



TUGAS AKHIR – TM095502

**PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN TRANSMISI
PADA MESIN PENGADUK TIPE HORIZONTAL
BERKAPASITAS 60 KG/JAM**

**WILDAN RIZAL FAHMI ARDIANSYAH
NRP 2112 030 005**

Dosen Pembimbing
Ir.Eddy Widiyono, MSc
NIP. 19601025 198701 1 001

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016



FINAL PROJECT – TM095502

***CALCULATION AND TRANSMISSION PLANNING ON
HORIZONTAL MIXING MACHINE WITH A CAPACITY
OF 60 KG/HOUR***

**WILDAN RIZAL FAHMI ARDIANSYAH
NRP 2112 030 005**

Advisor
Ir.Eddy Widiyono, MSc
NIP. 19601025 198701 1 001

**D III STUDY PROGRAM
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2016**



TUGAS AKHIR – TM095502

**PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN TRANSMISI
PADA MESIN PENGADUK TIPE HORIZONTAL
BERKAPASITAS 60 KG/JAM**

WILDAN RIZAL FAHMI ARDIANSYAH
NRP 2112 030 005

Dosen Pembimbing
Ir.Eddy Widiyono, MSc
NIP. 19601025 198701 1 001

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN TRANSMISI PADA MESIN PENGADUK TIPE HORIZONTAL BERKAPASITAS 60 KG/JAM

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

WILDAN RIZAL FAHMI ARDIANSYAH

NRP 2112 030 005

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :
Dosen Pembimbing



Ir. Eddy Widnyono, MSc
NIP. 19601025 198701 1 001

SURABAYA, AGUSTUS 2016

KATA PENGANTAR

Bismillahirrahmanirrahim,

Segala puji bagi Allah yang telah memberikan ridho, rizki, hidayah, dan inayah-Nya kepada penulis sehingga dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul

“PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN TRANSMISI PADA MESIN PENGADUK TIPE HORIZONTAL BERKAPASITAS 60 KG/JAM”

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis untuk memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi Diploma III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Terlaksananya dan tersusunnya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan, dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. selaku Koordinator Program Studi Diploma D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Bapak Ir. Eddy Widiyono, MSc. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan saran serta bimbingannya sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir.
3. Bapak Ir. Denny ME Soedjono, MT selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Mahirul Mursid, MSc. selaku dosen wali yang telah memberikan bimbingannya selama kuliah di D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Dosen Penguji yang memberikan saran dan masukan guna menyempurnakan Tugas Akhir ini.
6. Seluruh Dosen dan Karyawan Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS yang telah memberikan ilmu dan membantu selama masa perkuliahan

7. Bapak Ropongi dan Ibu Istiqlaliyah selaku orang tua yang selalu memberikan doa kesuksesan serta dukungan dalam bentuk apapun.
8. Rafiq Durrotul Maknuna selaku kakak yang selalu memberikan motivasi dan dukungan.
9. Segenap kuluarga besar penulis yang tidak henti hentinya memberikan doa maupun dukungan secara moril maupun materi.
10. Muhibbul Hanif dan Argha Kartika Tri Sakti selaku rekan Tugas Akhir penulis yang telah menyisihkan banyak waktu untuk mengerjakan buku Tugas Akhir ini.
11. Teman-teman Kontrakan Sutorejo yang telah memberikan motivasi dan semangat kebersamaan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Terima kasih telah hadir dalam susah maupun senang.
12. Semua teman-teman warga atau alumni angkatan 2009 2010, 2011, 2012, 2013 dan 2014 atas segala pelajaran hidupnya.
13. Sahabat-sahabat penulis, Diky, Hisa, Noval, Reval yang telah membantu dan memberikan motivasi kepada penulis.
14. Dan Semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa penyusunan laporan tugas akhir ini masih belum sempurna, untuk itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan. Akhir kata penulis berdoa agar segala bantuan yang diberikan akan mendapat balasan dan rahmat dari Allah SWT. Dan semoga hasil dari laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagaimana yang diharapkan. Amin

Surabaya, 31 Agustus 2016

Penulis

DAFTAR ISI

JUDUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah.....	2
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan.....	2
1.5. Sistematika Penulisan.....	3
BAB 2 DASAR TEORI	5
2.1. Hijauan makanan ternak	5
2.1.1. Jenis – jenis pakan ternak	5
2.1.2. Pemberian HMT menurut keadaannya	6
2.1.3. Proses pengolahan pakan ternak.....	7
2.1.4. Macam – macam fermentasi.....	7
2.2. Mesin Pencacah Rumput Gajah, Penghancur Bonggol Jagung, dan Pengaduk	12
2.2.1. Mesin pengaduk	13
2.3. Motor Bakar	15
2.3.1. Klasifikasi Motor Bakar	15
2.4. Sistem Transmisi Tenaga	18
2.4.1. Belt V	18
2.4.2. Gear	24
2.4.3. Rantai	29
2.4.3.1. Macam-macam rantai	29
2.5. Dasar Teori Perhitungan.....	32

2.5.1. Daya untuk mengaduk	32
2.5.2. Perhitungan daya momen inersia.....	33
2.5.2.1. Daya karena momen inersia	35
2.5.3. Perencanaan Belt dan Pulley	36
2.5.2.1. Daya dan Momen Perencanaan	36
2.5.2.2. Perbandingan Putaran.....	37
2.5.2.3. Kecepatan Keliling (v)	37
2.5.2.4. Panjang keliling sabuk (L).....	38
2.5.2.5. Gaya tarik efektif.....	38
2.5.2.6. Gaya akibat overload factor.....	39
2.5.2.7. Tegangan yang timbul akibat beban (σ_d).....	41
2.5.2.8. Sudut Kontak.....	42
2.5.2.9. Jumlah Belt.....	42
2.5.2.10. Tegangan maksimal yang ditimbulkan (σ_{max}).....	43
2.5.2.11. Jumlah putaran belt.....	44
2.5.2.12. Dimensi pulley.....	44
2.5.2.13. Umur Belt (H).....	45
2.5.4. Rasio Gearbox	46
2.5.5. Perencanaan Sprocket dan Chain	46
2.5.5.1. Menghitung Jumlah Gigi Sprocket Besar.....	46
2.5.5.2. Menghitung Panjang Rantai	47
2.5.5.3. Menentukan Kecepatan Rantai.....	47
2.5.5.4. Menentukan Beban Pada Rantai.....	47
2.5.5.5. Nomer Rantai Rol.....	48
2.5.5.6. Menentukan Torsi pada Rantai.....	48
BAB 3 METODOLOGI	51
3.1. Flow chart	51
3.1.1. Diagram alir perencanaan	53
3.2. Sket Mesin	55
3.3. Cara kerja	56
BAB 4 PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN	57
4.1. Perhitungan gaya pengaduk	57
4.2. Perhitungan torsi pengaduk	60
4.3. Perhitungan daya pengaduk	62
4.4. Motor Penggerak.....	63

4.5. Perencanaan Belt dan Pulley	63
4.5.1. Daya dan momen perencanaan	63
4.5.2. Pemilihan belt	64
4.5.3. Dimensi pulley	64
4.5.4. Diameter Pulley Driven	66
4.5.5. Kecepatan Keliling Pulley	67
4.5.6. Panjang Belt	68
4.5.7. Sudut kontak	69
4.5.8. Gaya Tarik Belt Pada Sisi Kendor dan Kencang	70
4.5.9. Tegangan pada belt	71
4.5.10. Jumlah Belt Yang Dibutuhkan (z)	72
4.5.11. Tegangan maksimal yang ditimbulkan (σ_{max})	72
4.5.12. Jumlah Putaran Belt per Detik (U)	73
4.5.13. Prediksi Umur Belt	73
4.6. Gearbox Reducer	74
4.6.1. Jumlah Putaran Output Reducer	74
4.7. Perencanaan chain dan gear sprocket	75
4.7.1. Perhitungan Beban pada rantai	75
4.7.2. Perhitungan Jumlah Gigi pada Gear Poros	76
4.7.3. Perhitungan Diameter Sprocket Gear	76
4.7.4. Perhitungan Torsi Pada Rantai	77
4.7.5. Perhitungan Panjang Rantai	77
4.7.6. Perhitungan Kecepatan Rantai	78
4.8. Hasil Rancangan Alat	78
4.9. Hasil Percobaan	79
BAB 5 PENUTUP	81
5.1. Kesimpulan	81
5.2. Saran	82

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIODATA

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Hasil Cacahan Rumput Gajah.....	10
Gambar 2.2. Hasil Penggilingan Tongkol Jagung	11
Gambar 2.3. Desain Mesin 3 in 1	12
Gambar 2.4. Mesin Mixer Horizontal	13
Gambar 2.5. Mesin Mixer Vertical.....	14
Gambar 2.6. Motor Penggerak (Bensin).....	17
Gambar 2.7. Mesin Penggerak (Diesel).....	17
Gambar 2.8. Belt dan Puli	18
Gambar 2.9. Susunan Komposisi Belt-V.....	19
Gambar 2.10. V-Belt Konvensional Tugas Berat.....	20
Gambar 2.11. V-Belt Konvensional SI Tugas Berat	20
Gambar 2.12. V- Belt Tugas Ringan	21
Gambar 2.13. Starrope, Prene V-rope, Flextar dan Flat Belt	22
Gambar 2.14. Hexagonal dan Raw Edge.....	23
Gambar 2.15. Raw Edge, Ribstar, Polymar dan MB Belt	23
Gambar 2.16. Timing Belt.....	24
Gambar 2.17. Konsep Helical Gear.....	25
Gambar 2.18. Helical Gear	26
Gambar 2.19. Konsep Worm Gear	27
Gambar 2.20. Worm Gear	27
Gambar 2.21. Planetary Gear	28
Gambar 2.22. Planetary Gearbox	28
Gambar 2.23. Rantai Gall	30
Gambar 2.24. Rantai Bus.....	30
Gambar 2.25. Rantai Bus Rol.....	31
Gambar 2.26. Rantai Kait Pen.....	31
Gambar 2.27. Rantai Morse.....	32
Gambar 2.28. Pusat graviti dan massa momen inersia pada silinder	34

Gambar 2.29. Panjang belt, jarak antar sumbu, dan sudut kontak.....	38
Gambar 2.30. Gaya tarik pada belt	39
Gambar 2.31. Distribusi tarikan atau gaya pada belt.....	40
Gambar 2.33. Diagram tegangan pada belt	44
Gambar 2.33. Bentuk dan dimensi pulley	45
Gambar 2.34. Torsi Pada Rantai.....	49
Gambar 3.1. Diagram alir perhitungan tranmisi mesin pengaduk secara teoritis maupun manual	52
Gambar 3.2. Sket Mesin Pengaduk	55
Gambar 4.1. Lengan Pengaduk.....	59
Gambar 4.2. Dimensi Belt	64
Gambar 4.3. Bentuk dan dimensi pulley	64
Gambar 4.4. Gaya pada pulley	67
Gambar 4.5. Gaya – gaya yang terjadi pada belt.....	67
Gambar 4.6. Gaya pada Belt.....	70
Gambar 4.7. Jumlah Belt dalam pulley	72
Gambar 4.8. Foto mesin pengaduk tipe horizontal.....	79

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Ukuran Umum rantai rol (ukuran mm).....	48
Tabel 4.1 Hasil Percobaan Mesin Pengaduk Tipe Horizontal	80

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan peternakan di Indonesia sudah sangat pesat. Beberapa jenis hewan ternak sudah dibudidayakan secara baik dan optimal. Permasalahan yang timbul adalah proses pengadukan pakan ternak menggunakan cara manual atau tenaga manusia yang kurang efektif. Hal tersebut diketahui dari hasil pengadukan pakan dalam jumlah yang relatif banyak memerlukan waktu pengadukan yang relatif lama sehingga pemenuhan kebutuhan pakan untuk hewan ternak dalam jumlah banyak kurang maksimal. Selain proses pengadukan masalah yang sering timbul adalah hasil dari pengadukan dan pencampuran pakan yang kurang merata karena pengadukan pakan dalam jumlah banyak dengan menggunakan cara manual. Oleh karena itu demi keoptimalan pemenuhan pakan ternak saya membuat alat pengaduk pakan ternak yang berfungsi memproses pengadukan dan pencampuran pakan supaya lebih merata dengan waktu yang relatif singkat.

Pada tugas akhir ini penulis merancang mesin pengaduk horizontal yang digerakkan oleh motor bensin. Sehingga diharapkan proses pengadukan tidak dilakukan dengan menggunakan tangan (manual), serta peternak dapat mengelola sendiri pakan ternaknya sesuai dengan kebutuhan dan komposisi yang diinginkan.

1.2 Perumusan Permasalahan

Dalam *Perencanaan dan Perhitungan Transmisi pada Mesin Pengaduk Tipe Horizontal Berkapasitas 60 Kg/Jam* muncul beberapa permasalahan antara lain :

1. Berapa ukuran wadah adonan jika mesin dirancang untuk kapasitas 60 kg/jam
2. Bagaimana cara menghitung gaya pengaduk pada mesin pengaduk horizontal ?
3. Bagaimana cara merancang sistem transmisi yang akan digunakan pada mesin pengaduk tipe horizontal?

1.3 Batasan Permasalahan

1. Rangka dianggap kuat menahan getaran dan gaya-gaya yang terjadi dan tidak membahas proses pengelasan.
2. Rancang bangun alat ini tidak membahas biaya proses produksi.
3. Tidak dilakukan perhitungan terhadap getaran yang terjadi pada mesin.
4. Tidak membahas reaksi kimia yang terjadi
5. Tidak membahas perpindahan panas
6. Putaran motor penggerak dianggap konstan.

1.4 Tujuan

Tujuan dari pembuatan alat ini adalah :

1. Agar dapat mengetahui dimensi ukuran wadah untuk kapasitas 60kg/jam
2. Untuk mengetahui gaya dan daya yang dibutuhkan untuk mengaduk adonan.
3. Untuk merancang sistem transmisi yang sesuai.
4. Mampu menghitung transmisi yang dibutuhkan dalam proses mengaduk.

1.5 Sistematika Penulisan

Pokok bahasan yang dibahas dalam tugas akhir ini, disusun secara sistematis sebagai berikut:

BAB I : PENDAHULUAN

Pada bab ini berisi latar belakang permasalahan, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat, serta sistematika penulisan laporan.

BAB II : DASAR TEORI

Pada bab ini menjelaskan dasar teori yang menjadi pembahasan dalam tugas akhir ini.

BAB III : METODOLOGI

Pada bab ini dijelaskan metode – metode yang digunakan sebagai pendukung perencanaan dan perhitungan dalam Tugas Akhir ini

BAB IV : PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini berisi hasil perhitungan dan pembahasan tentang hasil pengukuran dan perencanaan.

BAB V : PENUTUP

Pada akhir pengerjaan tugas akhir ini akan didapatkan suatu kesimpulan yang menyatakan pernyataan akhir dari uraian dan penjelasan sebelumnya.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Hijauan Makanan Ternak

Hijauan pakan ternak atau biasa disebut Hijauan Makanan Ternak (HMT) merupakan bahan pakan yang sangat penting bagi ternak terutama ternak ruminansia seperti sapi, kerbau, kambing, dan domba. Hijauan pakan ternak menjadi bahan pakan yang sangat disukai oleh ternak ruminansia. Untuk mendapatkannya relatif mudah karena tumbuh subur disemua tempat di Indonesia.

Berbicara kebutuhan pakan. Ternak ruminansia kebutuhan pakan hijauan per harinya sebesar 10 % dari bobot badanya. Pada ternak besar seperti kerbau dan sapi per ekornya membutuhkan sekitar 20-25 kg/ hari, sedangkan ternak kecil seperti domba dan kambing per ekornya membutuhkan 5-7 kg/hari.

2.1.1 Jenis-Jenis Pakan Ternak

Berdasarkan jenisnya pakan ternak terbagi atas 3 bagian yaitu :

- **Hijauan**

Hijauan Makanan Ternak (HMT) merupakan pakan yang berasal dari tanaman atau tumbuhan yang diberikan pada ternak terutama ternak ruminansia dalam bentuk segar, baik dipotong dengan bantuan manusia atau langsung disengut langsung oleh ternak dari padang penggembalaan. Hijauan segar umumnya berupa dedaunan yang berasal dari rumput-rumputan dan tanaman berupa biji-bijian atau kacang-kacangan.

Jenis hijauan makanan ternak dibedakan menjadi 3 jenis yaitu :

- Jenis Rerumputan
- Jenis Leguminosa (legum herba, semak, dan pohon)

- HMT lain yang memiliki potensi dimanfaatkan (meliputi hasil limbah pertanian)

- **Konsentrat**

Pakan Konsentrat adalah bahan makanan yang konsentrasi gizinya tinggi tetap kandungan serat kasarnya relatif rendah dan mudah dicerna. Mudah dicerna karena terdiri dari beberapa campuran bahan pakan yang bersumber dari biji-bijian atau kacang-kacangan, hasil olahan bahan pangan, limbah pertanian, dan limbah industry yang banyak mengandung protein, vitamin, dan mineral.

Pakan konsentrat diberikan dalam beberapa bentuk yaitu dalam bentuk tepung (mash), bentuk pellet, bentuk crumble, dan bentuk kibble.

- **Pakan Suplemen**

Pakan Suplemen adalah pakan yang diberikan pada ternak yang banyak mengandung vitamin, mineral yang fungsinya untuk memperkaya kandungan nutrisi ransum terutama mineral dan vitamin. Pemberian pakan suplemen dalam bentuk premik.

2.1.2 Pemberian Hijauan Makanan Ternak (HMT) Menurut Keadaannya

Menurut keadaannya ada 3 macam pemberiannya yaitu :

- **Hijauan Segar**

Pemberian hijauan segar harus dilayukan terlebih dahulu sebelum diberikan kepada ternak. Hal ini bertujuan untuk menghindari terjadinya penyakit kembung pada ternak.

- **Hijauan Kering**

Pemberian hijauan kering yang sebelumnya berasal dari hijauan segar yang telah dikeringkan agar dapat disimpan lebih lama yang ditandai serat kasar tinggi dan kadar air rendah.

- Dalam Bentuk Silase

Pemberian pakan berupa silase yang telah diawetkan dengan cara difermentasi yang bahan bakunya berasal dari hijauan segar, limbah pertanian.

2.1.3 Proses Pengolahan Pakan Ternak

Pada proses pengolahan pakan ternak ini diperlukan adanya sebuah alat yang mampu mengolah hijauan makanan ternak segar misalnya rumput gajah, ataupun limbah pertanian seperti sisa tongkol jagung yang masih sedikit akan pemanfaatannya. Selain itu jika peternak ingin melakukan fermentasi, dalam proses pengadukan haruslah merata.

Seperti pada umumnya, rumput gajah harus melalui proses pencacahan. Selain untuk memisahkan bagian pangkal, hal tersebut juga berfungsi agar proses pencernaan dalam tubuh hewan bisa maksimal.

Sedangkan pada tongkol jagung, sebagai limbah pertanian yang masih kurang akan pemanfaatannya bisa dijadikan sebagai pakan alternatif ataupun campuran. Tongkol jagung harus melalui proses penggilingan sehingga didapatkan dimensi yang lebih kecil.

Campuran pakan ternak biasanya terdiri dari 90% hijauan segar dan 10% hijauan kering. Untuk pencampuran yang maksimal diperlukan mesin pengaduk agar efisiensi waktu dan kerja dapat maksimal. Selain itu mesin pengaduk juga sangat diperlukan dalam proses pengadukan pakan ternak yang nantinya akan difermentasi.

2.1.4 Macam-Macam Fermentasi Pakan Ternak

Macam-macam pakan fermentasi sapi artinya ada banyak jenis limbah pertanian atau hijauan makanan ternak yang dapat difermentasikan untuk ternak sapi. Sebelumnya perlu diketahui tujuan utama fermentasi makanan sapi adalah untuk efisiensi dalam penyediaan pakan. Berkembang karena adanya keterbatasan dalam mendapatkan hijauan makanan ternak, jika di

daerah anda masih terdapat hijauan makanan ternak segar sebaiknya gunakan itu saja. Proses fermentasi makan ternak ini dilakukan karena pakan hasil fermentasi dapat disimpan dalam waktu yang lama dan cenderung mudah dikonsumsi oleh sapi, kerbau, kambing, domba dan kuda.

Macam-macam Bahan Alam yang dapat dijadikan pakan fermentasi sapi adalah:

- Tangkai Jagung kering, disini tidak terbatas hanya pada tangkai jagung, tapi daun serta kulit yang sudah kering sekalipun dapat dijadikan makanan sapi (ternak ruminansia) setelah melalui proses fermentasi
- Tongkol Jagung, biasanya petani jagung adalah seorang peternak sapi juga, sering petani tidak memanfaatkan tongkol jagung secara optimal, umumnya tongkol dibuang dengan dibakar. Tongkol jagung ternyata memiliki serat dan kandungan protein yang dapat dijadikan makanan ternak sapi, setelah dilakukan fermentasi.
- Tangkai padi (jerami), dikala musim panen padi ketersediaan jerami sangat melimpah, jerami juga jarang dimanfaatkan oleh petani untuk pakan ternak mereka, biasanya hanya dibuang dan dibakar. Jerami adalah salah satu limbah pertanian yang paling mudah difermentasi.
- Ampas kulit kopi, lunak dan disukai oleh ternak jadi tanpa proses fermentasi sekalipun dapat diberikan secara langsung kepada ternak.
- Kulit kakao (cokelat), kulit cokelat ini juga salah satu limbah pertanian yang disukai ternak, tapi kulit kakao tidak baik bila diberikan begitu saja kepada sapi, ada zat kitin yang sulit dicerna oleh lambung ruminansia pada kulit kakao. Untuk itu sebaiknya kulit kakao difermentasikan terlebih dahulu sebelum diberikan pada ternak sapi.
- Rumput kering atau rumput yang sudah tua, biasanya baik rumput gajah dan rumput lapangan yang sudah tua kurang disukai oleh ternak sapi, biasanya rumput yang tua dibuang

oleh peternak sapi, alangkah baiknya jika difermentasikan dan disimpan, jadi saat musim paceklik para peternak tidak kesulitan dalam memperoleh pakan. Rumput yang berlebih sebaiknya jangan dibiarkan menjadi tua, jadikanlah hay, hay sama kualitasnya dengan rumput segar.

Karena Mesin yang dibuat untuk Rumput Gajah dan Bonggol jagung, maka yang dibahas bagaimana proses fermentasi rumput gajah dan bonggol jagung.

- **Fermentasi Rumput Gajah**

Silase adalah hijauan pakan ternak yang mengalami proses fermentasi dan masih banyak mengandung air, berwarna hijau dan disimpan dalam keadaan anaerob. Hijauan makanan ternak yang dibuat silase mengandung bahan kering 25-35% dengan kandungan air 65-75%. Untuk memperoleh hasil silase yang baik, hijauan tersebut dilayukan terlebih dahulu 2-4 jam (Reksohadiprojjo, 1995). Tujuan pembuatan silase adalah untuk mendapatkan bahan pakan yang masih banyak mengandung air, bermutu tinggi serta tahan lama, untuk dapat dipergunakan pada masa kekurangan makanan hijauan. Silase termasuk pakan hijauan yang baik untuk ternak ruminansia karena palatabilitasnya masih baik dan akseptabel serta daya racunnya kecil (Lubis, 1992).

Keuntungan dalam pembuatan silase adalah jumlah zat makanan relatif lebih lama dapat dipertahankan, pembuatannya tidak dipengaruhi cuaca dan kehilangan zat makanan di lapangan dapat dikurangi. Semua bagian tanaman dapat dibuat silase dan dapat dimakan oleh ternak. Batang hijauan yang biasanya dibuang pada pakan segar setelah dibuat silase dapat dimakan ternak. Konsumsi silase bergantung dari bahan keringnya, palatabilitasnya dan ukuran partikel (panjang pemotongan) sedangkan daya cernanya berhubungan dengan aktivitas rumen dan ketersediaan bakteri selulosa dan hemiselulosa (Cuilison, 1975).

Hijauan yang dapat dibuat silase dapat berupa rumput atau legum, tetapi yang sering digunakan adalah rumput gajah. Rumput gajah merupakan salah satu dari banyak rumput tropis

yang digunakan sebagai silase. Faktor-faktor yang mendukung sehingga rumput gajah banyak dikonsumsi oleh ternak ruminansia dan mempunyai palatabilitas yang cukup tinggi dan mudah dikembangkan dengan waktu pemotongan berulang yang tidak terlalu lama, yaitu 4-5 minggu pada musim hujan dan 6-7 minggu pada musim kemarau (Rismunandar, 1989).



Gambar 2.1. Hasil Cacahan Rumput Gajah

Prinsip pembuatan silase adalah mengeluarkan oksigen secepat mungkin sehingga terbentuknya suasana asam dalam penyimpanan (terbentuk asam laktat), keadaan hampa udara (anaerob). Untuk mendapatkan suasana anaerob dikerjakan dengan cara ditekan. Baik dengan menggunakan alat atau diinjakinjak sehingga udara sekecil mungkin (minimal) baik. Adapun beberapa syarat yang harus diperhatikan misalnya kadar air, kecepatan dan kesempurnaan mengeluarkan udara selama (Perry, 1980).

- **Fermentasi Bonggol Jagung**

Penggunaan tongkol atau janggol jagung sebagai pakan ternak belum banyak dikembangkan di masyarakat. Hal ini disebabkan oleh kualitas pakan yang dihasilkan relatif rendah seperti pada limbah pertanian lainnya. Tongkol jagung ini mempunyai kadar protein yang rendah (2,94) dengan kadar lignin (5,2%) dan cellulose yang tinggi (30%), dan kecernaan $\hat{A}\pm 40\%$. Tongkol jagung yang hanya digiling biasanya dipakai untuk

campuran ransum sapi potong hanya sebanyak 10% dari susunan ransum.



Gambar 2.2. Hasil Penggilingan Tongkol Jagung

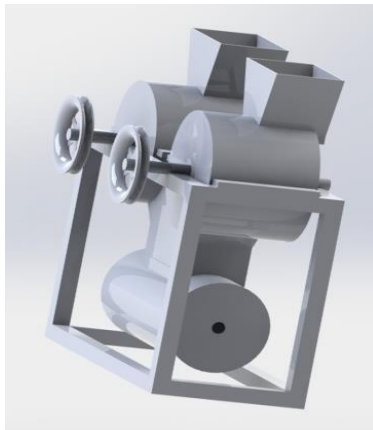
Tongkol jagung sangat mudah terkontaminasi oleh kapang *aspergillus flavus* yang memproduksi senyawa beracun sehingga perlu dicari cara pengawetannya sehingga dapat disimpan dalam jangka waktu lama sebagai persediaan pakan saat rumput susah didapatkan terutama saat musim kemarau. Silase merupakan salahsatu cara pengawetan yang sudah lama dikembangkan terutama untuk bahan pakan dari tanaman yang mengandung kadar air yang tinggi yang di mana tidak memungkinkan untuk dikeringkan (rumput dan hijauan lain) atau tanaman yang akan mudah rusak kualitasnya bila dibiarkan mengering (jagung dan sorghum).

Fermentasi tongkol jagung dilakukan dengan menggiling/cacah sehingga ukurannya menjadi lebih kecil dan meningkatkan tingkat pencernaan pakan. Tongkol jagung giling kemudian difermentasi secara aerob dengan menggunakan larutan stater (*Tricoderma*). Proses fermentasi berlangsung selama 3 hari dan selanjutnya tongkol jagung fermentasi dapat diberikan kepada ternak. Pemberian tongkol jagung yang difermentasi dan dicampur dengan konsentrat mampu meningkatkan bobot badan sapi potong dari 230 menjadi 325 kg dengan pertambahan bobot badan harian sebesar 0,88 kg/hari/ekor. Untuk sapi potong yang diberi pakan sesuai dengan kebiasaan peternak setempat, bobot

badan meningkat dari 215,5 kg menjadi 273,4 kg atau memiliki penambahan bobot badan harian 0,5 kg/ekor/hari.

2.2 Mesin Pencacah Rumput Gajah, Penghancur Bonggol Jagung, dan Pengaduk

Mesin Pencacah Rumput Gajah dan Penghancur Bonggol Jagung berfungsi untuk mempermudah sebelum proses fermentasi, dan dilanjutkan pada proses pengadukan menggunakan mesin pengaduk tipe horizontal. Berikut Desain dari mesin 3 in 1 yang kami buat



Gambar 2.3. Desain Mesin 3 in 1

Berikut ini merupakan contoh-contoh mesin tersebut yang telah ada di pasaran :

2.2.1 Mesin pengaduk



Gambar 2.4. Mesin Mixer Horizontal

(Sumber : www.tokomesin.com/Mesin_Mixer_Pakan_ternak.html)

Spesifikasi Mesin :

- Tipe mesin : MPT-50
- Merek : Agrowindo
- Motor : 8 HP (diesel)
- Dimensi : 110 x 76 x 110 cm
- Kapasitas : 50 kg/jam



Gambar 2.5. Mesin Mixer Vertical

(Sumber :

[www.tokomesin.com/Mesin Mixer Pengaduk Vertikal Adonan Kering.html](http://www.tokomesin.com/Mesin_Mixer_Pengaduk_Vertikal_Adonan_Kering.html))

Spesifikasi Mesin :

- Tipe mesin : MIPO-100
- Merek : Agrowindo
- Motor : 0.5 HP (diesel)
- Dimensi : 80 x 60 x 164 cm
- Kapasitas : 100 kg/jam
- Bahan : plat besi

2.3 Motor Bakar

Motor bakar adalah suatu perangkat/mesin yang mengubah energi termal/panas menjadi energi mekanik. Energi ini dapat diperoleh dari proses pembakaran yang terbagi menjadi 2 (dua) golongan, yaitu:

1. Motor bakar pembakaran luar, yaitu suatu mesin yang mempunyai sistem pembakaran yang terjadi diluar dari mesin itu sendiri. Misalnya mesin uap dimana energi thermal dari hasil pembakaran dipindahkan kedalam fluida kerja mesin. Pembakaran air pada ketel uap menghasilkan uap kemudian uap tersebut baru dimasukkan kedalam sistem kerja mesin untuk mendapatkan tenaga mekanik.
2. Motor pembakaran dalam. Pada umumnya motor pembakaran dalam dikenal dengan motor bakar. Proses pembakaran bahan bakar terjadi didalam mesin itu sendiri sehingga gas hasil pembakaran berfungsi sekaligus sebagai fluida kerja mesin. Motor bakar itu sendiri dibagi menjadi beberapa macam berdasarkan sistem yang dipakai, yaitu motor bakar torak, motor bakar turbin gas, dan motor bakar propulsi pancar gas. Untuk motor bakar torak dibagi atas 2 (dua) macam, yaitu motor bensin dan motor diesel. Menurut langkah kerjanya motor bakar dibagi menjadi mesin dengan proses dua langkah dan mesin dengan proses empat langkah.

2.3.1 Klasifikasi Motor Bakar

Motor bakar dapat diklasifikasikan menjadi 2 (dua) macam. Adapun pengklasifikasian motor bakar adalah sebagai berikut:

- Berdasar Sistem Pembakarannya
 - Mesin bakar dalam

Mesin pembakaran dalam atau sering disebut sebagai Internal Combustion Engine (ICE), yaitu dimana proses pembakarannya berlangsung di dalam motor bakar itu sendiri sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja.

Hal-hal yang dimiliki pada mesin pembakaran dalam yaitu :

- a. Pemakaian bahan bakar irit
- b. Berat tiap satuan tenaga mekanis lebih kecil
- c. Kontruksi lebih sederhana, karena tidak memerlukan ketel uap, kondesor, dan sebagainya.

Pada umumnya mesin pembakaran dalam dikenal dengan nama motor bakar.

- Mesin bakar luar

Mesin pembakaran luar atau sering disebut sebagai Eksternal Combustion Engine (ECE) yaitu dimana proses pembakarannya terjadi di luar mesin, energi termal dari gas hasil pembakaran dipindahkan ke fluida kerja mesin.

Hal-hal yang dimiliki pada mesin pembakaran luar yaitu :
Dapat memakai semua bentuk bahan bakar.

- a. Dapat memakai bahan bakar bermutu rendah.
- b. Cocok untuk melayani beban-beban besar dalam satu poros.
- c. Lebih cocok dipakai untuk daya tinggi.

Contoh mesin pembakaran luar yaitu pesawat tenaga uap, pelaksanaan pembakaran bahan bakar dilakukan diluar mesin.

- Berdasar Sistem Penyalaan
- Motor bensin



Gambar 2.6. Motor Penggerak (Bensin)

Motor bensin dapat juga disebut sebagai motor otto. Motor tersebut dilengkapi dengan busi dan karburator. Busi menghasilkan loncatan bunga api listrik yang membakar campuran bahan bakar dan udara karena motor ini cenderung disebut spark ignition engine. Pembakaran bahan bakar dengan udara ini menghasilkan daya. Di dalam siklus otto (siklus ideal) pembakaran tersebut dimisalkan sebagai pemasukan panas pada volume konstan.

- Motor diesel

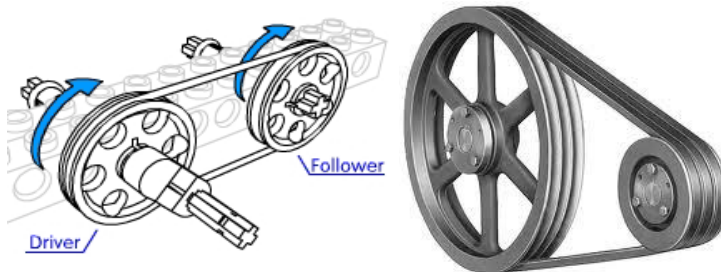


Gambar 2.7. Mesin Penggerak (Diesel)

Motor diesel adalah motor bakar torak yang berbeda dengan motor bensin. Proses penyalanya bukan menggunakan loncatan bunga api listrik. Pada waktu torak hampir mencapai titik TMA bahan bakar disemprotkan ke dalam ruang bakar. Terjadilah pembakaran pada ruang bakar pada saat udara udara dalam silinder sudah bertemperatur tinggi. Persyaratan ini dapat terpenuhi apabila perbandingan kompresi yang digunakan cukup tinggi.

2.4 Sistem Transmisi Tenaga

2.4.1 Belt V (V- Belt)



Gambar 2.8. Belt dan Puli

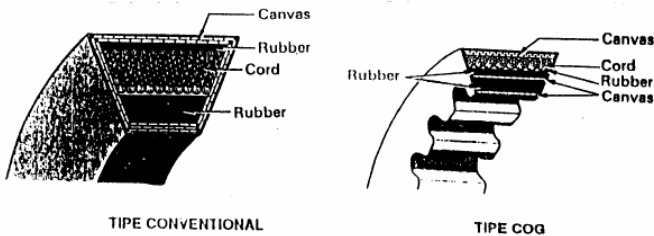
V-Belt merupakan salah satu komponen mesin, banyak mesin yang menggunakan v-belt ini , seperti misalnya pada mobil v-belt digunakan untuk meneruskan tenaga dari main engine ke dinamo listrik , pompa AC , dan berbagai macam lainnya , sedangkan pada mesin penghancur plastik v-belt ini digunakan sebagai penerus daya dari motor penggerak ke crusher Dengan bantuan pulley , maka v-belt ini bisa dihubungkan. Dalam penentuan diameter pulley akan menentukan berat ringannya motor dalam memutar **crusher**, untuk itu penting diketahui berapa minimal atau maksimal

diameter dari pulley ini. Jika penentuan diameter pulley tidak tepat akibatnya adalah motor listrik akan bekerja ekstra, bahkan dalam beberapa kasus motor listrik akan terbakar.

Belt-V terbuat dari kain dan benang, biasanya katun rayon atau nilon dan diresapi karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti belt untuk membawa tarikan yang besar. Belt-V dibelitkan di keliling alur puli yang berbentuk V pula. Bagian belt yang sedang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah.

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

- Susunan Komposisi V-Belt



Gambar 2.9. Susunan Komposisi Belt-V

Kalau melihat pada gambar diatas , v-belt dibagi menjadi 2 bagian yakni dengan permukaan yang rata dan satu lagi dengan permukaan yang bergerigi , fungsi keduanya pada dasarnya adalah sama, hanya saja pada bentuk dengan permukaan yang bergerigi , bisa menghindari kemungkinan adanya slip antara v-

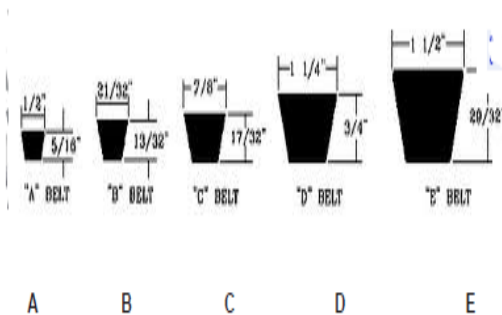
belt dengan pulley. V-belt itu sendiri dibuat dari campuran beberapa elemen yakni

1. Canvas ; yang berada di bagian terluar dari sebuah v-belt
2. Rubber ; posisinya berada tepat dibawah canvas
3. Cord ; Lapisan yang ketiga adalah yang disebut cord
4. Rubber ; merupakan lapisan terdalam dari sebuah v-belt.

- Jenis – jenis V-Belt

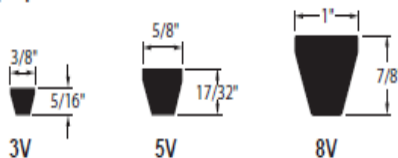
Jenis V-Belt ada tiga yaitu:

- a. Tipe standar; ditandai huruf A, B, C, D, & E



Gambar 2.10. V-Belt Konvensional Tugas Berat

- b. Tipe sempit; ditandai simbol 3V, 5V, & 8V



Gambar 2.11. V-Belt Konvensional SI Tugas Berat

c. Tipe untuk beban ringan; ditandai dengan 3L, 4L, & 5L



Gambar 2.12. V- Belt Tugas Ringan

Kelebihan belt-V dibandingkan dengan belt datar, yaitu:

1. Selip antara belt dan puli dapat diabaikan.
2. Memberikan umur mesin lebih lama,
3. Belt-V mudah dipasang dan dibongkar.
4. Operasi belt dengan puli tidak menimbulkan getaran.
5. Belt-V juga dapat dioperasikan pada arah yang berlawanan
6. Belt-V yang dibuat tanpa sambungan sehingga memperlancar putaran dan
7. Belt-V mempunyai kemampuan untuk menahan goncangan saat mesin dinyalakan.



Sedangkan kelemahan belt-V dibandingkan dengan belt datar, yaitu:

1. Belt-V tidak seawet belt datar.
2. Konstruksi puli belt-V lebih rumit dari pada belt datar.
3. Tidak dapat digunakan untuk jarak poros yang panjang.

Adapun jeni-jenis belt dapat dilihat dibawah :

	STARROPE® & SUPER STARROPE (Polyurethane round rope)
	PRENE V-ROPE & HEXAGONAL-ROPE (Polyurethane rope)
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	FLEXSTAR®
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	Flat Belt (Untuk mesin pengangkutan / lifter)

Gambar 2.13. Starrope, Prene V-rope, Flextar dan Flat Belt

	<u>HEXAGONAL V-Belt</u>
	<u>Orange label Raw Edge COGGED V-Belt</u> (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	<u>SUPER GOLD 1000 Raw Edge COGGED V-Belt</u> (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	<u>Raw Edge MULTI-PLY V-Belt</u> (Penggunaan untuk automotive)
	<u>Raw Edge COGGED V-Belt</u> (Automotive use)

Gambar 2.14. Hexagonal dan Raw Edge (www.wikipedia.com)

	<u>Raw Edge COGGED VARIABLE SPEED-Belt</u>
	<u>e-POWER® Belt</u> Cogged Type)
	<u>RIBSTAR Belt G & RIBSTAR U</u> Rubber & Polyurethane)
	<u>POLYMAX Belt</u> Wide-angle polyurethane V-belt)
	<u>MB Belt</u> (Untuk mesin jahit)

Gambar 2.15. Raw Edge, Ribstar, Polymar dan MB Belt
(www.wikipedia.com)

	SUPER TORQUE Timing Belt (Penggunaan umum)
	MEGA TORQUE G & U (Penggunaan untuk Heavy Duty)
	TIMING BELT G (Penggunaan untuk umum)
	TIMING BELT U (Penggunaan umum : terbuat dari polyurethane)
	GREEN ECO ®

Gambar 2.16. Timing Belt (www.wikipedia.com)

2.4.2 Gear

Gear kadang kala disebut dengan gear box. Gear berfungsi untuk merubah kecepatan pada sumbu rotasi, menaikkan / menurunkan torsi, merubah arah putaran dan juga dapat merubah gerak rotasi menjadi gerak translasi. Uraian kita dibawah tidak membahas faktor efisiensi, slip, hysteresis, backlash pada sistem transmisi ini.

- Gear Reducer

Gear reducer gunanya untuk menurunkan kecepatan dan pada saat yang sama menaikkan torsi pada sumbu putaran sesuai dengan nilai gear ratio. Motor listrik biasanya mempunyai kecepatan yang terlalu tinggi untuk aplikasi tertentu. Daya motor nya cukup, namun torsi nya masih terlalu rendah. Dengan penggunaan Gear Reducer maka kecepatan dapat diturunkan sesuai dengan nilai gear ratio dan pada saat yang sama kita menaikkan torsi pada sumbu output dari gear reducer. Pemindahan daya terjadi melalui roda gigi. Perbandingan jumlah gigi merupakan faktor pengurangan kecepatan dan sekaligus faktor

untuk menaikkan torsi output. Perbandingan ini disebut gear ratio
• Pada gear reducer berlaku:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{i}$$

Pada gear reducer juga berlaku: $P_1 = P_2$ $M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2$

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{n_1}{n_2} = i$$

Tergantung dari konstruksinya, ada berbagai jenis gear reducer, antara lain seperti helical gear, worm gear, planetary gear dan lain lain:

- Helical Gear

Helical gear mempunyai gear ratio yang terbatas. Effisiensi yang tinggi dibandingkan dengan worm maupun planetary gearbox.



Gambar 2.17. Konsep Helical Gear

Gambar 2.18 memperlihatkan sayatan sebuah helical gear yang dipakai di industry. Sayatan memperlihatkan bahwa isi dalam dari gear reducer ini yang helical.



Gambar 2.18. Helical Gear

- Worm Gear

Worm Gear dapat mencapai gear ratio yang sangat tinggi, umpamanya sampai 500 : 1 Worm dapat dengan sangat mudah menggerakkan gear, namun Gear tidak dapat menggerakkan Worm. Hal ini disebabkan karena sudut pada Worm sedemikian dangkal sehingga jika Gear mencoba menggerakkan Worm, gaya gesekan yang ada menahan Worm pada tempatnya dan berfungsi sebagai “rem”. Kita sebut terkunci sendiri (self Locking). Sifat seperti ini sangat berguna dan sering digunakan pada sistem Conveyor. Fitur “brake” ini dapat menahan conveyor pada tempatnya jika motor tidak sedang beroperasi.



Gambar 2.19. Konsep Worm Gear

Sebuah Worm Gear yang dipakai di industri diperlihatkan pada gambar 2.20. Sayatan memperlihatkan Gear dan Worm.



Gambar 2.20. Worm Gear

- Planetary Gear

Seperti namanya, planetary gear mempunyai susunan gear seperti matahari dan planet planet nya.



Gambar 2.21. Planetary Gear

Planetary gearbox mengkombinasi torsi tinggi dengan dimensi yang kecil. Gear jenis ini mempunyai efisiensi yang tinggi. Sangat cocok untuk aplikasi untuk kecepatan yang rendah. Torsi pada Planetary gearbox terdistribusi merata, yaitu pada masing masing gear dalam system planetary tersebut.



Gambar 2.22. Planetary Gearbox

Pemilihan gear reducer selalu harus mempertimbangkan beban. Apakah beban dalam kategori normal load, shocked load dibawah 125% atau shocked load diatas 125% ? Apakah jalan sepanjang hari ? Untuk itu ada faktor yang dipertimbangkan. Kita sebut faktor ini dengan service factor.

2.4.3 Rantai

Rantai merupakan penggerak fleksibel dan penggunaannya dituntut suatu perbandingan yang tepat dan pemindahan gaya dilakukan dengan bebas slip.

Keuntungan :

- Bebas slip
- Pemindahan transmisi tepat
- Dapat diputar dengan sebuah rantai berporos banyak baik searah ataupun berlawanan dengan arah putaran

Kerugian :

- Mahal
- Perlu pengencangan sabuk
- Timbul suara

2.4.3.1 Macam-macam rantai

Rantai sebagai pemindah daya pada mesin dibedakan menjadi lima macam, yaitu sebagai berikut :

- Rantai gall

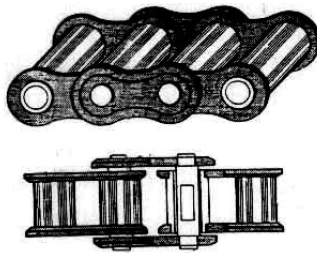
Rantai gall terdiri atas keping-keping rantai dan pen engsel. Keping-keping dihubungkan satu dengan lainnya oleh pen. Rantai gall banyak digunakan untuk pemindahan daya kecil, mengingat tekanan bidang antara keping rantai dan pen lebih besar.



Gambar 2.23. Rantai Gall

- Rantai bus

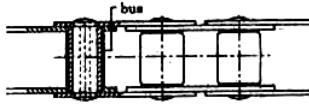
Rantai bus dibuat sama seperti rantai gall, tetapi dengan tambahan bus (silinder) pada pen engsel. Gerakan engsel terjadi antara bus dengan bidang luar pen dan bukan antara keping rantai dengan leher pen seperti pada rantai gall. Dengan demikian rantai bus lebih tahan terhadap tekanan bidang.



Gambar 2.24. Rantai Bus

- Rantai bus rol

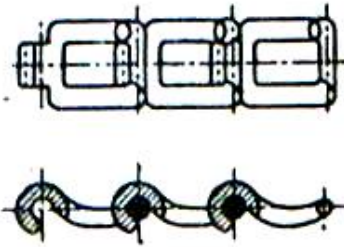
Rantai rol dibuat seperti rantai bus, tetapi dilengkapi dengan tambahan bus kedua. Pen diselubungi oleh 2 bus; bus dalam terikat dengan keping rantai dan bus luar yang dapat berputar bebas sekeliling bus dalam. Rantai rol lebih tahan terhadap tekanan bidang, sehingga dapat menerima gaya tarik yang lebih besar.



Gambar 2.25. Rantai Bus Rol

- Rantai kait pen

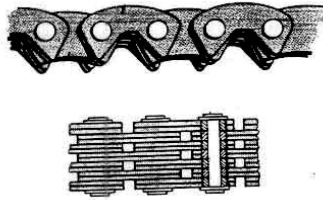
Bagian-bagian dari rantai semacam ini terdiri atas kepingan-kepingan berbentuk garpu dengan pen yang disatukan dan mempunyai bagain kait yang dapat disambungkan satu dengan yang lainnya. Rantai semacam ini banyak dipakai pada mesin-mesin pertanian dengan jarak (mata rantai) sekitar 30 sampai dengan 38 mm.



Gambar 2.26. Rantai Kait Pen

- Rantai morse

Rantai morse terdiri atas susunan kepingan-kepingan rantai berbentuk gigi. Keuntungan: Menghasilkan gerakan yang stabil tanpa suara, pada kecepatan rendah maupun pada kecepatan tinggi, sehingga disebut "silent chain" (rantai gerakan tanpa suara). Kerugian : Konstruksinya lebih sulit, harganya lebih mahal dan memerlukan pemeliharaan yang lebih teliti.



Gambar 2.27. Rantai Morse

2.5 Dasar Teori Perhitungan

2.5.1. Daya untuk mengaduk

Besarnya daya yang diperlukan untuk mengaduk dapat dirumuskan :

$$P = F_D \cdot v \dots\dots\dots(2.1)$$

(McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*, 1997: 434)

Dimana :

v = Kecepatan pengaduk (m/s)

F_D = Gaya pengaduk (N)

Besarnya gaya pengaduk dapat di dekati dengan rumus sebagai berikut :

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \dots\dots\dots(2.2)$$

(McDonald, *Introduction to Fluid Mechanics*, 1997: 434)

Dimana :

C_D = Coefficient drag

F_D = Gaya pengaduk (N)

v = Kecepatan pengaduk (m/s)

- A = Luasan yang menabrak bahan (m^2)
- ρ = Massa jenis (kg/m^3)

Nilai Coefficient drag (C_D) tergantung pada bentuk luasan yang mengenai bahan yang diaduk, besarnya dapat dilihat pada tabel C₁.

Besarnya kecepatan pengaduk didapat dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi.D.n}{1000.60} \dots\dots\dots(2.3)$$

(Sularso, *Dasar Pemilihan & Perencanaan Elemen Mesin*, 1997:166)

Dimana :

- D = Diameter poros (mm)
- n = Putaran (rpm)

Besarnya masa jenis adonan dapat di dekatahui dengan rumus sebagai berikut :

$$\rho = \frac{m}{V} \dots\dots\dots (2.4)$$

$$V = \pi.r^2.t \dots\dots\dots(2.5)$$

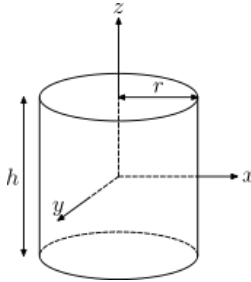
Dimana :

- m = Massa adonan (kg)
- r = Jari-jari penampang adonan (m)
- t = Tinggi adonan (m)
- V = Volume adonan (m^3)

2.5.2. Perhitungan daya momen inersia

Daya momen inersia adalah daya yang dibutuhkan karena adanya momen inersia. Untuk mendapatkan daya tersebut maka harus diketahui dulu besarnya : momen inersia, kecepatan sudut dan percepatan sudut, serta besarnya torsi.

a) Momen Inersia bentuk silinder pejal dapat dirumuskan



Gambar 2.28. Pusat gravitasi dan massa momen inersia pada silinder (RC Hibbeler "Engineering Mechanics Dynamics")

Untuk mendapatkan momen inersia pada silinder pejal dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \dots\dots\dots(2.6)$$

(R.C. Hibbeler, Engineering Mechanics Dynamics : 2000)

Dimana :

- I : Momen inersia (kg m²)
- m : Massa poros (kg)
- r : Jari-jari poros (m)

b) Kecepatan Sudut dan Percepatan Sudut

Sebuah benda yang berputar, misalnya *pulley*, maka akan ada kecepatan sudut dan percepatan sudut, yang secara matematis dapat dirumuskan :

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad \text{atau} \quad \alpha = \frac{d\omega}{dt} \dots\dots\dots(2.7)$$

(R.C. Hibbeler, Engineering Mechanics Dynamics, Hal : 465)

Dimana :

- ω = Kecepatan sudut (rad/sec)

α	= Percepatan sudut	(rad/sec^2)
t	= Waktu	(sec)

c) Torsi

Besarnya torsi dapat dinyatakan dengan rumus :

$$T = (I \cdot \alpha) + (F \cdot r) \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana :

T	= Torsi	(Nm)
I	= Momen inersia	$(kg\ m^2)$
α	= Percepatan sudut	(rad/s^2)
F	= Gaya	(N)
r	= Jari-jari	(m)

2.5.2.1. Daya karena momen inersia

Setelah torsi dan putaran (*rpm*) diketahui maka selanjutnya dapat diketahui besarnya daya karena momen inersia dengan rumus sebagai berikut :

$$P = T \cdot \omega$$

$$P = T \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot n \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

P	= Daya	$(watt)$
T	= Torsi	(Nm)
ω	= Kecepatan sudut	(rad/sec)
n	= Putaran	(rad/sec)

Bila diinginkan daya bersatuan HP dan torsi bersatuan lbf.in maka rumus diatas menjadi sebagai berikut :

$$P = \frac{T \cdot n}{63025}$$

(Collins Jack A, 2003 : 180)

Dimana :

P = Daya (HP)

T = Torsi (Nm)

n = Putaran (rpm)

2.5.3. Perencanaan Belt dan Pulley

Pemindahan daya yang digunakan pada mesin penggiling dan pengaduk ini adalah sebuah belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah V – belt.

2.5.3.1. Daya dan Momen Perencanaan

Daya dan momen perencanaan dapat diketahui dengan rumus sebagai berikut :

$$P_d = F_c \cdot P \dots\dots\dots (2.10)$$

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1997 : 7)

Dimana :

P_d = Daya Perencanaan (kW)

F_c = Faktor Koreksi

P = Daya yang ditransmisikan (kW)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots (2.11)$$

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1997 : 7)

Dimana:

T = Torsi (kg.mm)

P_d = Daya Perencanaan (kW)

n = Putaran (rpm)

2.5.3.2. Perbandingan Putaran

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

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{d_1} \dots\dots\dots (2.12)$$

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1997 : 166)

Dimana :

- i = Velocity Ratio
- d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- D_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm)
- n_1 = Putaran poros pertama (rpm)
- n_2 = Putaran poros kedua (rpm)

2.5.3.3. Kecepatan keliling (v)

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

$$v = \frac{\pi.D.n}{60 \times 1000} \dots\dots\dots (2.13)$$

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1997 : 166)

Dimana :

- V = Kecepatan keliling (m/s)
- d = Diameter pulley motor (mm)
- n = Putaran motor listrik (rpm)

2.5.3.4. Panjang keliling sabuk (L)

$$L = 2c + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4C}(D_p - d_p)^2 \dots\dots(2.14)$$

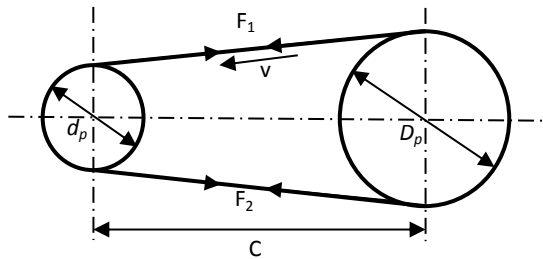
(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1997 : 166)

Dimana :

- L = Panjang sabuk (mm)
- C = Jarak sumbu poros (mm)
- d_p = Diameter pulley penggerak (mm)
- D_p = Diameter pulley poros (mm)

$$c = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{2}$$

Dan b dapat dihitung dari : $b = 2L - 3,14(D_p + d_p)$



Gambar 2.29. Panjang belt, jarak antar sumbu, dan sudut kontak(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen)

2.5.3.5. Gaya tarik efektif

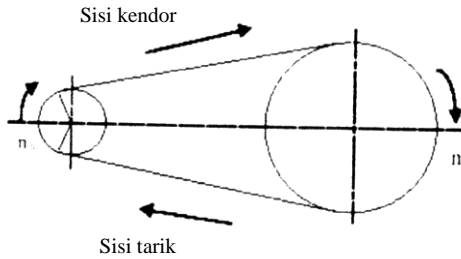
Gaya tarik efektif dapat diketahui dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_{rated} = \frac{102 \cdot P_d}{v} \dots\dots\dots (2.15)$$

(Sularso, *Dasar Perencanaan & Pemilihan Elemen Mesin*, 1997:198)

Dimana :

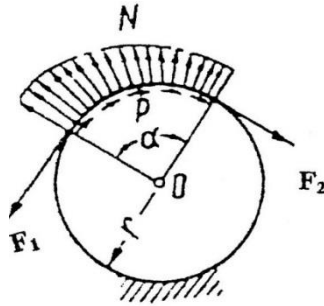
- F_{rated} = Gaya tarik efektif (kgf)
- P_d = Daya perencanaan (kW)
- v = Kecepatan keliling (m/s)



Gambar 2.30. Gaya tarik pada belt (Sularso, *Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*)

2.5.3.6. Gaya akibat overload factor

Perencanaan belt didasarkan atas hubungan secara analitis antara fleksibilitas belt terhadap tarikan pada belt yang melingkar pada pully, yang dinyatakan dengan persamaan:



Gambar 2.31 Distribusi tarikan atau gaya pada belt

Keterangan Gambar:

- α = sudut kontak antara belt dengan pule
- F_1 = gaya tarik pada bagian yang kencang
- F_2 = gaya tarik pada bagian yang kendur
- P = distribusi tarikan / gaya
- N = gaya normal
- r = jari-jari pulley

Hubungan antara F_1 , F_2 , koefisien gesek (f) dan sudut-kontak (α) secara analitis fleksibilitas belt yang melingkar pada pulley, dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini:

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_e = \frac{T_1}{r} \dots\dots\dots (2.16)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots\dots\dots (2.17)$$

(Dobrovolsky, 1985:214)

Keterangan :

F_e = Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2

f = koefisien gesek, nilainya dipengaruhi oleh temperatur kerja dan creep, diasumsikan konstan 0,3.

m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat.

F_1 = gaya tarik belt pada bagian yang kencang (besar)

F_2 = gaya tarik belt pada bagian yang kendur (kecil)

2.5.3.7. Tegangan yang timbul akibat beban (σ_d)

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

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o \dots\dots\dots (2.18)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 245)

Dimana :

- ϕ_0 = Faktor tarikan (0,7 – 0,9)
- σ_0 = Tegangan awal untuk belt datar 18 kg/cm²
sedangkan untuk V belt 12 kg/cm²

2.5.3.8. Sudut Kontak

Untuk mengetahui sudut kontak (α), maka dapat diketahui dengan rumus :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_p - d_p}{c} . 60 \dots\dots\dots (2.19)$$

(V, Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1907 : 253)

Dimana :

- C = Jarak sumbu poros
- d_p = Diameter pulley penggerak (mm)
- D_p = Diameter pulley yang digerakkan (mm)

2.5.3.9. Jumlah Belt

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

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d . A} \dots\dots\dots (2.20)$$

(V, Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1907 : 253)

Dimana :

- Z = Jumlah Belt
- A = Luasan
- σ_d = Tegangan yang timbul akibat beban

2.5.3.10. Tegangan maksimal yang ditimbulkan (σ_{\max})

Tegangan maksimum yang terjadi ketika *belt* bekerja terdiri dari tegangan awal, tegangan untuk mentransmisikan daya, tegangan *bending* dan tegangan karena gaya sentrifugal. Maka tegangan maksimum dapat dirumuskan sebagai berikut :

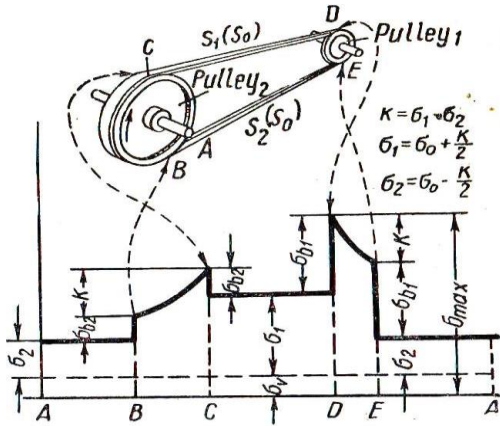
$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{F_e}{2 \cdot Z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10 \cdot g} \dots (2.21)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 253)

Dimana :

σ_{\max}	= Tegangan maksimal yang dihasilkan	
σ_o	= Gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$	
F_e	= Gaya keliling	(kg)
Z	= Jumlah belt	(buah)
A	= Luas penampang belt	(cm^2)
E_b	= Modulus elastisitas belt	(kg/cm^2)
D_{\min}	= Diameter minimum pulley	(mm)
γ	= Berat jenis belt	(kg/dm^3)
g	= Gravitasi	(m/s^2)
h	= Tinggi belt	(mm)
v	= Kecepatan keliling	(m/s^2)

Tegangan maksimum terjadi pada bagian yang tegang yaitu pada titik D, yaitu titik awal belt memasuki pulley penggerak. Besarnya tegangan maksimum yang terjadi adalah :



Gambar 2.32. Diagram tegangan pada belt (Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

2.5.3.11. Jumlah putaran belt

$$U = \frac{v}{L} \dots\dots\dots (2.22)$$

(V. Dobrovolsky, Machine Elements – A Textbook, 1970 : 253)

- dimana : U = Jumlah putaran (put/det)
 v = Kecepatan (m/s)
 L = Panjang belt (mm)

2.5.3.12. Dimensi pulley

Untuk mencari dimensi pulley, maka dapat dirumuskan :

$$D_{out} = D + 2 \cdot c \dots\dots\dots (2.23)$$

$$D_{in} = D_{out} - 2 \cdot e \dots\dots\dots (2.24)$$

$$B = (Z - 1) \cdot t + 2 \cdot s \dots\dots\dots (2.25)$$

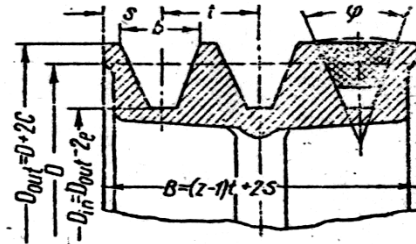
(V. Dobrovolsky, Machine Elements – A Textbook, 1970 : 254)

Dimana :

D_{out} = Diameter luar pulley (mm)

D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)

B = Lebar pulley (mm)



Gambar 2.33. Bentuk dan dimensi pulley

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

2.5.3.13 Umur Belt (H)

Ada banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur belt, tetapi yang terpenting adalah tegangan yang berulang (cycles stress). Perubahan tegangan yang paling besar terjadi pada saat belt mulai memasuki pulley penggerak.

Secara umum persamaan untuk umur belt adalah:

$$\sigma_{max}^m \cdot 3600 \cdot u \cdot X \cdot H = \sigma_{fat}^m \cdot N_{base}$$

Sehingga umur belt dinyatakan dengan:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \dots\dots\dots (2.26)$$

(v. Dobrovolsky, 1970 hal:248)

Keterangan :

H = umur belt (jam)

N_{base} = basis dari fatigue test, yaitu 10^7 cycle

σ_{fat} = fatigue limit atau endurance limit yang berhubungan dengan N_{base} dapat dicari dari "fatigue curve" (untuk v-belt = 90 kg/cm²)

σ_{max} = tegangan maksimum yang timbul, lihat persamaan .

u = jumlah putaran per detik, atau sama dengan v/L
(v = kecepatan, m/s dan L = panjang belt, m)

X = jumlah pulley yang berputar

Nilai σ_{fat} dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt :

1. Untuk belt datar $m = 5$ dan untuk V-belt $m = 8$
(bahan terbuat dari karet dan cotton)
2. $N_{base} = 10^7$ cycle, maka harga σ_{fat} adalah :
Untuk belt datar : $\sigma_{fat} = 60$ kg/cm² (bahan karet)
Untuk belt datar : $\sigma_{fat} = 30$ kg/cm² (bahan cotton)
Untuk V-belt : $\sigma_{fat} = 90$ kg/cm²

2.5.4 Rasio Gearbox

Rumus untuk menghitung rasio gearboxnya adalah :

$$i = \frac{n}{n_1} \dots\dots\dots(2.27)$$

2.5.5 Perencanaan Sprocket dan Chain

2.5.5.1 Menghitung Jumlah Gigi Sprocket Besar

Jumlah gigi sprocket besar dapat dicari dengan rumus sebagai berikut : (sumber: SULARSO,1978 : 200)

$$N_{t2} = N_{t1} \cdot \frac{n_1}{n_2} \dots\dots\dots(2.28)$$

Setelah diketahui jumlah gigi sprocket kecil dan besar maka diameter sprocket dapat dicari dengan rumus berikut :

$$D_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right)} \quad D_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_2}\right)} \dots\dots(2.29)$$

2.5.5.2 Menghitung Panjang Rantai

Panjang rantai rol dapat di cari dengan rumus berikut : (sumber : SULARSO,1978 : 198)

$$L = p \cdot \left\{ \left(\frac{2 \cdot c}{p}\right) + \left(\frac{Nt_1 + Nt_2}{2}\right) + \left(\frac{Nt_2 - Nt_1}{4\pi^2 \frac{c}{p}}\right) \right\} \dots\dots(2.30)$$

- C = (jarak sumbu sprocket)
- P = (pitch) nomor rantai
- Nt₁ = (jumlah gigi sprocket kecil)
- Nt₂ = (jumlah gigi sprocket besar)

2.5.5.3 Menentukan Kecepatan Rantai

Kecepatan pada rantai rol dapat dicari dengan menggunakan rumus berikut : (sumber : SULARSO,1978 : 198)

$$v = \frac{p \cdot Nt \cdot n}{60000} \dots\dots\dots(2.31)$$

Dimana :

- Nt = jumlah gigi sprocket
- p = pitch (mm)
- n = putaran sprocket

2.5.5.4 Menentukan Beban Pada Rantai

Daya yang direncanakan (Pd) dapat dicari dengan rumus berikut (sumber : SULARSO,1978 : 7) :

$$Pd = P \cdot fc \dots\dots\dots(2.32)$$

2.5.5.5 Nomer Rantai Rol

Rantai mempunyai nomor yang disebut Nomor Rantai, masing-masing nomor rantai mempunyai ukuran umum seperti : jarak-bagi (p) diameter rol (R), lebar roll (W) dsb., dan ukuran khusus seperti : panjang pena, batas kekuatan tarik, dsb.

Tabel 2.1 Ukuran Umum rantai rol (*ukuran mm*)

No. Rantai	Jarak bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata rantai			Dia. Pena D
				Tebal	Lebar	Lebar	
				T	H	h	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97
50	15,88	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

2.5.5.6 Menentukan Torsi Pada Rantai

Torsi dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$T = F \cdot r \dots \dots \dots (2.33)$$

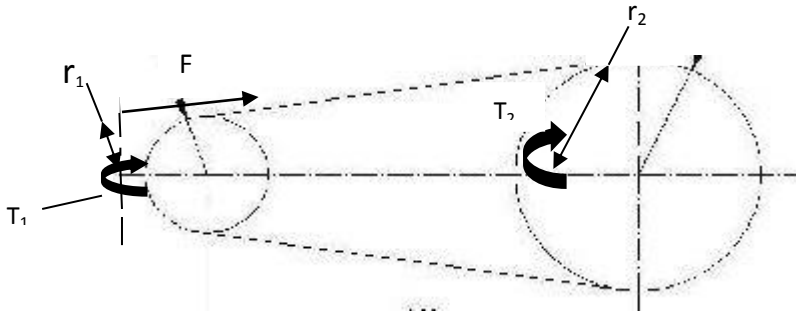
Dimana :

- F (gaya pada rantai)
- r₁ (jari – jari sprocket 1)
- r₂ (jari – jari sprocket 2)

Jadi :

$$T_1 = \text{kgf} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 = \text{kgf} \cdot \text{mm}$$



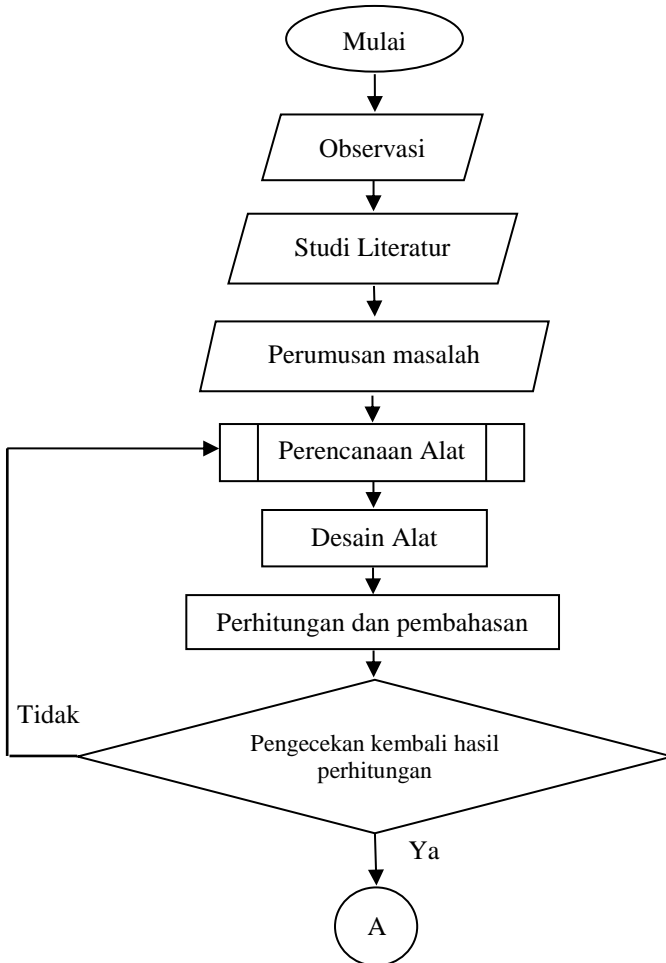
Gambar 2.34. Torsi Pada Rantai

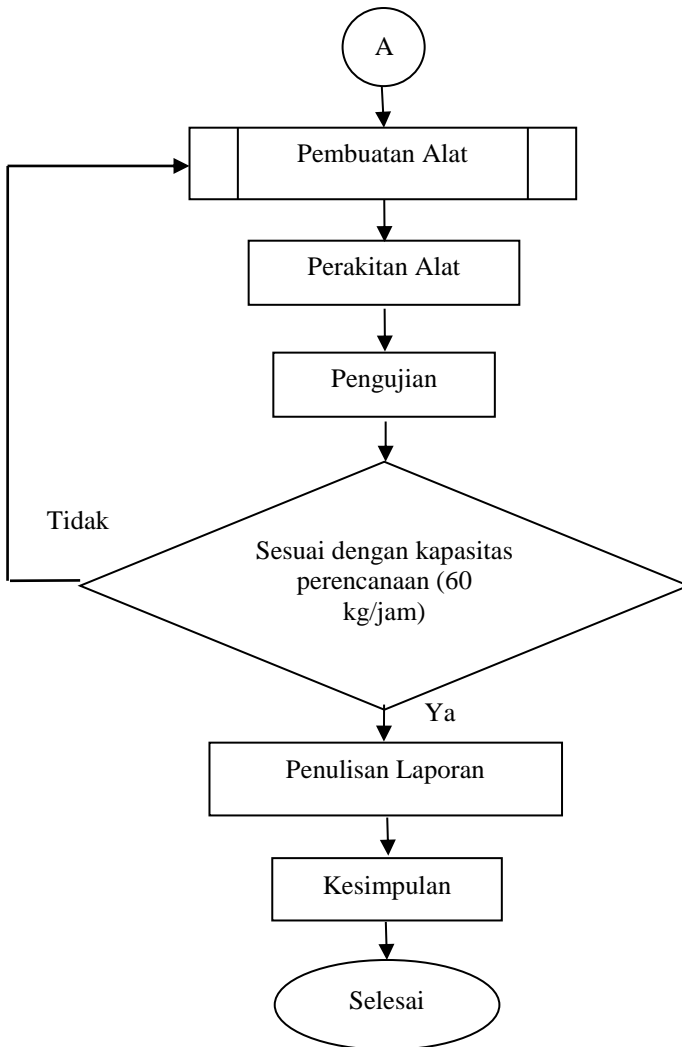
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

3.1 Flowchart

Pada flowchart kali ini terdapat diagram alir perhitungan system transmisi baik secara teoritis dengan tujuan memastikan keamanan struktur alat , yaitu sebagai berikut :





Gambar 3.1 Diagram alir perhitungan tranmisi mesin pengaduk secara teoritis maupun manual

3.1.1 Diagram Alir Perencanaan

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

1. Observasi

Sebelum merencanakan suatu alat maka harus dilakukan suatu pengamatan dilapangan karena dari pengamatan tersebut dapat diketahui peralatan apa saja yang dibutuhkan.

Dari hasil observasi tersebut maka timbul ide untuk membuat dan merencanakan alat pengaduk tipe horizontal yang hanya digerakkan oleh satu motor listrik.

2. Studi Literatur

Setelah mengetahui permasalahan-permasalahan yang ada, selanjutnya mempelajari dengan mengacu pada referensi, buku, jurnal ilmiah dan pencarian di internet. Setelah mempelajari literatur yang ada, maka dilakukan percobaan untuk mengatasi solusi diatas dengan mengaplikasikan ilmu yang diperoleh khususnya dibidang manufaktur mengenai desain mesin, perhitungan daya dan kapasitas.

3. Perumusan Masalah

Setelah melakukan pengamatan dilapangan, ditemukan beberapa masalah pada mesin pengaduk tipe horizontal yang bisa dibuat sebagai tugas akhir.

4. Desain Alat

Membuat desain alat sementara berupa sket gambar berdasarkan data yang diperoleh dari obsevasi dan studi literature.

5. Perhitungan dan pembahasan

Setelah mendapatkan dasar teori dari studi literatur, maka mengaplikasikannya dalam perhitungan sesuai dengan dasar teori sehingga mendapatkan alat yang diinginkan.

6. Pengecekan kembali hasil perhitungan

Dari hasil perhitungan tersebut akan dilakukan pemeriksaan apakah telah layak, bahwa alat yang akan dibuat akan berjalan. Jika tidak maka proses akan kembali lagi pada perencanaan alat. Jika layak akan dilanjutkan proses pembuatan alat.

7. Pembuatan Alat

Pembuatan alat yang telah direncanakan dan dihitung.

8. Perakitan Alat

Dalam tahapan ini, dilakukan perakitan komponen alat yang telah dibuat menjadi satu kesatuan.

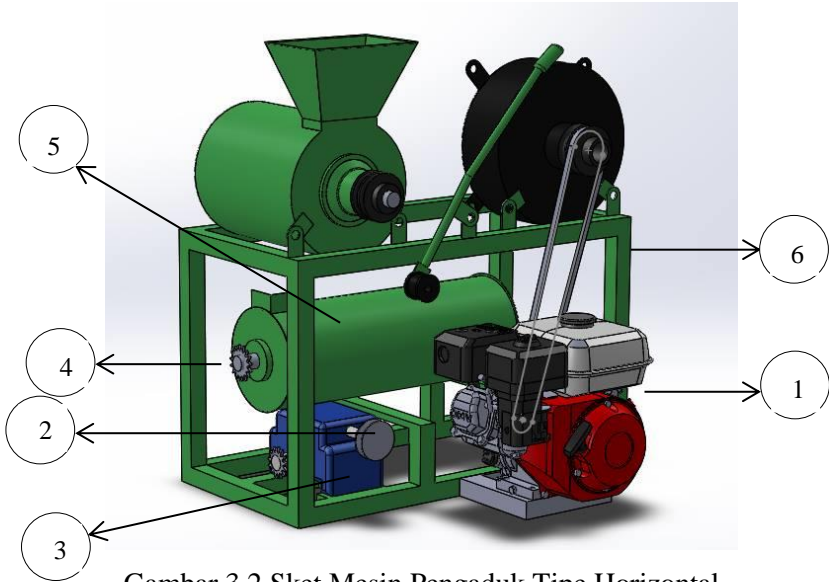
9. Pengujian

Alat akan diuji untuk mengetahui hasil yang diinginkan tercapai atau tidak. Dan jika hasil yang diinginkan tercapai maka akan dilanjutkan pada proses penulisan laporan.

10. Penulisan laporan

Setelah mendapatkan data-data yang dibutuhkan dari hasil perhitungan dan pewujudan alat, maka dibuat laporan mengenai hasil rancangan atau pembuatan alat tersebut.

3.2 Sket Mesin 3 in 1 (pencacah rumput gajah, penghancur bonggol jagung, dan pengaduk tipe horizontal)



Gambar 3.2 Sket Mesin Pengaduk Tipe Horizontal

Keterangan :

1. Motor Penggerak
2. Pulley
3. Gearbox Reducer
4. Sprocket Poros
5. Tabung Pengaduk
6. Kerangka

3.3 Cara Kerja

Cara kerja mesin pencampur pakan ternak yang direncanakan adalah sebagai berikut :

1. Sistem penggerak utama mesin ini adalah motor penggerak berbahan bakar bensin dengan daya 1.9 HP dan menggunakan putaran motor 2000 rpm
2. Daya penggerak utama ditransmisikan dengan menggunakan belt dan pulley menuju ke gearbox reducer yang memiliki ratio 1: 20 sehingga menghasilkan putaran yang lebih kecil dan ditransmisikan ke poros pengaduk dengan menggunakan rantai.
3. Dan hasil dari proses pengadukan adalah adonan yang siap untuk diberikan pada hewan ternak.

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini akan membahas tentang perhitungan dalam merencanakan alat pengaduk tipe horizontal dimana tepung tongkol jagung dan cacahan rumput gajah sebagai adonannya. Dalam sistem transmisinya digunakan gearbox reducer 1 : 20, dengan perencanaan input reducer berupa pulley berukuran 65 mm dan output reducer berupa sprocket dengan jumlah gigi 13 buah. Sedangkan kecepatan putaran pengaduk direncanakan 100 rpm

4.1 Perhitungan Gaya Pengaduk

Untuk menghitung gaya pengaduk (F_D) dapat diketahui dengan menggunakan rumus (2.2):

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A$$

Dimana :

C_D = Coefficient drag

F_D = Gaya pengaduk (N)

v = Kecepatan pengaduk (m/s)

A = Luasan yang menabrak bahan (m²)

ρ = Massa jenis (kg/m³)

Nilai Coefficient drag (C_D) diketahui dari tabel C.

$$C_D = 2,05$$

Adonan dengan berat 3 kg memiliki volume sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V_{adonan} &= \pi \cdot r^2 \cdot t \\ &= 3,14 \cdot 0,0375^2 \cdot 0,84 \\ &= 0,0037 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan rho (ρ), dapat diketahui dengan rumus

(2.4) :

$$\begin{aligned}\rho &= \frac{m}{V_{adonan}} \\ &= \frac{3kg}{3,71 \cdot 10^{-3} m^3} \\ &= 808,625 kg / m^3\end{aligned}$$

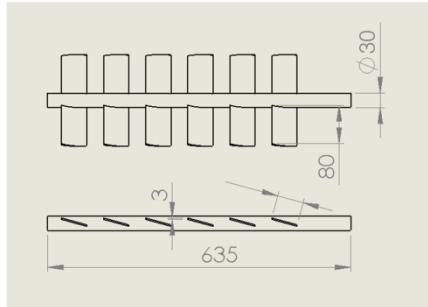
Dari kapasitas yang sudah ditentukan yaitu 60 kg/jam, agar tidak terlalu besar wadah yang digunakan maka dirancang 4 kali proses, didapatkan volume wadah yang digunakan :

$$\begin{aligned}V_{wadah} &= \frac{15}{3} \cdot V_{adonan} \\ V_{wadah} &= \frac{15}{3} \cdot 0,00371 \\ V_{wadah} &= 0,01855 m^3\end{aligned}$$

Dengan diameter yang diinginkan adalah 210 mm, maka didapatkan ukuran wadah adonan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}t &= \frac{V}{\pi \cdot r^2} \\ &= \frac{0,01855}{3,14 \cdot 0,105^2} \\ &= 0,536 \text{ m} = 536 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dari tinggi wadah yang didapatkan di atas, agar tidak terjadi adonan yang tumpah saat proses pengadukan, maka ditambah 100 mm menjadi 636 mm.



Gambar 4.1 Lengan pengaduk

Luasan pengaduk (A) yang menabrak bahan baku berbentuk pelat persegi panjang dengan panjang (p) = 80 mm dan lebar (l) = 65 mm. Maka luasan pengaduk :

$$\begin{aligned}
 A &= p \cdot l \\
 &= 0,08 \cdot 0,065 \\
 &= 0,0052 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Dikarenakan luasan pengaduk (A) berjumlah 12 buah, maka luasannya dikalikan banyaknya jumlah pengaduk, sehingga didapat :

$$A_{total} = 0,0624 \text{ m}^2$$

Karena putaran (n) yang diinginkan pada alat pengaduk 100 rpm dan radius lengan pengaduk direncanakan 110 mm maka dari rumus (2.3) didapatkan:

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000 \cdot 60} \\
 v &= \frac{3,14 \cdot 110 \cdot 100}{1000 \cdot 60} \\
 v &= 0,576 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga nilai gaya pengaduk :

$$\begin{aligned}
 F_D &= \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 2,05 \cdot 808,625 \cdot 0,576^2 \cdot 0,0624 \\
 &= 17,159 N
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas nilai gaya pengaduk ditemukan sebesar 17,159 N

4.2 Perhitungan Torsi Pengaduk

Untuk menghitung torsi (T) yang terjadi dalam proses pengadukan dapat dicari menggunakan rumus (2.8) :

$$T = (I \cdot \alpha) + (F \cdot r)$$

Dimana :	T	: Torque	$N m$
	I	: Moment Inertia	$kg m^2$
	α	: Acceleration	m/s^2
	F	: Force	N
	r	: Radius	m

Karena media pengaduk berbentuk silinder pejal, maka perhitungan momen inersia dapat diketahui dengan rumus (2.6) :

$$I = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

Dimana :	m	: Massa poros	kg
	r	: Jari-jari poros	m

sehingga,

$$I = \frac{1}{2} \cdot 5,1 \text{ kg} \cdot (0,08 \text{ m})^2$$

$$= 0,01632 \text{ kg m}^2$$

Sedangkan untuk mencari percepatan (α) dapat diperoleh dari rumus (2.7) :

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \longrightarrow \omega = \frac{2\pi}{60} \cdot n$$

Pada persamaan di atas, yang dimaksud dengan Δt adalah waktu yg diperlukan oleh mesin dari keadaan berhenti sampai keadaan kecepatan konstan. Dalam mesin ini Δt tersebut diasumsikan sebesar 1 detik.

$$\omega = \frac{2.3,14}{60} \cdot 100$$

$$\omega = 10,467 \text{ rad / s}$$

Jadi :

$$\alpha = \frac{11,304 \text{ rad / s} - 0 \text{ rad / s}}{1 \text{ s}}$$

$$= 10,467 \text{ rad / s}^2$$

Sehingga nilai torsi pengaduk (T_1) dapat diketahui sebagai berikut :

$$T_1 = (I \cdot \alpha) + (F \cdot r)$$

Nilai F disini merupakan gaya pengaduk (F_D) dan nilai jari-jari (r) merupakan setengah jarak dari titik pusat poros sampai ujung lengan pengaduk. Karena diasumsikan gaya yang terjadi yaitu gaya merata, maka :

$$\begin{aligned}
T_1 &= (0,01632 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 10,467 \text{ rad/s}^2) + (17,159 \text{ N} \cdot 0,08 \text{ m}) \\
&= 0,17082 \text{ Nm} + 1,37272 \text{ Nm} \\
&= 1,54354 \text{ Nm} \\
&= 13,66148 \text{ lbf} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas besarnya torsi ditemukan 13,66148 lbf.in

4.3 Perhitungan Daya Pengaduk

Dalam proses pengadukan terjadi daya karena momen inersia dan daya untuk mengaduk. Untuk menentukan daya yang digunakan yaitu sebagai berikut :

a) Daya karena momen inersia

$$\begin{aligned}
P_1 &= \frac{T_1 \cdot n}{63025} \\
&= \frac{13,66148 \text{ lbf} / \text{in} \cdot 100 \text{ rpm}}{63025} \\
&= 0,02168 \text{ HP} = 0,01617 \text{ kW}
\end{aligned}$$

b) Daya untuk mengaduk

Daya untuk mengaduk dapat dicari dengan rumus (2.1):

$$\begin{aligned}
P_2 &= F_D \cdot v \\
&= 17,159 \text{ N} \cdot 0,576 \text{ m/s} \\
&= 0,00988 \text{ kW}
\end{aligned}$$

Daya total yang dibutuhkan untuk mengaduk sebesar :

$$\begin{aligned}
P_{total} &= P_1 + P_2 \\
&= 0,01617 \text{ kW} + 0,00988 \text{ kW} \\
&= 0,02605 \text{ kW}
\end{aligned}$$

Dari daya total yang diketahui maka dipilih motor dengan spesifikasi daya 0,5 HP (Tabel A). Tetapi motor yang tersedia adalah motor honda gx-120 dengan spesifikasi daya 1,9 HP pada putaran 2000 rpm.

4.4 Motor Penggerak

Motor penggerak yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut

- Daya motor penggerak (P) = 1,9 HP = 1,41683 kW
- Putaran motor penggerak (n_1) = 2000 rpm
- Ukuran pulley motor penggerak = 65 mm
- Jarak sumbu poros = 297 mm

4.5 Perencanaan Belt dan Pulley

4.5.1 Daya dan momen perencanaan

Dari tabel D₉, dipilih factor koreksi (F_C) mempunyai nilai 1,1 karena variasi beban sangat kecil kurang dari 7,5 Kw sehingga Daya Perencanaan (P_D) adalah :

a) Daya perencanaan

$$\begin{aligned}
 P_D &= F_C \cdot P \dots\dots\dots(2.10) \\
 &= 1,1 \cdot 1,41683 \text{ kW} \\
 &= 1,55851 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Jadi dari perhitungan diatas didapatkan nilai daya perencanaan sebesar 1,55851 Kw

b) Momen pada pulley

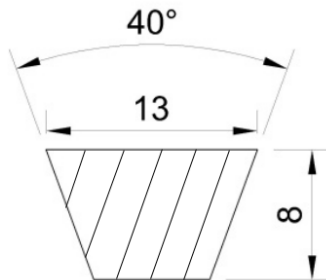
$$\begin{aligned}
 T_1 &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1} \\
 &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,55851 \text{ kW}}{2000 \text{ rpm}} \\
 &= 758,996 \text{ kgf.mm}
 \end{aligned}$$

Jadi dari perhitungan diatas didapatkan nilai momen pada pulley sebesar 758,996 kgf.mm

4.5.2 Pemilihan belt

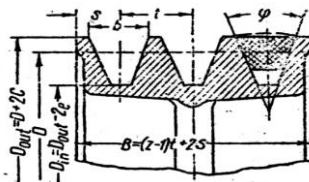
Jenis Belt yang digunakan yaitu V-belt karena gaya gesekan pada sabuk V-belt sangat besar sehingga dapat menghasilkan daya yang besar pada tegangan yang relative rendah, selain itu perawatannya mudah dan harganya murah. Dari diagram pemilihan V-belt dengan nilai koreksi (daya rencana=1,55851 kW, RPM = 2000) didapatkan jenis V belt tipe A, sehingga dapat kita ketahui pada (table D₁) ukuran V belt tipe A sebagai berikut:

Lebar (b)	= 8 mm
Tebal (h)	= 13 mm
Luasan penampang (A)	= 0,81 cm ²



Gambar 4.2 Dimensi Belt

4.5.3 Dimensi pulley



Gambar 4.3 Bentuk dan dimensi pulley

Dari tabel D₁₁ , dengan data v belt tipe A di dapat data – data berikut ini untuk menghitung dimensi pulley :

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

$$c = 3,5 \text{ mm}$$

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

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

$$\varphi_0 = 34^\circ - 40^\circ$$

Sedangkan untuk mencari dimensi pulley, maka dapat dihitung dengan rumus (2.25) (2.26) (2.27) :

$$D_{out} = D + 2 \cdot c$$

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

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

dimana : D_{out} = Diameter luar pulley (mm)

D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)

B = Lebar pulley (mm)

Z = Jumlah belt

sehingga, dimensi tiap-tiap pulley diketahui sebagai berikut :

a) Pulley driver

Diameter luar pulley

$$D_{out} = D + 2 \cdot c$$

$$D_{out} = 65 + 2 \cdot 3,5$$

$$D_{out} = 72 \text{ mm}$$

Diameter dalam pulley

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

$$D_{in} = 72 - 2 \cdot 12,5$$

$$D_{in} = 47 \text{ mm}$$

b) Lebar pulley driver

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

$$B = (1 - 1) \cdot 16 + 2 \cdot 10$$

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

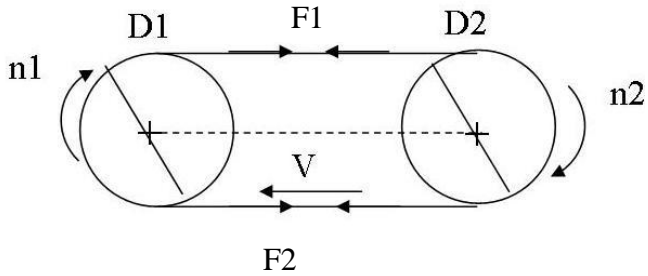
Dari perhitungan diatas didapatkan nilai D_{out} pulley sebesar 72mm, D_{in} pulley sebesar 47mm, serta lebar pulley sebesar 20mm

4.5.4 Diameter Pulley Driven

Untuk menghitung daya pada pulley, maka dibutuhkan data putaran, daya input serta tipe pulley yang digunakan. Perbandingan ukuran pulley driver (pulley pada motor) dan pulley driven (pulley pada input reducer) 1:1 sehingga besarnya daya dan putaran pada pulley input reducer sama dengan daya dan putaran pada pulley motor penggerak.

Data-data yang didapat adalah :

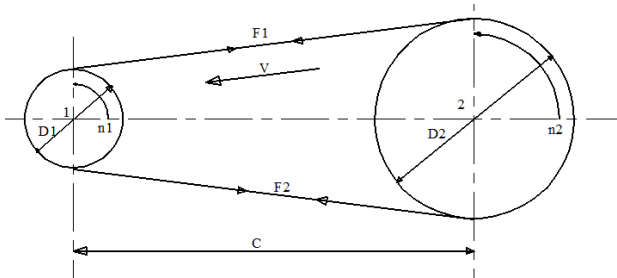
Putaran pulley input reducer (n_2)	: 2000 rpm
D_{out} pulley driven	: 72mm
D_{in} pulley driven	: 47mm
Lebar pulley driven	: 20mm
Ukuran pulley pada input reducer (driven)	: 65 mm



Gambar 4.4 Gaya pada Pulley

4.5.5 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pulley penggerak dapat dihitung dari persamaan sebagai berikut:



Gambar 4.5 Gaya – gaya yang terjadi pada belt

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.13) \\
 &= \frac{3,14 \cdot 65 \text{ mm} \cdot 2000 \text{ rpm}}{1000 \cdot 60} \\
 &= 6,803 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Keterangan:

d_1 = diameter pulley penggerak 65 mm

n_1 = putaran pulley penggerak 2000 rpm diketahui dari putaran motor yang sebenarnya.

Dari hasil perhitungan di atas, maka kecepatan linier pulley driver dapat dikatakan aman, karena nilai v tidak lebih dari 30 m/s.

Setelah n_2 diketahui, maka kecepatan keliling pada pulley penggerak dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{60 \times 1000} \\ &= \frac{3,14 \cdot 65 \text{ mm} \cdot 2000 \text{ rpm}}{1000 \cdot 60} \\ &= 6,803 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Keterangan :

d_2 = diameter pulley yang digerakkan 65 mm

n_2 = putaran pulley driven 2000 rpm

Dari hasil perhitungan di atas, maka kecepatan linier pulley yang digerakkan dapat dikatakan aman, karena nilai v tidak lebih dari 30 m/s.

Maka kecepatan pulley penggerak dan pulley yang digerakkan sama yaitu $v = 6,803$ m/s atau 680,3 cm/s.

4.5.6 Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt dapat menggunakan rumus pada tabel D₁₂ :

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{1}{4C} \cdot (D_2 - D_1)^2$$

$$= 2 \cdot 297 + \frac{3,14}{2} \cdot (65 + 65) + \frac{1}{4 \cdot 297} \cdot (65 - 65)^2$$

$$= 798,1 \text{ mm}$$

dari tabel dimensi belt (lampiran D₅) dapat dipilih belt dengan panjang 813 mm atau spesifikasi V-belt A32.

4.5.7 Sudut kontak

Sudut kontak yang terjadi antara belt dan pulley dilihat pada table D₁₂ dapat dihitung dengan persamaan:

$$\alpha = 180^0 - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^0$$

$$= 180^0 - \frac{65 - 65}{297} \cdot 60^0$$

$$= 180^0$$

dimana 1 rad = 57,32 sehingga :

$$\alpha = \frac{180^0}{57,32}$$

$$= 3,140 \text{ rad}$$

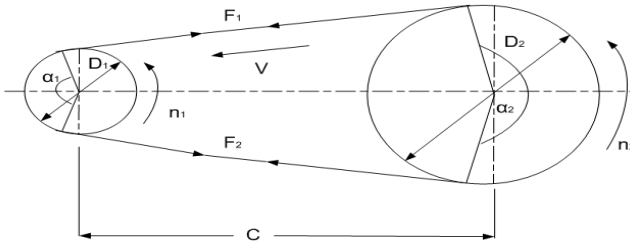
Jadi sudut kontak yang terjadi antara belt dan pulley sebesar 3,140 rad

4.5.8 Gaya Tarik Belt Pada Sisi Kendor dan Kencang

Sehingga gaya tarik pada sisi kancang (F_1) dan pada sisi kendor (F_2) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.16)$$

$$\begin{aligned} F_e &= \frac{T_1}{r_1} \\ &= \frac{758,996 \text{ kgf.mm}}{32,5 \text{ mm}} \\ &= 23,354 \text{ kgf} \end{aligned}$$



Gambar 4.6 Gaya pada Belt

Besarnya gaya tarik F_1 dan F_2 dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana :

- $\alpha = 3,140$
- $f = 0,3$
- $e = 2,71828$ (bilangan natural)
- $m = e^{f \alpha}$
- $= 2,71828^{0,942}$
- $= 2,565$
- $\frac{F_1}{F_2} = 2,565$

$$\begin{aligned}
F_1 &= 2,565 F_2 \\
F_e &= F_1 - F_2 \\
F_e &= 2,565 F_2 - F_2 \\
&= 1,565 F_2
\end{aligned}$$

Sehingga F_2 ,

$$\begin{aligned}
F_2 &= \frac{F_e}{1,565} \\
&= \frac{23,354 \text{ kgf}}{1,565} \\
&= 14,923 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_1 &= 2,565 \times F_2 \\
&= 2,565 \times 14,923 \text{ kgf} \\
&= 38,2775 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

Maka besar nilai gaya tarikan pada sisi kancang $F_1 = 38,2775 \text{ kgf}$ dan nilai gaya tarikan pada sisi kendur $F_2 = 14,923 \text{ kgf}$.

4.5.9 Tegangan pada belt

Pada tahap ini yaitu mencari tegangan belt dapat dihitung menggunakan rumus:

$$\sigma_d = 2 \cdot \phi \cdot \sigma_0 \dots \dots \dots (2.18)$$

Keterangan :

$\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2$: tegangan belt yang dianjurkan
 ϕ untuk V Belt (0,7 – 0,9) dipilih 0,9

Sehingga:

$$\begin{aligned}
\sigma_d &= 2 \cdot \phi \cdot \sigma_0 \\
\sigma_d &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2 \\
\sigma_d &= 21,6 \text{ kg/cm}^2
\end{aligned}$$

Jadi tegangan yang timbul akibat beban pada belt adalah sebesar $21,6 \text{ kg/cm}^2$

4.5.10 Jumlah Belt Yang Dibutuhkan (z)

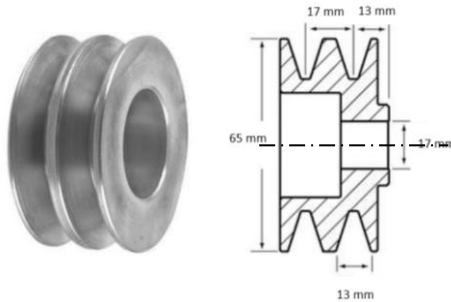
Jumlah belt yang akan dipakai pada sistem transmisi, dengan menggunakan rumus dan perhitungan sebagai berikut :

$$z = \frac{F_{efektif}}{\sigma_d \cdot A} \dots\dots\dots(2.20)$$

$$z = \frac{23,354 \text{ kgf}}{21,6 \cdot 0,81 \text{ cm}^2}$$

$$= 1,33482 \text{ belt}$$

Maka dari hasil perhitungan diatas, jumlah belt yang dibutuhkan 2 belt dalam satu pulley.



Gambar 4.7 Jumlah Belt dalam pulley

4.5.11 Tegangan maksimal yang ditimbulkan (σ_{max})

Dari tabel D₁₀, dipilih bahan belt dari Solid Woven Cotton , yang diketahui $\gamma = 0,75\text{kg/dm}^3$ dan nilai modulus elastisitas (E_B) = 250 kg/cm^2 . Sehingga tegangan maksimal yang ditimbulkan pada pasangan pulley 1 dan 2 dapat diketahui dengan persamaan (2.21):

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

$$\begin{aligned}
&= 12 \text{ kg} / \text{cm}^2 + \frac{23,354 \text{ kgf}}{2 \cdot 2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + 250 \text{ kg} / \text{cm}^2 \frac{0,13 \text{ cm}}{0,65 \text{ cm}} + \\
&0,75 \cdot 10^{-3} \text{ kg} / \text{cm}^3 \frac{(680,3 \text{ cm} / \text{s})^2}{10 \cdot 980 \text{ cm} / \text{s}^2} \\
&= 69,20807 \text{ kg} / \text{cm}^2
\end{aligned}$$

Jadi tegangan maksimal yang ditimbulkan pada pasangan pulley 1 dan 2 sebesar 69,20807

4.5.12 Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

Kecepatan keliling pada belt sebesar $v = 8,4531 \text{ m/s}$ dan panjang belt $L = 813 \text{ mm} = 0,813 \text{ m}$ maka dapat menghitung U dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
U &= \frac{v}{L} \dots\dots\dots(2.22) \\
&= \frac{6,803 \text{ m} / \text{s}}{0,813 \text{ m}} \\
&= 8,368 \text{ sec}
\end{aligned}$$

Jadi jumlah putaran belt per detik adalah 9 putaran/detik.

4.5.13 Prediksi Umur Belt

Setelah mengetahui seluruh hasil perhitungan diatas, Umur belt dapat diprediksi dengan menggunakan persamaan (2.28)

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

Dimana :

$$H = \text{Umur belt (jam)}$$

- N_{base} = Basis dari *fatigue test* yaitu 10^7 cycle
- σ_{fat} = Fatigue limit (untuk V-belt = 90 kg/cm^2)
- σ_{max} = Tegangan max. Yang ditimbulkan dari operasi belt.
- X = Jumlah pulley yang berputar
- m = 8 untuk belt jenis V-belt
- U = Jumlah putaran *belt* per detik

Sehingga :

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

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 8,368 \text{ put/s} \cdot 2} \left[\frac{90 \text{ kg/cm}^2}{69,20807 \text{ kg/cm}^2} \right]^8$$

$$H = \frac{10^7}{60249,6} [1,30043]^8$$

$$H = 1357,506 \text{ jam}$$

jadi menurut perhitungan prediksi diatas, umur belt mencapai 1357,506 jam

4.6 Gearbox Reducer

4.6.1 Jumlah Putaran Output Reducer

Jumlah putaran input reducer gearbox (n_1) adalah 2000 rpm. Sedangkan ratio reducer gearbox 1:20. Maka jumlah putaran output reducer gearbox (n_2) dapat ditemukan dengan perhitungan dibawah ini

$$n_2 = n_1 \cdot \text{ratio gearbox}$$

$$= 2000 \left[\frac{1}{20} \right]$$

$$= 100 \text{ rpm}$$

Dari perhitungan diatas didapatkan rpm output reducer sebesar 100rpm

4.7 Perencanaan Chain dan Sprocket Gear

4.7.1 Perhitungan Beban Pada Rantai

Untuk dapat mengetahui daya perencanaan atau daya desain (Pd) dapat dihitung seperti dibawah ini. Dari tabel D16 dipilih $F_c = 1$ karena transmisi yang digunakan tipe halus.

Daya perencanaan (Pd)

$$\begin{aligned} Pd &= F_c \cdot P \\ &= 1,0 \cdot 1,41683 \text{ kW} \\ &= 1,41683 \text{ kW} \end{aligned}$$

Jadi didapat nilai daya perencanaan yaitu 1,41683 kW

Berdasarkan diagram pemilihan rantai D_{13} dengan memasukkan nilai koreksi (RPM = 100 dan daya rencana = 1,41683) rantai yang dipilih yaitu rantai nomer 60, dari table D14 dapat diperoleh nilai jarak bagi (pitch) = 19,05 dan dari table D15 dapat diperoleh nilai $F_{max} = 740 \text{ kgf}$

Gaya pada rantai :

$$F = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$F = \frac{102 \cdot 1,41683 \text{ KW}}{0,41275 \text{ m/s}} = 350,13122 \text{ kgf}$$

Dari perhitungan didapatkan nilai gaya sebesar 350,13122 kgf

4.7.2 Perhitungan Jumlah Gigi pada Gear Poros

Dari data yang diketahui jumlah gigi pada gear output reducer yaitu = 13 buah dengan jumlah putaran 100 rpm, akan

disesuaikan putarannya sesuai putaran poros yang direncanakan yaitu 100 rpm maka jumlah gigi pada gear poros yaitu :

$$\begin{aligned} Nt_2 &= Nt_1 \cdot \frac{n_1}{n_2} \\ &= 13 \cdot \frac{100}{100} \\ &= 13 \text{ buah} \end{aligned}$$

Dari perhitungan didapatkan jumlah gigi pada sprocket poros yaitu 13 buah

4.7.3 Perhitungan Diameter Sprocket Gear

Dengan data pitch dari gear maka dapat diketahui besar diameter sprocket dengan rumus (2.36) :

Diameter sprocket driver :

$$\begin{aligned} D_1 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right)} \\ D_1 &= \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{13}\right)} \\ D_1 &= 79,60198 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter sprocket driven :

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_2}\right)} \\ D_2 &= \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{13}\right)} \\ D_2 &= 79,60198 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dari perhitungan didapat diameter sprocket driver dan sprocket driven 79,60198mm

4.7.4 Perhitungan Torsi Pada Rantai

Torsi dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$T = F \cdot r$$

Dimana :

$$F \text{ (gaya pada sprocket)} = 350,13122 \text{ kgf}$$

$$r \text{ (jari – jari sprocket)} = 39,80099 \text{ mm}$$

Jadi :

$$T = 350,13122 \times 39,80099$$

$$= 13935,56919 \text{ kgf.mm}$$

$$= 1209,552 \text{ lbf.in}$$

Jadi nilai torsi pada rantai sebesar 1209,552 lbf.in

4.7.5 Perhitungan Panjang Rantai

Panjang rantai rol dapat di cari dengan rumus berikut
(2.37) : (sumber : SULARSO,1978 : 198)

$$L = p \cdot \left\{ \left(\frac{2 \cdot c}{p} \right) + \left(\frac{Nt_1 + Nt_2}{2} \right) + \left(\frac{Nt_2 - Nt_1}{4\pi^2 \frac{c}{p}} \right) \right\}$$

Dimana :

$$C \text{ (jarak sumbu sprocket)} = 170 \text{ mm (perencanaan)}$$

$$p \text{ (pitch) rantai nomer 60} = 19,05 \text{ mm}$$

$$Nt_1 \text{ (jumlah gigi sprocket 1)} = 13$$

$$Nt_2 \text{ (jumlah gigi sprocket 2)} = 13$$

Maka :

$$L = 19,05 \cdot \left\{ \left(\frac{2 \cdot 170}{19,05} \right) + \left(\frac{13+13}{2} \right) + \left(\frac{13-13}{4 \cdot 3,14^2 \frac{170}{19,05}} \right) \right\}$$

$$L = 19,05 \cdot \{ 17,84777 + 13 + 0 \}$$

$$L = 605,7 \text{ mm} = 32 \text{ buah}$$

Dari perhitungan diatas didapatkan panjang rantai yang dibutuhkan 605,7 mm atau sebanyak 32 buah.

4.7.6 Perhitungan Kecepatan Rantai

Kecepatan pada rantai rol dapat dicari dengan menggunakan rumus berikut (2.38) : (sumber : SULARSO,1978 : 198)

$$v = \frac{p.Nt.n}{60000}$$

Dimana :

Nt = jumlah gigi sprocket

p = pitch (mm)

n = putaran sprocket

Maka besar v kecepatan :

$$v = \left[\frac{19,05.13.100}{60000} \right] = 0,41275 \text{ m/s}$$

Dari perhitungan didapatkan kecepatan rantai rol sebesar 0,41275 m/s

4.8 Hasil Rancangan Alat

Setelah dilakukan hasil perhitungan maupun observasi dilapangan maka pengadaan alat sangat diperlukan untuk mendukung terciptanya mesin pengaduk tipe horizontal.



Gambar 4.8 Foto Mesin Pengaduk Tipe Horizontal

4.9 Hasil Percobaan

Setelah mesin pengaduk selesai dirakit, kemudian penulis melakukan percobaan dengan memasukkan adonan kedalam wadah. Dibawah ini adalah hasil percobaan dengan menggunakan mesin tersebut.

Tabel 4.1 Hasil Percobaan Mesin Pengaduk Tipe Horizontal

NO	Jumlah adonan yang dimasukkan dalam wadah	Waktu yang dibutuhkan untuk hasil adukan yang merata
1	14,5 kg	13 menit
2	14,7 kg	15 menit
3	15,3 kg	15 menit
4	15 kg	14 menit
Rata-rata	14,875 kg	14,25 menit Atau 855 detik

Nilai rata – rata pengadukan pada saat percobaan:

$$Q = \frac{14,875 \text{ kg}}{855 \text{ s}} \cdot 3600 \text{ s/jam}$$

$$= 62,632 \text{ kg/jam}$$

Kapasitas sebesar 62,632 kg/jam pada saat percobaan melebihi kapasitas perencanaan sebesar 60 kg/jam.

DAFTAR PUSTAKA

1. Deutschman, Aaron D, Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York : Macmillian Publishing Co, Inc.
2. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
3. Dobrovolsky, V. 1978. *Machine Elements 2nd edition*. Moscow : Peace.
4. W, Robert Fox, and Alan T McDonald. 2010. *Introduction to Fluid Mechanics 5th edition*. New York : John Willey & Sons.
5. C, Hibbeler R. 2000. *Engineering Mechanics Dynamics*. New York : Prentice Hall.
6. Jack, A. Collins, Henry R. Busby, George H. Staab. 2009. *Mechanical Design of Machine Elements and Machines*. New York : John Willey & Sons.
7. Takeshi, G. Sato, N. Sugiarto H. 1999. *Mechanical Drawing According to ISO Standards*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
8. Rakhmadi, Setia. 2012. *Perencanaan Peralatan Produksi untuk Pembudidayaan Jamur Tiram Putih*. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
9. www.mesinmakanan.co.id
10. <http://blogtutorialplc.blogspot.com/2008/11/instalasi-tenaga-listrik-pada-motor.html>
11. <http://electronics-ilyasghazi.blogspot.com/>
12. <http://elektro-post.blogspot.com/2011/04/mesin-asynkron-atau-motor-tak-serempak.html>

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

Tabel A₁. Spesifikasi Motor

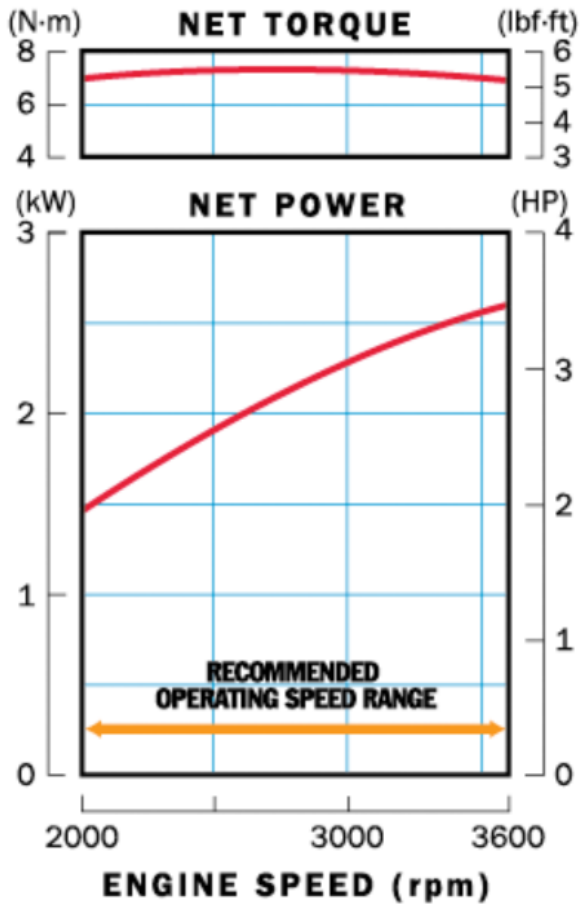
HP	Speed (RPM)	Volts	Frame	Weight (lbs.)	Model Number	FL Amps	Nominal FL EFF
0.5	1800	230/460	143T	60	B1/24FLF2AMH	1.5/0.75	82.5
0.5	1800	575	143T	60	B1/24FLF2OMH	0.60	82.5
0.5	1200	230/460	143T	60	B1/26FLF2AMH	1.8/0.9	77.0
0.5	1200	575	143T	60	B1/26FLF2OMH	0.8	78.5
0.75	1800	230/460	143T	60	B3/44FLF2AMH	2.2/1.1	85.5
0.75	1800	575	143T	60	B3/44FLF2OMH	0.85	85.5
0.75	1200	230/460	143T	60	B3/46FLF2AMH03	3/1.5	80.0
0.75	1200	575	143T	60	B3/46FLF2OMH03	1.2	80.0
0.75	900	230/460	145T	62	B3/48FLF2AMH	4.2/2.1	72.0
0.75	900	575	145T	62	B3/48FLF2OMH	1.5	74.0
1	1800	230/460	143T	60	B0014FLF2AMH03	2.8/1.4	85.5
1	1800	575	143T	60	B0014FLF2OMH03	1.1	85.5
1	1200	230/460	145T	62	B0016FLF2AMH03	3.6/1.8	82.5
1	1200	575	145T	62	B0016FLF2OMH03	1.4	82.5
1	900	230/460	182T	82	B0018FLF2AMH	4.4 / 2.2	82.5
1	900	575	182T	82	B0018FLF2OMH	1.7	82.5

HP	Speed (RPM)	Volts	Frame	Weight (lbs.)	Model Number	FL Amps	Nominal FL EFF	Notes
1	1800	230/460	143TC	49	0014FTSA24A.B	2.9/1.45	82.5	1
1	1800	575	143TC	49	0014FTSC24A.B	1.15	82.5	1
1	1200	230/460	145TC	53	0016FTSA24A.B	3.4/1.7	80.0	1
1	1200	575	145TC	53	0016FTSC24A.B	1.4	80.0	1
1.5	3600	230/460	143TC	53	Y152FTSA24A.B	4.4/2.2	82.5	1
1.5	3600	575	143TC	53	Y152FTSC24A.B	1.8	82.5	1
1.5	1800	230/460	145TC	62	Y154FTSA24A.B	4.2/2.1	84.0	1
1.5	1800	575	145TC	62	Y154FTSC24A.B	1.7	84.0	1
1.5	1200	230/460	182TC	99	Y156FTSA24A.B	4.6/2.3	85.5	1
1.5	1200	575	182TC	99	Y156FTSC24A.B	1.84	85.5	1
2	3600	230/460	145TC	61	0022FTSA24A.B	5.2/2.6	84.0	1
2	3600	575	145TC	61	0022FTSC24A.B	2.1	84.0	1
2	1800	230/460	145TC	62	0024FTSA24A.B	5.6/2.8	84.0	1
2	1800	575	145TC	62	0024FTSC24A.B	2.2	84.0	1
2	1200	230/460	184TC	91	0026FTSA24A.B	6.2/3.1	86.5	1

Tabel A₂. Spesifikasi Motor

Features	Specs	Performance Curve
Engine Type	Air-cooled 4-stroke OHV	
Bore x Stroke	60 X 42 mm	
Displacement	118 cm³	
Net Power Output*	3.5 HP (2.6 kW) @ 3,600 rpm	
Net Torque	5.4 lb-ft (7.3 Nm) @ 2,500 rpm	
PTO Shaft Rotation	Counterclockwise (from PTO shaft side)	
Compression Ratio	8.5:1	
Lamp/Charge coil options	25W, 50W	
Carburetor	Butterfly	
Ignition System	Transistorized magneto	
Starting System	Recoil	
Lubrication System	Splash	
Governor System	Mechanical	
Air cleaner	Dual Element	
Oil Capacity	0.59 US qt. (0.56 L)	
Fuel Tank Capacity	2.1 U.S. qts (2.0 liters)	
Fuel	Unleaded 86 octane or higher	
Dry Weight	29 lbs. (13.0 kg)	

Tabel A₃. Spesifikasi Motor



Tabel B₁. Konversi Satuan

TABLE. 1 Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
	= 778.1693 lbf-ft
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

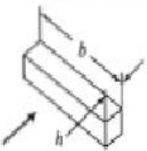






Tabel B₂. Konversi Satuan

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

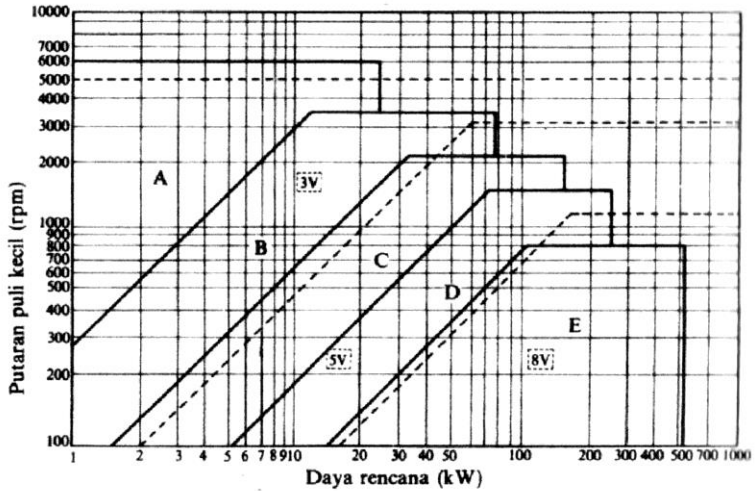
Tabel B₃. Konversi Satuan

TABLE (Continued) Conversion Factors	
Mass	
1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989×10^{-5} kg	1 ton = 2000 lbm
Moment (torque)	
1 N-m = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 N-m
Momentum (mV)	
1 kg-m/s = 7.232 94 lbm-ft/s = 0.224809 lbf-s	1 lbm-ft/s = 0.138 256 kg-m/s
Power	
1 W = 1 J/s = 1 N-m/s = 0.737 562 lbf-ft/s	1 lbf-ft/s = 1.355 818 W = 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW = 550 lbf-ft/s = 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
Pressure	
1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	
1 atm = 101.325 kPa = 1.01325 bar = 760 mm Hg [0°C] = 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ² = 29.921 in. Hg [32 F] = 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 Pa = 0.06895 bar
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²
Specific energy	
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm = 334.55 lbf-ft/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg 1 lbf-ft/lbm = 2.98907×10^{-3} kJ/kg = 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Tabel C. Coefficient drag

Object	Diagram		$C_D (Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$ $b/h = 1$	2.05 1.05
Disk			1.17
Ring			1.20*
Hemisphere (open end facing flow)			1.42
Hemisphere (open end facing downstream)			0.38
C-section (open side facing flow)			2.30
C-section (open side facing downstream)			1.20

Tabel D₁. Pemilihan Belt



Tabel D₂. Ukuran Belt

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	$\alpha(^{\circ})$	W^*	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	37,45					

* Harga-harga dalam kolom W menyatakan ukuran standar.

Tabel D₃. Dimensi V-Belt

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

Tabel D₄. V-Belt Standar (bertanda *)

Penampang A			Penampang B		
13	* 65	117	16	* 68	*120
14	* 66	*118	17	* 69	121
15	* 67	119	18	* 70	*122
16	* 68	*120	19	* 71	123
*17	* 69	121	20	* 72	124
*18	* 70	*122	21	* 73	*125
*19	* 71	123	22	* 74	126
*20	* 72	124	23	* 75	127
*21	* 73	*125	24	* 76	*128
*22	* 74	126	*25	* 77	129
*23	* 75	127	*26	* 78	*130
*24	* 76	*128	*27	* 79	131
*25	* 77	129	*28	* 80	*132
*26	* 78	*130	*29	* 81	133
*27	* 79	131	*30	* 82	134
*28	* 80	132	*31	* 83	*135
*29	* 81	133	*32	* 84	136
*30	* 82	134	*33	* 85	137
*31	* 83	*135	*34	* 86	*138
*32	* 84	136	*35	* 87	139
*33	* 85	137	*36	* 88	*140
*34	* 86	138	*37	* 89	141
*35	* 87	139	*38	* 90	*142
*36	* 88	*140	*39	* 91	143
*37	* 89	141	*40	* 92	144
*38	* 90	142	*41	* 93	*145
*39	* 91	143	*42	* 94	146
*40	* 92	144	*43	* 95	147
*41	* 93	*145	*44	* 96	*148
*42	* 94	146	*45	* 97	149
*43	* 95	147	*46	* 98	*150
*44	* 96	148	*47	* 99	151
*45	* 97	149	*48	*100	152
*46	* 98	*150	*49	101	153
*47	* 99	151	*50	*102	154
*48	*100	152	*51	103	*155
*49	101	153	*52	104	156
*50	*102	154	*53	*105	157
*51	103	*155	*54	106	158
*52	104	156	*55	107	159
*53	*105	157	*56	*108	*160
*54	106	158	*57	109	161
*55	107	159	*58	*110	162
*56	*108	*160	*59	111	163
*57	109	161	*60	*112	164
*58	*110	162	*61	113	*165
*59	111	163	*63	114	166
*60	*112	164	*63	*115	167
*61	113	*165	*64	116	168
*62	114	166	*65	117	169
*63	*115	167	*66	*118	*170
*64	116	168	*67	119	171

Tabel D5. Panjang V-Belt Standar

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

Tabel D₆. Panjang V-Belt Sempit

3 V			5 V		
Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)	Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)
3V 250	635	631	5V 500	1270	1262
3V 265	673	669	5V 530	1346	1338
3V 280	711	707	5V 560	1422	1414
3V 300	762	758	5V 600	1542	1516
3V 315	800	796	5V 630	1600	1592
3V 355	851	847	5V 670	1702	1694
3V 355	902	898	5V 710	1803	1795
3V 375	953	949	5V 750	1905	1897
3V 400	1016	1012	5V 800	2032	2024
3V 425	1080	1076	5V 850	2159	2151
3V 450	1143	1139	5V 900	2286	2278
3V 475	1207	1203	5V 950	2413	2405
3V 500	1270	1266	5V 1000	2540	2532
3V 530	1346	1342	5V 1060	2692	2684
3V 560	1422	1418	5V 1120	2845	2837

Tabel D₇. Overload Factors

Overload factor, K_o (for speed increasing and decreasing drives)

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

Tabel D₈. Diameter Minimum Pulley yang Diizinkan

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

Tabel D₉. Faktor Koreksi

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak $\leq 200\%$			Momen puntir puncak $> 200\%$		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar baling, 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, roots-blower, 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, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Tabel D₁₀. Dimensi dan Bahan untuk Belt

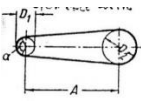
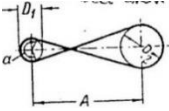
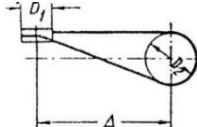
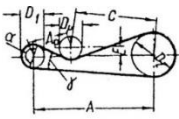
	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ³	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constant a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kg/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	225-600	–	1.000-1.200	–

Tabel D₁₁. Dimensi Pulley

Cross-sections of V-belts	(sizes in Fig. 121)							(sizes in Fig. 122)					
	O	A	B	C	D	E	P	1	2	3	4	5	
Cross-section area F in cm ²	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7	
conformity with the standard, design or inner length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*
	max	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59	
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140	
Constants in formula (91)	a	23	25	28	30	32	32						
	w	100	120	180	215	280	350	440					
Minimum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30	
Minimum width of belt a_j in mm	8.5	11	14	19	27	32	42						
Standard sizes of pulley grooves (Fig. 125) *	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43					
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5					
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58					
	s	8	10	12.5	17	24	29	38					
	φ^0			34-40		36-40	38-40						

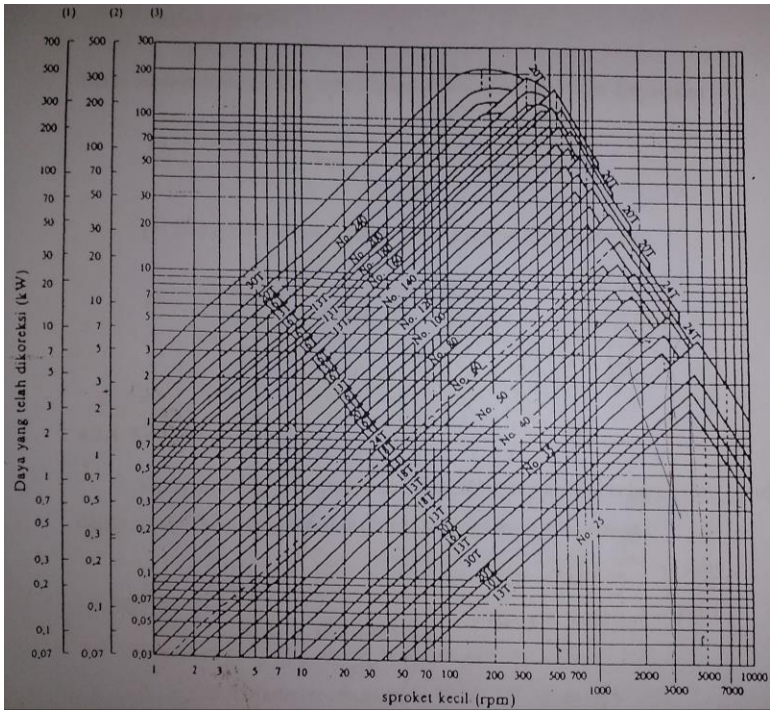
Note. The angle of groove (φ) is selected depending on the pulley diameter; a lesser angle corresponds to a lesser diameter.

Tabel D₁₂. Sudut Kontak dan Panjang Belt

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulle	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_p - 2E)}{2A_p}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + A_p + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} + \frac{8A}{(D_2 + D_p)^2} + \frac{8A}{(D_1 + D_p)^2} - \frac{E}{A_p} \frac{8C}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_p)}{2}$

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 232-233)

Tabel D₁₃. Diagram Pemilihan Rantai



Tabel D₁₄. Ukuran Umum Rantai Rol

No. Rantai	Jarak bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata rantai			Dia. Pena D
				Tebal	Lebar	Lebar	
				T	H	h	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97
50	15,88	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

Tabel D₁₅. Ukuran Individual Rantai Rol

No. Rantai	Rangkaian	L1	L2	Batas Kekuatan Tarik, kg	Batas Kekuatan Tarik Rata-rata, kg	Beban Maks yg diijinkan kg	Berat kasar kg/m
40	1	8,25	9,95	1420	1950	300	0,64
40(2)	2	15,45	17,15	2840	3900	510	1,27
40-3	3	22,65	24,15	4260	5850	750	1,90
40-4	4	29,90	31,30	5680	7800	990	2,53
40-5	5	37,10	38,60	7100	9750	1170	3,16
40(6)	6	44,30	45,80	8520	11700	1380	3,79
rangkai							
50	1	10,30	12,00	2210	3200	520	1,04
50-2	2	19,35	21,15	4420	6400	880	2,07
50-3	3	28,40	30,20	6630	9600	1300	3,09
50-4	4	37,45	39,25	8840	12800	1710	4,11
50-5	5	46,50	48,30	11050	16000	2020	5,14
50-6	6	55,60	57,40	13260	19200	2390	6,16
rangkai							
60	1	12,85	15,25	3200	4450	740	1,53
60-2	2	24,25	27,75	6400	8900	1260	3,04
60-3	3	36,65	38,15	9600	13350	1850	4,54
60-4	4	47,05	49,55	12800	17800	2440	6,04
60-5	5	58,5	61	16000	22250	2880	7,54
60-6	6	69,9	72,5	19200	26700	3400	9,05

(Sularso, 2004)

Tabel D₁₆. Faktor Koreksi untuk Rantai

Tumbukan	Penggerak Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Dengan transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Transmisi halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
✓ Tumbukan sedang	Kompresor sentrifugal, propeler, konveyor dengan sedikit variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas umum, alat-alat besar umum, mesin kertas umum	✓ 1,3	1,2	1,4
Tumbukan berat	Pres, penghancur, mesin pertambangan, bor minyak bumi, pencampur karet, rol, mesin penggetar, mesin-mesin umum dengan putaran dapat dibalik atau beban tumbukan	1,5	1,4	1,7

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Kutai Kartanegara pada tanggal 5 Juni tahun 1994. Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu tahun 2001-2006 bersekolah di SDN 1 Mojosari Tulungagung, Kemudian tahun 2006-2009 melanjutkan ke SMPN 1 Kauman Tulungagung, dan tahun 2009-2012 melanjutkan ke SMAN 1 Kauman Tulungagung, dan pada tahun 2012 penulis baru melanjutkan studinya di Perguruan Tinggi Negeri di Surabaya, dengan mengambil Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS dengan bidang studi Konversi Energi. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PJB UPHT Gresik selama tiga bulan pada tahun 2014.

Selama masa perkuliahan di D3 Teknik Mesin FTI-ITS, penulis aktif di beberapa kegiatan, seperti mengikuti pelatihan – pelatihan baik tingkat jurusan, fakultas maupun institut dan bahkan luar kampus.