

TUGAS AKHIR

PERENCANAAN TRANSMISI MESIN PEMOTONG PLAT MELINGKAR DENGAN DIAMETER MAKSIMAL 15 CM



Disusun oleh:

NAMA : I DEWA GEDE AGUS ARTANA
NIM : 00.51.360
JURUSAN : TEKNIK MESIN D-III

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN TEKNIK MESIN D-III
2005

WILMA SADI

WILMA SADI
WILMA SADI

WILMA SADI

WILMA SADI
WILMA SADI
WILMA SADI

WILMA SADI
WILMA SADI
WILMA SADI
WILMA SADI

LEMBAR PERSETUJUAN

PERENCANAAN TRANSMISI MESIN PEMOTONG PLAT MELINGKAR
DENGAN DIAMETER MAKSIMAL 15 CM

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi persyaratan lulus program diploma D-III

Institut Teknologi Nasional Malang

Disusun oleh:

Nama : I Dewa Gede Agus Artana

Nim : 00.51.360

Jurusan : Teknik mesin D-III

Fakultas : FTI


Mengetahui

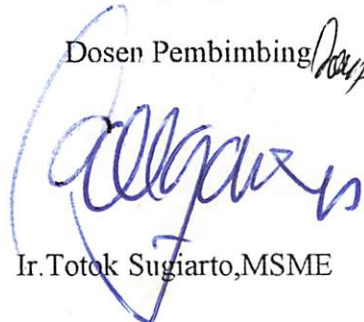
Ka. Jur. Teknik mesin D-III



Ir. Teguh Rahardjo, MT

Menyetujui

Dosen Pembimbing 



Ir. Totok Sugiarto, MSME



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

PT. BNI (PERSERO) MALANG
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting) Fax. (0341) 553015 Malang 65115
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

KARTU BIMBINGAN TUGAS AKHIR
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

1. Nama Mahasiswa : I Dewa Gede Agus Artana
2. Nim : 00 51 360
3. Jurusan / Program Studi : Teknik Mesin D-III
4. Judul Tugas Akhir : Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Pemotong
Plat Melingkar Berdiameter Maksimal 15 CM
5. Pengajuan Tugas Akhir : 03 November 2004
6. Selesai Menulis Tugas Akhir : 28 Februari 2005
7. Dosen pembimbing : Ir.H.Totok Sugiarto, MSME
8. Nilai Bimbingan : 80 (A)



Mengetahui,
Dekan Fakultas Teknologi Industri

Ir. Mochtar Asroni, MSME

Malang, 16 Maret 2005

Dosen Pembimbing

Ir.H.Totok Sugiarto, MSME



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

PT. BNI (PERSERO) MALANG
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting) Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

BERITA ACARA UJIAN TUGAS AKHIR
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

Nama : I Dewa Gede Agus Artana
Nim : 00 51 360
Jurusan/Program studi : Teknik Mesin D-III
Judul Tugas Akhir : Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Pemotong Plat
Melingkar Berdiameter Maksimal 15 CM

Dipertahankan dihadapan Team Penguji Ujian Tugas Akhir jenjang program Diploma
Tiga (D-III) pada:

Hari/tanggal : Sabtu, 5 Maret 2005
Dengan nilai ujian : 65,00

PANITIA UJIAN TUGAS AKHIR



Ketua

Ir. Mochtar Asroni, MSME

Sekretaris

Ir. Teguh Rahardjo, MT

ANGGOTA

Ir. Teguh Rahardjo, MT

Ir. Achmad Taufik

Nama : I Dewa Gede Agus Artana/00 51 360. Judul: Perencanaan Transmisi Mesin Pemotong Plat Melingkar Dengan Diameter Maksimal 15 CM.

Pembimbing: Ir. H. Totok Sugiarto, MSME.

ABSTRAKSI

Dengan semakin berkembangnya teknologi industri dan kebutuhan manusia yang terus meningkat, maka manusia dituntut untuk mampu menciptakan alat yang dapat membantu dan memudahkan pekerjaannya serta untuk meningkatkan produksi baik untuk perorangan maupun skala industri.

Perencanaan mesin pemotong plat melingkar ini menggunakan bahan baku plat stainless steel dengan ketebalan 2 mm. Proses pemotongan plat ini dilakukan secara mekanik, yakni dengan motor listrik sebagai penggerak utama, sedangkan ada juga yang menggunakan gunting (manual), akan tetapi hasilnya kurang optimal. Dengan terciptanya alat ini, maka diharapkan mampu meningkatkan nilai produktivitas.

Cara kerja mesin ini adalah sebagai berikut: motor listrik sebagai sumber tenaga penggerak utama akan memutar poros yang dihubungkan ke gear box, maka putaran poros out gear box akan memutar pully I dan putaran itu diteruskan ke pully II dengan bantuan sabuk V. Pully II yang bertumpu pada poros utama transmisi secara otomatis akan menyebabkan poros transmisi tersebut ikut berputar, dengan berputarnya poros utama, maka pisau pemotong akan ikut berputar untuk melakukan proses pemotongan.

Proses kerja yang mendukung dari perencanaan mesin pemotong plat melingkar ini sangat banyak, karena mempunyai unit kerja satu sama lain terutama pada poros, bahan poros St 60, tegangan tariknya 150 N/mm^2 . Pada bantalan bahan nominal dinamis spesifik lebih kecil dari kapasitas normal dinamis spesifik, pada bantalan 6006 yaitu 740 kg, maka bantalan disini aman. Panjang sabuk yang digunakan adalah 881,1 mm. Dan bahan pasak St 37, Tegangan geser $15,91 \text{ N/mm}^2$, tekanan yang diijinkan yaitu 37 N/mm^2 , jadi pasak dalam keadaan aman. Daya motor yang digunakan $\frac{1}{4}$ Hp atau 186,5 watt.

KATA PERSEMBAHAN

Sujud bakti tiang haturkan kehadapan Ida Sang Hyang Widi Wasa atas asung kerta wara nugraha Nya sehingga laporan tugas akhir ini dapat selesai tepat pada waktunya. Dan tidak lupa tiang ucapkan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua tiang : I Dewa Ketut Ada dan Desak Putu Asti yang telah mendukung tiang, baik moril maupun materiil serta kasih sayang yang diberikannya selama ini.
2. Kakak tiang Dewa Ayu Adnyawati dan adik tiang Dewa Ayu Anita Yani yang selalu mensupport tiang baik secara moril dan materiil.
3. Seluruh keluarga tiang yang ada di Gianyar, matur suksma atas dukungannya.
4. Arek-arek nang Villa Gladiol: Horzon, Kodok, Ketut Nyamprut, Mr Longor, Made Suda matur suksma atas dukungannya selama ini.
5. Arek-arek nang CMS: Adi Gokong, Monyer, Made Tanjung, Andre Makasih atas dukungannya selama ini.

Dan semua teman-teman yang tidak bisa tiang sebutkan namanya satu persatu matur suksma kemanten.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penyusun panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa atas berkat dan rahmatnya penyusun dapat menyelesaikan laporan tugas akhir yang berjudul “Perencanaan Transmisi Mesin Pemotong Plat Melingkar Dengan Diameter Maksimal 15CM”. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh oleh mahasiswa jurusan teknik mesin D-III di Institut Teknologi Nasional Malang untuk menempuh gelar Ahli Madya (AMD).

Di dalam proses penyusunan laporan ini penyusun tidak lupa mengucapkan banyak terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Abraham Lomi, MSEE selaku rektor Institut Teknologi Nasional Malang.
2. Bapak Ir. Mochtar Asroni, MT selaku dekan FTI Institut Teknologi Nasional Malang.
3. Bapak Ir. Teguh Rahardjo, MT selaku ketua jurusan teknik mesin D-III Institut Teknologi Nasional Malang.
4. Bapak Ir. Totok Sugiarto, MSME selaku dosen pembimbing.
5. Dan teman-teman yang membantu dalam penyelesaian laporan tugas akhir ini.

Penyusun menyadari akan apa yang ditulis dalam laporan ini masih jauh dari sempurna, dan penyusun berharap akan adanya pengembangan dari pembaca sehingga alat ini menjadi lebih sempurna.

Akhir kata penyusun mengucapkan banyak terima kasih dan penyusun berharap agar isi laporan ini dapat berguna bagi penyusun sendiri pada khususnya dan pembaca pada umumnya.

Malang, Pebruari 2005

Penyusun

DAFTAR ISI

LEMBAR PERSETUJUAN.....	i
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL.....	xiv
BAB I : PENDAHULUAN	
1.1. Latar belakang.....	1
1.2. Rumusan masalah.....	2
1.3. Tujuan penulisan.....	2
1.4. Batasan masalah.....	2
1.5. Metode penulisan.....	3
1.6. Sistematika penulisan.....	3
BAB II : DASAR TEORI	
2.1. Klasifikasi transmisi.....	5
2.1.1. Transmisi sabuk.....	5
2.1.1.1. Transmisi sabuk V.....	6
2.1.1.2. Transmisi sabuk gilir.....	7
2.1.2. Transmisi rantai.....	8
2.1.2.1. Transmisi rantai rol.....	8

2.1.2.2. Transmisi rantai gigi.....	9
2.1.3. Transmisi roda gigi.....	10
2.1.3.1. Roda gigi lurus.....	11
2.1.3.2. Roda gigi miring.....	11
2.1.3.3. Roda gigi miring ganda.....	12
2.1.3.4. Roda gigi dalam.....	13
2.1.3.5. Roda gigi pinyon dan batang gigi.....	13
2.1.3.6. Roda gigi kerucut lurus.....	14
2.1.3.7. Roda gigi kerucut spiral.....	14
2.1.3.8. Roda gigi permukaan.....	15
2.1.3.9. Roda gigi miring silang, roda gigi cacing silindris, roda gigi globoid dan roda gigi hipoid.....	16
2.2. Sistem transmisi yang digunakan.....	16
2.2.1. Mesin pemotong plat melingkar.....	16
2.2.1.1. Komponen dan cara kerja mesin pemotong plat melingkar diameter maksimali 15 cm	17
2.2.2. Poros	18
2.2.2.1. Material poros.....	19
2.2.2.2. Hal-hal dalam perencanaan poros.....	20
2.2.3. Pasak.....	26
2.2.3.1. Klasifikasi pasak.....	26
2.2.3.2. Hal-hal penting dalam perencanaan pasak.....	28

2.2.4. Pully.....	30
2.2.4.1. Klasifikasi pully.....	30
2.2.5. Sabuk V.....	34
2.2.5.1. Klasifikasi sabuk V.....	35
2.2.6. Kopling cakar.....	40
2.2.7. Bantalan.....	41
2.2.7.1. Klasifikasi bantalan.....	41
2.2.7.2. Material untuk bantalan.....	43
2.2.7.3. Hal-hal perencanaan bantalan.....	45
2.3. Perawatan mesin pemotong plat melingkar.....	49
2.3.1. Poros.....	49
2.3.2. Pasak.....	50
2.3.3. Pully.....	50
2.3.4. Sabuk	50
2.3.5. Bantalan.....	51
2.3.6. Motor listrik.....	51

BAB III : PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI

3.1. Rumus-rumus yang digunakan pada perencanaan system transmisi....	55
3.1.1. Tegangan tarik.....	55
3.1.2. Tegangan geser.....	56
3.1.3. Tegangan bengkok.....	56
3.1.4. Elemen dasar proses pemotongan.....	57

3.1.5. Transmisi sabuk.....	58
3.1.6. Pully.....	61
3.1.7. Poros.....	61
3.1.8. Pasak.....	62
3.1.9. Kopling cakar.....	63
3.1.10. Bantalan.....	64
3.2. Perhitungan sistem transmisi.....	65
3.2.1. Merencanakan daya motor.....	65
3.2.2. Transmisi pully dan sabuk V.....	68
3.2.2.1. Perhitungan sabuk V.....	68
3.2.2.2. Perhitungan pully.....	72
3.2.3. Perencanaan poros pada spindle utama.....	73
3.2.4. Perhitungan kopling cakar.....	75
3.2.5. Perhitungan pasak.....	78
3.2.5.1. Kekuatan pasak pada poros 12 mm gear box dan motor..	78
3.2.5.2. Kekuatan pasak pada poros 17 mm gear box.....	79
3.2.5.3. Kekuatan pasak pada poros 30 mm spindel utama.....	80
3.2.6. Perhitungan bantalan.....	81

BAB IV: KESIMPULAN

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Transmisi sabuk V.....	7
Gambar 2.2 Sabuk gilir.....	8
Gambar 2.3 Transmisi rantai rol.....	9
Gambar 2.4 Transmisi rantai gigi.....	10
Gambar 2.5 Roda gigi lurus.....	11
Gambar 2.6 Roda gigi miring.....	12
Gambar 2.7 Roda gigi miring ganda.....	13
Gambar 2.8 Roda gigi dalam.....	13
Gambar 2.9 Roda gigi pinyon dan batang gigi.....	14
Gambar 2.10 Roda gigi kerucut lurus.....	14
Gambar 2.11 Roda gigi kerucut spiral.....	15
Gambar 2.12 Roda gigi permukaan.....	15
Gambar 2.13 Roda gigi dengan poros bersilang,cacing dan hipoid.....	16
Gambar 2.14 Mesin pemotong plat melingkar.....	17
Gambar 2.15 Macam-macam pasak.....	26
Gambar 2.16 Dimensi pasak.....	28
Gambar 2.17 Penampang pully.....	31
Gambar 2.18 Konstruksi pully.....	31
Gambar 2.19 Profil pully alur sabuk V.....	32

Gambar 2.20 Persinggungan sisi sabuk V dan alur pully.....	36
Gambar 2.21 Konstuksi sabuk V dan ukuran penampang sabuk V.....	36
Gambar 2.22 Diagaram pemilihan sabuk V.....	37
Gambar 2.23 Kopling cakar.....	41
Gambar 2.24 Macam-macam bantalan gelinding.....	42
Gambar 2.25 Macam-macam bantalan luncur.....	43
Gambar 3.1 Transmisi mesin pemotong plat melingkar.....	52
Gambar 3.2 Susunan roda gigi gear box.....	66
Gambar 3.3 Jarak sumbu poros.....	67
Gambar 3.4 Sabuk dan dimensi sabuk tipe B.....	71
Gambar 3.5 Pully alur sabuk V.....	71
Gambar 3.6 Dimensi pasak.....	76

DAFTAR TABEL

Tabel 2-1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.....	21
Tabel 2-2 Baja paduan untuk poros.....	22
Tabel 2-3 Penggolongan baja secara umum.....	23
Tabel 2-4 Standar baja.....	23
Tabel 2-5 Faktor-faktor koreksi daya yang ditransmisikan (f_c).....	25
Tabel 2-6 Faktor-faktor keamanan perencanaan poros (S_f).....	25
Tabel 2-7 Ukuran pasak dan alur pasak.....	29
Tabel 2-8 Faktor koreksi.....	33
Tabel 2-9 Ukuran pully V.....	34
Tabel 2-10 Panjang sabuk V standar.....	38
Tabel 2-11 Bahan sabuk.....	39
Tabel 2-12 Koefisien gesek sabuk terhadap pully.....	39
Tabel 2-13 Faktor-faktor V, X, Y dan X_o, Y_o	46
Tabel 2-14 Harga faktor keandalan.....	47
Tabel 2-15 Ukuran bantalan gelinding.....	48
Tabel 2-16 Bantalan untuk permesinan.....	49

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Dengan semakin berkembangnya ilmu pengetahuan dan teknologi, tuntutan kebutuhan hidup manusia semakin banyak. Maka dari itu manusia dituntut untuk menciptakan suatu alat yang berfungsi untuk mempermudah pekerjaannya di segala bidang, salah satunya adalah bidang aplikasi di industri. Baik yang beroperasi secara manual dan otomatis, kedua cara tersebut mempunyai tujuan yang sama dimana perbedaannya adalah sistem mekanismenya atau cara kerjanya.

Menciptakan bentuk/ produk baru dengan desain yang sederhana dan praktis, dapat dilakukan dengan mempergunakan mesin bor, motor, gear box atau segala mesin yang dimodifikasi untuk dapat mempermudah dan mempercepat pekerjaan tersebut dengan modal dan pemikiran yang sederhana namun membutuhkan suatu ketelitian yang tinggi. Dengan ini kami mahasiswa Institut Teknologi Nasional merancang dan membuat Mesin Pemotong Plat Berdiameter Maksimal 15 cm, yang dapat difungsikan untuk membuat plat melingkar yang kemudian hasil pemotongan tersebut dapat dipergunakan salah satunya untuk alat-alat rumah tangga seperti panci, wajan, kompor dan lain sebagainya. Tuntutan produksi massal dalam bentuk dan ukuran berbeda dapat diproduksi dalam waktu siklus yang lebih singkat dan tentunya tidak meninggalkan nilai kualitas, sehingga dapat dikatakan peralatan ini dapat meningkatkan kapasitas produksi.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dibahas adalah :

- Bagaimana perencanaan transmisi pada Mesin Pemotong Plat Melingkar Berdiameter Maksimal 15 cm.

1.3. Tujuan Penulisan

Adapun tujuan penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

- Untuk mengetahui perencanaan transmisi Mesin Pemotong Plat Melingkar Berdiameter Maksimal 15 cm.

1.4. Batasan masalah

Dengan keterbatasan penyusunan dalam hal ilmu pengetahuan ,waktu dan literature maka perlu adanya batasan masalah dengan tujuan agar pembahasan setiap poin yang ada agar lebih terarah dan terselesaikan dengan baik. Adapun batasan masalah yang dibahas disini adalah :

- Perencanaan poros
- Perencanaan pasak
- Perencanaan pully
- Perencanaan sabuk - V
- Perencanaan kopling cakar
- Perencanaan bantalan

1.5. Metode Penulisan

Dalam penulisan ini menggunakan beberapa metode untuk membahas pemecahan baik data maupun perhitungan dalam penyusunan tugas akhir ini, yaitu:

1. **Metode studi literature**

Yaitu dengan mengkaji teori serta rumusan dari buku – buku referensi yang dituangkan dalam buku perencanaan yang mudah dimengerti.

2. **Metode Observasi**

Yaitu satu cara untuk memperoleh data dengan melakukan pengamatan langsung terhadap obyek.

3. **Metode Bimbingan**

Yaitu bimbingan dan pengarahan oleh dosen pembimbing sebagai penuntun dan koreksi terhadap penulisan tugas akhir ini.

1.6. Sistematika Penulisan

Dalam penulisan laporan tugas akhir ini sistematika penulisan yang digunakan adalah:

BAB I : PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas tentang latar belakang, tujuan penulisan, rumusan masalah, batasan masalah, metode penulisan, sistematika penulisan.

BAB II : LANDASAN TEORI

Bab ini berisikan tentang salah satu pembahasan pokok satu bahan tentang teori dasar yang sesuai dengan pembahasan.

BAB III : PERENCANAAN TRANSMISI

Rumus-rumus yang digunakan dan perhitungan mengenai hal – hal yang diperlukan dalam perencanaan transmisi Mesin Pemotong Plat Melingkar Berdiameter Maksimal 15 cm.

BAB IV : KESIMPULAN

Pada bab ini dibahas tentang kesimpulan dari transmisi yang dipakai pada mesin pemotong plat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Klasifikasi transmisi

Transmisi adalah elemen mesin yang berfungsi mentransmisikan daya dari putaran mesin ke beban. Sistem transmisi dapat diklasifikasikan dalam beberapa jenis yaitu:

1. Transmisi sabuk
2. Transmisi rantai
3. Transmisi roda gigi

2.1.1. Transmisi sabuk

Transmisi sabuk dapat digolongkan atas tiga kelompok. Dalam kelompok pertama, sabuk rata dipasang pada pulley silinder dan meneruskan momen antara dua poros yang jaraknya dapat sampai 10 m dengan perbandingan putaran antara 1/1 sampai 6/1. Dalam kelompok kedua, sabuk dengan penampang trapezium dipasang pada pulley dengan alur dan meneruskan momen antara dua poros yang jaraknya sampai 5 m dengan perbandingan putaran antara 1/1 sampai 7/1. Kelompok terakhir terdiri atas sabuk dengan gigi yang digerakkan dengan sprocket pada jarak pusat sampai mencapai 2 m dan meneruskan putaran secara tepat dengan perbandingan 1/1 sampai 6/1.

Dari pengelompokan di atas maka diketahui jenis-jenis dari transmisi sabuk yaitu:

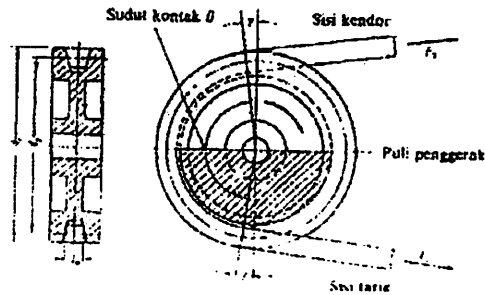
1. Transmisi sabuk –V
2. Transmisi sabuk gilir

Sebagian besar transmisi sabuk menggunakan sabuk –V karena mudah penanganannya dan harganya pun murah. Kecepatan sabuk direncanakan untuk 10 sampai 20 (m/s) pada umumnya, maksimum sampai 25 (m/s). Daya maksimum yang dapat ditransmisikan kurang lebih sampai 500 (kw).

Karena terjadi slip antara pulley dan sabuk, sabuk –V tidak dapat meneruskan putaran dengan perbandingan yang tepat. Dengan sabuk gilir transmisi dapat dilakukan dengan perbandingan putaran yang tepat pada roda gigi. Karena itu sabuk gilir telah digunakan secara meluas dalam industri mesin jahit, computer, mesin foto kopidan lain-lain.

2.1.1.1. Transmisi sabuk –V

Sabuk –V terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapezium. Seperti pada gambar 2.1, sabuk -V dibelitkan dikelilingi alur pulley yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang sedang membelit pada pulley ini pada lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan salah satu keunggulan sabuk –V dibanding sabuk rata.

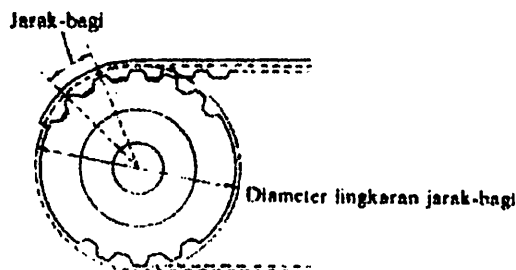


Gambar 2.1
Transmisi Sabuk –V

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal: 170.*

2.1.1.2. Transmisi Sabuk Gilir

Jenis transmisi sabuk ini biasa disebut timing belt merupakan transmisi yang mampu meneruskan perbandingan transmisi yang tetap, dimana tidak terjadi slip. Tujuan dibuatnya transmisi ini adalah untuk mengatasi kelemahan yang ada pada transmisi sabuk –V. Seperti pada gambar 2.2, transmisi ini mempunyai gigi yang sama kondisinya dengan roda gigi yang diputar.



Gambar 2.2
Sabuk Gilir

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal: 179.*

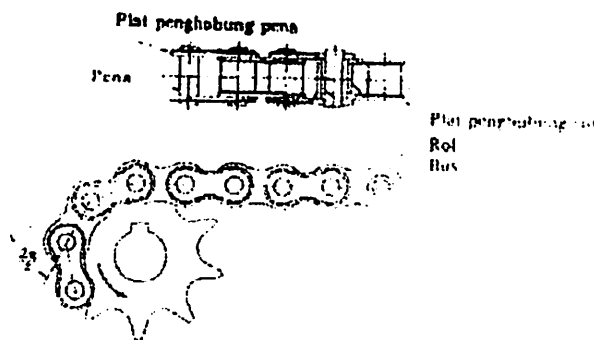
2.1.2. Transmisi Rantai

Transmisi rantai dipergunakan untuk meneruskan putaran dengan perbandingan yang tepat dengan jarak sumbu poros sampai 4 meter dan perbandingan 1/1 sampai 7/1. Klasifikasi sistem transmisi ini dapat dibagi atas dua jenis :

1. Transmisi rantai rol
2. Transmisi rantai gigi

2.1.2.1. Transmisi Rantai Rol

Rantai transmisi daya biasanya dipergunakan dimana jarak poros lebih besar daripada transmisi roda gigi tetapi lebih pendek daripada transmisi sabuk. Rantai pengait ada gigi sprocket dan meneruskan daya tanpa slip, menjamin perbandingan putaran yang tetap.



Gambar 2.3
Transmisi Rantai Rol

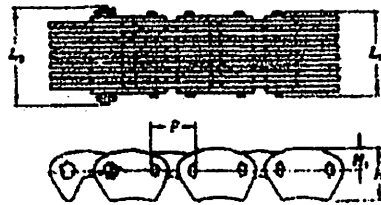
Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Flemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal: 190*

Pada gambar 2.3, rantai transmisi ini mempunyai keuntungan seperti : mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar, tidak memerlukan tegangan awal, keausan kecil pada bantalan dan mudah memasangnya.

2.1.2.2. Transmisi Rantai Gigi

Transmisi rantai gigi digunakan untuk mentransmit kecepatan tinggi lebih dari 1000 (m/min), bunyi kecil, dan daya besar. Rantai ini lebih mahal dari pada rantai rol. Ciri yang menonjol dari rantai ini ialah bahwa segera setelah mengait meluncur dengan gigi sprocket yang berprofil (evolven), mata rantai berputar sebagai satu benda dengan sprocket. Hal ini berbeda dengan rantai dengan rantai rol dimana bus mata rantai mengait sprocket pada dasar kaki gigi. Dengan cara kerja tadi, tumbukan pada rantai gigi jauh lebih kecil dari pada rantai rol. Sambungan kunci bertindak sedemikian rupa hingga memperkecil efek busur. Sekalipun demikian, perbandingan variasi kecepatan tidak berubah.

Karena hal-hal diatas maka bunyi akan sangat berkurang dan tidak akan bertambah jeras sekalipun kecepatan bertambah tinggi. Pada gambar 2.4 dapat dilihat konstruksi dari transmisi jenis rantai gigi ini.



Gambar 2.4
Transmisi rantai gigi

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:202*

2.1.3. Transmisi Roda Gigi

Jenis transmisi roda gigi mempunyai keunggulan dibandingkan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran tinggi dan tepat dan daya lebih besar. Penggunaannya dimulai dari alat pengukur yang kecil dan teliti seperti jam tangan, sampai roda gigi reduksi pada turbin besar yang berdaya puluhan megawatt.

Klasifikasi roda gigi adalah sebagai berikut:

1. Roda gigi lurus.
2. Roda gigi miring.
3. Roda gigimiring ganda.
4. Roda gigi dalam.
5. Roda gigipinyon dan batang gigi.
6. Roda gigikerucut lurus .
7. Roda gigi kerucut spiral.
8. Roda gigi permukaan .
9. Roda gigi miring silang.
10. Roda gigi cacing silindris.
11. Roda gigi cacing globoid .
12. Roda gigi hipoid.

2.1.3.1. Roda Gigi Lurus

Pada gambar 2.5 merupakan roda gigi paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar.



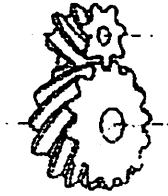
Gambar 2.5
Roda Gigi Lurus

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:213*

2.1.3.2. Roda Gigi Miring

Roda gigi miring mempunyai jalur gigi yang membentuk ulir pada silinder jarak bagi. Pada roda gigi miring ini, jumlah pasangan gigi saling membuat kontak serentak (disebut “perbandingan kontak”) adalah lebih besar dari pada roda gigi lurus, sehingga pemindahan momen atau putaran melalui gigi-gigi tersebut dapat berlangsung dengan halus.

Sifat ini sangat baik untuk mentransmisikan putaran tinggi dan beban besar. Namun roda gigi miring memerlukan bantalan aksial dan kontak roda gigi yang lebih kokoh, karena jalur gigi yang berbentuk ulir tersebut menimbulkan gaya reaksi yang sejajar dengan poros seperti pada gambar 2.6.



Gambar 2.6
Roda gigi miring

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:213*

2.1.3.3. Roda Gigi Miring Ganda

Pada gambar 2.7 menunjukkan roda gigi miring ganda dimana gaya aksial yang timbul pada gigi yang mempunyai alur berbentuk V tersebut, akan saling meniadakan. Dengan roda gigi ini, perbandingan reduksi, kecepatan keliling, dan daya yang diteruskan dapat diperbesar, tetapi pembuatannya sukar.

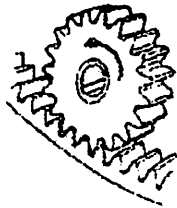


Gambar 2.7
Roda Gigi Miring Ganda

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:213*

2.1.3.4. Roda gigi Dalam

Dipakai jika diinginkan alat transmisi dengan ukuran kecil dengan perbandingan reduksi besar, karena pinyon terletak didalam roda gigi seperti pada gambar 2.8.

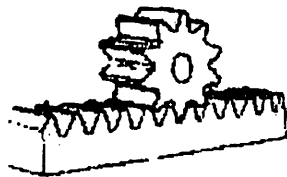


Gambar 2.8
Roda Gigi Dalam

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:213*

2.1.3.5. Roda Gigi Pinyon dan Batang Gigi

Batang gigi merupakan dasar profil pahat pembuat gigi pasangan antara batang gigi dan pinyon digunakan untuk merubah gerakan putar menjadi lurus atau sebaliknya seperti pada gambar 2.9.



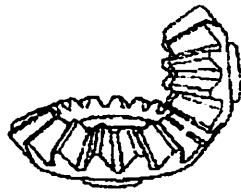
Gambar 2.9
Roda Gigi Pinyon dan Batang Gigi

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:213*

2.1.3.6. Roda Gigi Kerucut Lurus

Dalam hal roda gigi kerucut bidang jarak bagi kerucut merupakan bidang kerucut yang bidang puncaknya terletak dititik potong sumbu poros. Roda gigi kerucut lurus dengan gigi lurus adalah yang paling mudah dibuat dan paling sering dipakai tetapi roda gigi ini sangat berisik karena sudut kontakannya sangat kecil. Juga

kontruksinya tidak memungkinkan pemasangan bantalan pada ujung poros-porosnya seperti pada gambar 2.10.

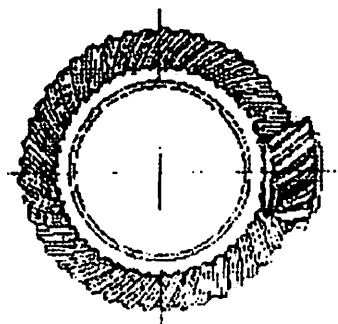


Gambar 2.10
Roda Gigi Kerucut Lurus

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:213*

2.1.3.7. Roda gigi kerucut Spiral

Roda gigi kerucut spiral karena mempunyai perbandingan kontak yang lebih besar dapat meneruskan putaran tinggi dan putaran besar sudut poros kedua roda gigi dapat biasanya dibuat 90° seperti gambar 2.11.

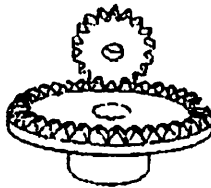


Gambar 2.11
Roda Gigi Kerucut Spiral

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:213*

2.1.3.8. Roda Gigi Permukaan

Roda gigi permukaan mempunyai pinyon dengan gigi-gigi yang sedikit lurus sementara untuk permukaan gigi lingkarannya bentuknya sama namun melingkar seperti gambar 2.12.

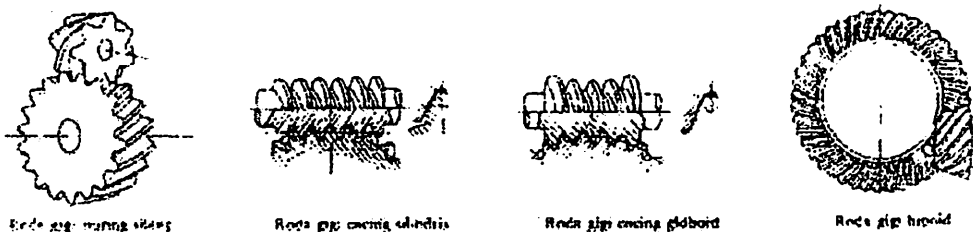


Gambar 2.12
Roda Gigi Permukaan

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal: 213*

2.1.3.9. Roda Gigi Miring Silang, Roda Gigi Cacing Silindris, Roda Gigi Globoid dan Roda Gigi Hipoid

Pada gambar 2.13, diperlihatkan bahwa dalam golongan roda gigi dengan poros bersilang, roda gigi cacing (silindris dan globoid) dan roda gigi hipoid dimana roda gigi cacing meneruskan putaran dengan perbandingan reduksi yang besar.



Gambar 2.13

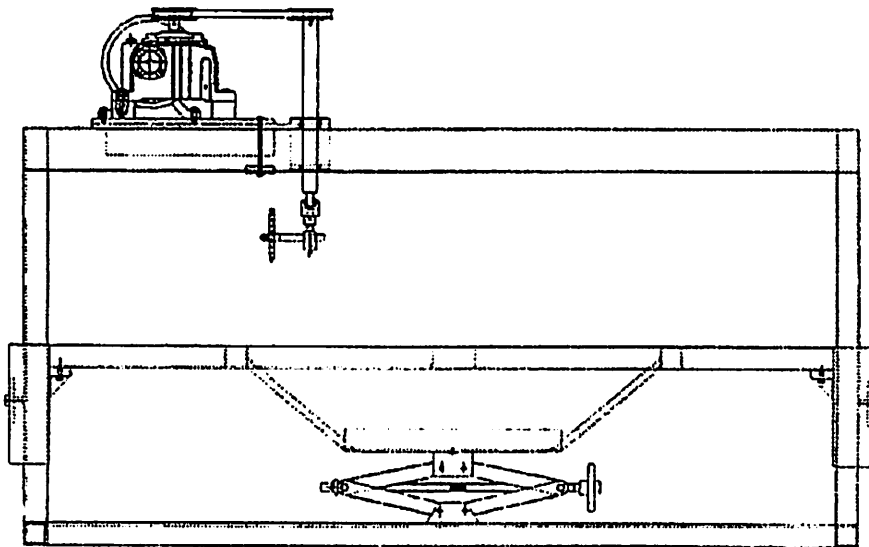
Roda Gigi dengan Poros Bersilang, Cacing dan Hipoid

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal: 213*

2.2. Sistem Transmisi yang digunakan mesin pemotong plat melingkar

2.2.1. Mesin Pemotong Plat Melingkar Berdiameter max 15 cm

Mesin pemotong plat melingkar adalah mesin yang digunakan untuk memotong plat yang mempunyai ketebalan maksimum 2 mm. Mesin ini pada umumnya mempunyai alat pemotong yang bisa di ubah-ubah sesuai dengan diameter yang kita inginkan maksimum 15 cm.



Gambar 2.14
Mesin Pemotong Plat Berdiameter Max 15 cm

2.2.1.1. Komponen dan Cara Kerja Mesin Pemotong Plat Melingkar

Seperti diperlihatkan pada gambar 2.14 komponen-komponen dari mesin pemotong plat melingkar max 15cm terdiri dari :

1. Motor listrik
2. Kopling cakar
3. Unit transmisi

4. Spindel utama
5. Cak bor
6. Alat potong
7. Meja pengangkat
8. Dongkrak
9. Bushing
10. Rangka
11. Meja landasan atas
12. Meja landasan bawah

Cara kerja dari mesin ini adalah sebagai berikut:

Untuk memotong plat dengan mesin ini maka langkah-langkah yang harus dilakukan adalah;

- Plat yang akan dipotong diletakkan pada meja pengangkat yang diberi papan rata agar pada proses pemotongan berlangsung dengan sempurna.
- Kunci plat dengan catok agar tidak bergeser dari kedudukannya.
- Tandai pusat lingkaran dengan penitik.
- Letakkan pusat alat pemotong (mata bor) tepat pada tanda tadi.
- Atur jari-jari alat pemotong untuk menghasilkan diameter yang kita inginkan dan kunci lengan alat pemotong.
- Hidupkan motor sambil memakamkan benda kerja (plat) ke alat pemotong dengan cara memutar dongkrak sampai plat terlubangi.

2.2.2. Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros. Macam-macam poros adalah sebagai berikut:

a) Poros Transmisi

Poros ini mentransmit power diantara sumbu dan mesin-mesin yang menyerap power itu. Untuk mentransmit power dari poros ke poros lain biasanya digunakan: gear, pully, belt, chain dan lain-lain.

b) Poros Machine

Poros jenis ini menjadi satu dengan mesinnya sendiri mis: crank shaft.

2.2.2.1. Material Poros

Material yang digunakan untuk poros biasanya adalah mild steal. Bila diperlukan kekuatan yang tinggi material yang dipakai adalah baja paduan seperti: baja nikel, baja chrom atau baja chrom vanadium. Poros pada umumnya dibentuk dengan proses hot rolling dan di finish pada ukuran yang sesuai dengan proses cold drawing atau turning dan grinding.

Poros dengan pengerolan dingin lebih kuat dari pada pengerolan panas, akan tetapi memiliki residual stress yang lebih tinggi. Residual stress ini dapat menyebabkan distorsi (perubahan) pada poros apabila dikerjakan dengan mesin. Poros dengan diameter yang lebih besar biasanya dikerjakan dengan forging yang kemudian dengan proses turning dengan menggunakan mesin bubut.

2.2.2.2. Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros hal-hal yang perlu diperhatikan:

1. Kekuatan poros

Poros harus direncanakan sehingga cukup kuat untuk menahan beban puntir dan lentur ,tarik atau tekan. Kemampuan poros untuk menahan beban lentur atau defleksi puntir yang terlalu besar.

2. Kekuatan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidaktepatan (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (mis pada turbin dan roda gigi). Karenaitu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Putaran kritis

Poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan-bahan tahan korosi (termasuk plastic) harus dipilih untuk poros propeller dan pompa tidak terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terancam kavitasi, dan poros-poros mesin sering berhenti lama. Sampai batas-batas tertentu dapat pula dilakukan perlindungan terhadap korosi.

5. Bahan poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinis, baja karbon konstruksi mesin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan dari ingot yang di "kill" (baja dideosidasikan dengan ferrosilicon dan dicor, kadar karbon terjamin). Meskipun demikian, bahan ini kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang mis bila diberi alur pasak,karena ada tegangan sisa didalam terasnya. Tetapi penarikan dingin membuat permukaan poros menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar. Poros-poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa diantaranya adalah baja chrom nikel, baja chrom nikel molibden, baja chrom, dan lain-lain. Dalam hal ini dapat dilihat dalam table 2-1 sebagai bahan poros dengan proses finis dingin.

Tabel 2-1: Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

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

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin. Pradnya, Jakarta, 1987, hal:3*

Tabel 2-2: Baja paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khron nikel (jis G 4102)	SNC2	-	85
	SNC3	-	95
	SNC21	pengerasan kulit	80
	SNC22	-	100
Baja khron nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM1	-	85
	SNCM2	-	95
	SNCM7	-	100
	SNCM8	-	105
	SNCM22	pengerasan kulit	90
	SNCM23	-	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SNCM25	-	120
	SCr3	-	90
	SCr4	-	95
	SCr5	-	100
	SCr21	pengerasan kulit	80
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCr22	-	85
	SCM2	-	85
	SCM3	-	95
	SCM4	-	100
	SCM5	-	105
	SCM21	pengerasan kulit	85
	SCM22	-	95
SCM23	-	100	

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:3*

Dalam hal baja paduan untuk poros, maka sudah ditransmisikan sesuai macamnya, hal ini dapat dilihat pada tabel 2-2. Dengan standar tersebut dapat diketahui perlakuan panas (heat treatment) terhadap baja tersebut sehingga didapatkan standar kekuatan tarik pada masing-masing jenis.

Pada umumnya baja diklasifikasikan atas baja lunak, baja liat, baja agak keras, dan baja keras. Khususnya untuk baja liat dan baja agak keras banyak dipilih untuk poros. Kandungan karbonnya adalah seperti tertera pada tabel 2-3. Baja lunak yang terdapat dipasaran umumnya agak kurang homogen ditengah, sehingga tidak dapat dianjurkan untuk dipergunakan sebagai poros penting.

Tabel 2-3 : Penggolongan baja secara umum

Golongan	Kadar C (%)
Baja lunak	-0,15
Baja liat	-0,2-0,3
Baja agak keras	0,3-0,5
Baja keras	0,5-0,8
Baja sangat keras	0,8-1,2

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal: 4*

Meskipun demikian, untuk perencanaan yang baik tidak dapat dianjurkan untuk memilih baja atas dasar klasifikasi yang terlalu umum diatas. Sebaiknya pemilihan dilakukan atas dasar standar-standar yang ada (tabel 2-4).

Tabel 2-4: Standar baja

Nama	Standar jepang	Standar amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C S30C S35C S40C S55C 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	SNCM1 SNCM2 SNCM7 SNCM8 SNCM22 SNCM23 SNCM25	AISI 4337 BS830M31 AISI 8645, BS En100D AISI 43440, BS817M40 AISI 4315 AISI 4320, BS En325 BS En39B
Baja khrom	SCr3 SCr4 SCr5 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

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:5*

Beberapa hal yang perlu diperhatikan juga adalah jenis beban yang digunakan pada poros, yaitu:

- Poros dengan beban puntir.
- Poros dengan beban lentur
- Poros dengan beban campuran (puntir dan lentur)

Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai macam factor keamanan biasanya diambil dalam perencanaan, sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil. Faktor koreksi tersebut dapat dilihat pada tabel 2-5.

Tabel 2-5: Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan (f_c)

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8-1,2
Daya normal	1,0-1,5

Sumber: *sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya, Jakarta, 1987, hal:7.*

Sementara itu dalam menentukan tegangan geser izin t_a (kg/mm^2) Untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh atas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik σ_b (kg/mm^2). Jadi batas kekuatan tarik σ_b , sesuai dengan standar ASME. Untuk factor keamanan dapat diambil dari tabel 2-6.

Tabel 2-6: Faktor-faktor keamanan perencanaan poros (S_f)

Jenis bahan	Faktor Kekuatan bahan (S_f1)	Faktor lain-lain (S_f2)
Bahan SF	5,6	1,3-3,0
Bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan	6,0	1,3-30

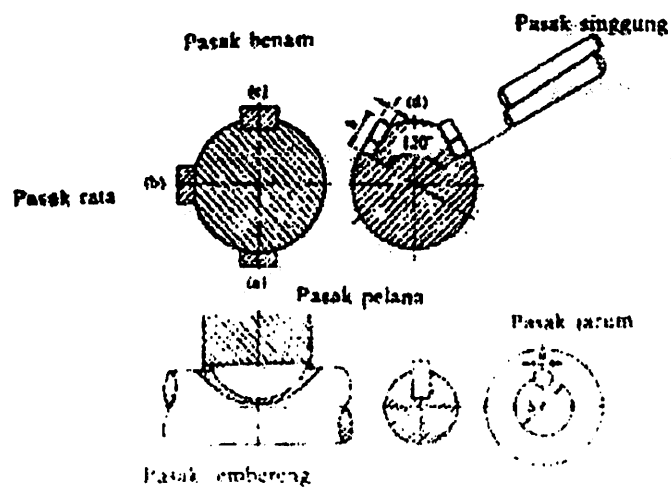
Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Prandhya Paramita, Jakarta, 1987, hal: 8*

2.2.3. Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sprocket, pully, kopling dan lain-lainnya pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau naf ke poros.

2.2.3.1. Klasifikasi pasak

Pasak dapat dibedakan menurut letaknya pada poros antara lain; pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung, yang umumnya berpenampang segi empat. Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatis ada yang khusus dipakai sebagai pasak lurus. Disamping macam diatas ada pula pasak tembereng dan pasak jarum. Ini dapat dilihat pada gambar 2.15.



Gambar 2.15
Macam-macam Pasak

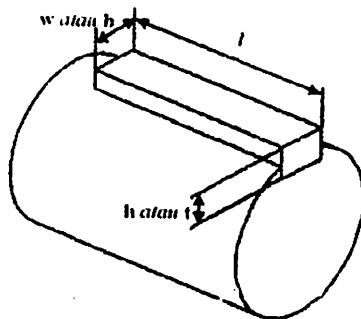
Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Prandhya Paramita, Jakarta, 1987, hal: 24*

Pasak luncur memungkinkan pergeseran aksial roda gigi dan lain-lain, pada porosnya, seperti pada seplain. Yang paling umum dipakai adalah pasak benam yang dapat dipakai meneruskan momen yang besar. Untuk momen dengan tumbukan, dapat dipakai pasak senggung.

Untuk pasak umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari $60 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$, lebih kuat daripada porosnya. Kadang-kadang sengaja dipilih bahan yang lemah untuk pasak, sehingga pasak akan lebih dahulu rusak daripada poros atau nafnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

2.2.3.2. Hal-hal penting dan Tata cara Perencanaan Pasak

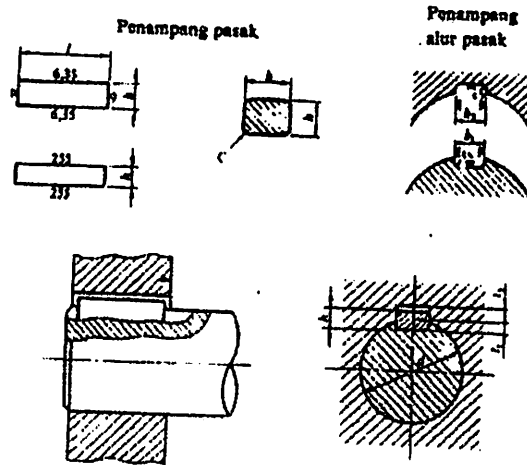
Pasak benam mempunyai bentuk penampang segi empat dimana terdapat bentuk prismatis dan tirus yang kadang-kadang diberi kepala untuk memudahkan pencabutannya. Kemiringan pada pasak tirus umumnya sebesar 1/100, dan pengerjaan harus hati-hati agar naf tmenjadi eksentrik. Ukuran dan bentuk standart pasak diberikan pada tabel 2-7. Untuk pasak umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 (kg/mm^2). Lebih kuat dari porosnya. Penentuan ukuran tersebut berdasarkan dimensi pasak seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16
Dimensi Pasak

Sumber: *Sularso-Koyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Prandhya Paramita, Jakarta, 1987,hal: 24*

Tabel 2-7 : Ukuran Pasak dan Alur Pasak



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak A x B	Ukuran standar b, b ₁ , dan b ₂	Ukuran standar A		C	e	Ukuran standar A ₁	Ukuran standar f ₂			r ₁ dan r ₂	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak tirus	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak tirus	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d**	
2 x 2	2	2		0,10-0,25	6-20	1,2	1,0	0,3	0,04-0,16	-	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3									4-36	1,8
4 x 4	4	4		0,25-0,40	8-45	2,5	1,8	1,2	-	-	-	10-12
5 x 5	5	5									10-36	3,0
6 x 6	6	6		0,40-0,60	14-70	3,5	2,8	2,2	-	-	-	17-22
(7 x 7)	7	7,2									16-90	4,0
8 x 7	8	7		0,60-0,80	18-90	4,0	3,3	2,4	-	-	-	22-30
10 x 8	10	8									22-110	5,0
12 x 8	12	8		0,80-1,00	28-140	5,0	3,3	2,4	-	-	-	38-44
14 x 9	14	9									36-160	5,5
(15 x 10)	15	10	10,2	1,00-1,20	40-180	5,0	3,0	5,3	5,0	0,25-0,40	-	50-55
16 x 10	16	10									45-180	6,0
18 x 11	18	11		1,20-1,40	50-200	7,0	4,6	3,4	-	-	-	58-63
20 x 12	20	12									56-230	7,5
22 x 14	22	14		1,40-1,60	63-250	9,0	5,4	4,4	-	-	-	73-83
(24 x 14)	24	14	16,2								70-280	8,0
25 x 14	25	14		1,60-1,80	70-280	9,0	5,4	4,4	-	-	-	85-95
28 x 16	28	16									80-320	10,0
32 x 18	32	18		90-360	11,0	7,4	6,4	-	-	-	110-130	

* / harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Sumber: Sularso-Koyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Prandnya Paramita, Jakarta, 1987, hal: 10

2.2.4. Pully

Pully merupakan salah satu komponen mesin yang digunakan untuk memindahkan daya dari satu poros ke poros lainnya dengan alat Bantu berupa sabuk (belt). Karena perbandingan kecepatan dan diameter maka berbanding terbalik, maka pemilihan pully harus dilakukan dengan hati-hati, agar mendapatkan perbandingan kecepatan yang diinginkan.

Pully banyak terbuat dari baja tuang, pully yang terbuat dari bahan baja tuang mempunyai faktor gesekan dan karakteristik pengausan yang baik, pully yang terbuat dari baja press lebih ringan daripada pully yang terbuat dari bahan tuangan, akan tetapi pully yang terbuat dari baja press mempunyai factor yang kurang baik dan lebih mudah aus dibandingkan pully dari baja tuang.

2.2.4.1. Klasifikasi Pully

Pully dapat diklasifikasikan menurut modelnya diantaranya yaitu:

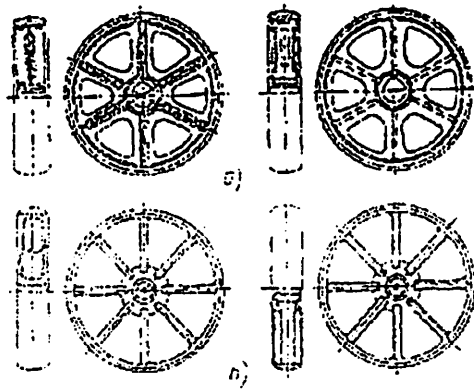
1. Pully Datar

Pully ini kebanyakan dibuat dari besi tuang dan ada juga terbuat dari baja dan dalam bentuk yang bervariasi. Perbedaan ada pada perlakuan, bentuk riji atau poros yang dibuat sebaik mungkin untuk mendapatkan hasil transmisi yang diinginkan seperti pada gambar 2.17.

2. Pully Mahkota

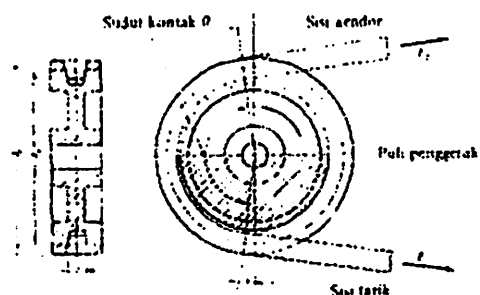
Pully mahkota ini lebih relatif daripada pully diatas karena sabuknya sedikit menyudut, sehingga memungkinkan untuk slip relatif kecil dan derajatnya bermacam-macam menurut kegunaannya seperti pada gambar 2.18.

Untuk konstruksi pully seperti pada gambar 2.18, dimana sabuk terpasang pada pully dan sesuai bentuk alur pully tersebut.



Gambar 2.17
Penampang Pully

Sumber: *Khurmi, R.S and Gupta. J.K. A tex book of Machine Design. Eurasia Publising House Ltd. New Delhi. 1982.hal:691*

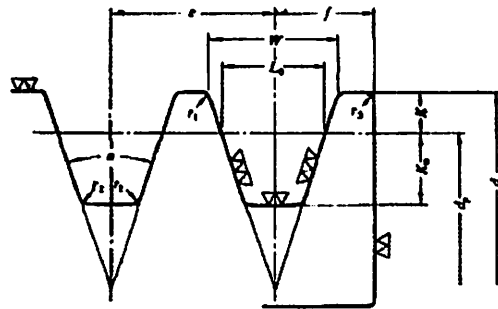


Gambar 2.18
Konstruksi Pully

Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal: 170*

Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan factor koreksi dalam tabel 2-8. Diameter nominal pully –V dinyatakan

sebagai diameter d_p (mm) dari suatu lingkaran dimana lebar alurnya didalam gambar 2.19 menjadi lo dalam tabel 2-9.



Gambar 2.19
Profil Pully Alur Sabuk -V

Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal: 165*

Tabel 2-8: Faktor koreksi

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 200%		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajing, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roda-blowet, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, katidét)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal: 165*

Tranmisi sabuk -V hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama. Dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai, sabuk -V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Untuk mempertinggi daya yang ditransmisikan, dapat dipakai beberapa sabuk -V yang dipasang sebelah menyebelah.

Dari jenis pully -V dipasaran yang digunakan sebenarnya dapat diketahui dimensi-dimensi pully sebagaimana tertera dalam tabel 2-9.

Tabel 2-9: Ukuran Pully –V

Penampang sabuk –V	Diameter nominal(diameter lingkaran jarak bagi d_p)	$\alpha(^{\circ})$	W^8	L_o	K	K_o	e	f
A	71-100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101-125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125-160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161-200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200-250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251-315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355-450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500-630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,35					

* harga-harga dalam kolom II menyatakan ukuran standar

Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal: 165*

2.2.5. Sabuk -V

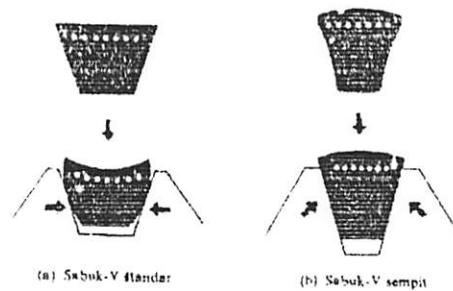
Sabuk –V terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapezium tenunan tetonan atau semacamnya dipergunakannya sebagai sabuk inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar sabuk –V dibelitkan pada keliling alur pully yang berbentuk V pula bagian yang membelit pada sabuk ini mengalami kelengkungan sehingga lebar pada bagian dalamnya lebih besar. Gaya geseknya juga akan bertambah karena pengaruh bentuk yang akan menghasilkan transmisi daya yang

besar tegangan relative rendah hal ini merupakan salah satu keunggulan dari sabuk – V bila dibandingkan sabuk rata.

2.2.5.1. Klasifikasi Sabuk -V

Transmisi sabuk ini dapat dibagi menjadi tiga kelompok, diantaranya sebagai berikut:

1. Sabuk rata dipasang pada pully silinder dan meneruskan momen antara dua poros.
2. Sabuk penampang trapezium dipasang pada pully dengan alur dan meneruskan putaran dua poros.
3. sabuk dengan gigi yang digerakkan dengan sprocket dan meneruskan putaran secara tepat.



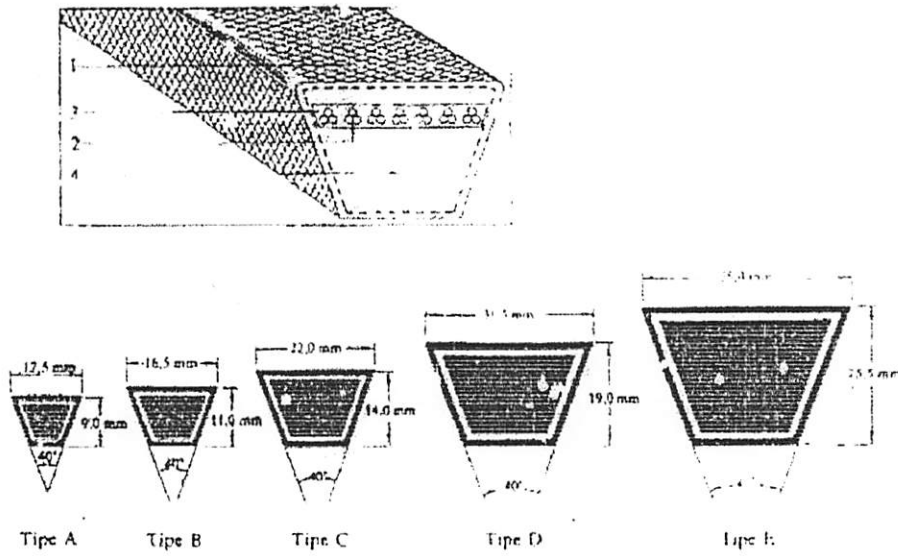
Gambar 2.20

Persinggungan antara sisi sabuk –V dan alur pully

Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal: 172*

Konstruksi sabuk –V dan ukuran penampang sabuk dapat dilihat pada gambar 2.21. Atas dasar daya rencana dan putaran poros penggerak, penampang sabuk –V yang sesuai dapat diperoleh dari gambar diagram pemilihan sabuk –V dan

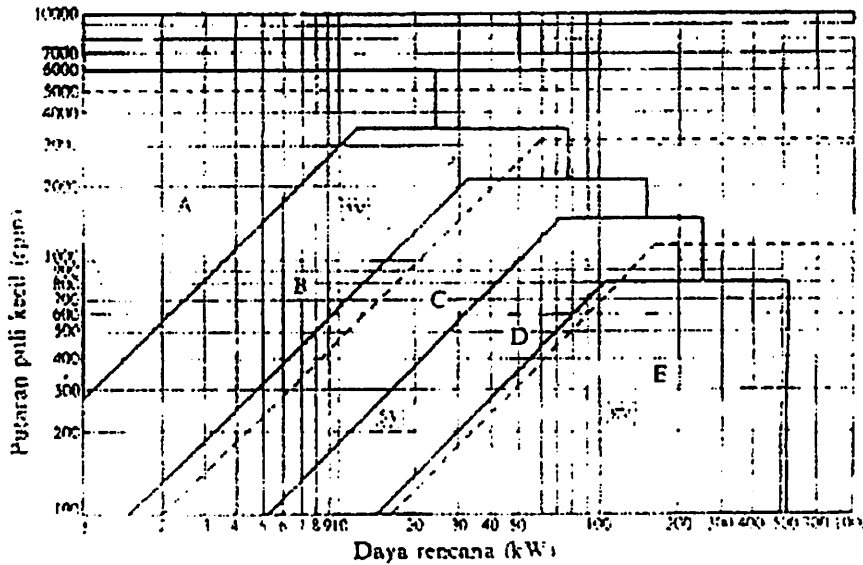
daya rencana dapat dihitung dengan mengalirkan daya yang akan diteruskan dengan factor koreksi.



Gambar 2.21

Konstruksi sabuk -V dan ukuran penampang sabuk -V

Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal: 164*



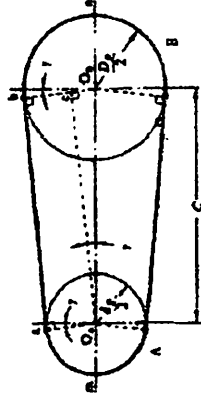
Gambar 2.22
Diagram pemilihan sabuk -V

Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal: 164*

Panjang sabuk yang direncanakan harus sesuai dengan ketersediaan dipasaran. Untuk menyecuaikannya dapat dilihat pada tabel 2-14. Hal ini berkaitan dengan ukuran-ukuran lain yang akan disesuaikan dengan kontruksi permesinan. Namun demikian perlu diperhatikan bahan dari sabuk ini. Biasanya semakin bagus kualitasnya maka dari segi harga akan lebih mahal.

Tabel 2-10: Panjang sabuk – V Standar

(inch)	Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)
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	



Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1987, hal: 165.

Bahan sabuk terdiri dari bermacam-macam jenis yang dapat dilihat pada tabel 2-11. Untuk menentukan dapat dicari melalui koefisien gesekan yang dapat dilihat pada tabel 2-12.

Tabel 2-11: Bahan sabuk

Material of belt	Density m kg/cm ²
Leather	1,00
Convass	1,22
Rubber	1,14
Balata	1,11
Single woven belt	1,17
Doble Woven belt	1,25

Sumber: *R.S Khurmi & J.K Gupta, A Text Book Of MachineDesign,Eurasia Publishing House (Pnt) Ltd, Ramnager-New Delhi 1982,hal 650*

Tabel 2-12: Koefisien gesek sabuk terhadap pulley

Label 2 – 17: Koefisien gesek sabuk terhadap pulley

Belt Material	Pulley Material						
	Cast iron, steel			Wood	Compressed paper	Leather face	Rubber face
	Dry	Wet	Greasy				
1. Leather oak tanned.	0,25	0,2	0,15	0,3	0,53	0,38	0,40
2. Leather chrome tanned	0,35	0,32	0,22	0,4	0,45	0,48	0,50
3. Convass- Stiche	0,20	0,15	0,12	0,23	0,25	0,27	0,30
4. Cotton Woven	0,22	0,15	0,12	0,25	0,28	0,27	0,30
5. Rubber	0,10	0,18	-	0,32	0,35	0,40	0,42
6. Balata	0,32	0,20	-	0,35	0,38	0,40	0,42

Sumber: *R.S Khurmi & J.K Gupta, A Text Book Of MachineDesign,Eurasia Publishing House (Pnt) Ltd, Ramnager-New Delhi 1982,hal 650*

Dalam hubungan koefisien gesekan μ dengan jenis sabuk (R.S Khurmi, 1982; hal:650) yang digunakan, nantinya akan dilihat dari kecepatan sabuk (v dalam m/menit) sebagai berikut:

$$v = \frac{d_p n_i}{60 \times 1000} \text{ (m/menit)}$$

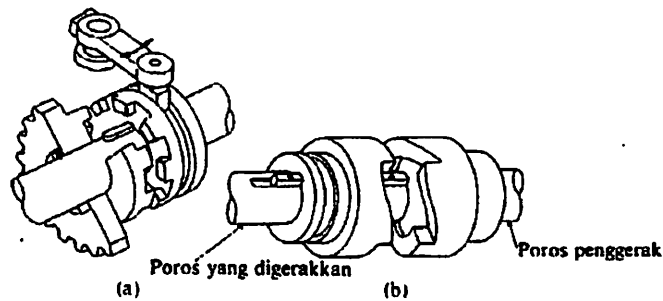
Sedangkan harga koefisien gesekan μ adalah:

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152,6 + v}$$

Sehingga dapat dihubungkan dengan jenis pemakaian kering, basah atau berminyak dan jenis pully yang digunakan sesuai dengan tabel 2-15.

2.2.6. Kopling Cakar

Kopling cakar merupakan kopling yang paling sederhana dari kopling tak tetap yang lain. Kopling cakar persegi dapat meneruskan momen dalam dua arah putaran, tetapi tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar. Dengan demikian tidak dapat sepenuhnya berfungsi sebagai kopling tak tetap yang sebenarnya. Sebaliknya kopling cakar spiral dapat dihubungkan dalam keadaan berputar, tetapi hanya baik untuk satu arah putaran tertentu saja. Namun demikian, karena timbulnya tumbukan yang besar jika dihubungkan dalam keadaan berputar, maka cara menghubungkannya hanya boleh dilakukan jika putaran poros penggerak kurang dari 50 Rpm.



Gambar 2.23

Lambang-lambang untuk kopling cakar

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal 129

2.2.7. Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros yang berbeban sehingga putaran atau gesekan bolak – baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang usia pemakaiannya. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros suatu mesin bekerja dengan baik.

2.2.7.1. Klasifikasi Bantalan

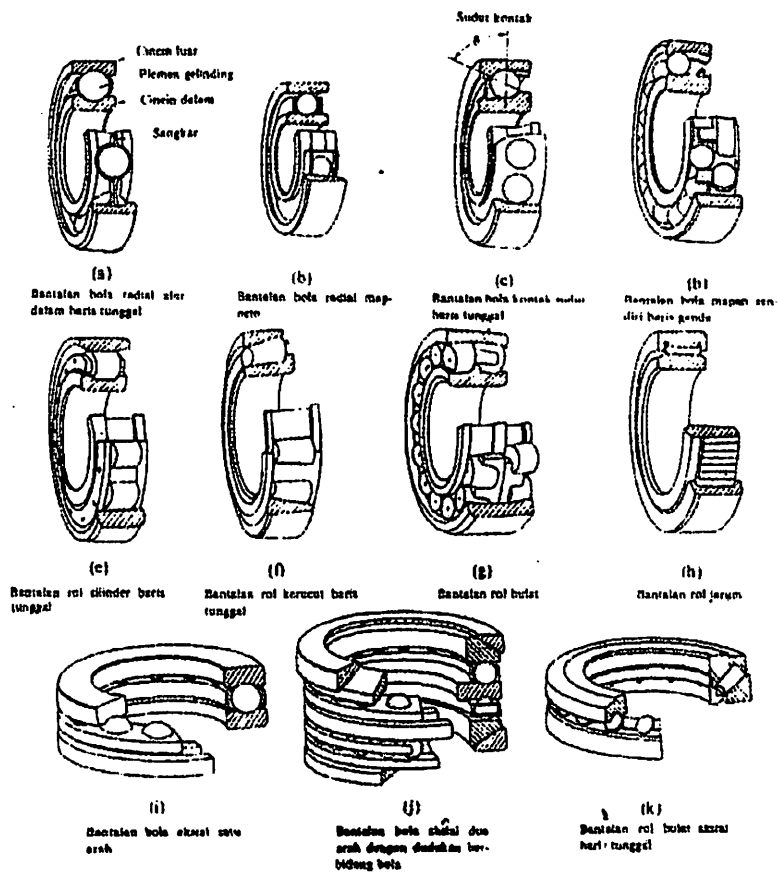
Bantalan dapat diklasifikasikan berdasarkan:

A. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros.

1. Bantalan luncur, pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dengan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
2. Bantalan gelinding, pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui pitment gelinding seperti bola (peluru), roll jarum dan roll bulat.

B. Atas dasar arah terhadap poros

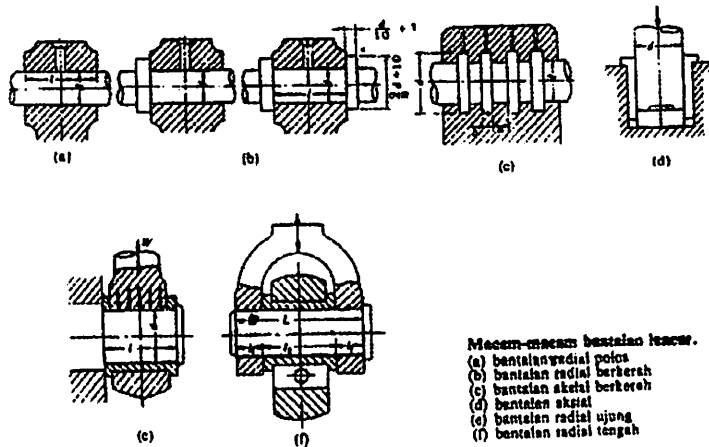
1. Bantalan radial, arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
2. Bantalan aksial, arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
3. Bantalan gelinding khusus, bantalan ini dapat menumpu beban yang jaraknya sejajar dan tegak lurus dengan sumbu poros.



Gambar 2.24

Macam – macam bantalan gelinding

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal 129



Gambar 2.25

Macam – macam bantalan luncur

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal 104

2.2.7.2 Material Untuk Bantalan

Bahan untuk bantalan luncur harus memenuhi syarat sebagai berikut:

1. Mempunyai kekuatan cukup (tahan beban dan kelelahan).
2. Dapat menyesuaikan diri dengan kelenturan poros yang tidak terlalu besar atau perubahan bentuk yang terlalu kecil.
3. Mempunyai sifat anti las
4. Sangat tahan karat.
5. Cukup tahan aus.
6. Dapat membenamkan kotoran atau debu kecil yang terkandung di dalam bantalan.
7. Murah harganya.
8. Tidak terlalu terpengaruh oleh temperatur.

- Bahan – bahan untuk bantalan umum

- a). Paduan tembaga termasuk dalam golongan ini adalah perunggu , perunggu fosfor dan perunggu timah hitam yang sangat baik didalam ketahanan terhadap ketahanan karat tahan terhadap kelelahan dan dalam penurunan – penurunan panas kekuatannya membuat bahan ini sangat baik untuk bantalan mesin perkakas kandungan timah yang sangat tinggi dapat mempertinggi sifat anti las.
- b). Logam putih termasuk dalam logam ini adalah logam putih berdasar Sn (yang biasa disebut logam babit) dan logam putih berdasar Pb keduanya biasanya dipakai dalam logam pendukungnya.

Bahan bantalan yang konvensional ini telah mengalami perbaikan dengan memakai berbagai tambahan sekaligus ketahanan terhadap ketahanan terhadap temperatur dan kelelahan serta kekuatan menjadi berkurang sebagai contoh: Sb dan Cu ditambahkan untuk ketahanan untuk terhadap korosi atau ditambahkan Pb untuk menambah kemampuan menyesuaikan terhadap perubahan bentuk. Aneka ragam alat ini mempunyai pemakaian yang sangat luas.

- Bahan – bahan bantalan tanpa pelumasan

Bahan ini menggunakan pelumas didalamnya sehingga dapat dipakai sebagai bantalan yang melumasi sendiri bantalan semacam ini dipakai bila tidak memungkinkan perawatan secara biasa yaitu:

1. Jika letak bantalan tidak memungkinkan pemberian pelumas luar atau pemakai minyak tidak dikendaki.

2. Jika bantalan mempunyai gerakan bolak – balik sehingga terbentuk lapisan minyak yang sangat kecil.
3. Untuk alat – alat kimia atau pengolahan air.
4. Untuk kondisi khusus seperti beban besar , temperatur tinggi dan temperatur rendah.

Bantalan tanpa minyak terdapat bentuk bantalan plastik, bantalan yang mengandung minyak dan bantalan dengan bantalan pelumasan zat padat.

2.2.7.3. Hal–Hal Penting Dalam Perencanaan Bantalan

Dalam perencanaan bantalan perlu diperhatikan perhitungan beban ekuivalen yang terdiri dari:

a). Beban ekuivalen dinamis.

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya.

b). Beban ekuivalen statis

Jika suatu deformasi permanent, ekuivalen dengan deformasi permanen maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum, maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis.

Dalam hal perhitungan umur nominal bantalan maka perlu diperhatikan factor – factor V, X, Y, dan X_0 , Y_0 seperti pada tabel 2-13.

Tabel 2-13: Faktor-faktor V, X, Y, dan X₀, Y₀

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$					X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀
				X	Y	X	Y	X	Y					
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0,014$	1	1,2		2,30				2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5
	$= 0,028$				1,99			1,90	0,22					
	$= 0,056$				1,71			1,71	0,26					
	$= 0,084$				1,55			1,55	0,28					
	$= 0,11$			0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,30				
	$= 0,17$				1,31			1,31	0,34					
	$= 0,28$				1,15			1,15	0,38					
	$= 0,42$				1,04			1,04	0,42					
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57		0,42		0,84	
	$= 25^\circ$			0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68		0,38		0,76	
	$= 30^\circ$			0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80	0,3	0,33	1	0,66
	$= 35^\circ$			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95		0,29		0,58
	$= 40^\circ$			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14		0,26		0,52

Untuk bantalan baris tunggal, bila $F_a/VF_r \leq e$, $X = 1$, $Y = 0$

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal 104

Dengan bertambah panjang umur karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan karena tuntutan keandalan yang lebih tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan umur nominal Ln dikalikan dengan faktor koreksi (tabel 2-14).

Tabel 2-14: Harga Faktor Keandalan

Faktor keandalan (%)	L_n	Q_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0,62
96	L_4	0,53
97	L_3	0,44
98	L_2	0,33
99	L_1	0,21

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal 104

Tabel 2-15: Ukuran Bantalan gelinding

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statistik spesifik C ₀ (kg)
Jenis terbuka	Dua sekul	Dua sekul tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5		
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	360	
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	400	
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	440	
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	470	
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	735	
6006	6005ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	790	
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1030	
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1250	
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1310	
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1640	
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	1710	
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	400	
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	535	
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	600	
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	750	
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1000	
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1100	
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	1530	
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2010	
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2380	
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2570	
							2750	
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1		
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	635	
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	760	
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	895	
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1070	
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1250	
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	1610	
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2090	
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	2620	
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	3200	
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4150	
							4850	
							365	
							450	
							545	
							660	
							785	
							1080	
							1440	
							1840	
							2300	
							3100	
							3650	

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal 143

Tabel 2-16: Bantalan Untuk Permesinan Serta Umurnya

Umur L_b Faktor beban f_w		2000-4000 (jam)	5000-150000 (jam)	20000-30000 (jam)	40000-60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus-menerus)	Pemakaian terus-menerus	Pemakaian terus-menerus dengan keandalan tinggi
1-1,1	Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, scpcda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, pres putar, separator sentrifugal, sentrifus pemurni gula, motor listrik	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting, motor-motor listrik yang penting
1,1-1,3	Kerja biasa	Mesin pertanian, gerinda tangan	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinyon, roda gigi reduksi, kereta rel	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, penggiling bola, motor utama kereta rel listrik
1,2-1,5	Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill.	Penggetar, penghancur	

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1994, hal 137

2.3. Perawatan Mesin Pemotong Plat Melingkar Berdiameter max 15cm

Dalam unit mesin ada beberapa komponen bagian peralatan yang perlu dilakukan perawatan yaitu:

2.3.1. Poros

Suatu mesin atau konstruksi yang telah beroperasi untuk waktu yang lama, kemungkinan terjadi kerusakan sangat besar. Poros biasanya menerima bermacam-macam beban seperti: aksial, radial, punter dan tekan, apabila poros tersebut merupakan poros penggerak. Poros dengan bentuk penampang bulat akan mengalami kerusakan, seperti keausan pada bidang permukaan atau terjadinya pembengkokan. Untuk memperbaiki kerusakan poros biasanya dapat dilakukan dengan pelapisan

seperti dikrom, dicat. Jika terjadi pembengkokan dapat dilakukan dengan cara diluruskan atau diganti baru.

2.3.2. Pasak

Pemeriksaan pasak dapat dilakukan untuk mencegah terjadinya kerusakan pada poros dan pully dan dapat mengakibatkan terganggunya putaran dari motor penggerak ke mesin. Yang harus kita perhatikan dalam perawatan pasak adalah dapat kita lihat pada waktu kita menggerak-gerakkan pada saat poros dalam keadaan diam, apabila pasak tersebut mengalami kocak maka pasak telah mengalami keausan, kerusakan tersebut dikarenakan oleh gesekan pada saat pully dan poros bekerja maka segera gantilah pasak dengan yang baru atau diperbaiki. Karena kalau dibiarkan bias mengakibatkan kerusakan pada poros dan pully sehingga biaya perbaikan akan menjadi lebih besar. Dibandingkan dengan harga pembuatan pasak lebih murah dari pada biaya pembuatan poros ataupun pully.

2.3.4. Pully

Pada saat pemeriksaan pully yang harus diperhatikan adalah apakah ada keretakan yang terjadi pada pully. Bila ada maka harus segera diganti yang baru.

2.3.5. Sabuk

Perawatan sabuk / belt dilakukan dengan cara pemeriksaan kondisi sabuk dari kejutan, retak dan terkelupas, maka segera diganti bila perlu. Pastikan sabuk benar-benar terpasang pada alur pully. Periksa kelenturan sabuk dengan memberikan tekanan 98 N (10 kg) ditengah kedua pully, stel bila perlu. Untuk kelenturan pully baru 8-10 mm sementara bekas 11-13 mm.

2.3.6. Bantalan

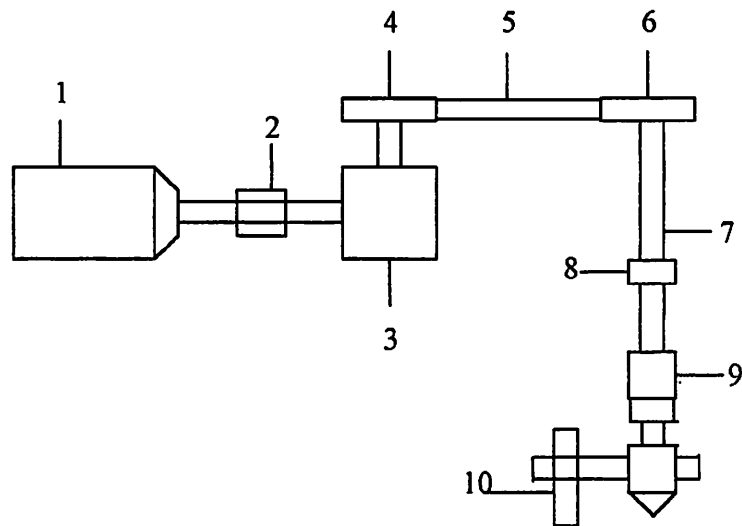
Keausan pada bantalan biasanya terjadi pada alur-alur dipermukaan bantalan, karena gesekan antara poros dengan bantalan yang mengakibatkan terkikisnya alur minyak pelumas pada bantalan.

Cara perawatan bantalan adalah dengan melakukan pelumasan untuk mengurangi gesekan dan keausan antara elemen gelinding dan rumah dan mencegah korosi dan menghindari masuknya kotoran debu.

2.3.7. Motor Listrik

Dalam perawatan motor listrik perlu dilakukan pemeriksaan secara rutin agar tidak terjadi kerusakan berat sehingga harus mengalami penggantian. Perawatan dilakukan pada Bearing-bearing motor, membersihkan debu dan minyak, dan menghindari dari air karena dapat menyebabkan arus pendek.

BAB III
PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI



Gambar 3.1
Transmisi mesin pemotong plat melingkar

Keterangan Gambar:

1. Motor listrik
2. Kopling cakar
3. Gear box
4. Pully 1
5. Sabuk -V
6. Pully 2
7. Poros
8. Bantalan
9. Cak bor
10. Pisau

Sistem transmisi daya merupakan suatu rangkaian atau perangkat peralatan yang berfungsi untuk memindahkan ataupun mentransmisikan daya dari sumber gerakan sampai peralatan transmisi. Sedangkan yang menjadi dasar dari penerapan sistem transmisi yaitu perubahan kecepatan antara dua poros penggerak dan poros yang digerakkan.

Dampak dari sistem daya ini adalah adanya kerugian-kerugian yang mengakibatkan daya yang ditransmisikan menjadi berkurang. Berkurangnya daya tersebut disebabkan oleh adanya gaya-gaya gesek, peralatan penggerak yang berfungsi secara penuh.

Beberapa permasalahan yang harus dipertimbangkan dalam perencanaan sistem transmisi daya antara lain:

- a. Konstanta rasio yang dapat distel. Konstanta rasio ini merupakan kriteria yang penting pada berbagai macam penggunaan. Deviasi dihasilkan oleh slip yang tergantung pada beban dan jumlah putaran (angka gesekan), karena perubahan bentuk dan keausan bagian kotak transmisi.
- b. Karakteristik pada beban lebih . Pemberian beban lebih misalnya melalui kejutan start akan memperbesar slip sehingga mengakibatkan pemanasan yang lebih kuat pada pasangan baja, baja mungkin tampak tergerus, sabuk -V dan lapisan gesek rusak dan aus.
- c. Karakteristik kebisingan. Kebisingan ini terjadi sebagai akibat dari transmisi gerakkan dari komponen-komponen transmisi.
- d. Kedudukan dari poros penggerak dan yang digerakkan. Kedudukan dari poros ini akan menentukan keandalan dari kerja transmisi.

- e. Pelumasan yang harus dilakukan. Pelumasan pada bantalan, roda gigi transmisi.
- f. Daya yang hilang sebagai akibat adanya gaya gesek pada komponen peralatan transmisi. Hal ini penting dalam sistem pengaturan kotak transmisi.
- g. Pemeliharaan sederhana, perawatan dan kemampuan perbaikan adalah keunggulan dari semua elemen penggerak mekanis.

Sedangkan untuk menentukan daya motor suatu mesin perkakas yang baru akan sulit dilakukan atau bahkan untuk memperkirakan besarnya daya motor secara tepat hamper tidak mungkin dilakukan. Hal ini disebabkan:

- a. Hukum-hukum yang berkaitan dengan gaya-gaya pemakanan dan pemotongan ditemukan berdasarkan percobaan
- b. Kondisi operasi dari mesin perkakas terutama untuk mesin-mesin umum.
- c. Hilangnya daya akibat gesekan yang timbul pada peralatan-peralatan penggerak transmisi.
- d. Jenis material potong dan pemakaian jenis alat potong akan mempengaruhi besar daya yang dibutuhkan.

Berkaitan dengan permasalahan-permasalahan tersebut maka besar daya pada mesin perkakas dapat ditentukan berdasarkan pendekatan-pendekatan dari percobaan atau dengan jalan membandingkan terhadap besar daya pada mesin-mesin yang sudah ada.



Untuk merancang alat pemotong plat melingkar ini maka beberapa dasar perhitungan dapat dilihat sebagai berikut:

3.1. Rumus-rumus yang digunakan pada perencanaan sistem transmisi

3.1.1. Tegangan tarik

Gaya luar yang bekerja pada sebuah benda menimbulkan tarikan yang arahnya berlawanan tegangan tekan yang besarnya(PEDC, 1985: 7):

$$\sigma_t = \frac{F}{A}$$

Keterangan:

σ_t = Tegangan tarik (kg/mm²)

F = Gaya tarik yang bekerja (kg)

A = Luas penampang yang tegak lurus arah gaya (mm²)

Sedangkan menghitung tegangan tarik yang diijinkan (σ):

σ = Tegangan tarik yang diijinkan (kg/mm²)

σ = Tegangan tarik (kg/mm²)

Sf = Faktor keselamatan (safety factor)

3.1.2. Tegangan geser

Suatu benda mengalami beban geser dari luar, maka benda tersebut seakan-akan mengalami pergantungan (Sumargono, 1980: hal: 50)

$$\tau_g = \frac{F}{A}$$

Keterangan:

τ_g = Tegangan geser (kg/mm²)

F = Gaya (kg)

A = Luas penampang (mm²)

Besarnya tegangan geser yang diijinkan dirumuskan (Sumargono, 1980: 50)

$$\tau_g = (0,5-0,75) \sigma_t$$

σ_t = Tegangan tarik yang diijinkan.

3.1.3. Tegangan bengkok

Tegangan bengkok adalah tegangan yang menyebabkan melentur dan membengkokkan benda (PEDC, 1985:7) yang dirumuskan:

$$\tau_b = \frac{Mb}{Wb}$$

Keterangan:

τ_b = Tegangan bengkok (kg/mm²)

Mb = Momen bengkok (kg/mm)

Wb = Tahanan bengkok (mm³)

3.1.4. Elemen Dasar Proses Pemotongan

Pada dasarnya proses pemotongan dapat dihitung dengan rumus-rumus sebagai berikut:

a. Kecepatan potong

$$v = \frac{\pi \cdot Dn}{1000}$$

Dimana:

v = Kecepatan potong benda kerja (m/menit)

D = Diameter yang akan dipotong (mm)

$n = \text{Putaran poros spindle (Rpm)}$

b. Gaya potong

Gaya potong pada proses pelubangan plat ini dihasilkan dari gaya geser pahat menyayat benda kerja, sehingga rumus yang dipakai:

$$F = \frac{\tau_g}{A}$$

Dimana:

$F = \text{Gaya potong (N)}$

$\tau = \text{Tegangan geser bahan (N/mm}^2 \text{)}$

$A = \text{Luas penampang pahat yang menyayat (mm}^2 \text{)}$

c. Torsi pemotongan

$$T = F \cdot r$$

Dimana:

$T = \text{Torsi pemotongan (Nm)}$

$F = \text{Gaya pemotongan (N)}$

$r = \text{Jari-jari pemotongan (mm)}$

d. Daya pemotongan

Besarnya daya pemotongan dihasilkan dari:

$$P = T \cdot \omega$$

Dimana:

$P = \text{Daya proses pemotongan (watt)}$

$T = \text{Torsi pemotongan (Nm)}$

$\omega = \text{Kecepatan sudut pahat (rad/dt)}$

3.1.5. Transmisi sabuk

Dalam keadaan bekerja, sabuk -V akan meneruskan momen sehingga terdapat tegangan pada masing-masing sisi yaitu sisi tarik dan sisi kendur yang besarnya berbeda-beda. Jika tarikan pada sisi tarik dan sisi kendur berturut-turut F_1 dan F_2 (N) maka besarnya gaya tangensial efektif F_e (N) untuk menggerakkan pully yang digerakkan adalah:

$$F_e = F_1 - F_2$$

(Soelarso, Dasar Perencanaan Elemen Mesin: 1985,hal: 171)

Dan antara sisi tarik dan sisi kendur berlaku hubungan:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \theta}$$

Dimana:

μ = Koefisien gesek antar sabuk dan pully

θ = Sudut kontak sabuk dengan pully

Sudut kontak pully:

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C}$$

(Soelarso, Dasar Perencanaan Elemen Mesin; 1985, hal: 173)

Dimana:

θ = Sudut kontak sabuk dengan pully (°)

D_p = Diameter pully Driven (mm)

d_p = Diameter pully driver (mm)

C = Jarak sumbu poros (mm)

Sedang untuk menentukan putaran motor digunakan rumus sebagai berikut:

$$i = \frac{n_1}{n} = (1:s) \frac{D_2 : h}{D_1 : h}$$

(V Dobrovolsky, K, Zablonsky, S. Mak A Redchik, Lerlikh, "Machine Elemen": hal216)

Dimana:

i = Perbandingan putaran

n_1 = Putaran pully driver (Rpm)

n_2 = Putaran pully driven (Rpm)

D_1 = Diameter pully driver (mm)

D_2 = Diameter pully driven (mm)

s = Elastik sreep sabuk (0,01-0,02)

Kecepatan keliling sabuk:

$$(v) = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000}$$

(Soelarso, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, 1985, hal: 166)

Dimana:

v = Kecepatan keliling sabuk (m/dt)

D_1 = Diameter pully penggerak (mm)

n_1 = Putaran penggerak (Rpm)

Sedangkan untuk menghitung panjang keliling sabuk:

$$L = 2C + \pi/2.(dp+Dp) + 1/4C.(Dp-dp)^2$$

(Soelarso, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, 1985, Hal: 170)

Dimana:

L = Panjang keliling sabuk (mm)

C = Jarak poros (mm)

D_p = Diameter pully driven (mm)

D_p = Diameter pully driver (mm)

3.1.6. Pully

Pully merupakan salah satu komponen dari serangkaian pemindah daya atau putaran disamping roda gigi dan kopling serta lainnya. Pully ini juga mampu mengubah atau mereduksi putaran sesuai dengan yang diinginkan dengan cara mengatur besar kecilnya diameter.

$$D_{out} = dp + 2.k$$

Dimana:

D_{out} = Diameter pully luar (mm)

dp = Diameter nominal (mm)

k = Jarak dari dp kesisi luar pully (mm)

3.1.7. Poros

Hampir semua beban yang bekerja pada poros tidak konstan atau berfluktuasi sehingga kekuatan poros perlu diperhitungkan terhadap kegagalan akibat flutuasi beban tersebut. Untuk perancangan poros transmisi diberlakukan persamaan untuk kombinasi puntir dan lentur:

$$\tau_{\max} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\alpha\tau^2}$$

(Soelarso, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, 1985, hal:17)

Dimana:

T_{\max} = Tegangan geser maksimum bahan yang diijinkan (N/mm^2)

σ = Tegangan bengkok yang terjadi (N/mm^2)

τ = Tegangan puntir yang terjadi (N/mm^2)

α = Faktor pembebanan

3.1.8. Pasak

Jenis pasak yang dipilih pada system transmisi ini adalah jenis pasak benam yang mampu memindahkan daya yang besar.

a. Gaya tangensial poros

$$F = \frac{T}{\frac{D_s}{2}}$$

(Soelarso, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, 1985, hal:25)

Dimana:

F = Gaya tangensial permukaan poros (N)

T = Momen rencana poros (Nmm)

D_s = Diameter poros rencana (mm)

b. Tegangan geser pasak

$$\tau_g = \frac{F}{b.l}$$

(Soelarso, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, 1985, hal:25)

Dimana:

τ_g = Tegangan geser pasak (N/mm^2)

F = Gaya tangensial permukaan poros (N)

b = Lebar pasak (mm)

l = Panjang pasak (mm)

Yang mana tegangan yang terjadi harus lebih kecil dari tegangan geser izin bahan.

3.1.9. Kopling Cakar

Untuk menghitung kekuatan kopling cakar dibutuhkan beberapa data sebagai berikut: (*Soelarso, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, 1985, hal: 59*)

$$D1 = 1,2 ds + 10 \text{ mm}$$

$$D2 = 2 ds + 25 \text{ mm}$$

$$h = 0,5 ds + 8 \text{ mm}$$

Jika gaya tangensial F_t (N) bekerja pada jari-jari rata-rata r_m (mm)

maka:

$$R_m = (D1 + D2)/4$$

$$F_t = T/r_m$$

Jika luas akar dari cakar adalah $\frac{1}{2}$ dari $(\pi/4) (D2^2 - D1^2)$, maka tegangan geser yang timbul pada akar cakar adalah

$$\tau_g = (8\pi) F_t / (D2^2 - D1^2)$$

Dimana:

τ_g = Tegangan geser yang timbul pada akar cakar (N/mm^2)

F_t = Gaya tangensial yang bekerja pada jari-jari rata-rata (N)

$D_2 =$ Diameter luar (mm)

$D_1 =$ Diameter dalam (mm)

Momen bengkok yang bekerja pada cakar adalah (Ft/n).h. Jika dikenakan pada ujung cakar, dimana n adalah jumlah cakar. Alas dari penampang segi empat adalah (D_1-D_2)/2 dan tingginya adalah $[(D_1 + D_2)/4]$ (π/n), sehingga momen tahanan bengkok:

$$Z = \frac{1}{6} \frac{(D_2 - D_1)}{2} \left[\frac{\pi(D_1 + D_2)}{4n} \right]^2$$

Besar tegangan bengkok yang terjadi σ_b (N/mm^2) adalah:

$$\sigma_b = \frac{Ft.h}{n.z}$$

Tegangan geser maksimum τ_{max} (N/mm^2) yang terjadi:

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

3.1.10. Bantalan

a. Untuk beban ekivalen (Pr)

(Sularso, 1997; hal: 135)

$$Pa = X . V . Fr + Y . Fa \text{ (kg)}$$

Dimana:

X, Y = Faktor susunan (bola/roll) bantalan gelinding (tabel)

Fr = Beban radial (kg)

Fa = Beban aksial (kg)

b. Menentukan faktor kecepatan

(Sularso, 1997; hal:135)

- Untuk bantalan bola

$$F_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3}$$

Dimana:

n = Kecepatan putar

- Untuk bantalan roll

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{3/10}$$

c. Menentukan Faktor Umur (Fh)

(Sularso, 1997; hal:136)

$$f_h = f_n \frac{C}{P}$$

Dimana:

C = Kapasitas nominal dinamis spesifik (lihat tabel 2-15)

d. Menentukan Umur Nominal Bantalan (Lh)

(Sularso, 1997; hal:136)

$$L_h = 500f_h^3$$

3.2. Perhitungan perencanaan transmisi

3.2.1. Merencanakan Daya Motor

Untuk merencanakan daya motor terlebih dahulu langkah yang harus diambil yaitu mempertimbangkan jenis bahan apa yang mampu dikerjakan, tebal maksimal bahan, dan kerugian-kerugian yang terjadi akibat efisiensi pentransmisian.

Jenis bahan : Plat stainless steel dengan $\sigma_u = 1000 \text{ N/mm}^2$

Tebal plat : 2 mm

Maka τ_g plat stainless tersebut adalah $0,8 \sigma_u = 800 \text{ N/m.n}^2$

Untuk menyayat bahan tersebut dengan luas penampang pahat

$$h = 0,7 \text{ mm}$$

$$\alpha = 720 \text{ HSS for alloy steel up to } 100 \text{ kg/mm}^2$$

$$A = \frac{(tg 72^\circ \cdot x h^2)}{2} = \frac{(3.0,7 \cdot 0,7^2)}{2}$$

$$A = 0,754 \text{ mm}^2$$

Gaya yang dibutuhkan untuk menyayat (F)

$$F = \tau_g \times A$$

$$= 800 \text{ N/mm}^2 \times 0,754 \text{ mm}^2$$

$$= 603,22 \text{ N}$$

Torsi yang terjadi $T = F \times r$

$$r = \text{radius terbesar lubang } 75 \text{ mm}$$

$$T = 603,22 \text{ N} \times 0,075 \text{ m}$$

$$T = 45,24 \text{ Nm}$$

Putaran spindle (n) yang direncanakan untuk bahan stainless steel yang mempunyai

kecepatan potong = 12 m/menit

$$n = \frac{v_{potong}}{\text{keliling lubang}}$$

$$n = (12 \text{ m/menit }) / \pi 0,15 \text{ m/put}$$

$$= 25,47 \text{ Rpm}$$

$$\text{Kecepatan sudut } \omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

$$= \frac{2\pi \cdot 25,47}{60}$$

$$= 2,6 \text{ rad/dt}$$

Daya motor yang digunakan berdasarkan gaya potong pahat

$$P = T \times \omega$$

$$P = 45,24 \text{ Nm} \times 2,6 \text{ rad/dt}$$

$$P = 117,6 \text{ watt atau } \frac{1}{4} \text{ Hp}$$

Motor yang digunakan $\frac{1}{4}$ Hp 1400 Rpm

Transmisi gear box

$$\text{Transmisi I} = \omega_a / \omega_b = n_a / n_b$$

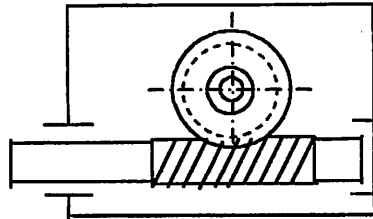
Dimana: n_a = jumlah putaran motor

n_b = Jumlah putaran gear box

$$\text{Transmisi I} = n_a / n_b$$

$$= 1400 / 60$$

$$= 23,33 \text{ rpm}$$



Gambar 3.2
Susunan roda gigi gear box

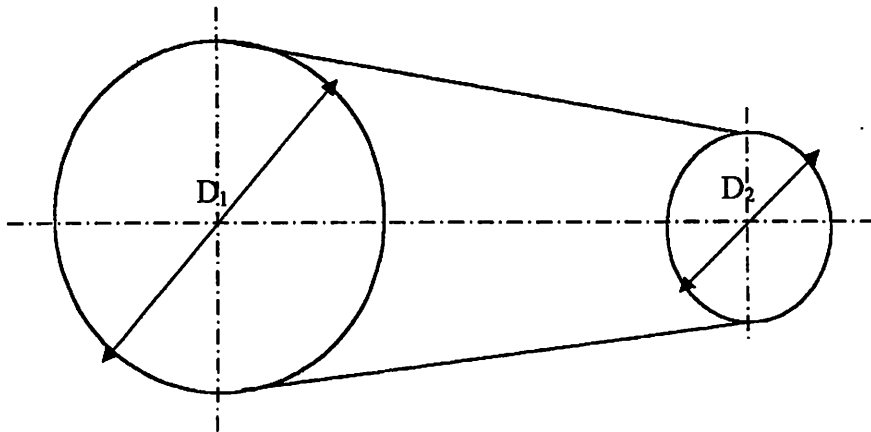
3.2.2. Perhitungan Transmisi Pully dan Sabuk -V

Untuk mendesain alat potong ini diusahakan jika terjadi beban lebih semisal pemakanan terlalu dalam yang menyebabkan alat potong berhenti dan akhirnya memberhentikan motor akan tertanggulangi dengan adanya slip sehingga motor tetap terus berputar dan tidak terbakar walaupun konsekuensinya efisiensi transmisi daya menjadi kecil.

Untuk mendesain transmisi pully dan sabuk -V dibutuhkan data sebagai berikut:

1. Jarak poros
2. Beban yang ditransmisikan
3. Perbandingan putaran
4. Salah satu diameter pully driver atau driven

3.2.2.1. Perhitungan sabuk – V



Gambar 3.3
Jarak sumbu poros

Diketahui c (jarak poros) = 260 mm

i (Perbandingan putaran) = 1

W (Daya yang ditransmisikan = $\frac{1}{4}$ Hp atau 186,5 watt

D_1 (Diameter pully driver) = 115 mm

Dari rumus V Dobrovolsky, K Zablonsky, S Max A Readchik, Lerlikh, Machine Elemen, hal 216.

$$i = \frac{n_1}{n} = (1 : s) \frac{D_2 : h}{D_1 : h}$$

$$= (1 + s) D_2 / D_1$$

$$\text{atau } n_1 = n_2 (1 + s) D_2 / D_1$$

Dimana:

n_1 = Putaran driver (Rpm)

n_2 = Putaran driven (Rpm)

D_2 = Diameter pully driver

D_1 = Diameter pully driven

s = elastic creep sabuk (0,01-0,02)

Jika diameter pully driver direncanakan 100 mm maka diameter pully driven menjadi:

$$i = \frac{n_1}{n} = (1 : s) \frac{D_2 : h}{D_1 : h}$$

Dimana:

$$i = (1 + s) D_2/D_1$$

$$D_2 = i. D_1 / (1 + s)$$

$$= 1. 115 / (1 + 0,01)$$

$$= 115,86 \text{ mm}$$

Karena produk standar dipasaran tidak ada yang 115,86 mm maka diameter dibuat sama yaitu 115 mm.

Sebelumnya putaran dari motor yang tadinya 1400 Rpm direduksi oleh gearbox dengan perbandingan 1:60 sehingga putaran output gearbox menjadi $1400/60 = 23,33$ Rpm.

1. Kecepatan keliling sabuk (v)

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi 115.23,33}{60 \times 1000} \\ &= 0,14 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

2. Panjang keliling sabuk

$$\begin{aligned}L &= 2C + \pi/2.(dp + Dp) + 1/4C. (Dp - dp)^2 \\ &= 2.260 + \pi/2. (115 + 115) + 1/4.260. (115 - 115)^2 \\ L &= 881,1 \text{ mm}\end{aligned}$$

3. Gaya pada sabuk

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta}$$

Dimana:

F_1 = Gaya tarik sisi sabuk (N)

F_2 = Gaya tarik sisi kendur (N)

e = Bilangan alam 2,7183

μ = Koefisien gesek sabuk dengan pully (0,3 – 0,7)

θ = Sudut kontak sabuk (ras)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta}$$

$$F_1 = 2,7183^{(0,4 \cdot \pi)} F_2$$

4. Torsi akibat gaya potong (T)

$$T = F \times r$$

$$T = 603,22 \text{ N} \times 0,075 \text{ m}$$

$$T = 45,24 \text{ Nm}$$

$$T = F_c \times D_2/2$$

$$T = (F_1 - F_2) \times (0,1) / 2$$

$$45,24 \text{ Nm} = (F_1 - F_2) \times 0,05 \text{ m}$$

$$F_1 = (45,24 + 0,05F_2) / 0,05$$

Dari hasil substitusi didapatkan $F_1 = 1265,27 \text{ N}$

$$F_2 = 360,47 \text{ N}$$

$$F_e = (F_1 - F_2) \text{ N}$$

$$F_e = 1265,27 - 360,47 = 904,79 \text{ N}$$

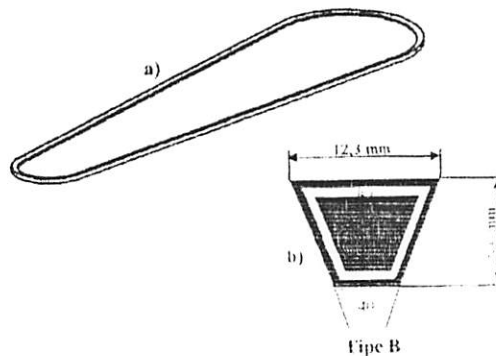
5. Daya transmisi sabuk

$$P_s = F_c \times v$$

$$= 904,79 \text{ N} \times 0,140 \text{ m/dt}$$

$$P_s = 126,67 \text{ watt}$$

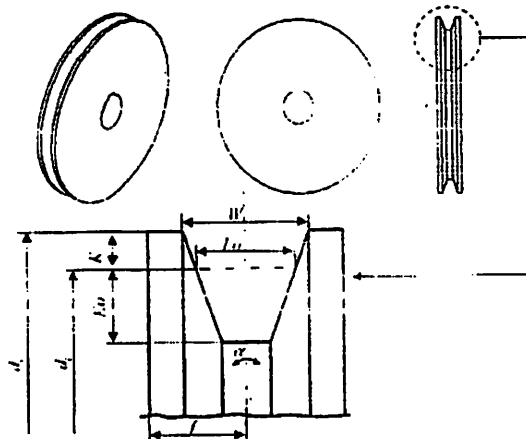
Dari perhitungan diatas dengan daya yang ditransmisikan oleh sabuk 126,67 watt dan panjang keliling sabuk = 881,1 mm, maka dipakai sabuk type standar dengan penampang A dengan panjang 889 mm atau nomor nominal V no. 35.



Gambar 3.4
a) Sabuk; b) dimensi sabuk (potongan) tipe B

3.2.2.2. Perhitungan pully

Dari diameter nominal sabuk 115 mm, maka ukuran pully sabuk -V standar penampang A $dp = 115 \text{ mm}$



Gambar 3.4
Pully alur sabuk -v

$$\alpha^{\circ} = 34^{\circ} \quad w = 12,12 \quad L_0 = 9,2$$

$$k = 4,5 \quad K_0 = 8,0 \quad e = 15,0 \quad f = 10,0$$

$$D_{out} = dp + 2.k$$

$$= 115 + 2.4,5$$

$$D_{out} = 124 \text{ mm}$$

3.2.3. Perencanaan Poros Pada Spindel Utama

Untuk merencanakan poros pada spindel utama maka harus diketahui beban-beban yang terjadi baik itu beban puntir maupun gaya bengkok. Daya ditransmisikan diasumsikan sama dengan daya motor yaitu $P = 186,5 \text{ watt}$.

Putaran poros 23,33 Rpm factor rencana (f_c) = 1

$$1. \text{ Daya rencana } Pd = fc \times P$$

$$= 1 \times 186,5 \text{ watt}$$

$$\text{Bahan poros St 60 } \sigma_u = 600 \text{ N/mm}^2$$

$$2. \text{ Tegangan izin tarik } \sigma_{izin} = \sigma_u / fk \quad fk = \text{factor keamanan diambil } 4$$

$$\sigma_{izin} = 600 \text{ (N/mm}^2 \text{) } / 4$$

$$\sigma_{izin} = 150 \text{ N/mm}^2$$

$$3. \text{ Tegangan geser izin } \tau_{izin} = 0,5-0,8 \sigma_{izin}$$

$$= 0,6 \times 150 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{izin} = 90 \text{ N/mm}^2$$

$$4. \text{ Momen bengkok maksimal } MB = Fc \cdot h$$

$$= 904,79 \text{ N} \cdot 174 \text{ mm}$$

$$MB = 157433,46 \text{ Nmm}$$

$$5. \text{ Momen puntir maksimum dari daya motor } Mp = P/\omega$$

$$Mp = 186,5 \text{ watt} / 2,44 \text{ rad/dt}$$

$$Mp = 76,434 \text{ Nm}$$

$$Mp = 76434 \text{ Nmm}$$

$$\Sigma_{\text{maks}} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\alpha\tau^2}$$

Dimana $\alpha = 1$ Karena σ berubah dan τ berubah

$$\text{Max} \geq \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{MB}{WB}\right)^2 + 4\alpha\left(\frac{Mp}{Wp}\right)^2}$$

$$\geq \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{157433,46}{\pi/32D^3}\right)^2 + 4\alpha\left(\frac{76434}{\pi/16D^3}\right)^2}$$

$$\geq \frac{891755,42}{D^3}$$

$$D^3 \geq 891755,42 / \sigma_{\max}$$

$$D \geq 3 \sqrt{\frac{891755,42}{90}} \quad D \geq 21,47 \text{ mm}$$

Jadi diameter poros spindel harus lebih besar sama dengan 21,47 mm.

Karena diameter lubang bantalan direncanakan 30 mm, maka diameter poros disesuaikan sehingga menjadi 30 mm.

3.2.4. Perhitungan Kopling Cakar

Untuk menghitung kopling cakar data-data yang dibutuhkan yaitu:

1. Daya yang ditransmisikan
2. Diameter poros
3. Putaran poros

Namun karena kopling cakar order dan kekuatannya belum diketahui maka diketahui data-data sebagai berikut:

Daya yang ditransmisikan = 186,5 watt

Diameter poros = 12 mm

Putaran poros = 1400 Rpm

$D_1 = 34 \text{ mm}$

$D_2 = 44 \text{ mm}$

$h = 11 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \text{Momen puntir yang terjadi } T &= \frac{P}{\omega} \\ &= \frac{186,5}{2\pi 1400 / 60} \end{aligned}$$

$$T = 1272 \text{ Nmm}$$

Gaya tangensial F_t bekerja pada jari-jari rata-rata r_m maka:

$$r_m = (D_1 + D_2) / 4$$

$$F_t = T / r_m$$

$$= 1272 \text{ Nmm} / 19,5 \text{ mm}$$

$$F_t = 65,23 \text{ N}$$

Luas cakar $\frac{1}{2}$ dari $\left[(\pi/4)(D_2^2 - D_1^2) \right]$ maka tegangan geser yang timbul adalah :

$$\begin{aligned} \tau_g &= (8\pi) F_t / (D_2^2 - D_1^2) \\ &= (8\pi) 65,23 / (44^2 - 34^2) \end{aligned}$$

$$\tau_g = 2,1 \text{ N/mm}^2$$

Momen bengkok yang bekerja pada cakar adalah $(F_t/n) \cdot h$. Jika F_t dikenakan pada ujung cakar, dimana n adalah jumlah cakar. Alas dari penampang segi empat adalah $(D_1 - D_2) / 2$ dan tingginya adalah $[(D_1 + D_2) / 4] (\pi/4)$, sehingga momen tahanan bengkok:

$$\begin{aligned} z &= \frac{1}{6} \frac{(D_2 - D_1)}{2} \left[\frac{\pi(D_1 + D_2)}{4n} \right]^2 \\ &= \frac{1}{6} \frac{(44 - 34)}{2} \left[\frac{\pi(44 + 34)}{4 \cdot 3} \right]^2 \end{aligned}$$

$$z = 570,57 \text{ mm}^3$$

Besar tegangan bengkok yang terjadi σ_b (N/mm²) adalah

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{F_t \cdot h}{n \cdot z} \\ &= \frac{65,23 \cdot 11}{3.570,57}\end{aligned}$$

$$\sigma_b = 0,419 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan geser maksimum τ_{\max} (N/mm²) yang terjadi:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2} \\ &= \frac{1}{2} \sqrt{0,419^2 + 4 \cdot 2,1^2}\end{aligned}$$

$$\sigma_{\max} = 2,11 \text{ N/mm}^2$$

Jika beban tersebut dari baja St 60 faktor keamanan = 5 maka tegangan geser izin maksimum bahan:

$$\tau_{g\text{izin}} = 0,5-0,8 \sigma_{t\text{izin}}$$

$$\tau_{g\text{izin}} = 0,5 \times \frac{600 \text{ N/mm}^2}{5}$$

$$\tau_{g\text{izin}} = 60 \text{ N/mm}^2$$

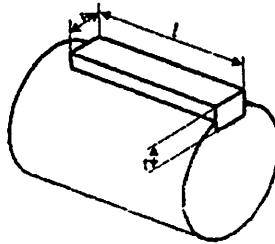
Karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan izin bahan maka desain kopling cakar memenuhi syarat dan aman digunakan.

3.2.5. Perhitungan Pasak

Untuk menghitung kekuatan pasak maka syarat-syarat yang dibutuhkan yaitu:

1. Bahan pasak harus lebih lemah dari bahan poros dan kopling.

2. Dimensi pasak diusahakan standar.



Gambar 3.5
Dimensi Pasak

3.2.5.1. Perhitungan Kekuatan Pasak Pada Poros 12 mm Gearbox dan Motor

Data-data pasak sebagai berikut lebar pasak $b = 4 \text{ mm}$, panjang pasak $l = 20 \text{ mm}$, tebal pasak $h = 4 \text{ mm}$, bahan pasak St 37 dengan factor keamanan $= 5$ sehingga tegangan geser izin maksimum pasak:

$$\sigma_{\text{izin}} = \frac{\sigma_u \text{ N/mm}^2}{fk}$$

$$\tau_{\text{izin}} = 0,5-0,8 \sigma_{\text{izin}}$$

$$= 0,5 \frac{370 \text{ N/mm}^2}{5}$$

$$\tau_{\text{izin}} = 37 \text{ N/mm}^2$$

Gaya geser pada pasak yang terjadi pada pasak merupakan akibat dari momen puntir yang diambil dari daya motor sehingga:

$$F = T/(d/2)$$

$$= (P/\omega)/(d/2)$$

$$= [186,5 \text{ watt} / (2\pi 1400 / 60)] / (0,012/2)$$

$$= 1,272 \text{ N}$$

Tegangan geser yang terjadi pada pasak menjadi:

$$\begin{aligned} \tau_g &= \frac{F'}{b.l} \\ &= \frac{1,272 \text{ N}}{4.20 \text{ mm}^2} \end{aligned}$$

$$\tau_g = 0,0159 \text{ N/mm}^2$$

Karena $\tau_g \leq \tau_{g\text{izin}}$ maka desain pasak pada poros diameter 12, motor dan gearbox aman.

3.2.5.2. Perhitungan Kekuatan Pasak Pada Poros 17 mm Gearbox

Data-data pasak sebagai berikut lebar pasak $b = 7 \text{ mm}$, panjang pasak $l = 40 \text{ mm}$, tebal pasak $h = 7 \text{ mm}$, bahan pasak St 37 dengan factor keamanan = 5 sehingga tegangan geser izin maksimum pasak:

$$\sigma_{\text{izin}} = \frac{\sigma_u \text{ N/mm}^2}{fk}$$

$$\tau_{g\text{izin}} = 0,5 - 0,8 \sigma_{\text{izin}}$$

$$= \frac{370 \text{ N/mm}^2}{5}$$

$$\tau_{g\text{izin}} = 37 \text{ N/mm}^2$$

Gaya geser pada pasak yang terjadi pada pasak merupakan akibat dari momen puntir yang diambil dari daya motor sehingga

$$F = T / (d/2)$$

$$= (P/\omega) / (d/2)$$

$$= [186,5 \text{ watt} / (2\pi 23,33 / 60)] / (0,017/2)$$

$$= 8985 \text{ N}$$

Tegangan geser yang terjadi pada pasak menjadi

$$\begin{aligned} \tau_g &= \frac{F'}{b \cdot l} \\ &= \frac{8985 \text{ N}}{7.40 \text{ mm}^2} \\ \tau_g &= 32,08 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Karena $\tau_g \leq \tau_{g\text{izin}}$ maka desain pasak pada poros diameter 17 gearbox aman.

3.2.5.3. Perhitungan Kekuatan Pasak pada Poros $\varnothing 30$ mm Spindel Utama

Data-data pasak sebagai berikut lebar pasak $b = 8$ mm, panjang pasak $l = 40$ mm, tebal pasak $h = 8$ mm, bahan pasak St 37 dengan factor keamanan = 5 sehingga: tegangan geser izin maksimum pasak:

$$\begin{aligned} \sigma_{t\text{izin}} &= \frac{\sigma_u \text{ N/mm}^2}{fk} \\ \tau_{g\text{izin}} &= 0,5 - 0,8 \sigma_{t\text{izin}} \\ &= \frac{370 \text{ N/mm}^2}{5} \\ \tau_{g\text{izin}} &= 37 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Gaya geser pada pasak yang terjadi pada pasak merupakan akibat dari momen puntir yang diambil dari daya motor sehingga

$$\begin{aligned} F &= T / (d/2) \\ &= (P/\omega) / (d/2) \\ &= [186,5 \text{ watt} / (2\pi 23,33 / 60)] / (0,030/2) \end{aligned}$$

$$= 5091,71 \text{ N}$$

Tegangan geser yang terjadi pada pasak menjadi

$$\tau_g = \frac{F'}{b.l}$$
$$= \frac{5091,71 \text{ N}}{8.40 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_g = 15,91 \text{ N/mm}^2$$

Karena $\tau_g \leq \tau_{g, \text{izin}}$ maka desain pasak pada poros diameter 30 mm spindel utama aman.

3.2.6. Perhitungan Bantalan

Berdasarkan diameter poros, dimana bantalan yang akan dipasang adalah bantalan dengan diameter 30 mm. Dengan melihat tabel, maka didapat dimensi bantalan sebagai berikut:

$$\text{Diameter dalam (d)} = 30 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter luar (D)} = 55 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar bantalan (B)} = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Kapasitas dinamis spesifik (C)} = 1030 \text{ kg}$$

$$\text{Kapasitas spesifik (C}_0\text{)} = 740 \text{ kg}$$

$$\text{Putaran poros spindle utama} = 23,33 \text{ rpm}$$

Dimana poros bantalan yang dipilih adalah 6006 jenis terbuka.

- Menentukan beban ekuivalen dinamis (Pr)

$$Pr = (X.F_r + Y.F_a)$$

Dimana:

Fr = Beban radial

Fa = Beban aksial

X,Y = Faktor susunan bantalan

Untuk mencari beban bantalan (Fr) adalah:

$$Fr = \frac{T}{\frac{ds}{2}} \quad \text{dimana: } T = \frac{45,24Nm}{9,8m / \text{det}^2} = 4,6 \text{ kg.m}$$
$$= \frac{4,6kg.m}{\frac{0,03}{2}}$$

$$= 76,7 \text{ kg/m} = 0,767 \text{ kg/cm}$$

$$\text{Jadi Pr} = (0,56 \cdot 0,76 + 1,45 \cdot 0)$$

$$= 0,425 \text{ kg}$$

- Menentukan faktor untuk kecepatan bantalan (Fn)

$$Fn = \left(\frac{33,3}{n_2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Dimana:

Fn = Faktor kecepatan

n₂ = Putaran poros spindel utama

$$Fn = \left(\frac{33,3}{23,33} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0,475 \text{ mm/det}$$

- Menentukan faktor umur bantalan bola (Fh)

$$Fh = F_n \frac{C}{Pr}$$

$$Fh = 0,475 \frac{1030}{0,475}$$

$$= 1151 \text{ hari} = 38,36 \text{ bulan} = 3,2 \text{ tahun.}$$

- Umur nominal bantalan (Lh)

$$Lh = 500 \times Fh^3$$

$$Lh = 500 \times 3,2^3$$

$$= 16384 \text{ jam}$$

BAB IV

KESIMPULAN

Setelah dilakukan perencanaan mesin pemotong plat melingkar dengan diameter max 15 cm ini, maka dapat diambil kesimpulan bahwa:

1. Alat ini mempunyai daya guna yang sangat besar bagi kehidupan masyarakat karena dengan terciptanya alat ini, maka kita dapat melakukan pemotongan plat melingkar dengan mudah.
2. Fungsi daripada alat ini adalah dapat digunakan untuk memotong plat melingkar dengan diameter maksimal 15 cm.
3. Manfaat dari alat ini adalah kita dapat menghasilkan suatu produk yang mempunyai nilai kualitas yang cukup baik.

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso-Kiyokatsu Suga, 1991. **Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin**, Pradnya Paramita, Jakarta.
2. Drs. Sirod Hartono, Drs. Parjono, 1983. **Menggambar Mesin I**, Perseroan Terbatas, Hanindo, Yogyakarta.
3. J. LA Heij dan LA De Bruijn, 1982. **Ilmu Menggambar Bangun Mesin**, Perseroan Terbatas Pradnya Paramita, Jakarta.
4. Khurmi, R.S and Gupta. J.K. **A Text Book of Machine Design**, Eurasia Publising House Ltd, New Delhi, 1982.

LAMPIRAN



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

PT. BNI (PERSERO) MALANG
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting) Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

Nomor : ITN-1263/I.TA/8/'04
Lampiran :
Perihal : *Bimbingan Tugas Akhir Program Khusus.*

Malang 03 -11-2004

Kepada : Yth. Sdr/i. Ir. H. Totok Sugiarto, MSME
Dosen Institut Teknologi Nasional
Di
Malang.

Dengan hormat.

Sesuai dengan permohonan dan persetujuan **Tugas Akhir** untuk mahasiswa:

Nama : I Dewa Gede Agus Artana
NIM : 0051360
Semester : IX (Sembilan)
Jurusan : Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)
Fakultas : Teknologi Industri

Maka dengan ini pembimbingan Tugas Akhir tersebut kami serahkan sepenuhnya kepada saudara/i selama 1 (Satu) bulan, terhitung mulai tanggal, 03 Nov s/d 03 Des 2004

Adapun tugas tersebut untuk memenuhi persyaratan di dalam menempuh Ujian Tugas Akhir Diploma Tiga.

Demikian agar maklum, dan atas perhatian serta bantuannya kami ucapkan banyak terima kasih.

Jurusan Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)
Ketua

Ir. TEGUH RAHARDJO, MT ✉
NIP.: 131 991 184

Tembusan kepada Yth.:

1. Mahasiswa yang bersangkutan.
2. Arsip.

LEMBAR REVISI

Nama : I Dewa Gede Agus Artana


Nim : 00 51 360

Jurusan : Teknik Mesin D-III

Fakultas : Teknologi Industri

Dosen Penguji : Ir, Ahmad Taufk

Hari/Tgl Ujian : Sabtu, 5 maret 2005

No	Keterangan	Paraf
1	Kesimpulan (daya guna alat, fungsi alat, manfaat alat)	15/3-05 

Dosen Penguji



Ir, Ahmad Taufik



