gesekan yang terjadi tersebut akan menyebabkan kehilangan daya yang dapat dihitung sebagai berikut :

$$P_f = \frac{T.n}{63.000} = \frac{f.F_r.d.n}{126.050} \text{ hp}$$

Dimana :

P_f = Daya yang hilang karena torsi gesek (*Hp*)

n = Putaran poros (*rpm*)

d = Diameter lubang bantalan (*in*)

F_r = Gaya radial pada bantalan (*lb*)

f = Koefisien gesek. (Tabel 2.5)

Tabel 2.7 Koefisien Gesek (f) secara harga rata-rata

Tipe dari Bantalan	Start		Selama Berputar	
	Radial	Aksial	Radial	Aksial
1) Bantalan dengan bola	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2) Bantalan rol bola (Spherical Roller Bearing)	0,0030	0,0018	0,0018	0,0080
3) Bantalan rol silinder (Cylindrical Roller Bearing)	0,0020	---	0,0011	---

2.7.2 Umur Bantalan

Dalam pemilihan bantalan gelinding, umur bantalan sangat perlu diperhatikan dan juga pada beban yang diterimanya. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan yaitu :

- 1) Umur (*Life*)
Diartikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan.
- 2) Umur berdasarkan kepercayaan (*Rating Life*) L_{10}
Diartikan sebagai umur yang dicapai dalam jumlah perputaran yang dapat dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti 10% kegagalan.
- 3) Basis kemampuan menerima beban (*Basic Load Rating*)
Diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan berputar dalam jumlah putaran 1.000.000 (10^6) putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.
- 4) Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*)
Diartikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya yang memberikan bidang tekanan. Disimbulkan dengan C_0 .

2.7.3 Gaya Radial Bantalan

Menghitung gaya radial pada bantalan dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$F_R = \sqrt{(F_H)^2 + (F_V)^2}$$

Dimana :

F_R = beban radial (lb).

F_H = gaya pada sumbu horisontal (lb).

F_V = gaya pada sumbu vertikal (lb).

2.7.4 Beban Ekuivalen (*Equivalen Load*)

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan luar yang tetap, yang akan memberikan umur yang sama seperti jika

bantalan bekerja pada kondisi nyata dengan beban dan putaran yang sama.

Dalam banyak pemakaian, bantalan tidak hanya menumpu beban radial tetapi juga beban aksial sehingga beban ekuivalen dinyatakan sebagai berikut :

$$P = X V F_r + Y F_a$$

Dimana :

P = Beban ekuivalen (lb)

F_r = Beban radial (lb)

F_a = Beban aksial (lb)

V = Faktor putaran

V=1, jika ring dalam yang berputar,

V=1,2 jika ring luar yang berputar.

X = Faktor beban radial

Y = Faktor beban aksial

Bila beban radialnya jauh lebih besar dari pada beban aksial, maka beban ekuivalen dapat ditulis sebagai berikut :

$$P = V \cdot F_r$$

Untuk mendapatkan harga dari X dan Y dari tabel dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

- 1) Cari terlebih dahulu harga $\frac{i \cdot F_a}{C_o}$
- 2) Kemudian dari harga tersebut ditarik garis kekanan sampai pada kolom e dan didapatkan harga e.
- 3) Cari harga $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$, dan bandingkan dengan harga e,

dimana terdapat kemungkinan harga dari

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e; = e; > e.$$

- 4) Dari perbandingan tersebut maka akan didapatkan

harga dari X dan Y dari kolom $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$ atau

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$$

- 5) Bila angka yang didapat tidak tepat sama dengan harga-harga yang ada pada masing-masing kolom, maka dapat dilakukan dengan pemilihan dengan menggunakan cara interpolasi dan extrapolasi.

Dimana :

i = Jumlah deret, tapi tidak dipakai pada bantalan tipe kontak radial, dalam hal ini harga $i = 1$.

Hasil dari perhitungan beban ekuivalen diatas tidak diperhitungkan adanya beban kejut dan impact, maka agar lebih aman dari beban ini dan untuk menghindari kerusakan bantalan lebih awal, beban ekuivalen harus dikalikan dengan faktor F_s , sehingga persamaannya menjadi sebagai berikut :

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

Dimana : F_s = Faktor kondisi beban

Tabel 2.8 Faktor Kondisi Beban, F_s

Type of service	Multiply Calculate Load by Following Factors	
	Ball Bearing	Roller Bearing
Uniform and steady load	1.0	1.0
Light shock load	1.5	1.0
Moderate shock load	2.0	1.3
Heavy shock load	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load	3.0	2.0

2.7.5 Menentukan Umur Bantalan

Dengan menggunakan tabel akan didapatkan harga dari C_o dan C yang tergantung dari diameter lubang, seri dimensi bantalan dan jenis bantalannya, maka umur bantalan dengan kepercayaan 90% dapat dihitung sebagai berikut :

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

Dimana :

- L_{10} = Umur bantalan dalam jumlah putaran
- C = Beban dinamis (Ib), lihat tabel
- P = Beban ekivalen (Ib)
- b = Kontanta, tergantung dari tipe bantalan.
 - = 3,0 bila tipenya Bantalan Bola
 - = 10/3 bila tipenya Bantalan Rol

Umur bantalan juga dapat dinyatakan dalam satuan jam, dengan asumsi bahwa putaran yang diberikan adalah konstan maka umur bantalan didapat sebagai berikut :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \quad (\text{Jam})$$

Dimana :

- n = Jumlah putaran (rpm)
L_{10h} = Umur bantalan , jam kerja

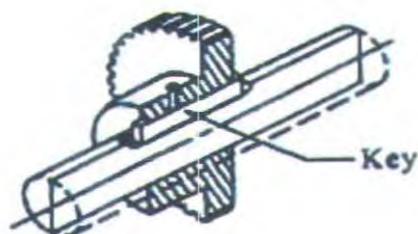
2.8 Pasak

Seperti halnya pada baut dan sekrup, pasak juga digunakan untuk penyambungan yang tidak permanen. Pasak digunakan untuk penyambungan antara poros dengan "hub" (roda-gigi, pulley, sprocket, dsb.), sehingga ketika poros berputar maka hub akan berputar untuk mentransmisikan daya dari poros.

Distribusi tegangan pada pasak dapat diketahui dengan mudah sehingga dalam perhitungan-tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

1. Untuk torsi yang konstan (torque is steady), sf = 1
2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah), sf = 2,5
3. Untuk beban kejut yang besar, terutama bolak balik , sf = 4,5

Sedangkan untuk melindungi " hub " supaya tidak rusak maka panjang dari " hub " dibuat 25% lebih panjang dari ukuran diameter porosnya .Panjang pasak juga dibuat 25% lebih besar dari ukuran diameter porosnya.



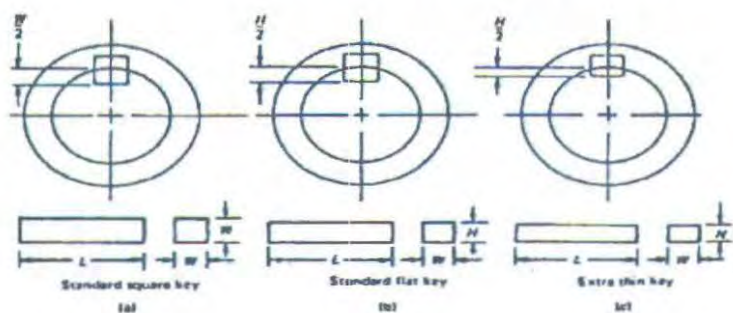
Gambar 2.20. Kedudukan pasak dalam poros dan hub

2.8.1 Variasi / Bentuk-bentuk Pasak

Menurut bentuknya, pasak dapat dikelompokkan menjadi : pasak datar (square Key), pasak tirus (tapered key), dan pasak setengah lingkaran (wood ruff key). Dimensi pasak dapat dilihat pada gambar 2.21 dan lampiran

2.8.2 Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi : lebar (W), dan tinggi (H) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros. (lihat lampiran). Sebagai contoh pasak untuk poros berdiameter 1 in, maka diperoleh lebar pasak $W = 0,25$ in



Gambar 2.21. Pasak standar bentuk square, flat dan extra thin

2.8.3 Kedudukan Pasak pada Porosnya

Gambar 2.21 c menunjukkan posisi pasak yang tidak baik, karena adanya toleransi yang tidak memenuhi syarat antara pasak dan lubangnya, terlalu longgar. Hal ini akan menyebabkan distribusi tegangan tidak merata dan kompleks, baik pada pasak maupun pada poros dan hub-nya.

Untuk menghindari terjadinya hal tersebut, maka toleransi harus diperhatikan dengan baik. Pemasangan yang tepat dapat dilihat pada Gambar 2.21b. membuat distribusi tegangan yang merata di sepanjang pasaknya, dan ini akan memudahkan perhitungan-perhitungan pasaknya.

2.8.4 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat

Sesuai dengan Gambar 2.21b yaitu pasak terpasang dengan baik pada porosnya, maka analisa perhitungannya dapat dilakukan sebagai berikut. Ketika poros berputar untuk mentransmisikan daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan dan tegangan kompresi.

Tinjauan terhadap tegangan geser

Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.

$$\tau_s = \frac{F}{A} \quad \text{dimana : } F = \frac{T}{D/2}$$

A = luas bidang geser pada pasak
= W × L = Lebar pasak (W) × panjang (L)

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syf}}{sf}$$

2.8.5 Tinjauan terhadap Tegangan Kompresi

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk pada poros dan setengahnya lagi masuk pada "hub", dan juga tinggi pasak sama dengan lebarnya atau ($H=W$), maka :

Tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \text{ dimana : } F = \frac{T}{0,5.D}$$

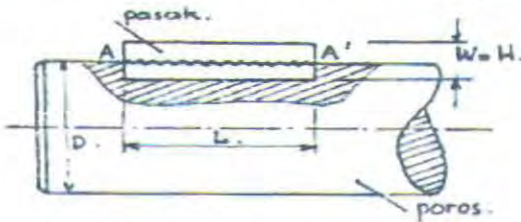
A = luas bidang geser pada pasak
 $= 0,5 H \times L =$ tinggi pasak (W)x panjang (L)

$$\sigma_c = \frac{2T}{0,5H.L.D} = \frac{4.T}{W.L.D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah

$$\sigma_c = \frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{ykc}}{sf}$$

Dari kedua tinjauan tegangan di atas maka besarnya panjang pasak (L) dapat dihitung. Panjang yang dihasilkan ini merupakan panjang minimum namun aman terhadap tegangan-tegangan tersebut.



Gambar 2.22. Panjang pasak (L)

4.9 Perhitungan Daya Total

Daya total :

$$N_{\text{ttl}} = \frac{N_{\text{per}} + N_{\text{ply}} + N_{\text{prs}}}{\eta}$$

Keterangan :

- N_{ttl} : Daya Total (watt)
- N_{per} : Daya permutan (watt)
- N_{ply} : Daya pulley (watt)
- N_{prs} : Daya piringan (watt)
- η : Efisiensi motor

Proses pembuatan mesin gergaji ini dapat dijelaskan diagram alir (*flow Chart*) seperti pada gambar 3.1. Diagram alir tersebut merupakan urutan pembuatan gergaji mulai dari awal, seperti : pencarian referensi, sketsa gambar, perencanaan gergaji, perakitan gergaji sampai akhir.

3.2. Penjelasan Diagram Alir

3.2.1. Studi Literatur

Pada studi literatur dipelajari referensi-referensi baik berupa buku-buku maupun referensi dari internet yang berhubungan dengan perencanaan dan pembuatan gergaji ini.

3.2.2. Gambar Alat

Membuat gambar gergaji berdasarkan literatur yang sudah ada untuk mempermudah proses perencanaan dan pembuatan komponen-komponen gergaji.

3.2.3. Perencanaan Alat

Melakukan perencanaan dan perhitungan dari gergaji, diantaranya adalah :

- Daya dan Torsi
- Poros
- Bantalan
- Belt
- motor

3.2.4. Pengadaan Alat

Mempersiapkan alat-alat dan komponen-komponen yang diperlukan dalam proses pembuatan dan perakitan gergaji sesuai dengan perencanaan.

3.2.5. Perakitan Alat

Merakit komponen-komponen gergaji yang telah dipersiapkan sesuai dengan gambar sket yang telah direncanakan sebelumnya.

3.2.6. Pengujian

Melakukan pengujian terhadap mesin gergaji yang telah dirakit sebelumnya.

3.2.7. Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan dengan pengujian terhadap gergaji. Dari pengujian tersebut akan didapatkan besarnya kecepatan dan torsi kemudian keduanya dikalkulasikan sehingga didapatkan besarnya daya dari mesin yang diuji tersebut.

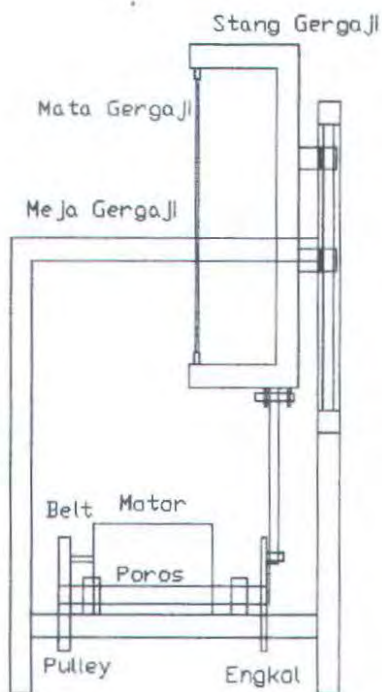
3.2.8. Kesimpulan

Dari data-data yang didapat dapat diketahui besarnya gaya yang diperlukan untuk memotong sebuah kayu kemudian berapa torsi yang terjadi sehingga akan berpengaruh pada umur betl, poros, bantalan serta daya maksimum yang diperlukan oleh motor. Yang ditentukan oleh hasil perhitungan-perhitungan desain gergaji.

BAB IV HASIL DAN PERHITUNGAN

Bab ini akan membahas tentang perhitungan dalam merencanakan alat gergaji kayu. Sebagaimana yang telah direncanakan, agar sesuai dengan hasil yang diinginkan.

4.1. Prinsip Kerja Mesin Gergaji Kayu :



Gambar 4.1.
Mesin Gergaji kayu dengan mata gergaji vertikal

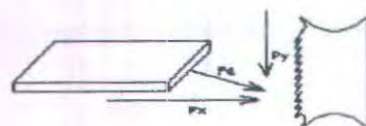
Mesin gergaji beroperasi jika ada gerakan berputar oleh motor sehingga menggerakkan belt dan pulley kemudian akan menggerakkan poros engkol dan stang gergaji akan berjalan naik dan turun. Proses naik dan turun mata gergaji inilah yang nantinya dapat melakukan pemotongan kayu dengan cara vertikal sehingga kayu akan lebih mudah dibentuk melingkar.

4.2 Perencanaan Daya

4.2.1 Spesifikasi Benda Kerja adalah Kayu Jati

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

4.2.2 Tegangan Geser Kayu Jati



Gambar 4.2 Tegangan geser Kayu

Apabila diketahui berat jenis kayu, maka tegangan – tegangan ijin kayu mutu A dapat langsung dihitung dengan rumus seperti terdapat pada daftar lib PKKI 1961, sbb.

$$\tau_{II} = 20 b \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Dimana :

τ_{II} = Tegangan ijin untuk geser

Dengan b = berat jenis kering udara (lampiran)

Jadi tegangan ijin geser untuk kayu jati adalah :

$$\begin{aligned}
 T_{II} \tau_{II} &= 20 \text{ g (kg/cm}^2\text{)} \\
 &= 20 \cdot 0.7 \\
 &= 14 \text{ kg/cm}^2 \\
 &= 14 \text{ kg/cm}^2 \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 10^4 \text{ cm}^2/\text{m}^2 \\
 &= 137,34 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

1. Luas bidang sentuh gergaji

$$\begin{aligned}
 A &= t \times s \\
 &= 0,1 \cdot 10 \\
 &= 1 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

2. Gaya perautan

$$\begin{aligned}
 F_x &= \tau_{II} \times A \\
 &= 137,34 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2 \cdot 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \\
 &= 137,34 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_y &= \mu \times F_x \\
 &= 1 \cdot 137,34 \text{ N} \\
 &= 137,34 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{total} &= \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \\
 &= \sqrt{137,34^2 + 137,34^2} \\
 &= 194,2 \text{ N}
 \end{aligned}$$

3. Kecepatan potong

Langkah gergaji setiap putaran adalah :

- Arah naik 15 cm = 0,15 m
- Arah turun 15 cm = 0,15 m

Karena arah pemakanan adalah ke bawah maka :

$$\begin{aligned}V_{\text{ger}} &= \omega \times 0,15 \\ &= 50 \cdot 0,15 \\ &= 7,5 \text{ m/min}\end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}V_{\text{ger}} &= 7,5 \text{ m/min} \frac{\text{menit}}{60 \text{ detik}} \\ &= 0,125 \text{ m/dtk}\end{aligned}$$

4.2.3 Perencanaan Daya Perautan

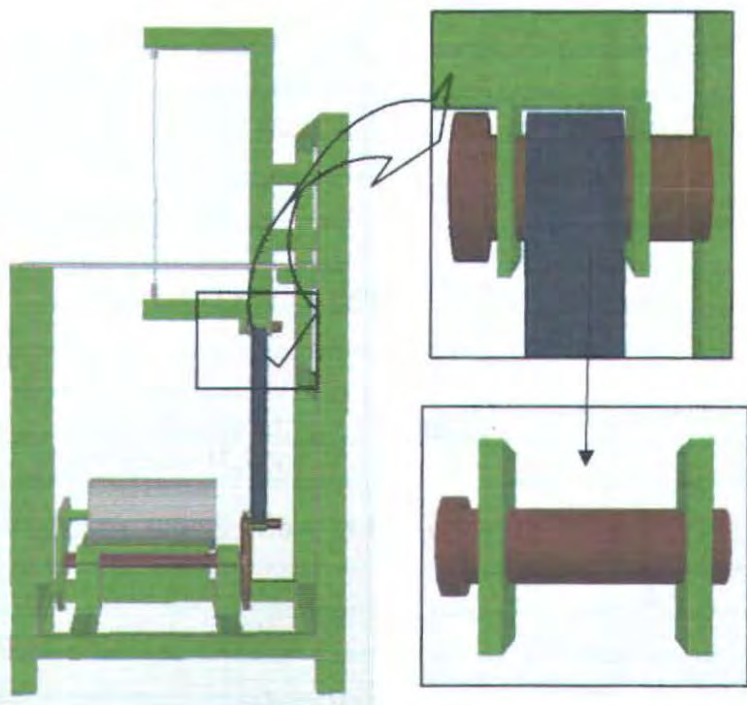
$$N = \frac{F \cdot v}{75}$$

$$N = \frac{194,2 \cdot 0,125}{75}$$

$$N = 0,32 \text{ Hp}$$

4.3 Menghitung Kontruksi Elemen Mesin

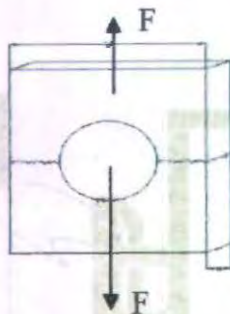
4.3.1 Menghitung Kontruksi Pen pada Stang Gergaji



Gambar 4.3
Kontruksi pen dan stang pada mesin gergaji

Tinjauan terhadap tarik :

Bila yang rusak seluruh lebar pelat akibat tarik :



Gambar 4.4 Kerusakan pada lebar pelat

Diketahui : Lebar (W) = 3,5 cm = 1,3775 in
Tebal (S) = 0,4 cm = 0,1572 in
Dpen = 1,4 cm = 0,5502 in
F = 137,34 = 30,87 lbf

Bahan plat adalah baja steel 1010 dengan $syp = 42$ Ksi

Maka :

$$\text{Sehingga : } \sigma_t = \frac{F}{2 \cdot (W - d) \cdot s} \leq |\sigma_t|$$

$$\text{Jadi} = \frac{30,87}{2(1,375 - 0,530)0,1572} \leq |\sigma_t|$$

$$= \frac{30,87}{1,69 \cdot 0,1572} \leq |\sigma_t|$$

$$|\sigma_t| \geq 116,49 \text{ lbf} \quad \text{“Kontruksi aman”}$$

4.3.2 Menghitung Kontruksi Stang Gergaji



Gambar 4.5 kontruksi stang gergaji

Diketahui :	Dimensi	:	- Panjang	= 400 mm
				= 15,72 in
			- D_{ling}	= 30 mm
				= 1,179 in
			- Tabal	= 40 mm
				= 1,572 in
			- D_{pen}	= 15 mm
				= 0,589 in

Bahan yang digunakan adalah Baja Steel AISI 1020
Dengan spesifikasi $\rho = 7680 \text{ kg/m}^3$ atau $0,283 \text{ lb/in}^3$
dengan $s_{yp} = 43 \text{ Ksi}$

Tinjauan terhadap tarik :

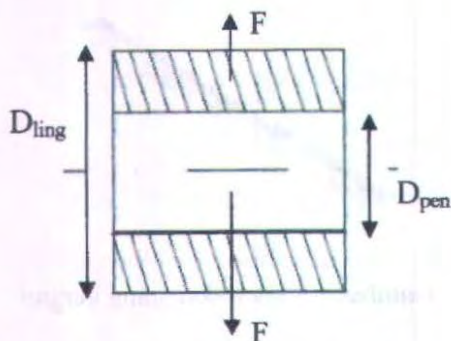
Dimana :

$$|\sigma_s| = \frac{S_{yp}}{SF}$$



Gambar 4.6 daerah yang rawan rusak pada stang gergaji

Luas daerah yang terpengaruh gaya :



Gambar 4.7 Luas daerah yang terpengaruh gaya

Luas daerah yang terpengaruh gaya adalah :

$$\begin{aligned} A &= D_{\text{ling}} - D_{\text{pen}} \times \text{wall thickness} \\ &= 1,179 - 0,589 \times 1,572 \\ &= 0,46 \times 0,786 \\ &= 0,927 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\frac{F}{A} = \frac{Syp}{N}$$

$$\frac{30,87}{0,927} \geq \frac{Syp}{2,5}$$

$$Syp \geq \frac{77,175}{0,927}$$

$$Syp \geq 83,25 \text{ lbf} \quad \text{"Kontruksi aman"}$$

Bahan yang dipilih adalah Baja Steel AISI 1020

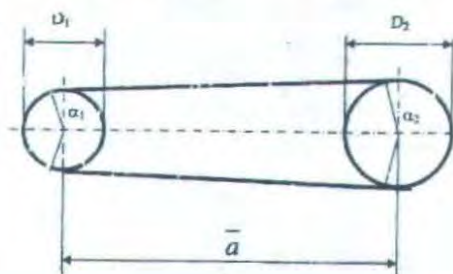
Dengan spesifikasi $\rho = 7680 \text{ kg/m}^3$ atau $0,283 \text{ lb/in}^3$ dengan $syp = 43 \text{ Ksi}$

4.4 Perencanaan Bati dan Pulley

Dari perhitungan dan perencanaan serta survey di lapangan maka data-data di bawah ini dapat di gunakan untuk mencari perhitungan pulley dan belt.

Dimana data-data tersebut antara lain:

1. Putaran poros piringan (n_2) = 491.2 rpm
2. Putaran motor (n_1) = 1400 rpm
3. Putaran motor yang telah direduksi = 140 rpm
4. Diameter pulley (D_2) = 200 mm = 0,2 m
5. Daya motor (N) = 0.5 Hp = 373 watt
6. Jarak sumbu poros (α) = 200 mm = 0,2 m



Gambar 4.8 Pulley penggerak dan pulley yang di gerakkan

4.4.1 Besar Putaran yang Digerakkan

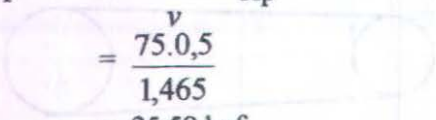
$$\begin{aligned}n_2 &= \frac{d_1}{d_2} \times \frac{n_1}{(1 + \zeta)} \\ &= \frac{70}{200} \times \frac{140}{1 + 0.02} \\ &= 0,35 \times 137,2\end{aligned}$$

$$= 48,039 \text{ rpm}$$

4.4.2 Menghitung Kecepatan Keliling Belt

$$\begin{aligned}V_B &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\&= \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 140}{60 \cdot 1000} \\&= \frac{87920}{60000} \\&= 1,465 \text{ m/s}\end{aligned}$$

4.4.3 Menghitung Gaya Keliling Belt

$$\begin{aligned}F &= \frac{75 \cdot N}{v} \text{ Hp} \\&= \frac{75 \cdot 0,5}{1,465} \\&= 25,59 \text{ kgf}\end{aligned}$$


4.4.4 Menghitung Gaya Perencanaan

$$\begin{aligned}F_{mak} &= F_r \cdot \beta \\&= 25,59 \cdot 1,5 \\&= 58,39 \text{ kgf}\end{aligned}$$

4.4.5 Menghitung Tegangan yang Timbul Akibat Gaya Awal

$$\begin{aligned}\sigma_d &= 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_d \\ &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \\ &= 21,6 \text{ kg/cm}\end{aligned}$$

4.4.6 Menentukan Panjang Belit yang Digunakan

$$\begin{aligned}L &= 2 \cdot l + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 \cdot l} \\ L &= 2 \times 200 + \frac{\pi}{2} (70 + 200) + \frac{(200 - 70)^2}{4 \cdot 200} \\ L &= 445,9 \text{ mm}\end{aligned}$$

Berdasarkan panjang belt yang ada di pasaran maka kami menggunakan panjang belt 900 mm

Dengan ini maka akan didapat jarak poros baru yaitu :

$$\begin{aligned}L &= 2 \cdot A + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4 \cdot A} \\ L &= 2 \times A + \frac{\pi}{2} (70 + 200) + \frac{(200 - 70)^2}{4 \cdot A} \\ 900 &= 2 A + 423,9 + \frac{16900}{A}\end{aligned}$$

$$2A - 476,1 + \frac{16900}{A} = 0$$

$$2A^2 - 476,1A + 16900 = 0$$

$$A_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4Ac}}{2A}$$

$$A_1 = \frac{476,1 + \sqrt{476,1^2 - 4 \cdot 2 \cdot 16900}}{2 \cdot 2}$$

$$= 194,64 \text{ mm}$$

$$A_2 = \frac{476,1 - \sqrt{476,1^2 - 4 \cdot 2 \cdot 16900}}{2 \cdot 2}$$

$$= 43,415 \text{ mm}$$

Jadi jarak poros baru yang (A) dipilih adalah 194,415 mm

4.4.7 Jumlah Putaran Belt per Detik

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

$$U = \frac{1,465 \text{ m/s}}{0,9 \text{ m}}$$

$$= 8,13 \text{ rps}$$

4.4.8 Umur Belt

$$H_b = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

$$= \frac{10^7}{3600 \cdot 8,13 \cdot 2} \left[\frac{90}{12,88} \right]^8$$

$$= 9,7.10^7 \text{ Jam kerja}$$

4.4.9 Perencanaan Daya Pulley – Belt

$$\eta = \frac{F.v}{F.v + Le}$$

$$\eta = \frac{F.v}{F.v + A.v.kp}$$

$$0,96 = \frac{F.1,465}{F.1,465 + 8.10^{-03}.1,465.1,4}$$

$$0,96 = \frac{1,465F}{1,465F + 0,0166}$$

$$1,4064F + 0,0159 = 1,465F$$

$$0,0586F = 0,0159$$

$$F = 0,271 \text{ N}$$

$$N = \frac{F.v}{75}$$

$$= \frac{0,271.1,465}{75}$$

$$= 0,00529 \text{ Hp}$$

4.5 Perencanaan Poros

Diameter poros pada pulley mesin, adalah = 30 mm
= 1,18 in

Diameter pulley 2 = 80 mm

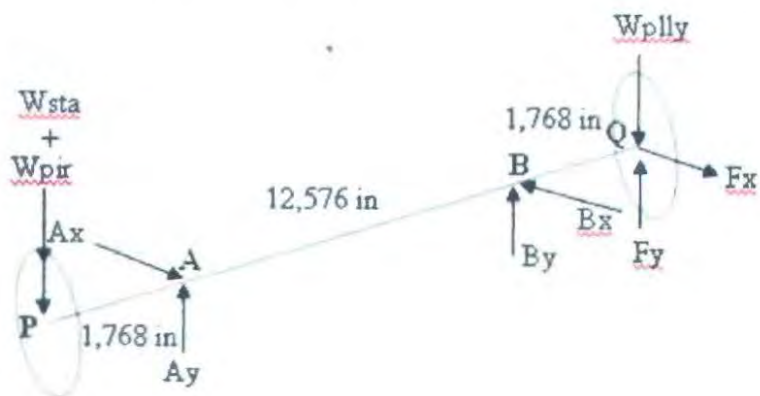
- Gaya tangensial (F_{ct})

$$\begin{aligned} F_{ct} &= \frac{T}{r} & T &= 63.000 \frac{N}{n} \\ & & &= 63.000 \frac{0,5}{140} \\ & & &= 225 \text{ lb in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jadi } F_{ct} &= \frac{T}{r} \\ &= \frac{225 \text{ lb in}}{3,144 \text{ in}} \\ &= 71,56 \text{ lb} \end{aligned}$$

- Berat pulley (W_p)
 $W_p = 3,8 \times 32,2 = 122,36 \text{ lb}$
- Berat stang + piringan ($W_{st} + W_{pir}$)
 $W_{st} + W_{pir} = 4,12 \times 32,2 = 132,6 \text{ lb}$

Gaya – gaya yang terjadi pada Poros :



Gambar 4.9 gaya gaya pada poros

Analisa gaya pada bidang horizontal :

$$+\Sigma F_x = 0$$

$$A_x + F_x - B_x = 0$$

$$B_x - A_x = 71,56 \text{ lb}$$

$$+\Sigma M_{Ax} = 0$$

$$B_x \cdot 12,576 = F_x \cdot 14,344$$

$$B_x = \frac{1026,4}{12,576}$$

$$B_x = 81,62 \text{ lb}$$

$$81,62 \text{ lb} - A_x = 71,56 \text{ lb}$$

$$A_x = 10,06 \text{ lb}$$

Analisa gaya pada bidang vertical :

$$\downarrow + \Sigma F_y = 0$$

$$W_{st} + W_{pir} - A_y - B_y + W_{ply} - F_y = 0$$

$$(W_{st} + W_{pir}) + W_{ply} = A_y + B_y + F_y$$

$$(132,6 \text{ lb}) + 122,36 \text{ lb} = A_y + B_y + 71,56 \text{ lb}$$

$$183,4 \text{ lb} = A_y + B_y$$

$$\curvearrowright + \Sigma M_{A_y} = 0$$

$$- (W_{st} + W_{pir}) \cdot 1,768 - B_y \cdot 12,576 + (W_{pull} - F_y) \cdot 14,344 = 0$$

$$-(132,6 \text{ lb}) \cdot 1,768 - B_y \cdot 12,576 + 50,8 \cdot 14,344 = 0$$

$$494,238 - B_y \cdot 1408,53 = 0$$

$$B_y = 0,351 \text{ lb}$$

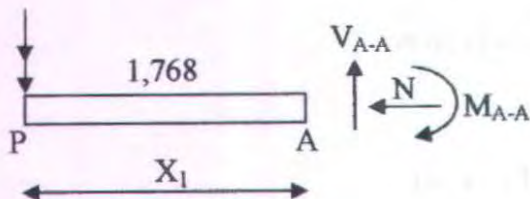
$$183,4 \text{ lb} = A_y + 0,351 \text{ lb}$$

$$A_y = 183,049 \text{ lb}$$

W_{st}

+

W_{pir}



Bagian P - A ($0 \leq X \leq 1,768$)

Potongan A - A

$$+\Sigma F_x = 0$$

$$\rightarrow N = 0$$

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

$$V_{A-A} = W_{st} + W_{pir} \\ = 132,6 \text{ lb}$$

$$\curvearrowright + \Sigma M_{A-A} = 0$$

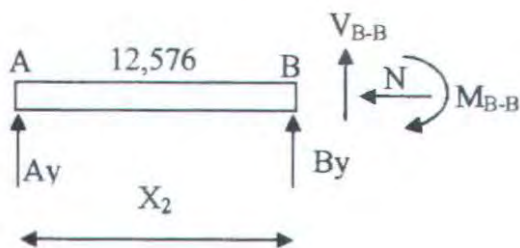
$$M_{A-A} - (W_{st} + W_{pir}) \cdot X_1 = 0$$

$$M_{A-A} - (132,6) \cdot X_1 = 0$$

$$M_{A-A} = 132,6 \cdot X_1$$

$$X_1 = 0 \quad \longrightarrow \quad M_{A-A} = 0$$

$$X_2 = 1,768 \text{ in} \quad \longrightarrow \quad M_{A-A} = 234,43 \text{ lb.in}$$



Bagian A - B ($1,768 \leq X \leq 12,576$)

Potongan B - B

$$+ \Sigma F_x = 0 \\ \rightarrow N = 0$$

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

$$V_{B-B} + Ay + By = 0$$

$$V_{B-B} = - Ay - By \\ = - 183,049 \text{ lb} - 0,351 \text{ lb} \\ = - 182,698 \text{ lb}$$

$$\curvearrowright + \Sigma M_{A-B} = 0$$

$$M_{B-B} + Ay \cdot X_2 + By (X_2 - 12,576) = 0$$

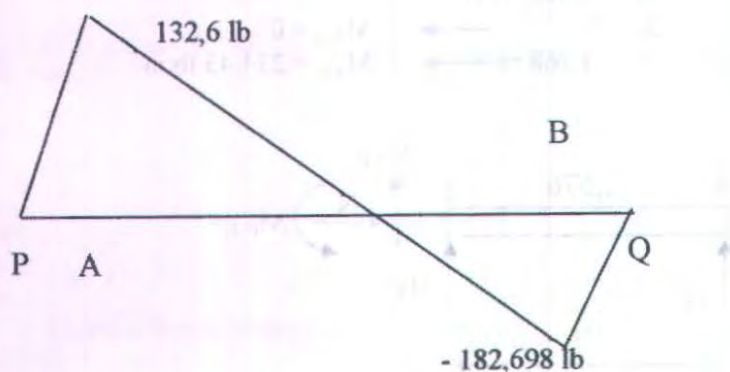
$$M_{B-B} = -A_y \cdot X_2 - B_y (X_2 - 12,576)$$

$$M_{B-B} = -183,049 \cdot X_2 - 0,351 \cdot X_2 + 4,414$$

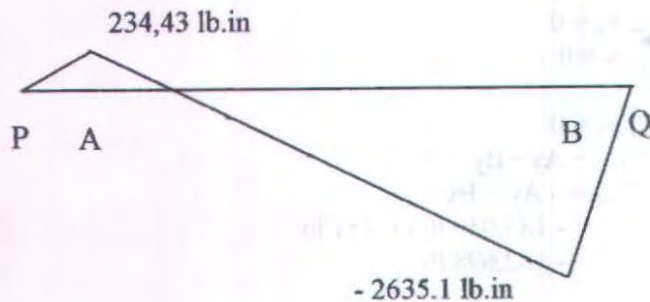
$$M_{B-B} = -183,4 \cdot X_2 - 4,414$$

$$X_2 = 14,344 \text{ in} \longrightarrow M_{B-B} = -2635,1 \text{ lb.in}$$

➤ Diagram Gaya Lintang/Geser Pada Poros



➤ Diagram Momen Pada Poros



Gambar 4.10 Diagram momen pada poros

4.5.1 Mencari Besar Momen Bending Pada Titik Paling Besar.

Dari analisa gaya yang terjadi pada momen puncak, dapat dicari dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Mb &= F \times 12,576in \\ &= 8.675377 \times 12,576in \\ &= 109,048lb.in \end{aligned}$$

4.3.4. Menghitung Torsi Di Titik Momen Yang Bekerja Pada Poros.

Pada perhitungan torsi yang bekerja pada poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\begin{aligned} Mt &= \frac{63000 \cdot N_p}{n} \\ &= \frac{63000 \times 0,0029HP}{140rpm} \\ &= 0,1305lb.in \end{aligned}$$

Bahan yang akan digunakan baja Dengan kekuatan tarik 100 kg/mm^2 . atau $S_{yp} = 88$ Ksi yaitu : AISI type 1040.

$$\begin{aligned} S_{yp} &= 0,8 \times 100kg/mm^2 \\ &= 80 kg/mm^2 \\ &= 11612,9 psi \end{aligned}$$

4.5.2 Menghitung Diameter Poros

Menghitung diameter poros dengan mengalami beban punter dan bending.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{16Mb}{\pi.d^3}\right]^2 + \left[\frac{16Mt}{\pi.d^3}\right]^2} \leq \frac{S_{YPS}}{N}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{16Mb}{\pi.d^3}\right]^2 + \left[\frac{16.Mt}{\pi.d^3}\right]^2} \leq \frac{K_s.S_{YP}}{AK}$$

$$\left(\frac{K_s.S_{YP}}{AK}\right)^2 \geq \frac{16^2.Mb^2}{\pi^2.d^6} + \frac{16^2.Mt^2}{\pi^2.d^6} = \frac{16^2.Mb^2 + 16^2.Mt^2}{\pi^2.d^6}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2.Mb^2 + 16^2.Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{K_s.S_{YP}}{AK}\right)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \times 109,048^2 + 16^2 \times 0,1305^2)}{3,14^2 \left[\frac{0,7 \times 11612,9}{3}\right]^2}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{3044215,374 + 256,017}{9,8596 \times 73500,6321}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{3044471,391}{724686,83}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{4,201}$$

$$d \geq 1,27 \text{ in}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, maka diameter yang direncanakan 1.181099in.

4.6 Mencari Daya Inersia

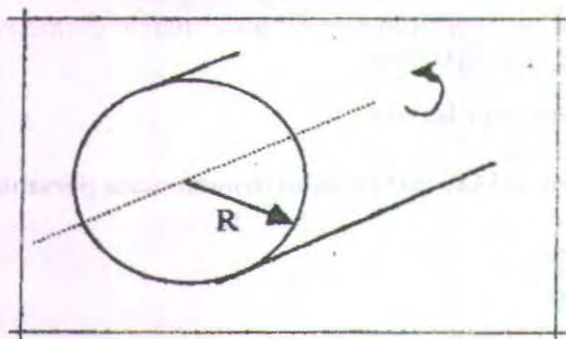
4.6.1 Mencari kecepatan sudut dengan suatu persamaan

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \\ &= \frac{2 \times 3,14 \times 140}{60s} \\ &= 14,62 \text{ rad/sec}\end{aligned}$$

Untuk mencari percepatan sudut. Dari keadaan diam ke konstan dibutuhkan waktu 3 detik. ω_0 = kecepatan sudut awal

$$\begin{aligned}\lambda &= \frac{\omega - \omega_0}{\Delta t} \\ &= \frac{14,65 \text{ rad} / s}{3s} \\ &= 4,88 \text{ rad} / s^2\end{aligned}$$

Untuk mencari momen inersia poros. berdasarkan Sularso dengan persamaan:



Gambar 4.11. Silinder pejal yang diputar pada sumbunya

4.6.2 Untuk mencari momen inersia pada poros dengan persamaan

$$\begin{aligned}
 I_{ps} &= \frac{1}{2} m \cdot r^2 \\
 &= \frac{1}{2} \times 3,2 \text{ kg} \times (0,015 \text{ m})^2 \\
 &= 0,00036 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

4.6.3 Untuk mencari momen inersia pulley dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 I_{roll} &= \frac{1}{2} M \cdot (R_1^2 + R_2^2) \\
 &= \frac{1}{2} \times 3,8 \text{ kg} \times ((0,015 \text{ m})^2 + (0,1 \text{ m})^2) \\
 &= 0,0194 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

4.6.4 Untuk mencari momen inersia piringan dengan persamaan :

$$\begin{aligned} I_{pir} &= \frac{1}{2} M \cdot (R_1^2 + R_2^2) \\ &= \frac{1}{2} \times 2,06 \text{ kg} \times ((0,015 \text{ m})^2 + (0,1 \text{ m})^2) \\ &= 0,0105 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

4.6.5 Maka Daya Inersia Poros :

$$\begin{aligned} N_i &= (I_{pr} + I_{ply} + I_{pir}) \omega \cdot \lambda \\ &= (0,00036 + 0,0194 + 0,0105) \times 14,62 \times 4,88 \\ &= 2,16 \text{ watt} \\ &= 0,002 \text{ kwatt} \\ &= 0,0029 \text{ Hp} \end{aligned}$$

4.7 Perhitungan Bantalan (Bearing)

4.7.1 Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Bantalan

Dari perhitungan poros sebelumnya kita ketahui bahwa gaya-gaya yang bekerja pada masing-masing bantalan adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Pada bantalan A : } F_{Ax} &= 10,06 \quad \text{lb} \\ F_{Ay} &= 183,049 \quad \text{lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pada bantalan B : } F_{Bx} &= 81,2 \quad \text{lb} \\ F_{By} &= 0,31 \quad \text{lb} \end{aligned}$$

4.7.2 Menghitung Gaya Resultan Pada Bantalan

Untuk menghitung gaya resultan pada bantalan digunakan persamaan sebagai berikut :

Gaya resultan pada bantalan A :

$$\begin{aligned}F_{RA} &= \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2} \\&= \sqrt{(10,06)^2 + (183,049)^2} \\&= \sqrt{33608,14} \\&= 183,325\text{lb}\end{aligned}$$

Gaya resultan pada bantalan B :

$$\begin{aligned}F_{RB} &= \sqrt{(F_{Bx})^2 + (F_{By})^2} \\&= \sqrt{(81,62)^2 + (0,31)^2} \\&= \sqrt{6661,92} \\&= 81,62\text{lb}\end{aligned}$$

4.7.3 Menghitung Beban Ekiuvalen

Karena bantalan hanya menerima beban radial, maka untuk menghitung beban ekuivalen dari bantalan hanya dipengaruhi oleh faktor putaran ring $V = 1$ (ring dalam yang berputar) dan gaya radial yang bekerja pada masing-masing bantalan.

Beban ekuivalen pada bantalan A :

$$\begin{aligned}P_A &= V \cdot F_{RA} \\&= 1 \cdot 123,235 \\&= 123,235\text{lb}\end{aligned}$$

Beban equivalen pada bantalan B :

$$\begin{aligned}P_B &= V \cdot F_{RB} \\ &= 1 \cdot 81,6 \\ &= 81,6 \text{ lb}\end{aligned}$$

4.7.4. Menghitung Umur Bantalan

Bantalan yang digunakan adalah bantalan tipe *Single-Row Deep-Groove Ball Bearing* dengan nomor 6205, maka didapatkan data-data :

$$\begin{aligned}C_o &= 1610 \text{ lb} \\ C &= 2430 \text{ lb}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_A &= 123,235 \text{ lb} \\ P_B &= 81,6 \text{ lb} \\ b &= 3 \text{ (bantalan bola)}\end{aligned}$$

a. Menghitung umur bantalan A :

$$\begin{aligned}L_{10} &= \left(\frac{C}{P_A} \right)^b \times 10^6 \\ &= \left(\frac{2430}{123,235} \right)^3 \times 10^6 \\ &= 7666,843 \times 10^6 \text{ putaran}\end{aligned}$$

Jadi umur bantalan A = $7666,843 \times 10^6$ putaran

b. Menghitung umur bantalan B :

$$\begin{aligned}L_{10} &= \left(\frac{C}{P_B} \right)^b \times 10^6 \\ &= \left(\frac{2430}{81,6} \right)^3 \times 10^6 \\ &= 26408,78 \times 10^6 \text{ putaran}\end{aligned}$$

Jadi umur bantalan A = $26408,78 \times 10^6$ putaran

4.8 Perhitungan Pasak.

Dari hasil perhitungan yang sudah ada maka didapat data-data yang menunjang perhitungan pasak yaitu sebagai berikut :

- Torsi poros (T) didapat sebesar = 225 lb.in.
- Diameter poros (D) didapat sebesar 30 mm = 1,179 in.
- Dengan melihat lampiran maka dengan diameter 30 mm = 1,18 in maka diperoleh data sebagai berikut :
Diperoleh kedalaman pasak (W) = 1/4 in dan tinggi pasak (H) = 1/4 in.

4.8.1 Bahan Pasak

Untuk bahan pasak ditentukan dengan melihat lampiran maka dipilih bahan pasak AISI 1010 CD dengan $S_{YP} = 68 \text{ Ksi} = 68000 \text{ Psi}$ maka mencari S_{Yp} adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}S_{syp} &= 0,58 \cdot S_{YP} \\ &= 0,58 \cdot 68000 \text{ psi} \\ S_{syp} &= 39440 \text{ psi}\end{aligned}$$

4.8.2 Menghitung Tegangan Geser Pasak

Untuk menghitung tegangan geser pasak yang sebelumnya diketahui data-data untuk mendukung proses dalam menghitung tegangan geser pasak yaitu :

Diketahui :

$$S_{SYP} = 39440 \text{ psi}$$

N = angka keamanan dari [Deutchman, 1990:10] = 2,5
sehingga rumus untuk tegangan geser pasak :

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{S_{syp}}{N} \\ &= \frac{39440 \text{ psi}}{2,5} = 15.726 \text{ psi} \end{aligned}$$

4.8.3 Menghitung Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser

Panjang pasak untuk shear stress dapat dihitung dengan menggunakan data-data yang telah didapatkan pada perhitungan sebelumnya yaitu :

Diketahui :

$$T = \text{Torsi poros sebesar} = 225 \text{ lb.in}$$

$$S_s = \text{tegangan geser pada pasak} = 15.726 \text{ psi}$$

$$W = \text{kedalaman pasak} = 1/4 \text{ in}$$

$$D = \text{diameter poros} = 30 \text{ mm} = 1,179 \text{ in}$$

Sehingga besar dari panjang pasak untuk tegangan geser dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\begin{aligned} L_s &= \frac{2.T}{S_s.W.D} \\ &= \frac{2.225 \text{ lb.in}}{15726 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1,179 \text{ in}} \\ &= \frac{450}{4635,23} = 0,097 \text{ in.} \end{aligned}$$

Jadi panjang pasak untuk tegangan geser pada poros = 0,097 in.



4.8.4 Menghitung Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi.

Panjang pasak untuk tegangan kompresi dapat dicari dan memasukkan data-data untuk mendukung perhitungan panjang pasak :

Diketahui :

T = Torsi poros sebesar = 225 lb.in

N = Angka keamanan diambil 2,5

W = kedalaman pasak = 1/4 in

D = diameter poros = 30 mm = 1,179 in

$$\begin{aligned} S_c &= \frac{S_{sy}}{N} \\ &= \frac{68.000 \text{ psi}}{2,5} \\ &= 27200 \text{ psi} \end{aligned}$$

Sehingga panjang pasak untuk tegangan kompresi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\begin{aligned} L_c &= \frac{4.T}{S_c.W.D} \\ &= \frac{4.225 \text{ lb.in}}{27200 \text{ psi} \cdot \frac{1}{4} \cdot 1,179 \text{ in}} \\ &= \frac{900}{8017,2} = 0,11 \text{ in.} \end{aligned}$$

Jadi panjang pasak yang didapat sebesar 0,11 in.

4.9 Perhitungan Daya Total

Daya total :

$$\begin{aligned} N_{\text{mt}} &= \frac{N_{\text{per}} + N_{\text{ply}} + N_{\text{prs}}}{\eta} \\ &= \frac{0,32 \text{ Hp} + 0,00529 \text{ Hp} + 0,0029 \text{ Hp}}{0.66} \\ &= 0,496 \text{ Hp} \end{aligned}$$

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan perencanaan elemen mesin ini maka dapat diambil kesimpulan :

1. Motor listrik
 - a) Motor listrik yang digunakan dengan daya 0.5 Hp
 - b) Putaran 1400 rpm
2. Poros
 - a) Bahan = Baja karbon (JIS G 4501) S45C
 - b) Diameter = 30 mm = 1,18 in
3. Pasak
 - a) Jenis pasak yang digunakan adalah square type datar segi empat.
 - b) Bahan : AISI 1010 CD
 - c) Panjang pasak : 0,5 in
4. Bantalan
 - a) Jenis bantalan yang digunakan single-row deep groove ball bearing
 - b) Diameter dalam bantalan sebesar 30 mm.
5. Pulley dan Belt
 - a) Pulley yang digunakan jenis V
 - b) Belt yang digunakan jenis V-Belt type A dengan panjang belt 900 mm.
 - c) Jarak sumbu poros sebesar 200 mm.
6. Berdasarkan hasil pengujian waktu yang diperlukan untuk memotong kayu dengan tebal 100 mm rata-rata 0,125 m/dtk dengan gaya geser kayu sebesar 137,34 kgf.

5.2 Saran

Dari hasil perancangan, perbaikan dan perhitungan yang dilakukan dalam pembuatan mesin gergaji kayu ini, penulis menyadari bahwa alat ini masih banyak kekurangan baik dari segi

konstruksi, sistem maupun pengoperasiannya, yang diharapkan dapat dilakukan penyempurnaan lebih lanjut pada penelitian berikutnya, sehingga alat ini bisa bekerja lebih efektif dan efisien serta menghemat waktu.

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
2. Achmad, Zainun. 1999. *Elemen Mesin 1*. Bandung : PT. Refika Aditama.
3. Deutchman, Aaron D. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
4. Ir Suwarno Wiryomartono Kontruksi Kayu Jilid I, Fakultas Teknik Universitas Gajah Mada, 1976
5. DIRJEN Cipta Karya, Perautan Kontruksi Kayu Indonesia (PKKI)1961 (N 1 - 5), Departemen Pekerjaan Umum, 1976.
6. Hong Tjoa Pwee, Djoko Wahyono FH, Kontruksi Kayu, Universitas Atma Jaya Yogyakarta, 2005

Lampiran 1

Kayu Indonesia yang Terpenting

No	Suku (famili)	Nama ilmiah	Nama dalam perdagangan	Nama setempat	Kelas Kual	ILD (airing index) (gram ³)		Kelas serat
						Magnitudo	rata-rata	
1	Anacardiaceae	<i>Acrocydon dendrocarpum</i> Merr.	Hugu	Meranti, kayu hugu, wuhin, Sulu hagu, Kal Utara	III	0.41	1.02	III IV
2	idem	<i>Gluta renghas</i> L.	Rengas	rengas, rengas, rengas (Tapanuli), hulu (Kal Tengah)	II	0.50	0.84	II
3	idem	<i>Melastrobium spec. div</i>	Rengu barang	Rengu barang, rengas, rengas, rengas, rengas (Kal Tengah)	III	0.47	0.93	II
4	Anacardiaceae	<i>Camponotus wickströmii</i> Hook f	Terentang	Terentang	III IV	0.32	0.58	V
5	Apocynaceae	<i>Dyera spec. div</i>	Jelutung		III V	0.22	0.56	V

Lampiran 3

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

No	Celastraceae	Lophocarpales sp.	Persepk	II III	0.10	0.60	0.50	IV V
16	Dioscoreaceae	Octomeles sumatrana Meq	Bintang					
17	Dipterocarpaceae	Shorea dan Hopea sp. dir	Bulu	I II	0.05	1.22	0.86	I
			Persepk tulang P rearing Mal bungung Mabura kayu paha Damar laut (Sora) Terasi (Arahi) masak (Simatori) rikir (Sora Beras) balok (Rau & Kal Beras) penyusut Tunggul kayu (Pala-kayang) kalapak tulang termodak beras bauglrai engglam (Kajip)	I - II	0.60	1.16	0.91	I - II III
18	Dipterocarpaceae	Shorea laurilla Endert	Bangkara					

Lampiran 5

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

24	Dipterocarpaceae	Shorea spec. div.	Mernanti marah	Belopak Beloraya dari serapan nama tersebut di atasnya digunakan untuk jenis lain.	II - IV	0,26	1,08	0,55	II - III
25	alam	Hopon spec. div.	Mernamb	Ma wapak adahi dengan jenis yang sangatnya besar? Nama yang umum ialah meranti, damar, meray, katisik, baliap, lampung, laman.	II - III	0,42	1,83	0,76	II - III
26	Dipterocarpaceae	Acrocyba spec. div.	Mernamb	Palaibang, Mernamb, Dinghy, meramb.	II - III	0,49	0,85	0,58	IV

Lampiran 6

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

27	Idem	Dryoblonga adoniphatia Dyer	Pusatang Glen, Sei Kapuri	keruing, Aurang, Bongpasia, Banyu, Kayu kapur Siamon, Siamon, pakanong, Aurum, Kalamantan Bakar,	II	0,62	0,31	0,79	III
28	Idem	Vatica spice dye	Rauk	Kedondong, Bakar,	II	0,69	0,39	0,79	III
29	Idem	Dryoblonga haradua Burdak dan Dryoblonga sampang V. St. Arisyotis dengan kayu yang sekuat kayu	Sindak Kalamantan Tanjung Kapuri	D, Sambutan, D. samanya	(I) - II II - III	0,61 0,66	1,01 0,71	0,74 0,59	III IV
30	Ethnozona	a) Diangron Aurum Habb b) Diangron murum Habb	Cumondak Makuar disey	Kayu serang di kayu (Habb)	I	0,30	1,14	0,66	I
31	Euphorbiaceae	Iluricoffia permanis Bl	Gudang	Gudang Kandong (Siamon)	II	0,55	1,01	0,79	II - III
32	Euphorbiaceae	Abronia moderata Winkl	Kosari	Kosari (Siamon), Kosari	(V-IV)	0,23	0,44	0,31	V
33	Leguminae	Casuarina Javanica A. DC	Berangin	Tanjung Kamar, Kamar (Siamon)	(II - III)	0,44	0,89	0,87	III

Lampiran 8

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

40	Kacipatenean	Cantelnya cerminnya Horned	Budrus	Budrus (Kak, Kawi, guru kanya (Pulaukang) luasa (Dawa, Kik Bawak)	1	0,24	1,24	1,04	1
41	Laurawan	Cantelannya pantelannya Mekim	Kiamah (tumbang)	Kawak dari cerminannya yang tersebut dikawat masa pangkajene pangkajene on lab mangk kangk (Dawa, mangk mangk mangk) (Mekim)	1 - II	0,24	1,19	1,04	1
42	Laurawan	Emaknya swagat T. or B.	Ulu, Bawak atau Pulaukang Kays kawi	Stawak, swagat, Bawak, Kik wika, Bawak	I	0,24	1,19	1,04	1
43	Lagunawan	Pagunafrogan Ramb	Tuwakan	Tuwakan	I - II	0,75	0,50	0,81	I
44	Lagunawan	Pagunafrogan Pangkajene Pangkajene	Mangk Tuwakan	Tuwakan	II	0,24	0,75	0,65	II - III
45	Lagunawan	Pangkajene Pangkajene	Pusat	Pusat	I - II	0,24	1,01	1,00	II - III

Lampiran 9

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

46	Lythraceae	Lagerströmia speciosa Forst.	Bangka		Bangka		II - IIII	0,26	0,21	0,20	II - IIII	
47	Magnoliaceae	Michelia spec. div	Campaha		Manghal, bawa (Gorontalo) champekha (Jawa), nandang (Sumatra)		III - IV	0,21	0,20	0,23	II	
48	Melastomae	Hibiscus strobilatus Bl.	Wawa gawang		Wawa gawang, wawa leaf, wawa bet (Sabah)		III	0,41	0,48	0,50	III	
49	Melastomae	Srindkeria melaleuca Yucc.	Makasa dapat kayu		Makasa		II - III	0,56	0,72	0,64	III	
50	Melastomae	Melia melanocarpa L.	Mendi		Mendi (Sunda)		II - III	0,23	0,26	0,23	IV - V	
51	Melastomae	Tournefortia div	Serutan		Serutan Gumbang serutan buntal legat (Bali) Makupa (Malindi)		III - IV	0,27	0,27	0,41	III / IV	
52	Mimosaceae	Albizia falcataria L.	Jeringgong		Jawa serutan Serudu		IV - V	0,24	0,20	0,23	IV / V	
53	-idem	Adiantum spec. div	Haga baga (Sipura)		Jeringgong Haga barga, maga (Pulaubango)		I - II	0,51	1,10	0,27	I - II	
54	-idem	Albizia falcataria L.	Wawa		Kayang Gumbang, wawa		II - III	0,20	0,25	0,77	II	

Lampiran 10

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

No	Nama	Spesies	Keperluan	Nilai	Nilai	Nilai	Nilai
Urut	Ilmiah	Daerah	Keperluan	Nilai	Nilai	Nilai	Nilai
55	Melastoma	Eschscholzia Barkeri	Temporale	79	1,20	1,01	I
56	Myrtaceae	Eucalyptus Blakelyi	Ampelas	Ka	1,03	0,89	II - III
57	Salix	Salix Kandungan sp. div	Laris	Ka	1,20	1,20	I
58	Celastraceae	Strobilanthus Burm	Medula	Ka	1,96	0,94	I - (II)
59	Salix	Salix Kandungan sp. div	Pendang	P	1,09	0,91	I - II
60	Prothymaceae	Prothyma sp. div	Lampiran Kandungan	Ka	0,28	0,60	II - IV

Lampiran 11

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

61	idem	<i>Dalbergia latifolia</i> Rob.	Sombokring Lawa pulisander, Tusam	Sombokring	II	0,73	1,08	0,90	I
62	Prasume	<i>Pisona meravasi</i> Jongh et de Vt		Damar (Arah) Hugin, sup (Meninggahab u)	II	0,49	0,69	0,59	IV
63	<i>Podocarpus</i>	<i>Podocarpus marcus</i> Bl.	Melus	Kinerek kulama (Supda) tabi (Jawa), tagi (Sumb Bag.)	III	0,46	0,59	0,50	III
64	<i>Podocarpus</i>	<i>Podocarpus imbriatus</i> Bl.	Melar	Jansuju, karamba kipatri (Sunda) Kayu ar- tah (Jawa)	(II, IV)	0,38	0,77	0,52	IV
65	idem	<i>Parateleson unophyllum</i> A N.	Kayu masas		I	0,95	1,13	1,04	II - III
66	idem	<i>Parnarum spec. div</i>	Kulaka	Palembang kemlin utan kelapa cupai, Sul Belantan kolaka	I II	0,64	1,09	0,88	III - IV

Lampiran 12

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

67	Budonore	<i>Neraxia</i> <i>laevis</i> <i>macgregoriae</i> Mett	Aungmye	Ki aungmye, cegarayatan, cegarah, Dienchi	II	0,77	0,61	0,79	I/III
68	Budonore	<i>Adina</i> <i>mburidiana</i> Vahl	Berembang	Palaembang berembang gerunggang kal kayu lambang	I - II	0,74	0,34	0,65	II
69	Idem	<i>Neesia</i> <i>orientalis</i> L.	Cemped	Jawa kemped panti, gripok	II-III	0,43	0,69	0,36	IV
70	Idem	<i>Mitrasoropala</i> <i>benarata</i> Bakh	Kayu patin	Ruas Kadi selamer pikonting	I - II	0,82	1,08	0,93	I
71	Idem	<i>Artibeopetalum</i> <i>macrophyllum</i> Hoo	Kumpangin (merah muda)	Sulawesi karan, Moris lambang	III	0,41	0,36	0,49	IV/V
72	Idem	<i>Artibeopetalum</i> <i>andamala</i> Miq	Kumpangin putih	Jawa kumpangin jalu, Sawit Sawit kumpangin, kumpangin, Sindar kurin, Kal Lawa, cembak, tewel, Marna sawit	III, IV	0,29	0,36	0,42	V
73	Budonore	<i>Adina</i> <i>longistylis</i> Vahl	Lasi	-	II	0,77	0,88	0,81	II
74	Bogorbandung	<i>Pometia</i> <i>pinastis</i> Forst.	Kamui	Sunda dangpur,	II	0,36	0,29	0,77	III - IV

Lampiran 13

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

75	Idem	Schubertia obovata Merr	Kowambo	Jawa, Kayu Maj. Kayu Kowambo (Sunda), Kowambo, Kowambo (Jawa)	I	0,94	1,10	1,01	III
76	Sapindavear	Gaophytium Balignth Bl	Maangr	Ku anggr, ma anggr	I II	0,65	1,00	0,79	III
77	Sapodamea	Palaequum ridleyi K. et G	Balam setimul	Bala (Bala) baldan setimul (Palimbang)	I	0,90	1,12	1,04	II
78	Idem	Kayu ini terasal dari telahraj keluarga dan jenis dari mahu (fem) setimul (Gambak) Palaequum dari Pajanan spe. dia	Balam (Nyatch)	Balam, setimul betina, mayang (Betak) bengku dari setimul (Bala, Bengkas) bengkang dari setimul (Kal)	II	0,39	1,07	0,67	II - III
79	Sapindomea	Merrillia kauhi T. Hobb	Sapo koth	Tingitri Jawa baru Iwa, woy ka k, Ciritaka Sulawati, Lindawati, Pala Sulawati	I	0,87	1,08	1,03	I
80	Sierodilawar	Ficus-garum	Bayur	Mai bayur, Kerang	II III	0,30	0,78	0,53	IV

Lampiran 14

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

81	Idem	Hortensia Hortensia Dyralis	Durgun	By. Burun bayir Puli bayir	I	0,88	1,23	0,90	I - II
82	Idem	Ternaria Ternaria Muti	Terdang	Terdang (Siam)	II d-III	0,52	0,99	0,75	II - IV
83	Thunberg	Ternaria gibber Ming	Pusak	Pusak (Bengkulu, Riau, Kulonatan Batu)	II	0,55	0,90	0,76	III - IV
84	Idem	Sialum waliki Kori spice div	Pungu	Pungu (Jawa, Sunda, Sera (Pul))	II	0,65	0,92	0,89	III
85	Tiliacum	Schouleria gracia Kori	Walikun	-	I	0,80	1,04	0,94	II
86	Verharmann	Tectaria Kromia I	Jati	Jati, jatis (Jawa)	II	0,69	0,82	0,70	I - III
87	Idem	Vernandana Buru	Cadua (III)	Mel. lukan, Pul. indone	II-III	0,57	0,83	0,74	II-III
88	Verharmann	Vern pudewae VMI	Ledan	Kedondong ledan design berbagai varietas, seperti alakan, alakan, ledan dan	I - II	0,74	1,02	0,84	I

Lampiran 15

Kayu Indonesia yang Terpenting (Lanjutan)

89	idem	<i>Portosima carolinensis</i> Jack	Sungai	selengkapnya, Kibond (Serdja)	II-III	0,52	0,73	0,63	III
90	<i>Lauroseae</i>	<i>Bevacam-</i> <i>macan</i> Joris <i>Actinodaphne</i> sp. div <i>Alseodaphne</i> sp. div <i>Baile</i> <i>chusida</i> sp. div <i>Litsea</i> sp. div	Huru	Jati selarang (Lawa), sungai (Suan, Kad) jurus (Kal Tenggara) Medang (Sunda), watu (Lawa), mudang (Bat) dab.	II-IV	0,28	0,78	0,54	III-V

Lampiran 16

Kekuatan Kayu Indonesia Dalam Lima Kelas-kuat

Kelas Kuat	Berat Jenis		Kekuatan lengkung absolut (kg/cm^2)		Kekuatan tekan absolut (kg/cm^2)	
	a	0.90	a	1100	a	650
II	0.90	- 0.60	1100	- 725	650	- 425
III	0.60	- 0.40	725	- 500	425	- 300
IV	0.40	- 0.30	500	- 360	300	- 215
V	<	0.30	<	360	<	215

Lampiran 17

Keawetan Kayu dalam Lima Kelas Awet

Kelas awet	I	II	III	IV	V
a. Selalu berhubungan dengan tanah lembab	4 tahun	5 tahun	3 tahun	sangat pendek	sangat pendek
b. Hanya terkena terhadap angin dan hujan tetapi dilindungi terhadap pemanasan surya dan kelembapan	20 tahun	15 tahun	10 tahun	beberapa tahun	sangat pendek
c. Dibawah atap tidak berhubungan dengan tanah lembab dan dilindungi terhadap kelembapan	tak terbatas	tak terbatas	sangat lama	beberapa tahun	pendek
d. Seperti di atas (c) tetapi dipelihara yang baik, selalu dicat, dan sebagainya	tak terbatas	tak terbatas	tak terbatas	20 tahun	20 tahun
e. Seringan oleh rayap	tidak	jarang	agak sering	sangat sering	sangat sering
f. Seringan oleh bubuk kayu kering	tidak	tidak	hampir tidak	tak sering	sangat sering

Lampiran 18

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
	= 778.1693 lbf-ft
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

Lampiran 19

Faktor Konversi (Lanjutan)

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

Lampiran 20

Faktor Konversi (Lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N·m	= 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft	= 1.355 818 N·m
Momentum (mV)			
1 kg·m/s	= 7.232 94 lbm·ft/s	1 lbm·ft/s	= 0.138 256 kg·m/s
	= 0.224809 lbf·s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf·ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf·ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
1 atm	= 101.325 kPa		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 1.01325 bar		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 760 mm Hg [0°C]	1 Pa	= $0.000 479$ bar
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa		
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

Lampiran 21

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

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

Lampiran 22

Faktor Konversi 2 (Lanjutan)

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

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

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

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

TABLE A-3
Units decimally related to SI units

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

Lampiran 23

Tabel Baja Karbon untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Lampiran 24

Tabel Baja Paduan untuk Poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	—	85
	SNC 3	—	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	*	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	—	85
	SNCM 2	—	95
	SNCM 7	—	100
	SNCM 8	—	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	*	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	—	90
	SCr 4	—	95
	SCr 5	—	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	*	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	—	85
	SCM 3	—	95
	SCM 4	—	100
	SCM 5	—	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	*	95
	SCM23	*	100

Lampiran 25

Tabel Standard Baja

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C S30C S35C S40C S45C S50C S55C	AISI 1025, BS060A25 AISI 1030, BS060A30 AISI 1035, BS060A35, DIN C35 AISI 1040, BS060A40 AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45 AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11 AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC SNC22	BS 653M31 BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1 SNCM 2 SNCM 7 SNCM 8 SNCM22 SNCM23 SNCM25	AISI 4337 BS830M31 AISI 8645, BS En100D AISI 4340, BS817M40, 816M40 AISI 4315 AISI 4320, BS En325 BS En39B
Baja khrom	SCr 3 SCr 4 SCr 5 SCr21 SCr22	AISI 5135, BS530A36 AISI 5140, BS530A40 AISI 5145 AISI 5115 AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2 SCM3 SCM4 SCM5	AISI 4130, DIN 34CrMo4 AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4 AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4 AISI 4145, DIN50CrMo4

Lampiran 26

Tabel Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloys Steels

ANSI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
1030	CD	84	76	16	57	127	65
	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1050	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1095	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
1118	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
2330	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
3140	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	39	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: *ASME Handbook—Material Properties*, McGraw-Hill Book Co., 1964; *Rysema Data Book*, Joseph T. Rysema and Sons, Inc., 1965.

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

Lampiran 27

Tabel Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloys Steels (Lanjutan)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
4620	N	185	126	11	41	363	—
	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
4640	N	83	53	29	67	174	—
	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
5120	N	123	87	19	51	248	—
	CD	92	77	20	55	187	65
5140	CDA	87	70	23	60	179	65
	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

Lampiran 28

Massa Jenis Bahan

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

Substance	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg·K
Asphalt	2120	0.92
Brick, common	1800	0.84
Carbon, diamond	3350	0.51
Carbon, graphite	2000-2500	0.61
Coal	1200-1500	1.26
Concrete	2200	0.88
Glass, plate	2500	0.80
Glass, wool	200	0.66
Granite	2750	0.89
Ice (0 C)	917	2.04
Paper	700	1.2
Plexiglas	1180	1.44
Polystyrene	920	2.3
Polyvinyl chloride	1380	0.96
Rubber, soft	1,000	1.67
Salt, rock	2100-2500	0.92
Sand, dry	1500	0.8
Silicon	2330	0.70
Snow, firm	560	2.1
Wood, hard (oak)	720	1.26
Wood, soft (pine)	510	1.33
Wool	100	1.72
Metals		
Aluminum	2700	0.90
Copper, commercial	8300	0.42
Brass, 60-40	8400	0.38
Gold	19300	0.13
Iron, cast	7272	0.42
Iron, 704 St Steel	7820	0.46
Lead	11340	0.13
Magnesium, 2% Mn	1773	1.00
Nickel, 10% Cr	8666	0.44
Silver, 99.9% Ag	10524	0.24
Sodium	971	1.21
Tin	7304	0.22
Tungsten	19300	0.13
Zinc	7144	0.39

Properti Bahan Baja Carbon

A-8

Appendices

APPENDIX 3 DESIGN PROPERTIES OF CARBON AND ALLOY STEELS¹

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

Lampiran 30

Properti Bahan Baja Carbon (Lanjutan)

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

Note: Properties common to all carbon and alloy steels:

Poisson's ratio: 0.27

Shear modulus: 11.5×10^6 psi; 80 GPa

Coefficient of thermal expansion: 6.5×10^{-6} $^{\circ}\text{F}^{-1}$

Density: 0.283 lb/in³; 7580 kg/m³

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

A-7

Lampiran 31

Properti Bahan *CAST IRON*

A-14

Appendices

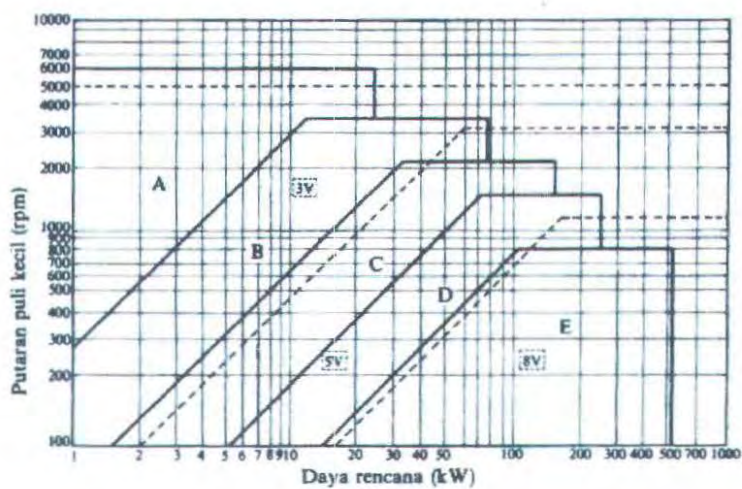
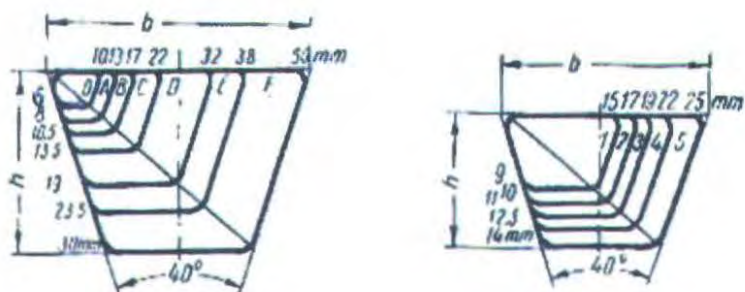
APPENDIX 8 DESIGN PROPERTIES OF CAST IRON

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

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

Lampiran 32

Pemilihan Type V-Belt



Lampiran 33

Panjang V-Belt Standart

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 34

Dimensi V-Belt

3-10. Dimensi V-belt.

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

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

Cross-sections of V-belts	sizes in Fig. 121							sizes in Fig. 122					
	O	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5	
Cross-section area F in cm^2	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7	
In conformity with the standard, design or inner * length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*
	max	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59	
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140	
Constants in formula (19)	a	23	25	28	30	32	32						
	sw	100	120	180	215	280	350	440					
Maximum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30	
Design width of belt a_d in mm	8.5	11	14	19	27	32	42						
Rated sizes of pulley grooves (Fig. 125) *	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43					
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5					
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58					
	s	8	10	12.5	17	24	29	38					
	φ°	34-40				36-40		38-40					

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

Lampiran 36

Tabel Koefisien Gesek Antara Belt dan Pulley

Type of belt	Pulley material			
	Compressed paper	Wood	Steel	Cast Iron
<u>Leather</u>				
tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
tanned with vegetable compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton</u>				
solid-woven	0.28	0.25	0.22	0.22
stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30



Lampiran 37

Sifat Fisik Material

Table C-1 Physical Properties of Some Engineering Materials

Data from Various Sources. * These Properties are Essentially Similar for All Alloys of the Particular Material

Material	Modulus of Elasticity E		Modulus of Rigidity G		Poisson's Ratio ν	Weight Density γ	Mass Density ρ	Specific Gravity
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aluminum Alloys	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Beryllium Copper	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Brass, Bronze	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Copper	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Iron, Cast, Gray	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Iron, Cast, Ductile	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Iron, Cast, Malleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Magnesium Alloys	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Nickel Alloys	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Steel, Carbon	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Steel, Alloys	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Steel, Stainless	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Titanium Alloys	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Zinc Alloys	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

Properties of Some Metals and Alloys. International Nickel Co., Inc., N.Y.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.



Lampiran 38

Tabel Standar Dimensi dan Beban Pada Bantalan

Standard Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

Kelas Grade	No. seri No.	Dimensi Size	Dimensi seri 3										Dimensi seri 2				Dimensi seri 1				
			D		d		D ₁		d ₁		D ₂		d ₂		D ₃	d ₃	D ₄	d ₄	D ₅	d ₅	
			mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in							mm
			C	Cr	C	Cr	C	Cr	C	Cr	C	Cr	C	Cr	mm	in	mm	in	mm	in	mm
9	0 135	36	1 1/4	30	1 1/8	30	1 1/8	30	1 1/8	30	1 1/8	30	1 1/8	30	1 1/8	30	1 1/8	30	1 1/8	30	1 1/8
10	0 165	45	1 3/8	36	1 3/8	36	1 3/8	36	1 3/8	36	1 3/8	36	1 3/8	36	1 3/8	36	1 3/8	36	1 3/8	36	1 3/8
11	0 200	60	2 3/8	48	1 7/8	48	1 7/8	48	1 7/8	48	1 7/8	48	1 7/8	48	1 7/8	48	1 7/8	48	1 7/8	48	1 7/8
12	0 252	75	2 7/8	60	2 3/8	60	2 3/8	60	2 3/8	60	2 3/8	60	2 3/8	60	2 3/8	60	2 3/8	60	2 3/8	60	2 3/8
13	0 315	90	3 5/8	72	2 7/8	72	2 7/8	72	2 7/8	72	2 7/8	72	2 7/8	72	2 7/8	72	2 7/8	72	2 7/8	72	2 7/8
14	0 360	105	4 1/8	84	3 1/4	84	3 1/4	84	3 1/4	84	3 1/4	84	3 1/4	84	3 1/4	84	3 1/4	84	3 1/4	84	3 1/4
15	0 420	120	4 7/8	96	3 7/8	96	3 7/8	96	3 7/8	96	3 7/8	96	3 7/8	96	3 7/8	96	3 7/8	96	3 7/8	96	3 7/8
16	0 480	135	5 1/8	108	4 1/4	108	4 1/4	108	4 1/4	108	4 1/4	108	4 1/4	108	4 1/4	108	4 1/4	108	4 1/4	108	4 1/4
17	0 540	150	5 7/8	120	4 7/8	120	4 7/8	120	4 7/8	120	4 7/8	120	4 7/8	120	4 7/8	120	4 7/8	120	4 7/8	120	4 7/8
18	0 600	165	6 1/8	132	5 1/4	132	5 1/4	132	5 1/4	132	5 1/4	132	5 1/4	132	5 1/4	132	5 1/4	132	5 1/4	132	5 1/4
19	0 660	180	6 7/8	144	5 7/8	144	5 7/8	144	5 7/8	144	5 7/8	144	5 7/8	144	5 7/8	144	5 7/8	144	5 7/8	144	5 7/8
20	0 720	195	7 1/8	156	6 1/4	156	6 1/4	156	6 1/4	156	6 1/4	156	6 1/4	156	6 1/4	156	6 1/4	156	6 1/4	156	6 1/4
21	0 780	210	7 7/8	168	6 7/8	168	6 7/8	168	6 7/8	168	6 7/8	168	6 7/8	168	6 7/8	168	6 7/8	168	6 7/8	168	6 7/8
22	0 840	225	8 1/8	180	7 1/4	180	7 1/4	180	7 1/4	180	7 1/4	180	7 1/4	180	7 1/4	180	7 1/4	180	7 1/4	180	7 1/4
23	0 900	240	8 7/8	192	7 7/8	192	7 7/8	192	7 7/8	192	7 7/8	192	7 7/8	192	7 7/8	192	7 7/8	192	7 7/8	192	7 7/8
24	0 960	255	9 1/8	204	8 1/4	204	8 1/4	204	8 1/4	204	8 1/4	204	8 1/4	204	8 1/4	204	8 1/4	204	8 1/4	204	8 1/4
25	1 020	270	9 7/8	216	8 7/8	216	8 7/8	216	8 7/8	216	8 7/8	216	8 7/8	216	8 7/8	216	8 7/8	216	8 7/8	216	8 7/8
26	1 080	285	10 1/8	228	9 1/4	228	9 1/4	228	9 1/4	228	9 1/4	228	9 1/4	228	9 1/4	228	9 1/4	228	9 1/4	228	9 1/4
27	1 140	300	10 7/8	240	9 7/8	240	9 7/8	240	9 7/8	240	9 7/8	240	9 7/8	240	9 7/8	240	9 7/8	240	9 7/8	240	9 7/8
28	1 200	315	11 1/8	252	10 1/4	252	10 1/4	252	10 1/4	252	10 1/4	252	10 1/4	252	10 1/4	252	10 1/4	252	10 1/4	252	10 1/4
29	1 260	330	11 7/8	264	10 7/8	264	10 7/8	264	10 7/8	264	10 7/8	264	10 7/8	264	10 7/8	264	10 7/8	264	10 7/8	264	10 7/8
30	1 320	345	12 1/8	276	11 1/4	276	11 1/4	276	11 1/4	276	11 1/4	276	11 1/4	276	11 1/4	276	11 1/4	276	11 1/4	276	11 1/4
31	1 380	360	12 7/8	288	11 7/8	288	11 7/8	288	11 7/8	288	11 7/8	288	11 7/8	288	11 7/8	288	11 7/8	288	11 7/8	288	11 7/8
32	1 440	375	13 1/8	300	12 1/4	300	12 1/4	300	12 1/4	300	12 1/4	300	12 1/4	300	12 1/4	300	12 1/4	300	12 1/4	300	12 1/4
33	1 500	390	13 7/8	312	12 7/8	312	12 7/8	312	12 7/8	312	12 7/8	312	12 7/8	312	12 7/8	312	12 7/8	312	12 7/8	312	12 7/8
34	1 560	405	14 1/8	324	13 1/4	324	13 1/4	324	13 1/4	324	13 1/4	324	13 1/4	324	13 1/4	324	13 1/4	324	13 1/4	324	13 1/4
35	1 620	420	14 7/8	336	13 7/8	336	13 7/8	336	13 7/8	336	13 7/8	336	13 7/8	336	13 7/8	336	13 7/8	336	13 7/8	336	13 7/8
36	1 680	435	15 1/8	348	14 1/4	348	14 1/4	348	14 1/4	348	14 1/4	348	14 1/4	348	14 1/4	348	14 1/4	348	14 1/4	348	14 1/4
37	1 740	450	15 7/8	360	14 7/8	360	14 7/8	360	14 7/8	360	14 7/8	360	14 7/8	360	14 7/8	360	14 7/8	360	14 7/8	360	14 7/8
38	1 800	465	16 1/8	372	15 1/4	372	15 1/4	372	15 1/4	372	15 1/4	372	15 1/4	372	15 1/4	372	15 1/4	372	15 1/4	372	15 1/4
39	1 860	480	16 7/8	384	15 7/8	384	15 7/8	384	15 7/8	384	15 7/8	384	15 7/8	384	15 7/8	384	15 7/8	384	15 7/8	384	15 7/8
40	1 920	495	17 1/8	396	16 1/4	396	16 1/4	396	16 1/4	396	16 1/4	396	16 1/4	396	16 1/4	396	16 1/4	396	16 1/4	396	16 1/4
41	1 980	510	17 7/8	408	16 7/8	408	16 7/8	408	16 7/8	408	16 7/8	408	16 7/8	408	16 7/8	408	16 7/8	408	16 7/8	408	16 7/8
42	2 040	525	18 1/8	420	17 1/4	420	17 1/4	420	17 1/4	420	17 1/4	420	17 1/4	420	17 1/4	420	17 1/4	420	17 1/4	420	17 1/4
43	2 100	540	18 7/8	432	17 7/8	432	17 7/8	432	17 7/8	432	17 7/8	432	17 7/8	432	17 7/8	432	17 7/8	432	17 7/8	432	17 7/8
44	2 160	555	19 1/8	444	18 1/4	444	18 1/4	444	18 1/4	444	18 1/4	444	18 1/4	444	18 1/4	444	18 1/4	444	18 1/4	444	18 1/4
45	2 220	570	19 7/8	456	18 7/8	456	18 7/8	456	18 7/8	456	18 7/8	456	18 7/8	456	18 7/8	456	18 7/8	456	18 7/8	456	18 7/8
46	2 280	585	20 1/8	468	19 1/4	468	19 1/4	468	19 1/4	468	19 1/4	468	19 1/4	468	19 1/4	468	19 1/4	468	19 1/4	468	19 1/4
47	2 340	600	20 7/8	480	19 7/8	480	19 7/8	480	19 7/8	480	19 7/8	480	19 7/8	480	19 7/8	480	19 7/8	480	19 7/8	480	19 7/8
48	2 400	615	21 1/8	492	20 1/4	492	20 1/4	492	20 1/4	492	20 1/4	492	20 1/4	492	20 1/4	492	20 1/4	492	20 1/4	492	20 1/4
49	2 460	630	21 7/8	504	20 7/8	504	20 7/8	504	20 7/8	504	20 7/8	504	20 7/8	504	20 7/8	504	20 7/8	504	20 7/8	504	20 7/8
50	2 520	645	22 1/8	516	21 1/4	516	21 1/4	516	21 1/4	516	21 1/4	516	21 1/4	516	21 1/4	516	21 1/4	516	21 1/4	516	21 1/4
51	2 580	660	22 7/8	528	21 7/8	528	21 7/8	528	21 7/8	528	21 7/8	528	21 7/8	528	21 7/8	528	21 7/8	528	21 7/8	528	21 7/8
52	2 640	675	23 1/8	540	22 1/4	540	22 1/4	540	22 1/4	540	22 1/4	540	22 1/4	540	22 1/4	540	22 1/4	540	22 1/4	540	22 1/4
53	2 700	690	23 7/8	552	22 7/8	552	22 7/8	552	22 7/8	552	22 7/8	552	22 7/8	552	22 7/8	552	22 7/8	552	22 7/8	552	22 7/8
54	2 760	705	24 1/8	564	23 1/4	564	23 1/4	564	23 1/4	564	23 1/4	564	23 1/4	564	23 1/4	564	23 1/4	564	23 1/4	564	23 1/4
55	2 820	720	24 7/8	576	23 7/8	576	23 7/8	576	23 7/8	576	23 7/8	576	23 7/8	576	23 7/8	576	23 7/8	576	23 7/8	576	23 7/8
56	2 880	735	25 1/8	588	24 1/4	588	24 1/4	588	24 1/4	588	24 1/4	588	24 1/4	588	24 1/4	588	24 1/4	588	24 1/4	588	24 1/4
57	2 940	750	25 7/8	600	24 7/8	600	24 7/8	600	24 7/8	600	24 7/8	600	24 7/8	600	24 7/8	600	24 7/8	600	24 7/8	600	24 7/8
58	3 000	765	26 1/8	612	25 1/4	612	25 1/4	612	25 1/4	612	25 1/4	612	25 1/4	612	25 1/4	612	25 1/4	612	25 1/4	612	25 1/4
59	3 060	780	26 7/8	624	25 7/8	624	25 7/8	624	25 7/8	624	25 7/8	624	25 7/8	624	25 7/8	624	25 7/8	624	25 7/8	624	25 7/8
60	3 120	795	27 1/8	636	26 1/4	636	26 1/4	636	26 1/4	636	26 1/4	636	26 1/4	636	26 1/4	636	26 1/4	636	26 1/4	636	26 1/4
61	3 180	810	27 7/8	648	26 7/8	648	26 7/8	648	26 7/8	648	26 7/8	648	26 7/8	648	26 7/8	648	26 7/8	648	26 7/8	648	26 7/8
62	3 240	825	28 1/8	660	27 1/4	660	27 1/4	660	27 1/4	660	27 1/4	660	27 1/4	660	27 1/4	660	27 1/4	660	27 1/4	660	27 1/4
63	3 300	840	28 7/8	672	27 7/8	672	27 7/8	672	27 7/8	672	27 7/8	672	27 7/8	672	27 7/8	672	27 7/8	672	27 7/8	672	27 7/8
64	3 360	855	29 1/8	684	28 1/4	684	28 1/4	684	28 1/4	684	28 1/4	684	28 1/4	684	28 1/4	684	28 1/4	684	28 1/4	684	28 1/4
65	3 420	870	29 7/8																		

TABLE 14-3 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^a	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in			
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.06	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5090
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10 800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11 400
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10 500	12 600
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12 300	14 600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14 200	16 600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16 300	18 800
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18 600	21 100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20 900	23 000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23 400	24 900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26 200	26 900



TABLE 14-3 (continued)

A. Series 6200, continued

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight lb	Basic static load rating, C ₀ lb	Basic dynamic load rating, C lb
	d		D		B		r*	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in			
6226	130	5.1181	230	9.0551	40	1.5748	0.098	5.669	8.504	12.7	29 100	28 700
6228	140	5.5118	250	9.8425	42	1.6535	0.098	6.063	9.291	19.6	29 300	28 700
6230	150	5.9055	270	10.6299	45	1.7717	0.098	6.457	10.079	25.3	32 500	30 000
6232	160	6.2992	290	11.4173	48	1.8898	0.098	6.850	10.886	32.0	35 500	32 000
6234	170	6.6929	310	12.2047	52	2.0472	0.118	7.362	11.535	38.5	43 000	36 500
6236	180	7.0866	320	12.5984	52	2.0472	0.118	7.758	11.929	41.0	46 500	39 000
6238	190	7.4803	340	13.3858	55	2.1654	0.118	8.150	12.717	50.5	54 500	44 000
6240	200	7.8740	360	14.1732	58	2.2835	0.118	8.543	13.504	61.5	60 000	46 500

B. Series 6300

6300	10	0.3937	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.563	1.181	0.12	805	1400
6301	12	0.4724	37	1.4567	12	0.4724	0.039	0.656	1.220	0.13	990	1680
6302	15	0.5906	42	1.6535	13	0.5118	0.039	0.781	1.417	0.18	1200	1980
6303	17	0.6693	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.875	1.614	0.25	1460	2360
6304	20	0.7874	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.016	1.772	0.32	1780	2760
6305	25	0.9843	62	2.4409	17	0.6693	0.039	1.220	2.165	0.52	2370	3550
6306	30	1.1811	72	2.8346	19	0.7480	0.039	1.469	2.559	0.76	3150	4600
6307	35	1.3780	80	3.1496	21	0.8268	0.039	1.688	2.795	1.01	4050	5800
6308	40	1.5748	90	3.5433	23	0.9055	0.039	1.929	3.189	1.40	5050	7050
6309	45	1.7717	100	3.9370	25	0.9843	0.039	2.126	3.583	1.84	6800	9150
6310	50	1.9685	110	4.3307	27	1.0630	0.079	2.362	3.937	2.42	8100	10 700
6311	55	2.1654	120	4.7244	29	1.1417	0.079	2.559	4.331	2.98	9450	12 300
6312	60	2.3622	130	5.1181	31	1.2205	0.079	2.835	4.646	3.75	11 000	14 100
6313	65	2.5591	140	5.5118	33	1.2992	0.079	3.031	5.039	4.63	12 600	16 000
6314	70	2.7559	150	5.9055	35	1.3780	0.079	3.228	5.433	5.51	14 400	18 000
6315	75	2.9528	160	6.2992	37	1.4567	0.079	3.425	5.827	6.61	16 300	19 600

TABLE 14-3 (continued)

B. Series 6300, continued

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_o	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B		r^a	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in			
6316	80	3.1496	170	6.6929	39	1.5354	0.079	3.622	6.220	7.93	18 300	21 300
6317	85	3.3465	180	7.0866	41	1.6142	0.098	3.898	6.535	9.37	20 400	22 900
6318	90	3.5433	190	7.4803	43	1.6929	0.098	4.094	6.929	10.8	22 500	24 700
6319	95	3.7402	200	7.8740	45	1.7717	0.098	4.291	7.323	12.5	24 900	26 400
6320	100	3.9370	215	8.4646	47	1.8504	0.098	4.488	7.913	15.3	29 800	30 000
6321	105	4.1339	225	8.8583	49	1.9291	0.098	4.685	8.307	17.9	32 500	31 700
6322	110	4.3307	240	9.4488	50	1.9685	0.098	4.882	8.898	21.0	38 000	35 500
6324	120	4.7244	260	10.2362	55	2.1654	0.098	5.276	9.685	27.6	38 500	36 000
6326	130	5.1181	280	11.0236	58	2.2835	0.118	5.827	10.315	40.8	44 500	39 500
6328	140	5.5118	300	11.8110	62	2.4409	0.118	6.220	11.102	48.5	51 000	43 500
6330	150	5.9055	320	12.5984	65	2.5591	0.118	6.614	11.890	57.3	58 000	47 500
6332	160	6.2992	340	13.3858	68	2.6772	0.118	7.008	12.677	58	58 500	48 000
6334	170	6.6929	360	14.1732	72	2.8346	0.118	7.402	13.465	84	73 500	56 500
6336	180	7.0866	380	14.9606	75	2.9528	0.118	7.795	14.252	98	84 000	61 500
6338	190	7.4803	400	15.7480	78	3.0709	0.157	8.346	14.882	112	84 000	61 500
6340	200	7.8740	420	16.5354	80	3.1496	0.157	8.740	15.669	127	91 500	65 500

Source: NSK Corporation, Ann Arbor, MI.

^aMaximum fillet that corner radius will clear.

Lampiran 42

Tabel penentuan dimensi pasak berdasar diameter poros

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in*	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in*	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in*	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in*	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$1\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{7}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.269	$2\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$3\frac{15}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$1\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$1\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$4\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$4\frac{7}{16}$	1	3.841
$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$4\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$1\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$4\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.042
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$1\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$4\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$1\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$3\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$1\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$5\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$3\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$5\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$5\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$3\frac{5}{16}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$5\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$1\frac{1}{2}$	5.155

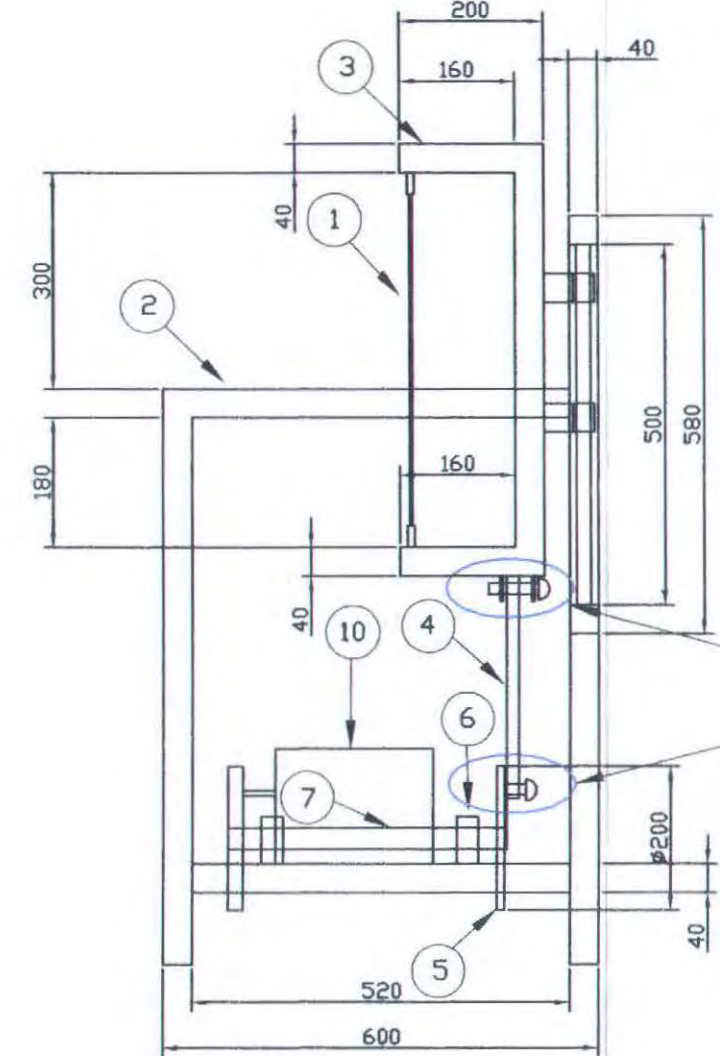
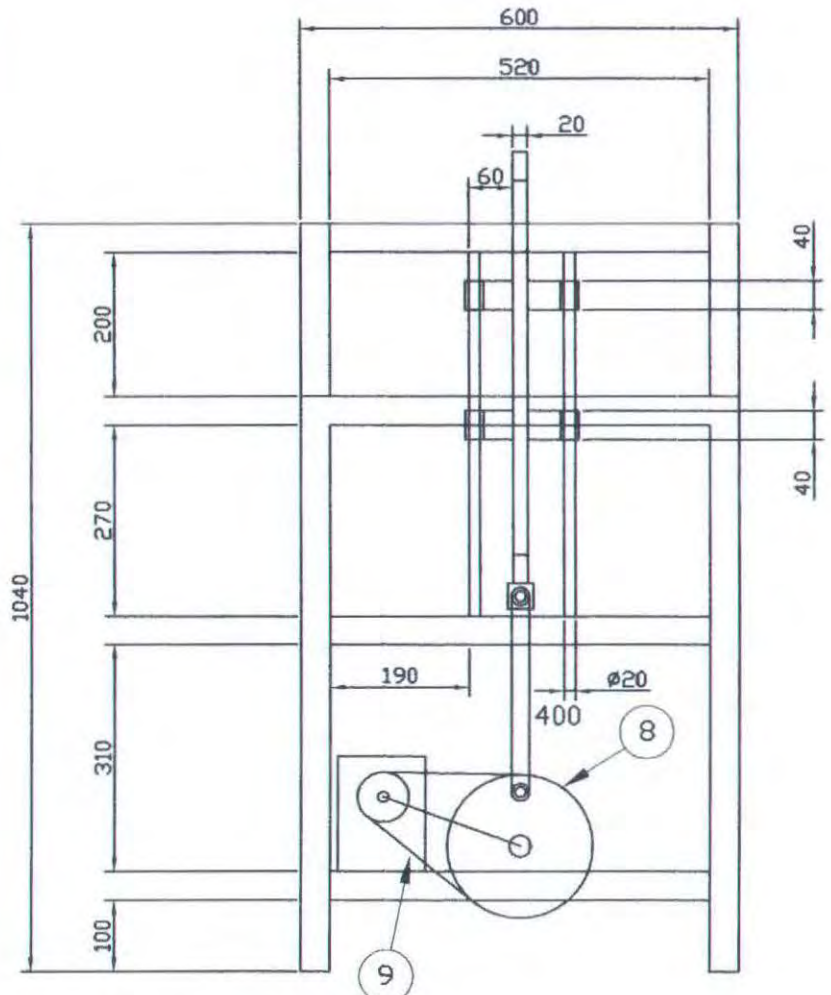
SOURCE: ASME A95B Standard B17.1-1967.

*Tabulate on W = 0.0025 in. for shafts $\frac{1}{8}$ to $\frac{1}{4}$ in. inclusive; 0.0025 in. for shafts $1\frac{1}{16}$ to $1\frac{1}{2}$ in. inclusive; 0.0030 in. for shafts $\frac{1}{2}$ to 1 in. inclusive.

Lampiran 43

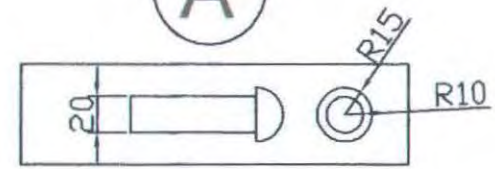
Gambar Tiga Dimensi Mesin Gergaji Kayu





No	Keterangan
1	Mata Gergaji
2	Meja Gergaji
3	Stang Gergaji
4	Stang Gergaji 2
5	Poros Engkol
6	Bearing
7	Poros
8	Pulley
9	V-Belt
10	Motor Listrik

A



	SKALA : 1 : 8	DIGAMBAR : Fatchur Rahman	PERINGATAN	
	SATUAN : mm	NRP/DEPT : 2105 030 063		
	TANGGAL : 01 - 02 - 2009	DILIHAT : Ir. Syamsul Hadi, MT		
D3 TEKNIK MESIN FTI - ITS	MESIN GERGAJI KAYU	TA	A 4	