



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



36540/H/09

RSM
621.815
Kho
P-1

2009

TUGAS AKHIR – RM1522 (DS)

PERANCANGAN SCREW PRESS MACHINE BIJI JARAK DENGAN VARIASI HELIX ANGLE DAN SCREW PITCH

MOH.KHOTIP
NRP 2104100137

Dosen Pembimbing,
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, PhD.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	20-8-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	1464



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT – RM1522 (DS)

**SCREW PRESS MACHINE DESIGN OF
JATROPHA CURCAS WITH HELIX ANGLE
AND SCREW PITCH VARIATION**

MOH.KHOTIP
NRP 2104100137

Advisor Lecturer,
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, PhD.

DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2009

PERANCANGAN SCREW PRESS MACHINE BIJI JARAK DENGAN VARIASI HELIX ANGLE DAN SCREW PITCH

Mahasiswa : MOH.KHOTIP
NRP : 2104 100 137
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc,
PhD.

Abstrak

Kelangkaan Bahan Bakar Minyak (BBM) dan kenaikan harga BBM yang terjadi di Indonesia akibat melonjaknya harga minyak dunia, memicu pemerintah untuk mulai menggali sumber-sumber energi alternatif. Sumber energi baru yang ramah lingkungan salah satunya adalah Biodiesel. Sumber bahan baku biodiesel yang sangat berpotensi adalah minyak biji jarak. Namun, pemerintah maupun industri kecil masih kesulitan cara mengeluarkan minyak jarak dari bijinya. Oleh karena itu, perlu dibuat alat pengepress biji jarak yang mampu mengeluarkan minyak secara maksimal (sebanyak-banyaknya).

Dalam penelitian dan perancangan ini dibangun sistem pengepresan dengan mengintegrasikan kinerja antara single screw dan double screw. Selain itu juga dilakukan perancangan crusher untuk mengaduk biji jarak yang masih berada dalam hopper. Hal ini dapat berfungsi sebagai pengepresan awal pada screw press. Untuk mengeluarkan minyak biji jarak secara optimal ditambahkan komponen pemanas yang akan membantu dalam peluluhan minyak. Proses dilakukan sampai tiga kali pengepresan.

Dari hasil perancangan didapatkan suatu alat pengepress biji jarak yang efisien serta mudah dalam pengoperasian dengan daya total yang dibutuhkan sebesar 3,237 kW. Kapasitas alat yang diciptakan sebesar 50 kg biji jarak/jam. Dengan pembuatan mesin pengepress ini diharapkan dapat mengeluarkan minyak jarak dari bijinya secara maksimal.

Kata kunci : *Single screw, Double screw, Hopper, Biji Jarak, Crusher.*

SCREW PRESS MACHINE DESIGN OF JATROPHA CURCAS WITH HELIX ANGLE AND SCREW PITCH VARIATION

Name of Student : MOH.KHOTIP
NRP : 2104 100 137
Major : Mechanical Engineering Dept. FTI-ITS
Advisor Lecturer : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, PhD.

Abstract

The price increase and scarcity of fuel oil in Indonesia caused by the increase of world oil price force the government to start seeking the alternative energy sources. One of them is biodiesel which is included in green energy. The jatropha curcas oil is one of the most potential raw material of biodiesel production. Yet, the government and some small industries still get some difficulties in how to separate maximally the oil from the seed. Therefore, it need to design a jatropha curcas machine press as one of the way out.

The Integrated pressing system with single screw and double screw has been constructed in this reasearch. The design of crusher to mix jatropha curcas seed in the hopper has also been made. It can function as pre-press of screw press system. A heater system has been added to make the oil diluted and easily seperated. The whole process consists of thrice.

The experiment has acquired a good design of jatropha curcas screw machine which is effciently and easily operated with power consumption of 3,237 kW and ca pacity of 50 kg jatropha seed/hour. By designing this machine, it is expected to separate the oil maximally.

Key Word : Single Screw, Double Screw, Hopper, Jatropha Curcas, Crusher.

**PERANCANGAN SCREW PRESS MACHINE BIJI JARAK
DENGAN VARIASI HELIX ANGLE DAN SCREW PITCH**




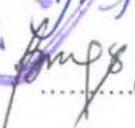
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MOH.KHOTIP
Nrp. 2104 100 137

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, PhD
NIP. 130 676 233
 (Pembimbing)
2. Ir. J. Lubi
NIP. 1130 541 835
 (Penguji I)
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT
NIP. 132 169 978
 (Penguji II)
4. Dr. Ir. Bambang Sampurna, MT
NIP. 131 918 691
 (Penguji III)



**SURABAYA
FEBRUARI 2009**

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Warahmatullahi Wabarakatuh,

Puji syukur Alhamdulillahrabbi Alamin saya haturkan ke hadirat Allah SWT atas berkah, rahmat serta hidayah-Nya sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.

Dalam penulisan Tugas Akhir ini banyak bantuan, ide dan masukan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, pada kesempatan kali ini saya ingin mengucapkan banyak terima kasih dan penghargaan yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, PhD. selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir ini yang telah banyak membantu dan membimbing dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. J. Lubi, Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST.MT, dan Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT. Terima kasih atas kritik dan saran konstruktif dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Ing. Herman Sasongko selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI – ITS.
4. Bapak Sugeng dan Bapak Hardi (Kabag Dep. Peralatan dan Permesinan PT.Petrokimia Gresik) selaku pembimbing lapangan. Terima kasih yang sebesar-besarnya atas segala kritik dan saran yang konstruktif serta bantuan dan kepercayaan yang diberikan kepada kami.
5. Yang Tercinta kedua orangtua saya, Terima kasih banyak atas semua dukungan serta doa yang telah dipanjatkan selama ini. Putranu ini tak akan bisa membalas semua kebaikan yang telah Ayah dan Ibu berikan. Semoga Allah SWT yang akan membalasnya kelak.
6. Ashvi, teman seperjuanganku dalam pengerjaan Tugas Akhir ini. Terima kasih atas bantuan yang telah diberikan selama ini untuk ambil data di Petro.
7. Teman-teman Laboratorium Desain (Faisal, Kholis, Denny, Bagus Arif, Mahendra, Entung, Dani, Lisa, Provost, Jibril, Vinda, Ade, Riffal, Najih, Fadlul, Kurniawan Adi, dan yang

belum disebutkan). Suwun matur nuwun bantuannya, teruskan perjuangan kalian kawan.

8. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS atas semua bimbingan dan kerjasamanya selama masa pengerjaan tugas akhir ini.
9. Ika Nuryuni Kartika makasih atas support dan perhatiannya selama ini.
10. Baidawi dan Mas Regi makasih banyak atas dukungan dan support yang telah diberikan selama ini.
11. Teman-teman seperjuangan di kampus Mesin tercinta, khususnya M-47.
12. Seluruh pihak yang telah banyak membantu namun belum sempat terpikirkan oleh penulis. Mohon maaf atas keterbatasan memori dan terima kasih atas segala bantuannya.

Saya menyadari bahwa dalam penulisan Tugas Akhir ini masih terdapat banyak kekurangan. Oleh karena itu segala saran dan kritik yang bersifat membangun sangat kami butuhkan untuk perbaikan ke depan. Saya berharap semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca dan semua pihak yang berkepentingan.

Wassalamu'alaikum Warahmatullahi Wabarakatuh,

Surabaya, Februari 2009

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul	
Abstrak.....	i
Lembar Pengesahan.....	iii
Kata Pengantar	iv
Daftar Isi	vi
Daftar Gambar.....	ix
Daftar Tabel.....	xii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Manfaat.....	5
BAB II TELAAH PUSTAKA	
2.1 Energi Biodiesel.....	7
2.2 Ekstraksi Minyak Biji Jarak.....	10
2.3 Kajian terdahulu.....	18
2.4 Prinsip Screw Shaft.....	20
2.5 Konsep Pemilihan Material.....	30
2.6 Prinsip Tegangan.....	31
2.7 Teori Perencanaan Roda Gigi.....	33
2.7.1 Teori Perencanaan Roda Gigi Lurus.....	33
2.7.2 Teori Perencanaan Roda Gigi Bevel.....	35
2.8 Teori Perencanaan Chain dan Sprocket.....	47
2.9 Teori Perencanaan Poros.....	49
2.10 Teori Perencanaan Pasak.....	50
2.11 Teori Perencanaan Bantalan.....	52
BAB III METODOLOGI	
3.1 Identifikasi Masalah.....	55
3.2 Diagram Alir.....	57
3.3 Spesifikasi Perancangan.....	60
3.4 Konsep Pengembangan Alat.....	63
3.5 Mekanisme Perancangan.....	64

BAB IV PERANCANGAN KOMPONEN SCREW PRESS MACHINE

4.1	Perencanaan Screw Shaft.....	67
4.1.1	Single Screw.....	68
4.1.2	Double Screw.....	71
4.1.3	Perancangan Daya Akibat Alur Pada Casing.....	74
4.2	Perencanaan Crusher.....	77
4.3	Bagian Stopper.....	79
4.4	Bagian Penggerak.....	81
4.5	Bagian Konstruksi.....	81
4.6	Sistem Penggerak.....	81
4.7	Perancangan Kekuatan Poros Screw.....	83
4.8	Perancangan Kekuatan Crusher.....	96
4.8.1	Perancangan Sprocket dan Chain.....	96
4.8.2	Perancangan Bevel Gear.....	101
4.8.3	Perancangan Poros I Crusher.....	111
4.8.4	Perancangan Poros II Crusher.....	118
4.8.5	Penentuan Kekuatan Crusher Menggunakan Software Catia V5R14.....	129
4.9	Perancangan Pasak.....	131
4.9.1	Perancangan Pasak Pada Coupling.....	132
4.9.2	Perancangan Pasak Pada Sprocket Driver.....	133
4.9.3	Perancangan Pasak Pada Sprocket Driven.....	135
4.9.4	Perancangan Pasak Pada Roda Gigi Pinion.....	136
4.9.5	Perancangan Pasak Pada Roda Gigi Gear.....	137
4.10	Perancangan Bearing.....	139
4.10.1	Perancangan Bearing Pada Poros Screw.....	139
4.10.2	Perancangan Bearing Pada Poros I Crusher.....	141
4.10.3	Perancangan Bearing Pada Poros II Crusher.....	144
4.11	Perancangan Coupling.....	147
4.12	Perancangan Kekuatan Rangka.....	148



BAB V PERANCANGAN MANUFAKTUR DAN PERAKITAN	
5.1 Perancangan Proses Manufaktur.....	153
5.1.1 Pemilihan Material.....	153
5.1.2 Proses Manufaktur Screw Shaft.....	154
5.1.3 Proses Manufaktur Casing.....	156
5.1.4 Proses Manufaktur Stopper.....	161
5.1.5 Proses Manufaktur Crusher.....	164
5.1.6 Proses Manufaktur Cover Penutup Saringan dan Penadah Minyak.....	170
5.1.7 Proses Manufaktur Kerangka.....	171
5.2 Proses Perakitan.....	172
BAB VI KINERJA ALAT	
6.1 Biaya Pembuatan Alat.....	175
6.2 Analisa Biaya Operasional.....	175
6.3 Analisa Kinerja Alat.....	176
BAB VII KESIMPULAN DAN SARAN	
7.1 Kesimpulan.....	181
7.2 Saran.....	182
Daftar Pustaka	
Lampiran Tabel	
Lampiran Gambar	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Tanaman Jarak Pagar	9
Gambar 2.2. Hydraulic Pressing.....	11
Gambar 2.3 Skema Proses Pengolahan Biji Jarak Menjadi Minyak	14
Gambar 2.4 Mesin Screw Press Produksi PT. Kreatif Energi Indonesia	16
Gambar 2.5 Mesin Screw Press Produksi PT. Kreatif Energi Indonesia	16
Gambar 2.6 Screw Press Machine Ciptaan Bambang Sudarmanta	17
Gambar 2.7 Screw Press Biji Kacang Oyinlola.....	19
Gambar 2.8 Right Hand Screw.....	20
Gambar 2.9 Left Hand Screw.....	21
Gambar 2.10 Tipe Screw Solid Continuous Flight	21
Gambar 2.11 Tipe Screw Cut Flight.....	21
Gambar 2.12 Tipe Screw Ribbon Flight	22
Gambar 2.13 Tipe Screw Paddle Flight.....	22
Gambar 2.14 Tipe-tipe Screw Shaft	23
Gambar 2.15 Pemindahan Screw.....	25
Gambar 2.16 Sudut Kemiringan Screw	27
Gambar 2.17 Gaya-gaya yang Terjadi pada Screw.....	28
Gambar 2.18 Tegangan dan Gaya Permukaan pada Titik P	32
Gambar 2.19 Roda Gigi Bevel	35
Gambar 2.20 Bagian Utama Roda Gigi Bevel.....	35
Gambar 2.21 Roda Gigi Bevel dengan Sudut 90°	36
Gambar 2.22 Variasi Linier Beban dan Ketebalan Gigi pada Roda Gigi Bevel	39
Gambar 2.23 Variasi Linier Pitch dan Radius Pitch	40
Gambar 2.24 Gaya-gaya yang Terjadi pada Bevel Gear.....	46
Gambar 2.25 Contoh Arah Beban yang Diterima Roda Gigi Bevel.....	47



Gambar 2.26 Susunan pada Rantai dan Sprocket	47
Gambar 2.27 Sprocket.....	48
Gambar 2.28 Macam-macam Pasak	50
Gambar 2.29 Free Body Diagram Pasak	51
Gambar 2.30 Geometri Ball Bearing.....	52
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian dan Perancangan Screw Press Machine	58
Gambar 3.2 Diagram Alir Perencanaan Komponen Screw Press Machine	58
Gambar 3.3 Diagram Alir Perencanaan Screw Shaft.....	60
Gambar 3.4 Screw Press Machine.....	64
Gambar 3.5 Crusher	65
Gambar 4.1 Poros Screw dari Screw Press Machine	67
Gambar 4.2 Gaya yang Terjadi pada Screw	69
Gambar 4.3 Ukuran Poros Screw	74
Gambar 4.4 Alur pada Casing	74
Gambar 4.5 Skema Percobaan Penentuan Gaya Crusher Biji Jarak	75
Gambar 4.6 Crusher	78
Gambar 4.7 Ukuran Stopper.....	80
Gambar 4.8 Stopper.....	80
Gambar 4.9 Skema Transfer Daya	81
Gambar 4.10 Motor Listrik	83
Gambar 4.11 Transmisi Rantai.....	96
Gambar 4.12 Grafik Standar Pemilihan Rantai	97
Gambar 4.13 Chain Nomenclature	98
Gambar 4.14 Bevel Gear.....	101
Gambar 4.15 Skema Arah Gaya Aksial dan Radial pada Roda Gigi Bevel dengan Sudut poros, $\Sigma = 90^\circ$	104
Gambar 4.16 Gaya Tarik pada Chain.....	111
Gambar 4.17 Poros II Crusher.....	119
Gambar 4.18 Tegangan Maksimum yang Terjadi pada Crusher.....	130

Gambar 4.19 Skema Pasak.....	131
Gambar 4.20 Flange Coupling.....	147
Gambar 4.21 Permodelan Rangka Menggunakan CATIA V5R14.....	149
Gambar 4.22 Tegangan yang terjadi pada Rangka dengan Bantuan Software CATIA V5R14.....	150
Gambar 5.1 Dimensi Poros Screw.....	154
Gambar 5.2 Baja Silinder.....	154
Gambar 5.3 Pembubutan Base Poros.....	155
Gambar 5.4 Poros Screw.....	156
Gambar 5.5 Casing Screw Press Machine.....	156
Gambar 5.6 Pipa SS 304	157
Gambar 5.7 Slotting pada Bagian dalam Casing.....	158
Gambar 5.8 Saringan.....	158
Gambar 5.9 Plat Penyangga.....	159
Gambar 5.10 Plat Sambungan.....	159
Gambar 5.11 Dimensi Plat Sambungan.....	160
Gambar 5.12 Casing Screw Press Machine.....	161
Gambar 5.13 Dimensi Stopper.....	162
Gambar 5.14 Pandangan Depan Stopper.....	163
Gambar 5.15 Pandangan Belakang Stopper.....	163
Gambar 5.16 Hopper.....	164
Gambar 5.17 Corong Hopper.....	165
Gambar 5.18 Crusher.....	166
Gambar 5.19 Poros Crusher.....	166
Gambar 5.20 Dimensi Poros Bergerigi.....	167
Gambar 5.21 Dudukan Bantalan.....	167
Gambar 5.22 Plat Penyambung.....	168
Gambar 5.23 Sambungan Hopper dengan Casing Screw.....	168
Gambar 5.24 Rangkaian Crusher.....	169
Gambar 5.25 Penutup Saringan.....	170
Gambar 5.26 Kerangka Screw Press Machine.....	171
Gambar 5.27 Screw Press Machine.....	173

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Data Historis Komposisi Sumber Energi di Indonesia	1
Tabel 2.1 Daftar Tanaman yang Mengandung Minyak	7
Tabel 2.2 Spesifikasi Komponen Utama Mesin Press	19
Tabel 2.3 Beberapa Karakteristik Minyak Kacang.....	20
Tabel 3.1 Spesifikasi Teknis yang Dituangkan dalam List of Requirements.....	61

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kelangkaan Bahan Bakar Minyak (BBM) dan kenaikan harga BBM yang terjadi di Indonesia akibat melonjaknya harga minyak dunia, memicu pemerintah untuk mulai menggali sumber-sumber energi alternative. Sampai saat ini, kebutuhan BBM di Indonesia sangat tergantung pada sumber energi fosil. Cadangan energi fosil semakin menipis sedangkan kebutuhan BBM semakin meningkat. Di antara jenis energi fosil yang dimiliki bumi nusantara, minyak bumi merupakan salah satu sumber energi fosil primadona. Sementara jenis energi fosil lain, yaitu gas bumi dan batubara masih belum maksimal pengembangannya.

Dari Tabel 1.1 dapat dilihat bagaimana komposisi sumber energi di Indonesia. Komposisi dari minyak bumi masih melebihi 50 % dari total energi yang dikonsumsi dalam satu periode. Sebagai informasi tambahan, pada bulan Maret 2005 konsumsi BBM mencapai 158.900 Kiloliter per hari (Nusantara dalam *kompas*, 30 April 2005). Komposisi minyak bumi sebagai sumber energi yang lebih besar daripada komposisi non minyak bumi menunjukkan bahwa minyak bumi sebagai sumber energi sangat dibutuhkan sehingga dapat dikatakan bahwa Indonesia memiliki ketergantungan terhadap BBM.

Tabel 1.1. Data Historis Komposisi Sumber Energi di Indonesia

Jenis Energi	Realisasi 1978/79 (%)	Realisasi 1983/84 (%)	Proyeksi 1988/89 (%)	Proyeksi 2005 (%)
Non Minyak bumi	18.01	22.09	35.57	37
Minyak bumi	81.99	77.91	62.43	63
Total Energi	100	100	100	100

Sumber : *Blueprint Pengelolaan Energi Nasional oleh Departemen ESDM RI*

Beberapa ahli berpendapat bahwa pola konsumsi seperti sekarang, maka dalam waktu 50 tahun cadangan minyak bumi dunia akan habis. Presiden RI, Susilo Bambang Yudhoyono, menyatakan bahwa minyak bumi Indonesia akan habis sekitar 18 tahun ke depan, gas 60 tahun, dan batubara 150 tahun ke depan (*www.detik.com, 28 september 2005*). Keadaan ini bisa diamati dengan kecenderungan meningkatnya harga minyak dalam negeri, serta ketidakstabilan harga tersebut di pasar internasional.

Sumber energi baru yang ramah lingkungan salah satunya adalah Biodiesel. Biodiesel merupakan salah satu bahan bakar alternatif ramah lingkungan yang dapat dipakai sebagai bahan bakar kendaraan bermotor dengan tingkat emisi lebih rendah dibandingkan dengan minyak diesel. Biodiesel terbuat dari minyak nabati berbasis sumber daya terbarukan. Beberapa bahan baku untuk pembuatan biodiesel antara lain kelapa sawit, kedelai, bunga matahari, jarak pagar, tebu, dan beberapa jenis tumbuhan lainnya. Diantara bahan baku tersebut, kelapa sawit dan jarak pagar berpeluang besar untuk diolah menjadi biodiesel. Selama ini pengolahan kelapa sawit lebih diutamakan untuk produksi minyak goreng sehingga biji jarak pagar (*Jatropha Curcas*) lebih berpotensi untuk dikembangkan menjadi biodiesel. Selain itu juga, biji jarak harganya lebih murah dibandingkan kelapa sawit. Hasil samping dari proses transesterifikasi (reaksi pembentukan biodiesel) menghasilkan gliserol yang mempunyai nilai ekonomis juga. Apabila dilihat dari pertumbuhannya maka biji jarak lebih mudah ditanam pada kondisi tanah di Indonesia.

Setelah dilakukan penelitian mengenai biji jarak pagar untuk biodiesel masih terdapat masalah mendasar yang harus dihadapi. Pemerintah masih kesulitan untuk mengeluarkan minyak jarak dari bijinya. Pengepresan adalah cara yang paling efektif dilakukan untuk mengeluarkan minyak dari biji jaraknya.

Selama ini pengepresan hanya dilakukan secara manual sehingga kurang efektif apabila dikembangkan dalam skala yang lebih besar. Dari kendala tersebut maka diharapkan sebuah alat yang mampu melakukan pengepresan secara kontinyu sehingga dapat dikembangkan dalam skala industri kecil. Dengan diciptakannya alat pengepres biji jarak diharapkan mampu mengatasi krisis energi khususnya BBM dengan meningkatkan produksi biodiesel dari minyak biji jarak.

Mesin press biji jarak menggunakan screw merupakan pengepresan paling efektif dibandingkan dengan hidraulik maupun solvent extraction karena screw press machine dapat melakukan pengepresan secara kontinyu sehingga memungkinkan dikembangkan dalam skala industri yang lebih besar. Selain itu juga, pengepresan dengan menggunakan screw dapat menghemat waktu proses produksi sehingga screw press machine merupakan proses pengepresan minyak biji jarak yang populer dan menguntungkan. Dari screw press machine yang sudah diproduksi masih memiliki beberapa kekurangan dalam pengepresan yaitu kemampuan pengepresan untuk mengeluarkan minyak masih belum maksimal sehingga perlu dibuat suatu screw press machine yang mampu mengeluarkan minyak secara maksimal.

1.2 Rumusan Masalah

Dari sekian banyak kesulitan pengepresan minyak jarak dari bijinya maka perlu diciptakan suatu mesin pengepres biji jarak yang dapat bekerja secara optimal. Berikut adalah kriteria optimal demi kesempurnaan alat ini :

- ◆ Mampu memberikan tekanan pengepresan secara maksimal.
- ◆ Konsumsi daya yang dibutuhkan seminimal mungkin.

- ❖ Mampu mengeluarkan rendemen minyak yang banyak.

Screw press machine yang diciptakan diharapkan mampu bekerja secara kontinyu dan bisa mengeluarkan minyak dari biji jarak secara optimal (sebanyak-banyaknya).

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari perancangan *screw press machine* ini antara lain :

- ❖ Merancang alat bantu pengepresan yang berfungsi mengepres biji jarak secara kontinyu baik untuk kelompok tani maupun industri kecil.
- ❖ Melakukan analisa pada Screw shaft untuk mendapatkan hasil pengepresan yang optimal dengan memvariasikan jarak pitch dan helix angle.
- ❖ Menciptakan adanya crusher pada mesin pengepres dengan tujuan meningkatkan kinerja mesin pengepres.

1.4 Batasan Masalah

Aspek yang menjadi batasan dalam penyelesaian *Screw Press Machine Biji Jarak* ini antara lain :

- ❖ Analisa dan perhitungan pada screw shaft menggunakan perhitungan pada Screw Conveyor.
- ❖ Jarak pitch dibatasi antara 0,5D sampai 1,5D.
- ❖ Konstruksi screw press machine adalah horizontal.
- ❖ Pengepresan diharapkan untuk biji jarak pagar dengan spesifikasi :
 - Ukuran rata-rata 18 x 11 x 9 mm.
 - Beratnya 0,62 gram.
 - Buah jarak terdiri dari 58,1 % inti atau daging dan 41,9 % kulit.
- ❖ Temperatur pemanas (heater) dijaga konstan.

- ❖ Panjang section antara single screw dan double screw dibuat sama.
- ❖ Parameter pengujian alat hanya terbatas pada kemampuan pengepresan secara maksimal.

1.5 Manfaat

Manfaat dari penulisan ini adalah :

- ❖ Membantu meningkatkan produksi biodiesel sehingga diharapkan mampu mengurangi krisis energi di Indonesia.
- ❖ Membantu mahasiswa lebih memahami konsep pengembangan dan perancangan produk.

BAB II TELAAH PUSTAKA

2.1 Energi Biodiesel

Terdapat banyak tanaman yang mengandung minyak dan salah satu kegunaan dari minyaknya yaitu dapat digunakan sebagai input dari proses produksi Bahan Bakar Nabati (BBN). Tanaman tersebut dapat dilihat dalam Tabel 2.1.

Tabel 2.1. Daftar Tanaman Yang Mengandung Minyak

Nama Tanaman		Kandungan Minyak per Hektar		Setara US Gallon/Acre
Inggris	Indonesia	Kilogram	liter	
oats	gandum	183	217	23
cotton	kapas	273	325	35
soybean	kedelai	375	446	48
coffee	kopi	386	459	49
coriander	ketumbar	450	536	57
sesame	wijen	585	696	74
rice	beras	696	828	88
sunflower	bunga matahari	800	952	102
cocoa	coklat	863	1026	110
peanuts	kacang tanah	890	1059	113
olives	zaitun	1019	1212	129
castor beans	jarak kepyar	1188	1413	151
pecan nuts	kemiri	1505	1791	191
jatropha	jarak pagar	1590	1892	202
coconut	kelapa	2260	2689	287
palm oil	kelapa sawit	5000	5950	635

Sumber : Effendi Syarief (2004)

Beberapa jenis tanaman berumur pendek yang menghasilkan biji dalam waktu sekitar 4 – 12 bulan, umumnya adalah tanaman yang menghasilkan minyak yaitu jarak, wijen, bunga matahari, kacang tanah, kedelai, dll. Dari Tabel 2.1 dapat dilihat bahwa tanaman yang mengandung minyak paling besar, seperti kemiri, kelapa, dan kelapa sawit, merupakan tanaman yang sudah dikenal di Indonesia. Semua tanaman ini merupakan perennial crops yang menghasilkan biji setelah lewat dari 5 tahun. Tanaman ini memerlukan lahan subur, curah hujan tinggi, perawatan cukup intensif, dimana hal ini akan berdampak pada besarnya biaya operasional sehingga harga jual akan tinggi, maka perlu beberapa tahun untuk sampai pada titik impas (break event point).

Tanaman kelapa sawit kurang efektif apabila pengolahannya dijadikan biodiesel karena tanaman ini memerlukan asupan dengan biaya yang relative mahal, yaitu untuk bahan kimia pertanian, teknologi pengolahan, serta luas lahan (dalam praktiknya selama ini) sering memabat hutan alam menjadi perkebunan besar monokultur dan juga menggusur tanah-tanah masyarakat sekitar, seperti yang terlihat di daerah asahan, Sumatera Utara. Hal ini perlu dipikirkan untuk membangun perkebunan kelapa sawit dilahan yang kritis sehingga membutuhkan penyuburan lahan terlebih dahulu. Jarak pagar dapat digunakan sebagai pilihan untuk mengganti bahan baku biodiesel dari kelapa sawit menjadi Jarak Pagar. Selain itu juga, jarak pagar tidak termasuk dalam kategori *Edible Oil (minyak pangan)*. Dengan demikian, pemanfaatan minyak jarak pagar sebagai bahan baku biodiesel tidak akan mengganggu stok minyak pangan nasional. Komposisi biaya produksi biodiesel mencapai 60 – 80 %. Akibatnya, biaya input yang menjadi tulang punggung industri biodiesel adalah minyak non-pangan. (Tirto Prakoso, 2005)

Tanaman jarak pagar cocok ditanam di daerah tropis dan subtropics karena tahan kekeringan, mampu tumbuh dengan cepat dan kuat di lahan yang tandus. Selain itu juga, tanaman jarak pagar dapat mencapai hidup 50 tahun dan tidak membutuhkan terlalu banyak air. Curah hujan yang dibutuhkan termasuk paling sedikit diantara tumbuhan lain yang ada di dalam Table 2-1. Tanaman ini memiliki sistem perakaran yang mampu menahan air dan tanah sehingga tahan terhadap kekeringan serta berfungsi sebagai tanaman penahan erosi. Jarak pagar dapat tumbuh pada berbagai ragam tekstur dan jenis tanah, baik tanah berbatu, tanah berpasir, maupun tanah berlempung atau tanah liat. Disamping itu, jarak pagar juga dapat beradaptasi pada tanah yang kurang subur atau tanah bergaram, memiliki drainase baik, tidak bergenang, dan pH tanah berkisar antara 5 – 6,5.(Erina Mursanti, 2007)



Gambar 2.1. Tanaman Jarak Pagar

Bahan baku solar adalah hidrokarbon yang mengandung 8 – 10 atom karbon per molekul. Sementara hidrokarbon pada minyak jarak pagar adalah 16 – 18 atom karbon per molekul sehingga viskositas (kekentalan) minyak jarak lebih tinggi dan daya pembakarannya sebagai bahan bakar masih rendah. Agar minyak jarak dapat digunakan sebagai bahan bakar, maka dilakukan proses transesterifikasi. Transesterifikasi adalah suatu proses kimia dimana trigliserida yang terkandung dalam minyak direaksikan dengan alkohol. Transesterifikasi yang dilakukan menggunakan alkohol (seperti metanol) akan mengubah trigliserida menjadi metil ester, hal ini bertujuan untuk menurunkan kekentalan minyak jarak dan meningkatkan daya pembakaran sehingga dapat digunakan sesuai standar minyak diesel untuk kendaraan bermotor. (Erina Mursanti, 2007)

2.2 Ekstraksi Minyak Biji Jarak

Beberapa metode yang dapat digunakan untuk mendapatkan minyak atau lemak dari bahan yang diduga mengandung minyak dinamakan rendering. Metode yang digunakan untuk mengeluarkan minyak dari biji-bijian terdapat empat macam metode yaitu aqueous (traditional method), Hydraulic pressing, Screw pressing, dan solvent extraction. Secara garis besar keempat macam metode tersebut dapat dikelompokkan menjadi dua yaitu teknik pengepresan mekanis (mechanical expression) dan menggunakan pelarut (solvent extraction).

Pada metode tradisional (aqueous), biji yang sudah hancur dimasukkan kedalam boiler untuk dipanaskan bersama air. Biji yang sudah hancur kemudian diaduk secara periodik agar panas yang diterima campuran air dan biji dapat merata. Campuran tersebut didinginkan selama beberapa waktu sehingga minyak



yang terkandung dapat naik ke atas campuran karena berat jenis minyak lebih ringan dari pada air. (UNIFEM, 1987)

Pada hydraulic pressing, biji jarak dihancurkan dan dipanaskan dibawah tekanan 172 kPa selama kurang lebih 10 menit. Pemanasan yang dilakukan pada biji-biji tersebut oleh steam (uap air). Hal ini dijaga dengan dioperasikan pada kondisi uap 7 % dan penekanan pada temperatur 138⁰ C. Biji-biji yang sudah dipress ini mengandung 42-45 % protein, 5-6 % uap air dan 7-8 % minyak.(ademola, 2003). Selain itu juga, mesin press hidraulic memiliki kelemahan yaitu sistem tidak bisa beroperasi secara kontinyu karena ampas yang sudah dipress harus dibuang, sementara biji yang baru bisa dimasukkan setelah ampas sudah dibersihkan dari hidraulic press.



Gambar 2.2. Hydraulic pressing

Metode yang ketiga adalah solvent extraction. Pada metode ini biji jarak yang sudah hancur dipress sampai berbentuk pasta. Kemudian pada campuran tersebut ditambahkan beberapa solvent, diantaranya *Hexane*. Solvent yang sudah tercampur dalam pasta akan evaporasikan sehingga didapatkan minyak dari biji. Pasta dari campuran berisi 50-52 % protein, 1-2 % oil dan 1-2 % uap air.(ademola, 2003)

Pada metode screw press, biji jarak dimasukkan kedalam konveyor yang didesain untuk pengepressan. Material akan melalui celah sempit selama proses pengepressan. Material dihancurkan kemudian pada ujung screw press dikasih celah sempit tempat keluarnya ampas. Minyak dari hasil pengepressan screw mempunyai kualitas yang tinggi karena sama sekali tidak menggunakan bahan kimia. Metode yang paling sesuai untuk pengepresan biji jarak yaitu teknik pengepresan mekanis.

Keuntungan atau kelebihan dari pengepresan menggunakan screw press adalah sebagai berikut :

- ❖ Kapasitas produksi menjadi lebih besar karena proses pengepresan dapat dilakukan secara kontinyu.
- ❖ Menghemat waktu proses produksi karena tidak diperlukan pendahuluan, yaitu pengecilan ukuran dan pemasakan/pemanasan. Proses pemanasan dilakukan bersamaan pada saat screw bekerja.
- ❖ Rendemen (kandungan minyak) yang dihasilkan lebih tinggi.

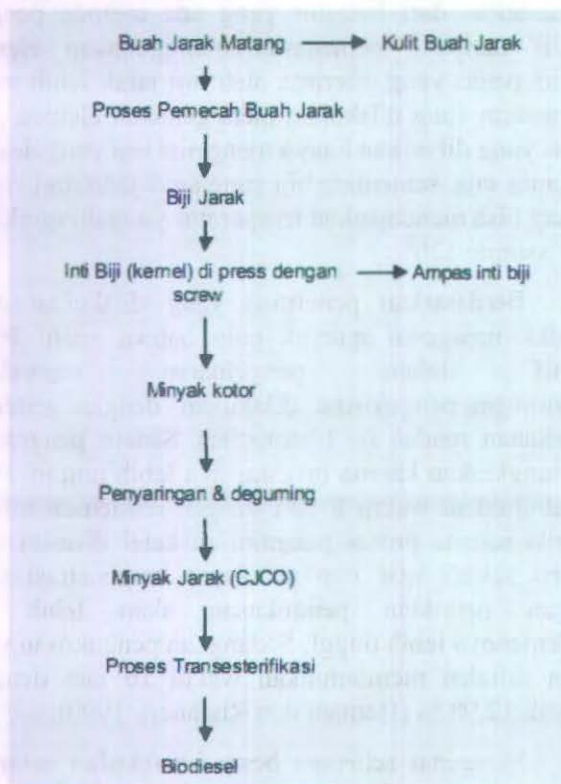
Metode pengepresan biji jarak dengan menggunakan screw (ulir) merupakan teknologi yang lebih maju dan banyak digunakan di industri pengolahan minyak jarak saat ini. Dengan cara ini, biji jarak dipress dengan pengepresan screw yang berjalan secara kontinyu. Biji jarak kering yang akan diekstraksi dapat langsung dimasukkan ke dalam screw press. Pengeluaran minyak dengan metode screw akan menjadi efektif apabila minyak sambil dipanaskan dalam proses pengepresan. Pada umumnya pemanasan dilakukan diatas 70°C . Untuk industri pemanasan dilakukan sampai 115°C selama proses pengepresan. Kondisi yang optimum tidak hanya akan mempengaruhi hasil pengepresan tapi juga kualitas dari minyaknya.

Metode pemanasan untuk mendapatkan rendemen minyak dapat dilakukan dua cara, yaitu metode pengukusan dan metode pemanasan langsung memakai elemen pemanas. Berdasarkan dari literatur yang ada, metode pengukusan lebih efektif daripada pemanasan menggunakan elemen pemanas karena panas yang diterima oleh biji jarak lebih merata. Apabila pemanasan yang dilakukan menggunakan elemen pemanas maka panas yang diberikan hanya mengenai biji yang dekat dengan plat pemanas saja, sementara biji yang agak jauh dari elemen pemanas kurang bisa mendapatkan temperatur yang diinginkan yaitu antara 115° sampai 120° .

Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh M.Hadad EA,dkk mengenai minyak pala bahwa suatu biji-bijian akan efektif dalam pengeluaran minyak apabila penyulingan/pengukusan dilakukan dengan sistem uap panas bertekanan rendah (± 1 atmosfer). Sistem pengukusan ini lebih memungkinkan karena investasinya lebih murah. Pengukusan ini membutuhkan waktu 8 jam dengan rendemen minyak 13.33 % apabila selama proses pengukusan ketel disusun secara difraksi (diberi sekat) agar uap air dapat berpenetrasi secara merata, dengan demikian pengukusan akan lebih singkat dan rendemennya lebih tinggi. Sedangkan pengukusan yang dilakukan tanpa difraksi membutuhkan waktu 10 jam dengan rendemen minyak 12.98 % (Hernani dan Risfaheri, 1990).

Mengenai seberapa besar keefektifan antara pengukusan dan pemanasan menggunakan elemen kami belum menemukan literature sesuai dengan yang diharapkan. Apabila ditinjau dari sisi waktu masih efektif pemanasan menggunakan elemen pemanas karena proses pemanasan dapat dilakukan bersamaan dengan pengepresan. Apabila ditinjau dari rendemen minyak yang dikeluarkan maka masih efektif pengukusan karena rendemen minyaknya sedikit lebih tinggi dan juga lebih

ekonomis. Pada penelitian ini kami menggunakan pemanas elemen karena lebih singkat dalam proses pengeluaran minyak sehingga proses produksi lebih singkat.



Gambar 2.3. Skema Proses Pengolahan Biji Jarak Menjadi Minyak

Untuk performa yang optimum dari alat, screw press didesain berdasarkan kegunaannya. Dalam penelitian, kuantitas kecil dari minyak yang dihasilkan digunakan untuk analisis. Oleh

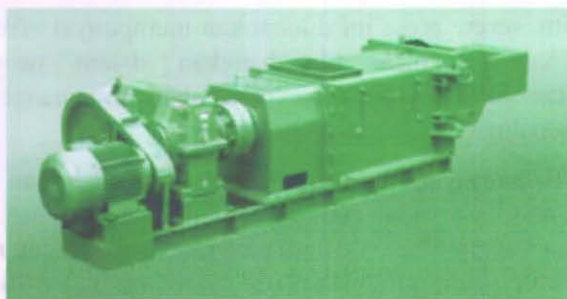


sebab itu, screw press ini diharapkan mempunyai efisiensi tinggi yang nantinya bisa dikembangkan dalam penggunaannya. Kapasitas dari screw press juga akan mempengaruhi biaya operasionalnya dan juga fabrikasinya.

Perancangan screw press yang baru dilakukan karena alat screw press yang sudah ada memiliki ukuran lebih besar dan berat sehingga kurang efisien dalam penggunaannya. Untuk mesin press tipe double screw produksi *Swea Company* dari perancis dibuat dengan kapasitas 30 kg biji/jam, daya 1.5 kW dijual dengan harga 3.540 US Dollar (www.la-mecanique-moderne.com). Harga ini terlalu mahal untuk kalangan industri kecil di Indonesia yang pemiliknya rata-rata adalah petani sendiri.

Perusahaan PT. Kreatif Energi Indonesia juga memproduksi mesin press biji jarak. Namun, hal ini kurang bisa menyelesaikan masalah karena mesin press yang diproduksi memiliki kapasitas 4 – 6 ton/ jam. Produksi biji jarak yang ada pada industri kecil belum bisa menghasilkan panen biji jarak sebesar 4-6 ton/jam sehingga biaya operasional mesin akan lebih mahal dari pada minyak yang dihasilkan. Alat tersebut membutuhkan daya sebesar 15 kW/20 HP. Ukuran mesin press yang diproduksi PT. Kreatif Energi Indonesia memiliki ukuran yang relatif besar sehingga kurang efisien. Alat screw yang sudah diproduksi tidak menggunakan pemanas sehingga kurang efektif dalam mengeluarkan minyak.





Gambar 2.4. Mesin Screw Press produksi PT. Kreatif Energi Indonesia



Gambar 2.5. Mesin Screw Press produksi PT.Kreatif Energi Indonesia

Alat lain yang diproduksi oleh PT.Kreatif Energi Indonesia memiliki daya 7.3 HP/5.5 kW. Alat ini juga masih memiliki masalah yang dalam pengepresan yaitu kurang efektif dalam pengepresan. Alat yang diciptakan ini juga belum dilengkapi dengan pemanas sehingga kurang bisa membantu dalam mengeluarkan minyak dari bijinya.



Gambar 2.6 Screw Press Machine ciptaan Bambang Sudarmanta

Penelitian dan pembuatan alat screw press machine juga dilakukan oleh Dr.Ir. Bambang Sudarmanta, MT. Alat yang telah dibuat masih mempunyai kendala dalam proses pengepresan. Alat tersebut memiliki getaran yang besar akibat defleksi yang ditimbulkan screw shaft saat berputar. Pemanas yang ditambahkan dalam screw press sudah bisa membantu untuk mengeluarkan minyak jarak dari bijinya, namun setelah dilakukan 4 tahap pengepresan kandungan minyak yang dapat dikeluarkan masih kurang sesuai dengan yang diharapkan. Screw press machine ini membutuhkan daya 2 HP/1.491 kW, sementara daya pemanas yang dibutuhkan sebesar 1 kW. Jadi daya total yang dibutuhkan alat tersebut sebesar 2.491 kW.

Berdasarkan kekurangan dari mesin press yang ada maka kami berusaha membuat mesin press untuk skala industri kecil maupun kelompok tani sehingga dapat memanfaatkan tanaman biji jarak yang selama ini banyak diabaikan kegunaannya. Screw press machine yang akan dibuat memiliki penekanan yang optimal dengan konsumsi daya yang efisien. Alat yang

diciptakan diharapkan mampu mengatasi krisis energi yang ada di Indonesia disesuaikan dengan industri tani pengolahan Biji Jarak. Sistem pengepresan yang digunakan adalah mengintegrasikan kinerja single screw dan double screw dalam satu poros. Single screw merupakan suatu poros berulir dimana jarak pitch yang satu terhadap pitch yang lain adalah sama. Sedangkan Double Screw merupakan suatu poros berulir dimana jarak pitch yang satu sama dengan pitch yang lain, namun diantara pitch terdapat ulir lagi. Jarak pitch pada double screw dua kali jarak pitch pada single screw.

2.3 Kajian terdahulu

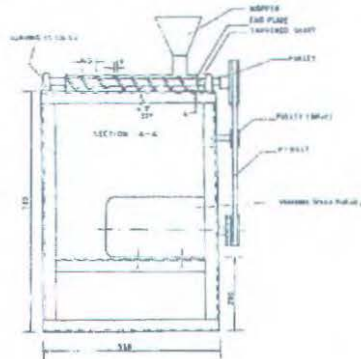
Penelitian yang dilakukan oleh Ademola Oyinlola, dkk telah membuat mesin screw press untuk kacang. Screw press pada dasarnya merupakan screw shaft yang didukung oleh bearing dikedua ujungnya. Screw shaft berputar pada suatu casing yang diam dan memiliki pola tertentu. Pada saat screw shaft berputar, screw akan menggerakkan material biji sekaligus memberikan penekanan. Biji kacang yang mengalami proses pengepresan akan mengeluarkan minyak melalui saringan yang dipasang pada ujung screw. Kemudian ampasnya akan dikeluarkan melalui stopper yang diatur bukaannya. Putaran dari screw press tidak boleh lebih dari 90 rpm dan clearance antara screw dengan casing 3 mm. Hopper digunakan sebagai tempat penampungan sementara biji sebelum memasuki screw. Desain screw press dirancang agar memudahkan dalam proses manufaktur, selain itu juga setiap orang bisa menggunakan screw press ini dengan mudah tanpa melakukan *technical training*.

➤ Desain screw press

Screw press didesain menggunakan prinsip-prinsip dasar engineering. Untuk ukuran screw press yang telah dibuat oleh Oyinlola ditabelkan seperti dibawah ini :

Tabel 2.2. Spesifikasi Komponen Utama Mesin Press

Base diameter dari screw shaft	25 mm
Maximum diameter screw shaft	39 mm
Panjang screw	210 mm
Sudut helix dari screw	1.5 ⁰
Diameter dalam Casing	43 mm
Kecepatan putar	90 rpm
Daya yang digunakan	1.5 kW



Gambar 2.7. Srew Press biji kacang Oyindola

Biji kacang yang dimasukkan kedalam screw untuk dipress akan diuji kandungan minyaknya. Kacang secara manual dimasukkan kedalam hopper sebagai tempat penampungan sementara. Electric element digunakan untuk memanaskan biji kacang yang dipress tersebut. Pemanas ini membantu pengeluaran minyak dari pasta selama operasi. Biji kacang yang dipress akan menuju ke ujung screw shaft karena memiliki clearance yang

semakin kecil. Hal ini akan mengakibatkan peningkatan tekanan pengepresan. Pemanas yang diberikan akan mati apabila temperatur yang diinginkan telah tercapai.

Hasil minyak yang dikeluarkan oleh kacang memiliki *free fatty acid*, *saponification number*, dan *peroxide value*. Hasil ini didapat dengan menggunakan analisis kimia. Berikut adalah nilai kandungan yang terdapat pada biji kacang melalui proses pengepresan.

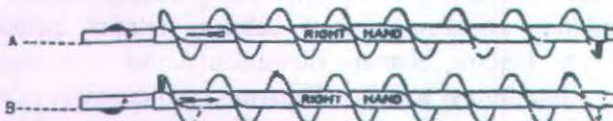
Tabel 2.3. Beberapa Karakteristik Minyak Kacang

	Literature value	Kacang kering	Kacang segar
Saponification Number	188.195	197.5	210.1
Peroxide value	11.2	11.47	-
Free fatty acid	7.1	9.42	9.5
Viscosity (poise)	60×10^{-3} at 27°C	67×10^{-3} at 25°C	-

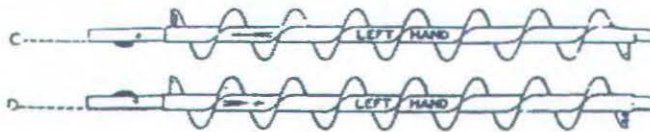
Sumber : Adeeko and Ajibola (1990)

2.4 Prinsip Screw Shaft

Ulir atau screw yang dipasang pada poros bisa berbentuk ulir kiri ataupun ulir kanan (yang lebih umum). Untuk ulir kanan bila ulir diputar searah jarum jam (CW) maka aliran material mengarah ke kiri, begitu juga sebaliknya. Sedangkan untuk ulir kiri, bila ulir diputar searah jarum jam (CW) maka aliran material mengarah ke kanan.

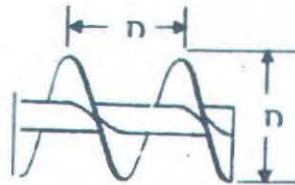


Gambar 2.8. Right Hand Screw

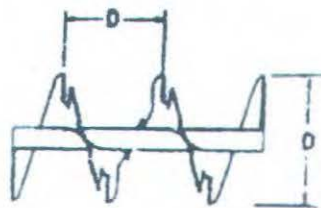


Gambar 2.9. Left Hand Screw

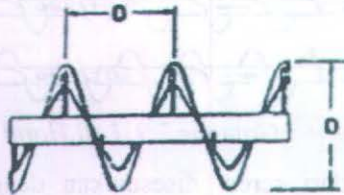
Bentuk dari screw disesuaikan dengan jenis atau sifat material yang akan dipindah. Untuk jenis material dry granular atau powder material dipakai screw yang mempunyai jarak pitch pendek, supaya tidak terjadi pemampatan. Jenis ribbon screw dipakai untuk material yang lengket. Jenis paddle flight atau cut flight dipakai untuk material yang boleh dimampatkan atau digunakan untuk mencampur dua atau lebih jenis material yang akan dipindah. Daun screw yang mempunyai ketebalan yang sama dari diameter hingga poros dinamakan tipe sectional.



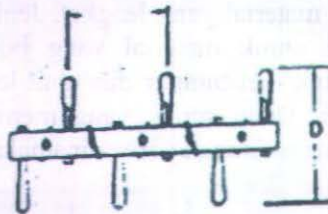
Gambar 2.10. Tipe Screw solid continuous flight



Gambar 2.11. Tipe Screw cut flight

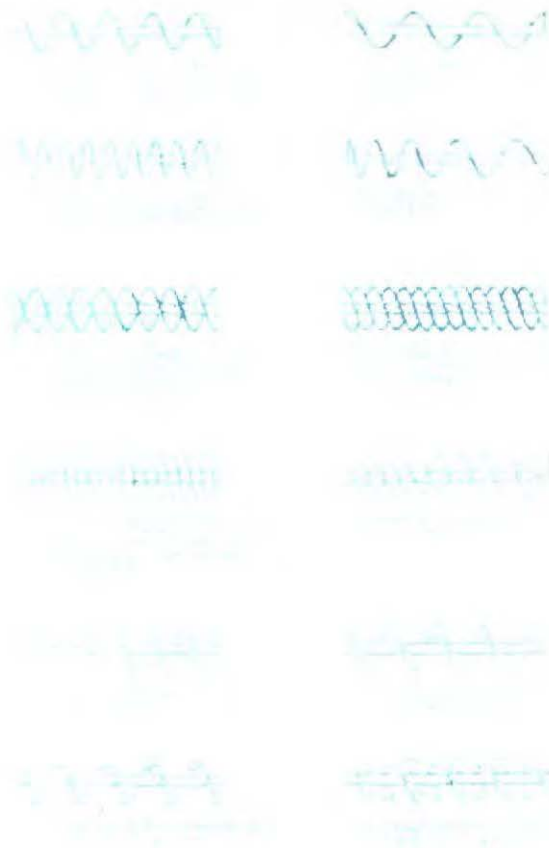


Gambar 2.12. Tipe Screw Ribbon flight



Gambar 2.13. Tipe screw paddle flight

Diantara jenis screw shaft terdapat beberapa tipe yang penggunaannya berdasarkan fungsi dan material yang akan dipindah. Berikut adalah beberapa tipe dari screw shaft :



Gambar 2.14. Tipe-tipe screw shaft

Dalam tugas akhir ini mengintegrasikan kinerja single screw dan double screw yang dijadikan dalam satu poros. Section pertama menggunakan single screw karena biji jarak yang masuk dalam screw press masih memiliki ukuran yang besar sehingga perlu proses penghancuran biji sekaligus pengepresan. Pada

section kedua dibutuhkan tipe screw yang mampu melakukan pengepresan lebih dari single screw. Pada section kedua digunakan Double screw. Untuk double screw pada daya yang sama mampu melakukan pengepresan yang lebih maksimal daripada single screw karena jarak pitch yang dimiliki lebih kecil.

Berdasarkan penelitian yang dilakukan pada biji bunga matahari diUSA oleh Gerrity dan Stephen F, biji bunga matahari terdiri 50 % wt. Ketika biji bunga matahari dipress menggunakan single screw efisiensi hanya 75%. Dan pada saat biji bunga matahari dipress menggunakan double screw efisiensi meningkat sampai 90% atau lebih tinggi. Daya yang dibutuhkan perkilogram untuk mengeluarkan minyak sebesar 0.2 kWatt (Double screw) dan 1.25 kWatt (Single screw). Perbedaan konsumsi daya diakibatkan oleh perbedaan gesekan antara double screw dan single screw dalam mengepres biji bunga matahari.

Dalam dunia industri, diameter screw biasanya digunakan ukuran diameter antara 4 inch sampai dengan 24 inch. Perhitungan diameter didasarkan pada :

- Kapasitas yang diinginkan, Q (lb/jam)
- Screw pitch, S (m atau ft)
- Putaran screw, n (rpm)
- Efisiensi beban berdasarkan luasan screw, ψ

Kapasitas per jam untuk screw yang bekerja secara terus menerus :

$$Q = V \cdot \gamma = 60 \cdot \frac{\pi \cdot Ds^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot \psi \cdot \gamma \cdot C \text{ (lb/ jam)} \quad \dots (2.1)$$

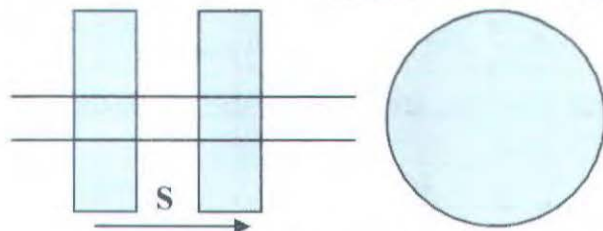
Persamaan Dasar

Kapasitas = Berat jenis material (lb/ft³) . kecepatan linier (ft/jam). Luas penampang (ft²)

$$Q = \gamma \cdot v \cdot A \text{ (lb/jam)} \quad \dots (2.2)$$

Volume (V) / jam

Volume = Luasan x Panjang



Gambar 2.15. Pemindahan Screw

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot Ds^2 \cdot S \quad (\text{ft}^3) \quad \dots (2.3)$$

Karena material terdapat efisiensi beban selama pengisian yang didasarkan pada luasan screw maka dikali dengan "Through Loading" (ψ).

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot Ds^2 \cdot S \cdot \psi \quad (\text{ft}^3) \quad \dots (2.4)$$

Volume / waktu dikali dengan "Putaran" (n) menjadi :

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot Ds^2 \cdot S \cdot \psi \cdot n \quad (\text{ft}^3/\text{menit}) \quad \dots (2.5)$$

n = Putaran = rpm = radian per menit, kalau dijadikan per jam berarti dikali 60 menit.

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot Ds^2 \cdot S \cdot \psi \cdot n \cdot 60 \quad (\text{ft}^3/\text{jam}) \quad \dots (2.6)$$

Jadi, untuk menjadikan rumus kapasitas maka dikali dengan "Berat Jenis Material" (γ)

$$Q = V \cdot \gamma \quad (\text{lb} / \text{jam})$$

$$Q = 60 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Ds^2 \cdot S \cdot \psi \cdot n \cdot \gamma \quad (\text{lb}/\text{jam}) \quad \dots (2.7)$$

Kapasitas juga dipengaruhi oleh factor sudut kemiringan screw (C), untuk screw horizontal memiliki harga C = 1.

$$Q = 60 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Ds^2 \cdot S \cdot n \cdot \psi \cdot \gamma \cdot C \text{ (lb/jam)} \quad \dots (2.8)$$

Sedangkan diameter screw dicari dari perumusan kapasitas, menjadi :

$$Ds = \sqrt{\frac{4Q}{60 \cdot \pi \cdot n \cdot S \cdot \gamma \cdot C \cdot \psi}} \text{ (ft)} \quad \dots (2.9)$$

Dimana :

Q = Kapasitas (lb/jam)

γ = Berat jenis material (lb/ft³)

C = Faktor yang dipengaruhi oleh sudut kemiringan

S = Screw pitch (ft)

Berikut adalah harga efisiensi loading yang dimiliki beberapa jenis material :

$\Psi = 0.125$ untuk material lambat dan material abrasive.

$\Psi = 0.25$ untuk material lambat dan material agak abrasive.

$\Psi = 0.32$ untuk material bebas dan material agak abrasive.

$\Psi = 0.4$ untuk material bebas dan material tidak abrasive.

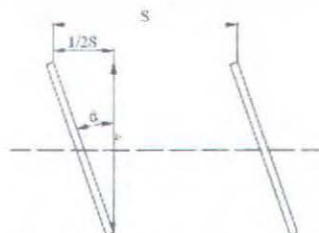
Faktor C dipengaruhi oleh sudut kemiringan dari screw shaft, berikut adalah harga C berdasarkan sudut kemiringannya :

B	0 ⁰	5 ⁰	10 ⁰	15 ⁰	20 ⁰
C	1	0.9	0.8	0.7	0.65

Kecepatan putar dari screw dipengaruhi oleh besarnya kapasitas yang dikehendaki, diameter screw dan sifat alamiah dari material.

Sudut Kemiringan Screw (α)

Sudut kemiringan screw merupakan fungsi dari jarak pitch, semakin besar jarak pitchnya maka semakin besar pula sudut kemiringan screw.



Gambar 2.16. Sudut Kemiringan Screw

$$\text{Sudut screw } (\alpha) = \text{arc. tan} \frac{1/2 \cdot S}{D} = \text{arc. tan} \frac{S}{2D} \quad \dots (2.10)$$

Kecepatan Laju Material (v)

Didapat dari persamaan dasar bahwa : kecepatan = Jarak / waktu

$$v = S/t \text{ (ft/s)} \quad \dots (2.11)$$

Kecepatan = jarak. putaran

$$v = S \cdot n$$

$$= \text{ft.rpm} = \text{ft/menit}$$

$$= \text{ft/menit} \cdot 1 \text{ menit} / 60 \text{ detik} = \text{ft} / 60 \text{ detik}$$

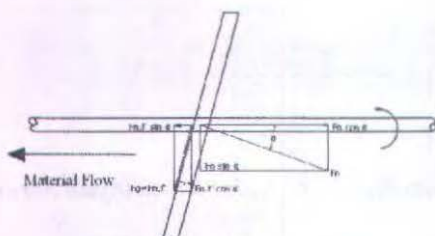
$$\text{Jadi, } v = \frac{S \cdot n}{60} \text{ (ft/s)} \quad \dots (2.12)$$

Beban per satuan panjang screw shaft (q)

$$q = \frac{Q}{3600 \cdot v} \text{ (lb/ft)} \quad \dots (2.13)$$

$$q = \frac{\text{lb}}{\text{jam}} \cdot \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ det}} \cdot \frac{1 \text{ det}}{\text{ft}}$$

Gaya-gaya yang terjadi pada screw shaft



Gambar 2.17. Gaya-gaya yang terjadi pada screw

Gaya-gaya yang terjadi adalah gaya normal dan gaya gesek, dari gaya normal dan gaya gesek dapat diketahui pula gaya-gaya lain yang diakibatkan dari kedua gaya tersebut, yaitu :

- ◆ Gaya yang timbul akibat gaya normal (F_n)
 - Gaya arah aksial = $F_n \cos \alpha$
 - Gaya arah tangensial = $F_n \sin \alpha$

Pada gaya arah normal merupakan gaya yang terjadi pada permukaan screw. Gaya ini diakibatkan oleh pengepresan yang terjadi di ruang antar screw pitch.

- ◆ Gaya yang timbul akibat gesekan / gaya gesek (F_g)
 - Gaya arah aksial = $F_n \cdot f \sin \alpha$
 - Gaya arah tangensial = $F_n \cdot f \cos \alpha$

Pada gaya gesek diakibatkan oleh gesekan antara biji jarak dengan permukaan screwnya. Apabila semua gaya-gaya yang terjadi diuraikan kearah tangensial dan aksial maka timbul gaya-gaya yang akan mengepres biji jarak pada clearance dan ruang antar screw pitch. Gaya kearah aksial menimbulkan tekanan pada ruang pengepresan, sedangkan gaya kearah tangensial menimbulkan tekanan pada clearance antara casing dengan screw shaft.

Daftar koefisien gesek dan berat jenis material terdapat dilampiran 1.

Dari gaya-gaya yang timbul akibat gaya normal dan gaya gesek kemudian dijumlah menjadi :

- ♦ Gaya arah Aksial

$$F_n \cos \alpha - F_n \cdot f \sin \alpha = q \cdot L \cdot f' = F_a$$

$$F_n (\cos \alpha - f' \sin \alpha) = q \cdot L \cdot f' = F_a$$

$$F_n = \frac{q \cdot L \cdot f'}{\cos \alpha - \sin \alpha \cdot f'} \quad \dots (2.14)$$

Dimana : q = Beban persatuan panjang screw (lb/ft)

L = Panjang lintasan material (ft)

F = Faktor gesek antara material dengan lintasannya

- ♦ Gaya arah Tangensial

$$F_t = F_n \sin \alpha + F_n \cos \alpha \cdot f'$$

$$= F_n (\sin \alpha + f' \cos \alpha) \quad \dots (2.15)$$

Perhitungan Torsi

Torsi yang dibutuhkan pada screw shaft didapat dari gaya-gaya yang terjadi pada arah tangensial, yaitu :

$$T = F_t \cdot r = F_n (\sin \alpha + f' \cos \alpha) \cdot r \quad (\text{lbft})$$

$$\dots (2.16)$$

$$T = (F_t \cdot r) = (F_n (\sin \alpha + f' \cos \alpha) \cdot r) \cdot 12 \quad (\text{lbin})$$

Dimana : r = jari-jari screw press (ft)

Daya yang Dibutuhkan Screw Press

Dari torsi yang didapat, bisa dihitung pula besar daya yang dibutuhkan oleh screw press, yaitu :

$$N = \frac{T \cdot n}{63000} \quad (\text{hp}) \quad \dots (2.17)$$

Bedasarkan penelitian yang dilakukan oleh Ademola dan Oyinola, suatu biji jarak mampu mengeluarkan minyak apabila mendapatkan tekanan sebesar 50 Mpa. Pengepresan ini terjadi akibat gaya tangensial yang melakukan pengepresan pada clearance antara casing dengan screw shaft. Pada casing bagian dalam terdapat suatu alur memanjang kearah aksial poros. Hal ini dimaksudkan bisa membantu pengepresan dan penghancuran biji jaraknya. Selain itu juga pada ruang pengepresan antara ujung poros dan stopper terjadi pemampatan material biji jarak. Pemampatan ini akibat gaya aksial yang diterima oleh biji jarak selama dalam ruang pengepresan. Hal ini akan menimbulkan tekanan pada pasta biji jarak sehingga mampu mengeluarkan minyak sesuai yang diinginkan.

2.5 Konsep Pemilihan Material

Kata kunci dari aktivitas desain yang adalah pemilihan material terbaik yang memungkinkan dan menentukan geometri pada setiap komponen. Dalam perbedaan pada tugas para insinyur bahan yaitu mengembangkan bahan baru dan terbaik, seorang insinyur desain mekanika lebih menitikberatkan pada pemilihan bahan terbaik yang memungkinkan pada pemakaian dengan memasukkan semua kriteria desain yang penting. Walaupun kadang insinyur bahan seringkali menjadi juru kunci dari tim perancang, seorang insinyur desain mekanika harus mempunyai penguasaan yang mendasar masalah tipe dan properti bahan yang ada untuk mendapatkan kebutuhan spesifikasi perancangan.

Pemilihan material secara khusus dilaksanakan sebagai salah satu bagian dari tahapan desain pertengahan, namun dalam kasus-kasus tertentu harus dipertimbangkan sejak awal selama tahapan desain permulaan. Konsep dasar dari pemilihan material untuk beberapa pemakaian antara lain:

- Menganalisis permintaan spesifik material dari suatu aplikasi.



➤ Menyusun *list of requirement* bahan-bahan.

Mencocokkan *list of requirement* bahan dengan permintaan aplikasi terkait dalam permintaan untuk memilih material terbaik sesuai tujuan perancangan ini.

2.6 Prinsip Tegangan

Tegangan dan regangan merupakan dua parameter terpenting dalam analisa perancangan suatu komponen. Tegangan dan regangan sangat erat hubungannya dengan beban yang bekerja pada suatu benda. Pembebanan dan tegangan merupakan suatu sebab dan akibat. Jika suatu benda mendapat beban, yang bisa terjadi akibat saling bersentuhan dengan benda lain, maka permukaan material dari benda tersebut menderita beban gaya per satuan luas yang disebut tegangan. Jika tegangan yang terjadi melebihi kemampuan material untuk menerima tegangan, maka material dari benda tersebut akan rusak.

Jenis pembebanan permukaan yang ada pada dasarnya dapat dibedakan menjadi empat yaitu :

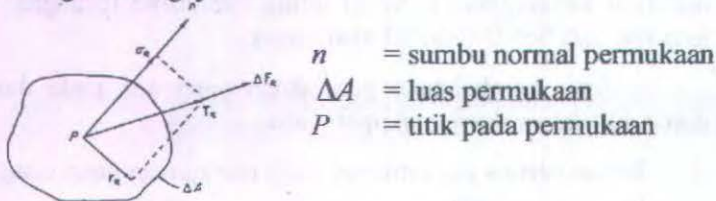
- Beban berupa gaya normal yang merupakan gaya yang tegak lurus permukaan
- Beban berupa gaya geser yang merupakan gaya yang sejajar permukaan
- Beban berupa momen bending yang merupakan momen yang tegak lurus permukaan
- Momen puntir atau torsi yang merupakan momen yang sejajar dengan permukaan

Ada dua jenis pembebanan pokok yang dapat mengakibatkan terjadinya tegangan pada suatu elemen. Jenis beban pertama disebut beban permukaan karena bekerja pada

permukaan benda atau elemen. Umumnya benda permukaan ini terjadi akibat adanya kontak antara benda satu dengan benda lain. Jenis beban yang kedua disebut beban bodi karena bekerja pada seluruh bodi dari benda. Beban bodi umumnya dapat ditimbulkan oleh gaya sentrifugal, gaya gravitasi, dan lainnya yang sejenis.

Pada umumnya beban bodi jauh lebih kecil dari beban permukaan sehingga dapat diabaikan dengan tanpa mengakibatkan kesalahan yang berarti. Dalam melakukan analisa tegangan, biasanya cukup dengan memperhatikan beban permukaan yang terjadi pada suatu benda.

Pada suatu permukaan benda yang mendapat segala jenis beban permukaan, secara vektor resultan dari beban ΔF_n , dapat ditunjukkan seperti Gambar 2.18 di bawah ini. Arah tegangan sama dengan arah gaya.



- n = sumbu normal permukaan
- ΔA = luas permukaan
- P = titik pada permukaan

Gambar 2.18. Tegangan dan Gaya Permukaan pada Titik P

Besarnya tegangan (T_n) pada suatu titik P pada permukaan dapat dirumuskan :

$$T_n = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta F_n}{\Delta A} \right) \quad \dots (2.18)$$

Sedangkan besar tegangan rata-rata yang terjadi di seluruh luasan ΔA dapat dirumuskan :

$$\overline{T_n} = \frac{\Delta F_n}{\Delta A} \quad \dots (2.19)$$



Resultan tegangan T_n pada titik p (lihat Gambar 2.18) dapat diuraikan menjadi dua komponen yaitu σ_n adalah tegangan normal yang tegak lurus dengan permukaan, dan τ_n adalah tegangan geser yang sejajar dengan permukaan.

Dari uraian diatas, terlihat bahwa hanya ada dua jenis tegangan yang dapat terjadi pada permukaan yaitu tegangan normal dengan simbol σ dan tegangan geser dengan simbol τ .

2.7 Teori Perencanaan Roda Gigi

2.7.1 Teori Perencanaan Roda Gigi Lurus (Spur Gear)

Tipe roda gigi yang digunakan untuk memindahkan daya dengan kedudukan poros yang paralel dan sejajar adalah tipe spur gear dan helical gear, tapi untuk sistem transmisi gear box yang digunakan dalam perancangan ini adalah spur gear. Analisa keamanan roda gigi ini menggunakan analisa berdasarkan Lewis Equation dan AQMA Equation. Persamaan yang dipakai adalah berdasarkan gaya bending roda gigi.

Persamaan beban ijin Bending didasarkan pada persamaan tegangan kontak dari Buckingham yang dapat diterapkan pada roda gigi lurus.

$$Fb_1 = So.b.\frac{Y_1}{P} \quad \dots (2.20)$$

dimana : Fb = Gaya bending maksimum

So = Tegangan yang diijinkan untuk lewis Equation

b = Lebar roda gigi

Y1 = Lewis form factor

P = diametral pitch

Sedangkan untuk perumusan AQMA dituliskan sebagai berikut :

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J} \quad \dots (2.21)$$

dimana :

σ_t = tegangan yang terjadi sepanjang kontak gigi (psi)

F_t = beban transmisi (lb) yang didasarkan pada harga *diameter pitch* yang paling besar.

K_o = faktor koreksi beban berlebih; gunakan Tabel 10.4 pada Buku Machine Design.

P = diametral pitch, diambil harga yang paling besar.

K_s = faktor koreksi ukuran (untuk spur gear digunakan 1)

K_m = koreksi distribusi beban; gunakan Tabel 10.5 pada buku Machine Design. Nilai yang kecil pada tabel tersebut dipakai apabila pemasangannya sangat kaku/rigid, dan harga yang besar dipakai apabila kekakuannya diragukan.

K_v = faktor dinamis, gunakan Figure 10-21 pada Machine Design.

b = Lebar roda gigi

J = faktor geometri ; gunakan Figure 10-23 untuk sudut tekan roda gigi 25° dan sudut poros 90°

Selanjutnya mencari tegangan bending ijin berdasarkan formula AGMA. Tegangan ijin maksimum perencanaan menurut AGMA :

$$S_{od} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R} \quad \dots (2.22)$$

dimana :

S_{od} = tegangan ijin maksimum perencanaan (psi)

S_{at} = tegangan ijin material; gunakan Tabel 10-7 pada buku Machine Design.

K_L = faktor hidup; gunakan Tabel 10-8 pada Buku Machine Design.

K_T = faktor temperatur; gunakan rumusan $K_T = \frac{460 + T_F}{620}$

T_F = temperatur kerja oli ($^{\circ}\text{F}$)

K_R = faktor keamanan (faktor keandalan); gunakan Tabel 10-9 pada buku Machine Design.

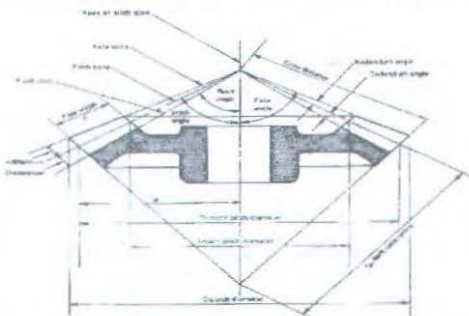
2.7.2 Teori Perencanaan Roda Gigi Bevel



Gambar 2.19
Roda Gigi Bevel

Tipe roda gigi yang digunakan untuk memindahkan daya dengan kedudukan poros yang tidak paralel dan saling berpotongan adalah tipe bevel gear. Dapat dikatakan bahwa bevel gear adalah yang paling baik untuk jenis roda gigi konis. Hal ini disebabkan bagian yang memuat gigi (rim) memang sudah berbentuk konis, tidak berbentuk silindris seperti roda gigi lainnya.

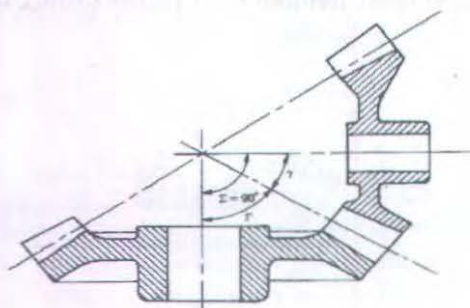
(a) Bevel Gear dengan Gigi Lurus (Straight Bevel Gear)



Gambar 2.20. Bagian Utama Roda Gigi Bevel

Straight Bevel Gear adalah jenis bevel gear yang paling sederhana. Hal ini berdasarkan kenyataan bahwa giginya dipotong/dibuat lurus, mengecil ke dalam (*taper*) dan bila diteruskan gigi-gigi ini akan saling berpotongan pada sumbu poros. Semula *straight bevel gear* dipakai untuk kecepatan relatif rendah, dan bila kecepatan pada *pitch line*-nya lebih dari 1.000 ft/min tidak menjamin adanya kehalusan kerja dan kebisingan. Namun demikian, dengan pengerjaan akhir yang baik, bevel gear dapat dipakai sampai kecepatan 15.000 ft/min dengan baik. Nama-nama bagian dan ukuran utama bevel gear dapat dilihat pada Gambar 2.20.

Sudut pitch (*pitch angle*) untuk sepasang bevel gear kebanyakan dibuat 90° seperti Gambar (2.21) meskipun ada yang dibuat dengan sudut yang lain. Apabila kedua poros membentuk sudut 90° dan kedua roda gigi sama ukurannya (*velocity ratio* = 1), pasangan ini masing-masing mempunyai sudut pitch 45° . Bevel gear yang mempunyai sudut pitch lebih kecil dari 90° seperti pada Gambar (2.21) disebut *external bevel gear*, sedang yang mempunyai sudut pitch 90° disebut gigi mahkota (*crown gear*) dan bila sudutnya lebih besar 90° disebut *internal gear*.



Gambar 2.21. Roda Gigi Bevel dengan Sudut Poros 90°

Seperti halnya roda gigi spur, sudut tekan dapat dibuat $14\frac{1}{2}^\circ$, 20° , atau 25° , tetapi *basic standart* untuk sudut tekan ini 20° . Tinggi pemakaian gigi = $(2P)$ in dan *clearance* = $\left(\frac{0,188}{P} + 0,002\right)$ in, sedangkan ukuran addendum pada pinion

dibuat lebih tinggi dibanding addendum pada gear dan tidak perlu adanya pemotongan puncak gigi. Karakteristik demikian akan mudah diperbaiki untuk jumlah gigi yang lebih banyak, mengingat jumlah gigi minimum pada kebanyakan bevel gear adalah 13, dan untuk pasangannya jumlah gigi minimum 16 buah.

Perbandingan kecepatan untuk bevel gear adalah :

$$r_v = \frac{n_{driven}}{n_{driver}} \quad \dots (2.23)$$

Sedang sudut antara kedua poros roda gigi adalah jumlah dari sudut-sudut pitchnya :

$$\Sigma = \Gamma + \gamma \quad \dots (2.24)$$

Dimana :

Σ = sudut poros ($^\circ$)

Γ = sudut pitch pada gear ($^\circ$)

γ = sudut pitch pada pinion ($^\circ$)

Sudut pitch dapat dicari dengan rumus :

$$\tan \Gamma = \frac{\sin \Sigma}{\left(\frac{N_t_p}{N_t_g}\right) + \cos \Sigma} \quad \dots (2.25)$$

$$\tan \gamma = \frac{\sin \Sigma}{\left(\frac{N_t_g}{N_t_p}\right) + \cos \Sigma} \quad \dots (2.26)$$

Dengan demikian, apabila sudut poros 90° maka :

$$\tan \Gamma = \frac{Nt_g}{Nt_p} \quad \dots (2.27)$$

$$\tan \gamma = \frac{Nt_p}{Nt_g} \quad \dots (2.28)$$

(b) Jumlah Gigi Ekuivalen

Jumlah gigi ekuivalen dihitung untuk dapat memakai tabel *form factor* yang dipakai untuk roda gigi spur dalam perencanaan roda gigi bevel. Bidang normal pada bevel gear akan memotong tegak lurus pada gigi bevel dan potongannya akan berupa lingkaran yang beradius sama dengan *back cone radius*. Dengan demikian jumlah gigi ekuivalen dapat dihitung dengan rumus :

$$Nt_g' = \frac{Nt_g}{\cos \Gamma} \quad \dots (2.29)$$

$$Nt_p' = \frac{Nt_p}{\cos \gamma} \quad \dots (2.30)$$

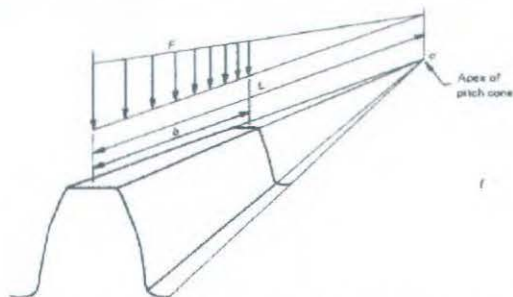
Dimana :

Nt' = jumlah gigi ekuivalen

Nt = jumlah gigi sebenarnya

(c) Kekuatan Gigi pada Roda Gigi Bevel

Karena bentuk/ukuran dari roda gigi bevel yang tidak sama pada bagian muka dan bagian belakang, maka agak sulit dipecahkan melalui persamaan seperti batang terjepit. Seperti terlihat pada Gambar (2.22), beban yang diterima pada gigi bervariasi linear sepanjang gigi. Demikian pula ketebalan giginya bervariasi linear sepanjang permukaan gigi. Hal ini mengakibatkan *circular pitch*-nya dan diameter *pitch*-nya bervariasi linear pula.



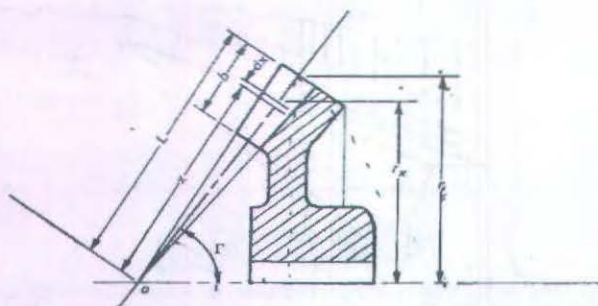
Gambar 2.22. Variasi Linear Beban dan Ketebalan Gigi pada Roda Gigi Bevel

Karena adanya beberapa variasi ini, perlu dipertimbangkan tiap elemen dx . Apabila menggunakan Persamaan Lewis pada roda gigi bevel, variabel ini dianggap konstan sepanjang gigi. Pada Gambar (2.23) memperlihatkan elemen dx untuk mendapatkan persamaan kekuatan. Dalam gambar, L adalah jarak *cone*, b adalah lebar gear, dan r adalah radius pitch. Persamaan Lewis sekarang akan diterapkan pada elemen :

$$dF_x = \frac{S.Y.dx}{P_x} \quad \dots (2.31)$$

Dimana :

- dF_x = pertambahan gaya bending yang bekerja pada dx
- Y = faktor bentuk Lewis
- P_x = diameter pitch gigi yang berjarak x dari titik pusat *pitch cone*



Gambar 2.23. Variasi Linear Pitch dan Radius Pitch

Bila kedua ruas di atas dikali dengan dr dan kemudian diintegrasikan, didapat :

$$\int r_x \cdot dF_x = \int \frac{S.Y. r_x \cdot dx}{P_x} = T \text{ (torsi total)} \quad \dots (2.32)$$

Dan $\int r_x \cdot dF_x$ sama dengan torsi total yang ditransmisikan oleh gigi. Dengan melihat Gambar (2.23) ada indikasi bahwa berkurangnya *circular pitch*, maka berarti *diametral pitch* bervariasi terbalik dengan x . Dengan demikian, karena harga terbesar dari *circular pitch* terjadi pada $x = L$, maka harga P_x terjadi pada $x = (L - b)$. Keadaan ini dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\frac{P_x}{P} = \frac{L}{x}$$

Dimana :

$$P = \text{diametral pitch pada } x = L$$

Dari gambar dapat juga dilihat bahwa persamaan di bawah ini didapatkan karena dua sepertiga yang sebangun :



$$\frac{r_x}{r} = \frac{x}{L}$$

Substitusi persamaan ini pada persamaan sebelumnya didapatkan :

$$T = \int \frac{S.Y.(r/L)x.dx}{P.L/x}$$

Dan dx bervariasi dari $x = (L - b)$ sampai $x = L$ didapat :

$$\begin{aligned} T &= \frac{S.Y.r}{P.L^2} \int_{L-b}^L x^2 . dx \\ &= \frac{S.Y.r}{P.L^2} \left(\frac{x^3}{3} \right)_{L-b}^L \\ &= \frac{S.Y.r}{P.L^2} \left[\frac{L^3 - (L-b)^3}{3} \right] \\ &= \frac{S.Y.r}{P.L^2} \left[\frac{L^3 - L^3 + 3L^2b - 3Lb^2 + b^3}{3} \right] \\ T &= \frac{S.Y.r.b}{P} \left(1 - \frac{b}{L} + \frac{b^2}{3L^2} \right) \quad \dots (2.33) \end{aligned}$$

Lebar gigi pada roda gigi bevel mempunyai batas tertentu, sebab bila lebar gigi dibuat terlalu besar, defleksi yang terjadi pada konstruksi roda gigi bevel dapat dipastikan menyebabkan konsentrasi beban yang besar pada ujung yang kecil dari gigi. Karena bagian inilah yang paling lemah pada roda gigi, maka kemungkinan kerusakan lebih sering terjadi dibanding bagian ujung yang lainnya.

Biasanya batas maksimum lebar gigi adalah sepertiga dari jarak cone.

$$b \leq L/3.$$

Dengan demikian harga maksimum $b^2/3L^2 = 1/27$ dan harga ini dapat dianggap terlalu kecil dibanding dengan harga suku yang lain pada persamaan di atas sehingga dapat diabaikan.

Jika persamaan di atas dibagi dengan r , maka didapat :

$$F_b = \frac{S.Y.b}{P} \left(1 - \frac{b}{L} \right) \quad \dots (2.34)$$

Dimana :

Y = faktor bentuk yang dapat dicari dengan memakai jumlah gigi ekuivalen

(d) Beban Dinamis untuk Roda Gigi Bevel

Persamaan untuk mencari beban dinamis pada roda gigi spur, dapat dipakai untuk mencari beban dinamis pada roda gigi bevel. Kecepatan *pitch line* V_p yang dipakai pada persamaan ini dicari pada *pitch diameter* rata-rata. Diharapkan besarnya :

$$F_b \geq F_d$$

(e) Beban Keausan Ijin untuk Roda Gigi Bevel

Persamaan beban ijin keausan didasarkan pada persamaan tegangan kontak dari Hertz dan Buckingham yang dapat diterapkan pada roda gigi bevel.

Estimasi beban keausan ijin dapat memakai rumus :

$$F_w = \frac{d_p \cdot K \cdot Q'}{\cos \gamma} \quad \dots (2.35)$$

Dimana :

d_p = *diametral pitch* diukur dari bagian belakang gigi

$$Q' = \frac{2.Nt_g'}{Nt_p' + Nt_g'}$$

Dimana :

N_t^p = jumlah gigi ekuivalen pada pinion

N_t^g = jumlah gigi ekuivalen pada gear

Besaran yang lain pada persamaan ini sama seperti besaran pada roda gigi spur. Diharapkan juga :

$$F_w \geq F_d$$

Dianjurkan bahwa metode untuk mencari F_b , F_w , dan F_d adalah hanya sabagai perencanaan awal saja dan untuk perencanaan selanjutnya menggunakan metode AGMA seperti di bawah ini.

(f) Metode AGMA untuk Perencanaan Roda Gigi Bevel

Prosedur yang dianjurkan untuk analisa roda gigi bevel adalah Metode AGMA (American Gear Manufacturers Association). Persamaan yang dipakai sama dengan persamaan yang dipakai pada roda gigi spur dengan beberapa faktor koreksi khusus untuk roda gigi bevel. Persamaan itu yakni :

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot C_o \cdot P \cdot C_s \cdot C_m}{C_v \cdot b \cdot J} \quad \dots (2.36)$$

Dimana :

σ_t = tegangan yang terjadi sepanjang kontak gigi (psi)

F_t = beban transmisi (lb) yang didasarkan pada harga *diameter pitch* yang paling besar.

C_o = faktor koreksi beban berlebih; gunakan Tabel 10-4 pada Buku Machine Design.

P = diametral pitch, diambil harga yang paling besar

C_s = faktor koreksi ukuran; gunakan grafik Gambar 11-33 pada Buku Machine Design.

C_m = koreksi distribusi beban; gunakan Tabel 11-34 pada Buku Machine Design. Nilai yang kecil pada tabel

tersebut dipakai apabila pemasangannya sangat kaku/rigid, dan harga yang besar dipakai apabila kekakuannya diragukan.

C_v = faktor dinamis; gunakan grafik Gambar 10-21 pada Buku Machine Design..

b = lebar gigi (in)

J = faktor geometri; gunakan grafik Gambar 11-35 pada Buku Machine Design untuk roda gigi sudut tekan 25° dan sudut poros 90° .

Selanjutnya mencari tegangan bending ijin berdasarkan formula AGMA. Tegangan ijin maksimum perencanaan menurut AGMA :

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot C_L}{C_T \cdot C_R}$$

... (2.37)

Dimana :

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

S_{at} = tegangan ijin material; gunakan Tabel 10-7 pada Buku Machine Design.

C_L = faktor hidup; gunakan Tabel 10-8 pada Buku Machine Design.

C_T = faktor temperatur; gunakan rumusan $C_T = \frac{460 + T_F}{620}$

T_F = temperatur kerja oli ($^\circ\text{F}$)

C_R = faktor keamanan (faktor keandalan); gunakan Tabel 10-9 dan 10-10 pada Buku Machine Design.

(g) Keausan

Untuk perhitungan keausan, persamaan AGMA dapat dipakai sebagai dasar perhitungan. Persamaan dasarnya adalah :

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}} \quad \dots (2.38)$$

Dimana :

- σ_c = tegangan kontak yang terjadi
- C_p = koefisien yang dipengaruhi oleh sifat elastis bahan
- F_t = gaya tangensial yang terjadi/dipindahkan; yang berdasarkan pada harga *diametral pitch* yang terbesar.
- C_o = faktor koreksi beban berlebih; gunakan Tabel 10-4 pada Buku Machine Design.
- C_s = faktor koreksi ukuran; gunakan grafik Gambar 11-33 pada Buku Machine Design.
- C_m = koreksi distribusi beban; gunakan Tabel 11-36 pada Buku Machine Design. Nilai yang kecil pada tabel tersebut dipakai apabila pemasangannya sangat kaku/rigid, dan harga yang besar dipakai bila kekakuannya diragukan.
- C_f = faktor kondisi permukaan
- C_v = faktor dinamis; gunakan grafik Gambar 10-27 pada Buku Machine Design.
- d = *diametral pitch* pinion; diambil yang terbesar.
- b = lebar gigi (in); diukur pada lebar gigi yang besentuhan dengan gigi pasangannya.
- I = faktor geometri

Setelah mencari harga σ_c , kemudian harga ini harus memenuhi persyaratan :

$$\sigma_c \leq S_{ac} \cdot \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right] \quad \dots (2.39)$$

Dimana :



S_{oc} = tegangan kontak ijin; gunakan Tabel 10-14 pada Buku Machine Design.

C_L = faktor hidup, gunakan Gambar 10-33 pada Buku Machine Design.

C_H = faktor rasio hardness, gunakan grafik Gambar 10-34 atau tabel 10-15 pada Buku Machine Design.

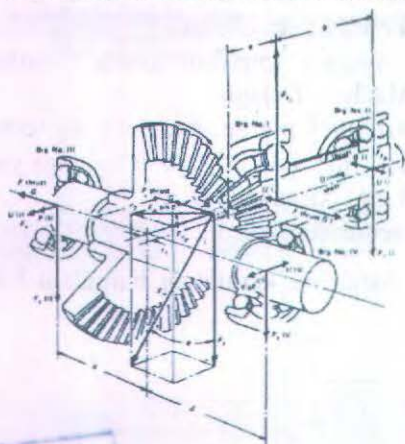
C_T = faktor temperatur; gunakan rumusan $C_T = \frac{460 + T_F}{620}$

T_F = temperatur kerja oli ($^{\circ}\text{F}$)

C_R = faktor keamanan (faktor keandalan); gunakan Tabel 10-16 pada buku Machine Design.

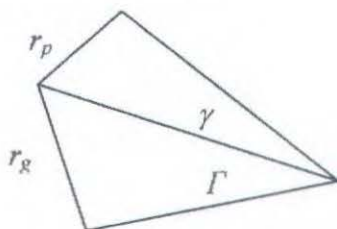
(h) Beban yang Diterima Gigi pada Roda Gigi Bevel

Asumsi yang bisa dipakai untuk mencari beban yang bekerja pada roda gigi bevel adalah bahwa resultan akan bekerja pada tengah-tengah permukaan gigi. Kesalahan yang timbul dengan asumsi ini kecil dan masih dalam batasan aman.



Gambar 2.24. Gaya-gaya yang terjadi pada bevel gear

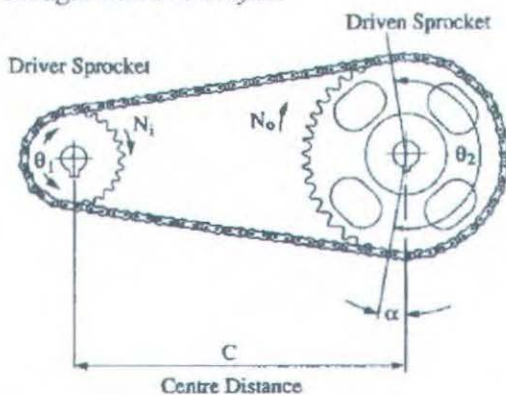
Dari gambar di atas, dapat dilihat beban normal pada gigi dan tiga komponennya yakni beban tangensial atau transmisi F_t , beban radial F_r , dan beban thrust F_{thrust} . Dari uraian ini dapat diketahui bahwa pada bevel timbul beban *thrust* (aksial terhadap poros).



Gambar 2.25. Contoh Arah Beban yang Diterima Roda Gigi Bevel

2.8 Teori Perencanaan Chain and Sproket

Chain dan *sproket* (gambar 2.26) juga merupakan mekanisme untuk transfer daya dan gerak, selain itu juga digunakan sebagai *chain conveyor*.

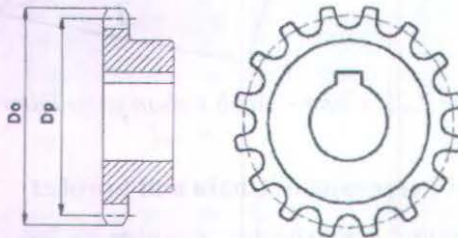


Gambar 2.26. Susunan pada rantai dan sproket

- Rasio putaran :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_1}{Nt_2} \quad \dots (2.40)$$

dimana n_1 : putaran input (rpm)
 n_2 : putaran output (rpm)
 Nt_1 : Jumlah gigi sproket input
 Nt_2 : Jumlah gigi sproket input



Gambar 2.27. Sproket
 (Do : sproket diameter , Dp : pitch diameter)

$$L = \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \theta \frac{Nt_1 - Nt_2}{180} - 2C \cos \theta \quad \dots (2.41)$$

Dimana :

L : panjang rantai, dinyatakan dalam jumlah mata rantai.
 Nt_1 : Jumlah gigi sproket driver.
 Nt_2 : Jumlah gigi sproket driven.
 C : jarak antara dua sumbu sproket.

Untuk menentukan harga θ adalah

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1}{c} \right) \quad \dots (2.42)$$

Dimana

R_2 : jari-jari sproket besar

R_1 : jari-jari sproket kecil

c : $2(R_1 + R_2)$

2.9 Teori Perencanaan Poros

Poros (*shafi*) adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat, dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi, *pulley*, roda gila (*fly-wheel*), engkol, *sprocket*, dan elemen transmisi daya lainnya. Poros bisa menerima beban-beban lenturan, tarikan, tekan, atau puntiran, yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya. Bila beban tersebut tergabung, bisa dicari kekuatan statis dan kekuatan lelah yang diperlukan untuk pertimbangan perencanaan.

Pada perhitungan poros, yang dihitung atau ditentukan adalah diameter poros. Untuk dapat menentukan diameter poros maka harus diketahui terlebih dahulu tegangan yang diterima oleh poros seperti tegangan bending, tegangan torsi ataupun tegangan kombinasi antara bending dan torsi. Pada perhitungan poros, kita menganalisa setiap gaya yang ada pada poros. Gaya-gaya pada poros bisa diakibatkan oleh gaya tangensial maupun gaya aksial dan gaya radial dari roda gigi. Untuk menganalisa diameter poros yang akan dipakai, kita harus menentukan material dari poros dahulu sedemikian hingga didapatkan harga yang dirasa cukup aman. Dalam menentukan diameter poros, dapat digunakan persamaan *Distortion Energy Theory*, yaitu :

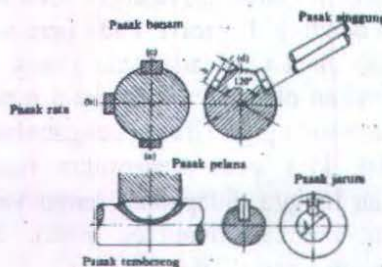
$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{32}{\pi D_o^3 \left(1 - \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^4\right)} \sqrt{K_{sb} \left(M_m + \frac{S_{yp}}{S_e} M_r\right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} \left(T_m + \frac{S_{yp}}{S_e} T_r\right)^2} \dots (2.43)$$

Dimana :

- D_i = diameter dalam poros (in)
- D_o = diameter luar poros (in)
- M_m = momen bending rata-rata (lb.in)
- M_r = momen bending *range* (lb.in)
- T_m = momen torsi rata-rata (lb.in)
- T_r = momen torsi *range* (lb.in)

2.10 Teori Perencanaan Pasak

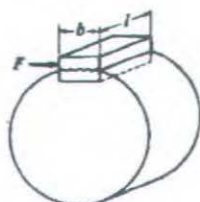
Pasak merupakan suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sprocket, pulley, kopling atau komponen sejenis lainnya pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Pasak pada umumnya dapat digolongkan atas beberapa macam seperti pada Gambar 2.28 dibawah ini.



Gambar 2.28. Macam-Macam Pasak

Umumnya pasak memiliki penampang segi empat. Dalam arah memanjang dapat berupa prismatis atau bentuk tirus. Dalam praktek pemasangan pasak, sisi samping pasak yang rata harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak goyah dan rusak. Dalam hal pemilihan bahan, kadang-kadang sengaja dipilih bahan yang lebih lemah daripada bahan poros. Hal ini dilakukan dengan pertimbangan bahwa pasak merupakan komponen yang lebih mudah diganti dari pada poros.

Perhitungan dimensi serta bahan pasak dilakukan dengan prinsip dasar tegangan geser yang terkena pada pasak akibat torsi yang muncul. Berikut ini *free body diagram* untuk memudahkan ilustrasi :



Gambar 2.29. Free Body Diagram Pasak

Jika momen yang direncanakan sebesar T dan diameter poros adalah d , maka gaya tangensial F_t yang terjadi sebesar :

$$F_t = \frac{T}{\left(\frac{d}{2}\right)} \quad \dots (2.44)$$

Adanya gaya tangensial sebagai beban eksternal untuk pasak menyebabkan timbulnya tegangan geser τ dan kompresi σ yang dapat diformulasikan sebagai berikut :

$$\tau = \frac{F_t}{b.l} \quad \dots (2.45)$$

$$\sigma = \frac{F_t}{l.t} \quad \dots (2.46)$$

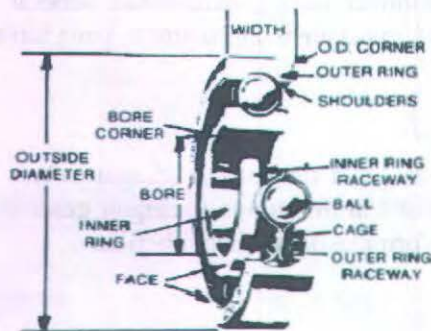
Dimana :

- b = lebar pasak
- l = panjang pasak
- t = tebal pasak yang tertanam pada poros, atau sebaliknya

Tegangan geser maupun kompresi di atas merupakan besar tegangan yang dapat merusak poros. Sehingga dalam pemilihan bahan haruslah dipilih bahan yang memiliki tegangan luluh lebih besar dari tegangan yang timbul.

2.11 Teori Perencanaan Bantalan

Fungsi dari bantalan adalah sebagai penghubung antara elemen bergerak dengan bodi yang diam. Dengan media ini tentunya diharapkan daya yang ditransferkan dari input akan dapat dipindahkan atau disambungkan ke elemen mesin yang lain dengan loses energi akibat gesekan yang seminimal mungkin. Selain menjalankan fungsi diatas bearing juga berfungsi sebagai tumpuan dari poros.



Gambar 2.30. Geometri Ball Bearing

Dengan pembebanan yang berbeda dari setiap penggunaannya, maka diperlukan perencanaan yang sesuai dengan pembebanan yang diterima agar peralatan yang direncanakan dapat berfungsi dengan baik dan memiliki masa pakai yang panjang. Gaya-gaya yang menjadi pertimbangan untuk merencanakan bantalan diperoleh dari gaya-gaya dan momen yang diterima poros dengan memproyeksikannya pada arah horisontal dan vertikal pada posisi bantalan yang ditentukan untuk memudahkan analisa.

Untuk pemilihan bantalan didasarkan pada umur bantalan yang diinginkan. Berikut adalah perumusan yang digunakan :

$$P = C^b \sqrt[3]{\frac{10^6}{60 \cdot n \cdot L_{10}}} \quad (\text{lb}) \quad \dots (2.47)$$

Dimana : P = Equivalent load (lb)

C = Basic load rating yang diambil dari Tabel 9-1,9-2,9-3 pada buku *Machine Design, deutcman, 1975*.

L_{10} = Umur bearing dalam jam.

b = 3 untuk ball bearing dan 10/3 untuk roller bearing.

Dari nilai equivalent load, dapat dicari tipe bearingnya dengan cara menentukan Faktor X dan Y. Setelah itu dapat ditentukan gaya aksial dan radial yang diijinkan.

BAB III METODOLOGI

3.1. Identifikasi Masalah

Berikut ini merupakan identifikasi masalah yang akan dilakukan oleh penulis yakni :

3.1.1. Tahap Penentuan Persyaratan Produk

Kebutuhan kosumen merupakan faktor yang tidak bisa ditinggalkan dalam merancang suatu produk. Karena nantinya produk tersebut dibuat untuk dijual ke konsumen. Pada tahap ini, terkait dengan pengumpulan informasi persyaratan alat, penulis melakukan interview langsung dengan beberapa petani. Selain itu penulis juga mempelajari alat sejenis yang telah diproduksi oleh perusahaan asing maupun domestik. Setelah melakukan pengumpulan data berdasarkan interview maupun studi literasi maka disusunlah *list of requirement* untuk produk.

3.1.2. Tahap Pengembangan Konsep

Pada tahapan ini akan dibuat beberapa konsep atau sketsa dari alat berdasarkan *list of requirement* yang telah ditetapkan sebelumnya. Konsep produk tidak diberi ukuran detail tetapi hanya bentuk dan dimensi dasar produk.

3.1.3. Tahap Pemilihan Konsep

Setelah berbagai konsep dibuat maka langkah berikutnya adalah menyeleksi konsep-konsep tersebut. Langkah yang dilakukan dalam pemilihan konsep yaitu penyaringan konsep berdasarkan permintaan yang ada. Dari kekurangan alat sejenis yang ada dijadikan dasar pemilihan konsep yang tepat untuk membuat mesin press.

3.1.4. Tahap Perancangan Komponen

Setelah konsep terpilih maka dilakukan perancangan komponen pelengkap produk. Perhitungan desain secara

menyeluruh dilaksanakan dalam hal ini terkait dengan penentuan kapasitas pengepresan biji jarak. Kapasitas yang diinginkan untuk alat screw press machine yang akan dibuat adalah 50 kg/jam. Setelah ditentukan kapasitas, maka dengan mengetahui sudut kemiringan screw akan diketahui daya total alat yang dibutuhkan untuk mengepress bijin jarak. Selanjutnya dapat *break down* untuk menganalisa gaya-gaya pada tiap komponen. Gaya-gaya yang terjadi pastilah menimbulkan tegangan pada beberapa bagian komponen sehingga mengakibatkan adanya *failure*. Batas tegangan yang diakibatkan oleh gaya eksternal maupun internal dipakai untuk memilih material yang aman untuk peralatan.

Pada tahap ini juga dilakukan perhitungan untuk dimensi screw press yang tepat. Hal ini dilakukan dengan memvariasikan jarak pitch screw shaft dari 0,5D sampai 1,5D. Setelah itu dengan referensi tekanan yang harus diberikan maka dapat dicari nilai daya yang dibutuhkan screw press untuk melakukan pengepresan yang optimal. Perhitungan ini dilakukan dengan software microsoft excel untuk menentukan daya yang paling kecil dengan tekanan pengepresan yang sama.

Pada akhir tahap ini, akan didapatkan dimensi detail masing-masing komponen. Toleransi dan spesifikasi produk juga akan dilakukan untuk input gambar teknik yang siap diproduksi. Dari sini dapat diperkirakan besarnya rancangan kasar biaya yang akan dihabiskan untuk pembuatan tiap produk.

3.1.5. Rancangan Proses Manufaktur

Komponen yang telah dirancang masing-masing akan dievaluasi dengan tinjauan proses manufaktur. Hal yang mendasari aktivitas ini adalah apakah komponen yang ada mampu dimanufaktur dengan teknologi yang tersedia. Selain itu juga dipertimbangkan mengenai pemasangan dari tiap

komponennya. Ini yang menjadi pijakan penentuan proses pembuatan masing-masing komponen serta pemilihan proses dengan biaya yang ekonomis.

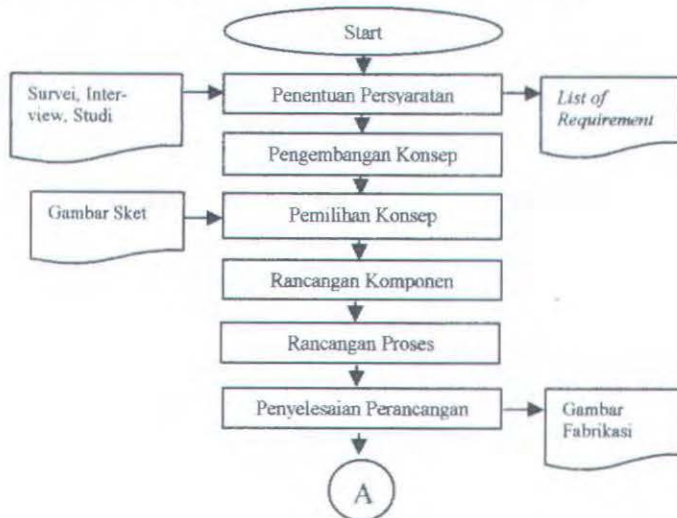
3.1.6. Tahap Penyelesaian Perancangan

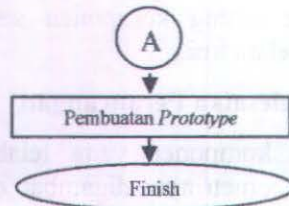
Rancangan komponen yang telah dihitung pemilihan material maupun geometrinya, digambar dalam sebuah gambar fabrikasi. Gambar fabrikasi tersebut memuat proses pembuatan. Selanjutnya dilakukan pembuatan *prototype* dari alat yang dirancang. Aktifitas akhir dari tahap ini adalah pengujian terhadap *prototype* yang telah dibuat.

3.2. Diagram Alir

3.2.1. Diagram Alir Penelitian dan Perancangan

Berikut ini merupakan diagram alir penelitian dan perancangan *Screw Press Machine* yang dirumuskan :





Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian dan Perancangan Screw Press Machine

3.2.2. Diagram Alir Perencanaan Komponen

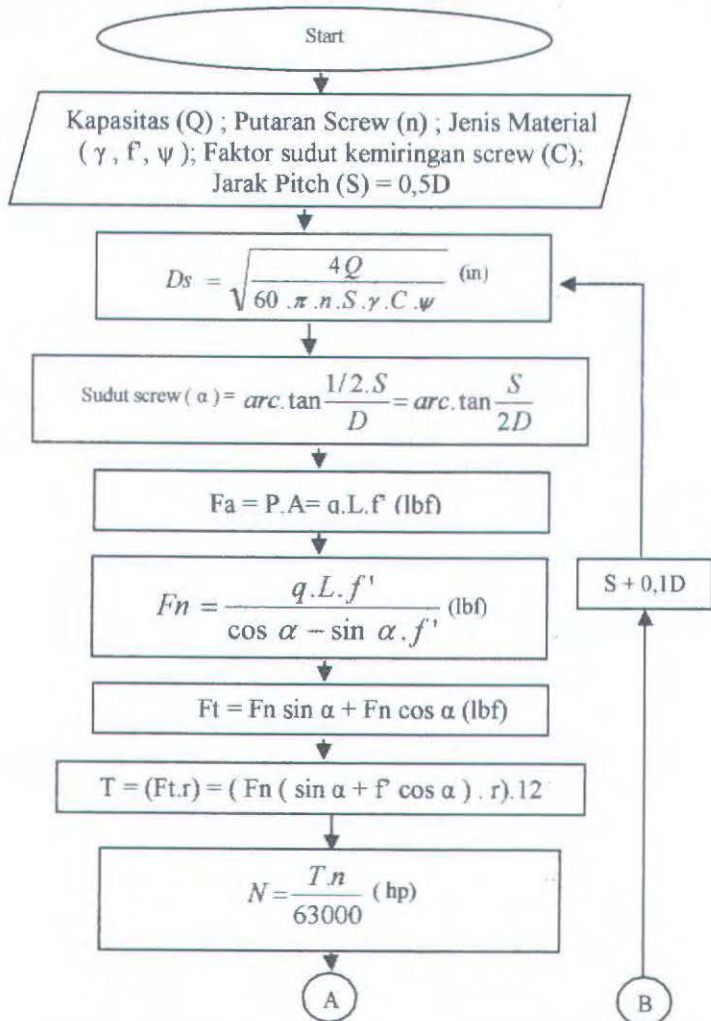
Berikut ini merupakan diagram alir perencanaan komponen *Screw Press Machine* yang dirumuskan :



Gambar 3.2 Diagram Alir Perencanaan Komponen Screw Press Machine

3.2.3. Diagram Alir Perencanaan Screw Shaft

Berikut ini merupakan diagram alir perumusan yang digunakan untuk perencanaan *screw shaft* :





Gambar 3.3 Diagram Alir Perencanaan Screw Shaft

Gambar 3.3 diatas merupakan alur perhitungan untuk *single screw*, sementara digram alur perhitungan untuk *double screw* sama seperti gambar 3.3 namun ukuran jarak pitch bervariasi antara $0,25D$ sampai $0,75D$. Setelah didapat ukuran screw yang sesuai maka dapat ditentukan daya yang dibutuhkan screw shaft dalam melakukan pengepresan. Daya motor listrik ditentukan berdasarkan daya screw shaft dan efisiensi transmisi gearbox. Untuk tugas ini digunakan efisiensi transmisi gearbox sebesar 90% sehingga daya motor listrik yang dibutuhkan alat screw press biji jarak ini sebesar daya screw shaft ditambah 10% dari nilai daya tersebut. Jadi, konsumsi daya total dari alat ini berupa daya motor listrik dan daya pemanas.

3.3. Spesifikasi Perancangan

Berdasarkan atas permintaan *costumer* yang sudah ditetapkan, maka disusun sebuah *technical spesification of product* yang termuat dalam *list of requirement*. *List of requirement* ini dipakai sebagai pedoman untuk merancang produk tersebut pada langkah selanjutnya. Disamping itu, *list of*

requirement disusun berdasarkan atas kebutuhan *costumer*, sehingga beberapa *requirement* seperti perhitungan biaya produksi belum bisa dihitung atau ditentukan.

Tabel 3.1 Spesifikasi Teknis yang dituangkan dalam List of Requirements

D/W	List of Requirements
	1. Geometri
D	➤ Tinggi Screw Press Machine 1000 s/d 1280 mm
D	➤ Lebar Screw Press Machine 350 s/d 500 mm
D	➤ Panjang Screw Press Machine 1500s/d 2000 mm
	2. Bagian Screw Shaft
D	➤ Optimal dalam melakukan pengepresan
D	➤ Bahan yang tidak mudah berkarat
D	➤ Tidak rusak akibat tekanan yang terjadi
W	➤ Tidak terjadi defleksi yang berlebih selama proses pengepresan
D	➤ Tidak terjadi pemampatan permanen dari material biji jarak
D	➤ Setelah dipress, pasta biji jarak diarahkan ke saringan
D	➤ Kebutuhan daya kecil
	3. Bagian Saringan
D	➤ Dapat mengeluarkan minyak biji jarak
D	➤ Geometri tidak memungkinkan ampas ikut keluar bersama minyak
	4. Bagian Stopper
D	➤ Dapat mengeluarkan ampas secara kontinyu sesuai yang diinginkan
D	➤ Dapat memberikan ruang penekanan pada pasta biji jarak
D	➤ Sebagai tempat dudukan bearing screw shaft

	5. Bagian Crusher
D	➤ Dapat membantu biji jarak untuk memasuki ruang pengepresan
D	➤ Memberikan pengepresan awal pada biji jarak agar tidak menggumpal
	5. Spesifikasi Umum
D	➤ Mudah <i>diassembly</i>
D	➤ Mudah dalam perawatan
D	➤ Membutuhkan satu orang operator sekali jalan
W	➤ Daya alat diminimalisasi
	6. Ketelitian
W	➤ Komponen memiliki keakuratan pengukuran tinggi
W	➤ Konstruksi tidak mudah terjadi failure
	7. Force Resistance
D	➤ Kestabilan tinggi saat diam maupun beroperasi
	8. Reliability
W	➤ Tahan aus untuk komponen screw shaft dan crusher
D	➤ Tahan korosi
D	➤ Tahan terhadap perubahan temperatur
	9. Perawatan
D	➤ Mudah dibersihkan
D	➤ Mudah diperbaiki jika rusak
D	➤ Mudah dikontrol
	10. Kemanan
D	➤ Aman pada saat operasi alat
D	➤ Tidak mengganggu lingkungan sekitar
	11. Harga dan Layanan Purna Jual
D	➤ Harga terjangkau (kurang dari Rp. 10 juta)
W	➤ Suku cadang mudah didapatkan
D	➤ Operating life minimal lima tahun

Dalam Tabel 3.1 diatas, penilaian berupa notasi *D* (*demand*) dan *W* (*wise*). *Demand* merupakan syarat yang harus dipenuhi oleh suatu produk, sedangkan *wise* merupakan sesuatu yang nantinya diharapkan dapat dipenuhi.

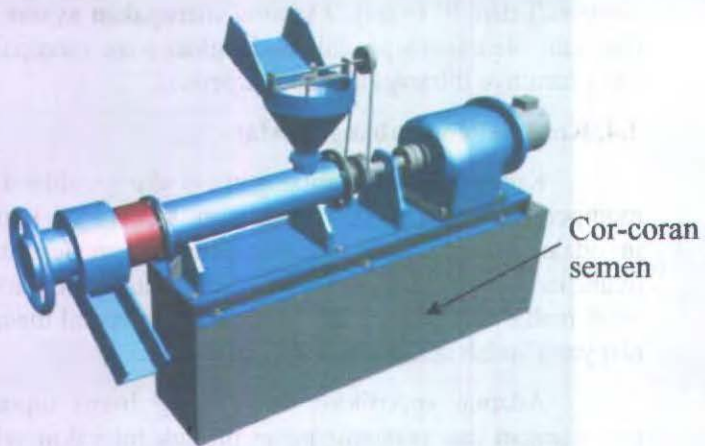
3.4. Konsep Pengembangan Alat

Konsep pengembangan alat dibuat dengan memperhatikan kebutuhan konsumen. Kebutuhan konsumen saat ini adalah sebuah alat pengepress yang bisa menggantikan tenaga manusia/manual. Alat pengepress ini tentunya diharapkan tidak lebih mahal dari cara pengepresan secara manual maupun dengan alat yang sudah ada di pasaran.

Adapun spesifikasi target yang harus dipenuhi dalam perancangan dan pengembangan produk ini yakni sebuah *screw press machine* yang efisien sehingga dapat dioperasikan dengan optimal. Hal ini didasarkan atas kondisi petani biji jarak Indonesia yang kurang bisa memanfaatkan biji jarak hasil panen mereka secara maksimal. Padahal biji jarak yang dipanen mampu menghasilkan nilai ekonomis yang lebih tinggi. Cara pengoperasiannya pun diharapkan bisa dilakukan tanpa *technical training* terlebih dahulu sehingga dapat dioperasikan oleh siapapun.

Spesifikasi target ini telah dikembangkan sehingga dihasilkan konsep seperti yang ada pada Gambar 3.4. Alat dibuat sedemikian rupa sehingga efisien, namun masih dapat melakukan pengepresan secara optimal.

Selanjutnya akan dilakukan analisa untuk menyusun spesifikasi akhir dari alat. Analisa dilakukan untuk melakukan pemilihan material terbaik yang memungkinkan dan penentuan geometri terbaik untuk tiap-tiap bagian.



Gambar 3.4 Screw Press Machine

3.5. Mekanisme Pengepresan

Proses pengepresan terjadi pada clearance antara casing dan screw shaft. Seperti dijelaskan sebelumnya pengepresan screw ini menggunakan konsep screw konveyor yang didesain secara khusus. Pertama biji jarak dimasukkan kedalam hopper sebagai tempat penampungan sementara. Kemudian biji akan dilewatkan melalui celah sempit antara casing dan screw shaft yang didesain khusus untuk pengepresan. Pada bagian ini biji akan dihancurkan dan dipress oleh screw kemudian biji akan dibawa menuju ruang pengepresan pada ujung poros.

Volume ruangan ini dapat diatur dengan menggerakkan stopper sehingga dapat memberikan tekanan yang besar. Minyak akan dikeluarkan melalui saringan yang ada pada ruang pengepresan, sementara ampas hasil pengepresan akan

dikeluarkan melalui celah sempit yang ada pada stopper. Ampas hasil pengepresan akan dilakukan pengepresan ulang pada Screw Press Machine sampai tiga kali tahap pengepresan. Pada tahap pengepresan yang kedua ruang pengepresan pada ujung poros dapat dipersempit dengan mengatur pada bagian stopper. Untuk proses pengepresan yang ketiga dilakukan dengan cara yang sama. Dengan cara ini diharapkan rendemen minyak yang dikeluarkan dapat lebih tinggi.

Pada screw press machine ini dilengkapi adanya crusher yang diletakkan pada hopper. Crusher ini selain berfungsi mengaduk biji jarak yang ada pada hopper, juga membantu masuknya biji jarak kedalam screw press. Prinsip yang digunakan pada crusher adalah tipe paddle fligt satu sisi dan roda gigi yang dimodifikasi. Fungsi dari paddle flight ini adalah mengarahkan biji jarak yang ada dalam hopper untuk memasuki area pengepresan dalam poros screw.



Gambar 3.5. Crusher

BAB IV PERANCANGAN KOMPONEN SCREW PRESS MACHINE

4.1 Perancangan Screw Shaft

Poros Screw merupakan salah satu komponen utama dalam operasi screw press machine, khususnya dalam melakukan pengepresan dan penghancuran biji jarak. Untuk proses pengepresan dengan menggunakan poros screw terdiri dari dua jenis screw, yaitu single screw dan double screw. Single screw digunakan untuk menghancurkan biji menjadi lebih halus dan double screw digunakan untuk pelumatan biji jarak menjadi pasta yang sekaligus melakukan proses pengepresan. Pada ujung poros screw diberi ruang yang berjarak 5 cm sebagai ruang pengepresan minyak jarak dari bijinya. Lubang tempat keluarnya minyak berdiameter 1mm sehingga minyak dapat keluar sesuai yang diharapkan. Tebal screw dibuat 5 mm karena daun screw yang standart untuk screw conveyor mempunyai ketebalan 4mm sampai 8 mm dengan menggunakan proses machining.



Gambar 4.1 Poros screw dari Screw Press Machine

Perhitungan dimensi poros screw ditentukan dari beberapa inputan yaitu kapasitas screw press machine (Q), panjang lintasan (L), putaran screw (n), jarak pitch (S), dan jenis material curah (dalam hal ini material yang dimaksud adalah biji jarak pagar). Dan sebagai keluaran adalah gaya aksial (F_a) dan daya yang dibutuhkan (N).

4.1.1 Single Screw (section pertama)

$$Q = 110.23 \text{ lb/jam.}$$

$$\text{Putaran screw (n)} = 40 \text{ rpm.}$$

Jenis material (biji jarak) :

$$\gamma = 20 \text{ lb/ft}^3 ; f^* = 0.7 ; \psi = 0.35$$

1. Diameter Screw (D)

Dalam menentukan diameter screw dipengaruhi oleh kapasitas (Q), putaran screw (n), jarak pitch (S), efisiensi loading (ψ) dan berat jenis material (γ), factor sudut kemiringan screw (C).

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{4Q}{60 \cdot \pi \cdot n \cdot S \cdot \gamma \cdot C \cdot \psi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 110,23}{60 \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 0,5 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 0,35}} \\ &= 3.0683 \text{ in.} \end{aligned}$$

2. Sudut kemiringan Screw (α)

Sudut screw dipengaruhi oleh jarak pitch (S) dan diameter screw (D). Dari hasil perhitungan diameter, digunakan untuk mengetahui sudut kemiringan screw.

$$\begin{aligned} \alpha &= \text{arc. tan} \frac{0,5S}{D} = \text{arc. tan} \frac{S}{2D} \\ \alpha &= \text{arc. tan} \frac{S}{2D} = \text{arc. tan} \frac{0,5D}{2D} = 14,04^\circ \end{aligned}$$

Berdasarkan *Journal of Food Engineering* (A.Oyinlola, 2004) tekanan yang diberikan agar minyak jarak dapat keluar dari bijinya sebesar tidak kurang dari 7252 psi. Hal ini



dibuat agar tekanan yang diberikan screw press mampu menekan biji jarak pada daerah penekanannya.

Berikut adalah perhitungan untuk menentukan gaya-gaya yang terjadi pada screw shaft :

❖ Gaya aksial :

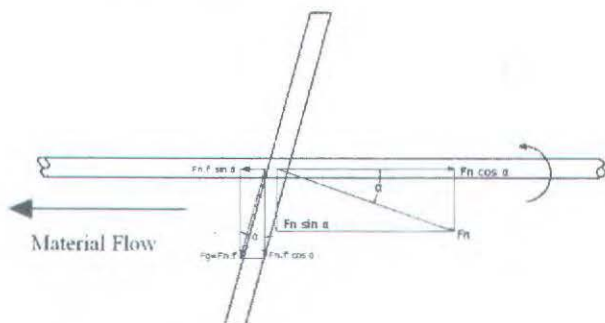
Sectional area yang mendapat tekanan :

$$\begin{aligned} A_1 &= \pi \cdot r^2 \text{ (luas barrel)} & A_2 &= \pi \cdot r^2 \text{ (penampang poros)} \\ &= 3,14 \cdot (1,654)^2 & &= 3,14 \cdot (1,575)^2 \\ &= 8,585 \text{ in}^2. & &= 7,787 \text{ in}^2. \end{aligned}$$

Luas daerah yang mendapat tekanan screw press adalah :

$$\begin{aligned} A &= A_1 - A_2 \\ &= 8,585 - 7,787 = 0,798 \text{ in}^2. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_a &= \text{Pressure} \times \text{luas penampang} \\ &= P \cdot A = 7252 \text{ psi} \cdot (0,798) \text{ in}^2 \\ &= 5787,09 \text{ lbf}. \end{aligned}$$



Gambar 4.2 Gaya yang terjadi pada screw

- ❖ Gaya Normal :

$$F_n = \frac{F_a}{(\cos \alpha - \sin \alpha \cdot f')}$$

$$F_n = \frac{5787,09}{(\cos 14,04 - \sin 14,04 \cdot 0,7)}$$

$$= 7231,086 \text{ lbf.}$$

- ❖ Gaya Tangensial :

$$F_t = F_n \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot f')$$

$$= 7231,086 \cdot (\sin 14,04 + \cos 14,04 \cdot 0,7)$$

$$= 6664,804 \text{ lbf.}$$

- ❖ Torsi Yang terjadi :

$$T = F_t \cdot D / 2$$

$$= 6664,804 \cdot 3,0683 / 2$$

$$= 10224,8 \text{ lbin.}$$

- ❖ Daya Screw :

$$N = \frac{T \cdot n}{63000}$$

$$= \frac{10224,8 \cdot 40}{63000}$$

$$= 6.4919 \text{ hp.}$$

Dengan menggunakan Microsoft excel dilakukan variasi perhitungan daya untuk jarak pitch antara 0,5D sampai 1,5D. Didapat hasil perhitungan seperti pada tabel 2 lampiran tabel. Dari hasil perhitungan single screw didapat bahwa jarak pitch 0,5D membutuhkan daya yang lebih kecil maka dalam perancangan dipakai jarak pitch 0,5D sebagai single screw.



4.1.2 Double Screw (section kedua)

Perancangan dimensi yang tepat untuk double screw hampir sama seperti perhitungan pada single screw, namun jarak pitch pada double screw menjadi setengah dari single screw yaitu $0,25D$ sampai $0,75D$.

$$Q = 110.23 \text{ lb/jam.}$$

$$\text{Putaran screw } (n) = 40 \text{ rpm.}$$

Jenis material (biji jarak) :

$$\gamma = 20 \text{ lb/ft}^3 ; f' = 0.7 ; \psi = 0.35$$

1. Diameter Screw (D)

Dalam menentukan diameter screw dipengaruhi oleh kapasitas (Q), putaran screw (n), jarak pitch (S), efisiensi loading (ψ) dan berat jenis material (γ), factor sudut kemiringan screw (C).

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{4Q}{60 \cdot \pi \cdot n \cdot S \cdot \gamma \cdot C \cdot \psi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 110,23}{60 \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 0,5D \cdot 20 \cdot 1 \cdot 0,35}} \\ &= 3.0683 \text{ in.} \end{aligned}$$

2. Sudut kemiringan Screw (α)

Sudut screw dipengaruhi oleh jarak pitch (S) dan diameter screw (D). Dari hasil perhitungan diameter, digunakan untuk mengetahui sudut kemiringan screw.

$$\begin{aligned} \alpha &= \text{arc. tan} \frac{0,5S}{D} = \text{arc. tan} \frac{S}{2D} \\ \alpha &= \text{arc. tan} \frac{S}{2D} = \text{arc. tan} \frac{0,5D}{2D} = 14,04^\circ \end{aligned}$$

Berdasarkan *Journal of Food Engineering* (A.Oyinlola,2004) tekanan yang diberikan kepada biji jarak agar minyak jarak dapat keluar sebesar tidak kurang dari 7252 psi. Hal ini dibuat agar tekanan yang diberikan screw press mampu menekan biji jarak pada daerah penekanannya.

Berikut adalah perhitungan untuk menentukan gaya-gaya yang terjadi pada screw shaft :

❖ Gaya aksial :

Sectional area yang mendapat tekanan :

$$\begin{aligned} A_1 &= \pi \cdot r^2 \text{ (luas barrel)} & A_2 &= \pi \cdot r^2 \text{ (penampang)} \\ & & & \text{poros)} \\ &= 3,14 \cdot (1,654)^2 & &= 3,14 \cdot (1,575)^2 \\ &= 8,585 \text{ in}^2 & &= 7,787 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Luas daerah yang mendapat tekanan screw press adalah :

$$\begin{aligned} A &= A_1 - A_2 \\ &= 8,585 - 7,787 = 0,798 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_a &= \text{Pressure} \times \text{luas penampang} \\ &= P \cdot A = 7252 \text{ psi} \cdot (0,798) \text{ in}^2 \\ &= 5787,09 \text{ lbf.} \end{aligned}$$

❖ Gaya Normal :

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{F_a}{(\cos \alpha - \sin \alpha \cdot f')} \\ &= \frac{5787,09}{(\cos 14,04 - \sin 14,04 \cdot 0,7)} \\ &= 7230,54 \text{ lbf.} \end{aligned}$$

❖ Gaya Tangensial :

$$F_t = F_n \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot f')$$



$$\begin{aligned} &= 7230,54.(\sin 14,04 + \cos 14,04 \cdot 0,7) \\ &= 6663,9 \text{ lbf.} \end{aligned}$$

❖ Torsi Yang terjadi :

$$\begin{aligned} T &= Ft.D/2 \\ &= 6663,9 \cdot 3,0683 / 2 \\ &= 10223,5 \text{ lbin.} \end{aligned}$$

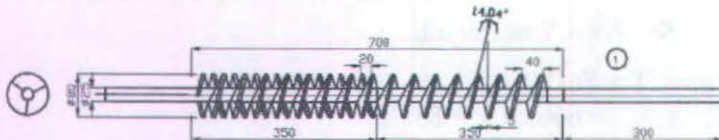
❖ Daya Screw :

$$\begin{aligned} N &= \frac{T \cdot n}{63000} \\ &= \frac{10223,5 \cdot 40}{63000} \\ &= 6,491 \text{ hp.} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan double screw yang terdapat pada lampiran tabel 3 bahwa jarak pitch $0,35D$ membutuhkan daya yang lebih kecil maka dalam perancangan seharusnya dipakai jarak pitch $0,35D$ sebagai double screw. Namun dalam proses manufaktur kami tidak menggunakan jarak pitch $(S) = 0,35D$ karena ruang pengepresan jauh lebih sempit dan sulitnya proses manufaktur. Sehingga kami tetap menggunakan jarak pitch $(S) = 0,5D$ untuk double screw.

Pada perancangan screw press machine ini panjang antara single screw dan double screw dibuat sama yaitu sebesar 350 mm. Hal ini dimaksudkan pencapaian nilai kapasitas alat sebesar 50 kg biji jarak/jam dengan daya 6,491 hp. Menurut penelitian yang dilakukan oleh Gerrity dan Stephen F, efisiensi pengepresan menggunakan single screw hanya 75% dan efisiensi pengepresan menggunakan double screw meningkat sebesar 90%. Daya yang dibutuhkan juga berbeda, kebutuhan daya menggunakan double screw lebih kecil dibandingkan dengan single screw. Hal ini diakibatkan oleh perbedaan gesekan antara

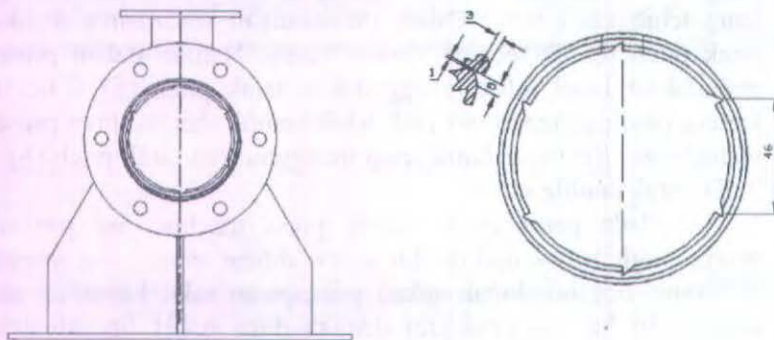
double screw dan single screw. Berikut adalah gambar spesifikasi ukuran poros screw pada screw press machine.



Gambar 4.3 Ukuran Poros Screw

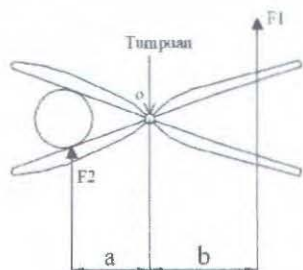
4.1.3 Perancangan daya akibat alur pada casing

Pada casing bagian dalam dibuat alur sedemikian rupa sehingga membantu dalam proses penghancuran biji sekaligus pengepresan. Alur dibuat memanjang kearah aksial poros sehingga alur tersebut juga menambah gaya yang terjadi pada poros screw selama proses pengepresan.



Gambar 4.4 Alur pada casing

Untuk penentuan daya yang dibutuhkan akibat adanya alur pada casing maka harus diketahui terlebih dahulu besarnya gaya pemecah untuk satu biji jarak. Penentuan gaya pemecah pada biji jarak didapat melalui percobaan sebagai berikut.



Gambar 4.5 Skema percobaan penentuan gaya crusher biji jarak

- Peralatan :
- Tang
 - Meteran
 - Manometer
 - Neraca Pegas
 - Biji Jarak Kering

Langkah Percobaan :

- (1) Menyusun peralatan seperti gambar.
- (2) Mengukur jarak a dan b.
- (3) Bagian lubang di F1 dihubungkan dengan neraca pegas untuk mengetahui besarnya gaya pemecah biji jarak.
- (4) Mencata ukuran yang ada di neraca pegas.
- (5) Melakukan langkah 1 sampai 4 sebanyak 5 kali dengan biji jarak yang berbeda.
- (6) Melakukan analisa.

Dari hasil percobaan didapat sebagai berikut :

(a)	M = 3 kg	a = 3 cm	b = 6,5 cm
(b)	M = 2,5 kg	a = 3,3 cm	b = 6 cm
(c)	M = 2,5 kg	a = 3,5 cm	b = 6 cm
(d)	M = 3 kg	a = 3,5 cm	b = 7 cm
(e)	M = 2,5 kg	a = 3,5 cm	b = 7,5 cm

Analisa :

$$\Sigma MA = 0$$

$$F1.b - F2.a = 0$$

$$F2 = F1 \cdot \frac{b}{a}$$

$$= m \cdot g \cdot \frac{b}{a}$$

$$(a) \quad F2 = 3 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{6,5}{3} = 63,7 \text{ N}$$

$$(b) \quad F2 = 2,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{6}{3,3} = 44,54 \text{ N}$$

$$(c) \quad F2 = 2,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{6}{3,5} = 42 \text{ N}$$

$$(d) \quad F2 = 3 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{7}{3,5} = 58,8 \text{ N}$$

$$(e) \quad F2 = 2,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{7,5}{3,5} = 52,5 \text{ N}$$

Jadi, gaya pemecah biji jarak adalah

$$(F2) = \frac{63,7 + 44,54 + 42 + 58,8 + 52,5}{5} = 52,308 \text{ N.}$$

Daya yang dibutuhkan poros screw untuk melakukan proses pengepresan dan penghancuran ditentukan dari daya total akibat torsi dan daya akibat adanya alur pada casing. Rumus dasar untuk menentukan besarnya daya akibat alur casing adalah sebagai berikut :

➤ Gaya Tangensial

$$F_t = 50 \% \cdot F_2 \cdot J$$

$$= 0,5 \cdot 52,308 \cdot 6,25$$

$$= 3923,1 \text{ N}$$

Dimana :

$$F_2 = \text{gaya crusher biji jarak}$$

$$J = \text{Jumlah Slot.}$$

S = Jumlah daun Screw

➤ Torsi

$$\begin{aligned}T &= Ft.R \\ &= 3923,1.0,04 \\ &= 156,92 \text{ Nm} \\ &= 1388,85 \text{ lb.in}\end{aligned}$$

➤ Daya

$$Hp = \frac{T.n}{63000} = \frac{1388,85.40}{63000} = 0,88 \text{ Hp.}$$

Daya total yang dibutuhkan poros screw untuk melakukan proses pengepresan dan penghancuran biji jarak adalah :

$$\begin{aligned}Hp &= Hp_1 + Hp_2 \\ &= 6,491 + 0,88 \\ &= 7,371 \text{ Hp.}\end{aligned}$$

4.2 Perancangan Crusher

Bagian Crusher terdiri dari dua bagian, yaitu blade dan crusher menyerupai roda gigi bevel yang terdapat pada ujung bawah. Blade berfungsi sebagai pengarah biji jarak agar mudah memasuki screw press machine. Crusher yang menyerupai roda gigi bevel diletakkan pada bagian ujung bawah yang berfungsi sebagai penghancuran awal biji jarak sebelum memasuki screw press machine. Crusher ini mempunyai celah sempit antara dinding hopper dengan badan crushernya sehingga memungkinkan biji jarak akan terpecah menjadi ukuran yang lebih kecil. Crusher mempunyai blade ukuran kecil sebanyak 16 buah yang akan menghancurkan biji jarak sebagai proses awal pengepresan



Gambar 4.6 Crusher

Daya Crusher merupakan daya yang dibutuhkan untuk penghancuran awal dan mengarahkan biji jarak ke dalam screw press machine. Berikut adalah rumus dasar kebutuhan daya pada crusher :

➤ Gaya Tangensial

$$F_t = 50 \% \cdot F_2 \cdot K$$

$$= 0,5 \cdot 52,308 \cdot 18$$

$$= 470,77 \text{ N}$$

Dimana : F_t = Gaya Tangensial

F_2 = Gaya pemecah biji jarak

K = Jumlah blade pada crusher

➤ Torsi

$$T = F_t \cdot R$$

$$= 470,77 \cdot 0,04$$

$$= 18,83 \text{ Nm.}$$

$$= 166,65 \text{ lb.in}$$

Dimana : R = jari-jari crusher.

➤ Daya Crusher

$$Hp = \frac{T.n}{63000} = \frac{166,65.70}{63000} = 0,19 \text{ Hp.}$$

Perbandingan daya crusher dan poros screw adalah :

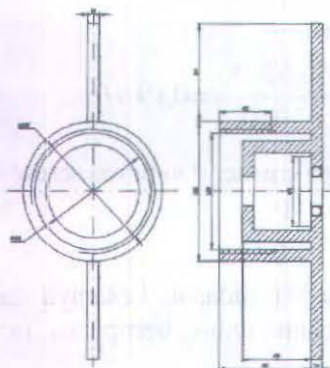
$$\frac{0,19}{7,371} = \frac{1}{40}$$

Setelah daya crusher didapat, besarnya daya yang dibutuhkan screw press machine untuk beroperasi tanpa adanya pemanas sebesar :

$$\begin{aligned} Hp &= 7,731 + 0,19 \\ &= 7,921 \text{ Hp.} \end{aligned}$$

4.3 Bagian Stopper

Bagian ini adalah pengatur ruang pengepresan yang terdapat diujung poros screw. Stopper juga berfungsi sebagai tempat keluarnya ampas biji jarak hasil pengepresan. Pada bagian tengah dibuat tempat bushing sebagai bantalan poros screw. Hal ini dimaksudkan agar getaran atau defleksi poros screw tidak terlalu besar selama beroperasi karena ruang celah antara poros screw dan casing hanya 2 mm sehingga kepresisian poros screw dalam beroperasi juga sangat menentukan kinerja screw press machine.



Gambar 4.7 Ukuran Stopper

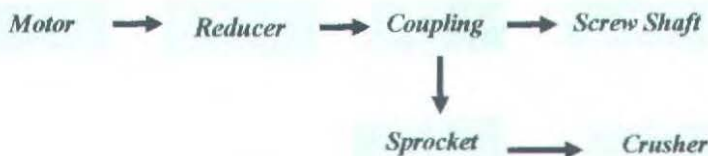
Selanjutnya jarak antara stopper dan ujung daun screw ditentukan dengan mempertimbangkan spesifikasi dimensi poros screw. Untuk pengepresan pertama jarak antara daun screw dan stopper dibuat 5 mm karena biji hasil pengepresan yang pertama masih menghasilkan banyak minyak. Untuk pengepresan tahap 2 dan 3 disesuaikan dengan kebutuhan tergantung dari kualitas biji jarak yang akan dipress. Apabila kualitas biji jarak yang dipress mempunyai rendemen minyak yang banyak maka pada tahap 2 jarak antara daun screw dan stopper dibuat 2 mm. Pengaturan ruang pengepresan ini menjaga agar selama proses pengepresan tidak mengalami penyumbatan pada ujung screw.



Gambar 4.8 Stopper

4.4 Bagian Penggerak

Bagian ini merupakan bagian transfer daya dari motor penggerak ke mekanisme pengepres dan crusher. Bagian ini terdiri dari : *Motor listrik, Reducer, Coupling, Screw Shaft, Sprocket*, dan *Crusher*. Secara skematis sistem transfer daya tersebut digambarkan sebagai berikut :



Gambar 4.9 Skema Transfer Daya

4.5 Bagian Konstruksi

Bagian ini merupakan bagian penunjang dari komponen screw press. Bagian konstruksi terdiri atas *Hopper, Casing*, dan *kerangka*. Perencanaannya disesuaikan dengan kebutuhan yang ada. Konstruksi harus kuat sehingga mampu menopang sistem screw press. Hopper digunakan untuk tempat penampungan sementara biji jarak sebelum memasuki Screw Shaft dan juga sebagai tempat crusher. Casing digunakan sebagai penutup screw shaft dan juga membantu dalam proses pengepresan karena dilengkapi dengan alur memanjang sepanjang poros screw.

4.6 Sistem Penggerak

Daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan screw press machine terlalu besar sehingga tidak efisien dalam penggunaan sumber daya. Sistem penggerak menggunakan motor listrik dengan daya 3 hp dan putaran 50 rpm. Alasan menggunakan daya yang lebih kecil adalah efisiensi sumber daya selama proses pengepresan, namun supaya kinerja alat bisa tetap optimal maka

pengepresan dilakukan selama 3 tahap dengan cara mengatur ruang pengepresan pada stopper.

Sistem penggerak motor listrik memiliki putaran dan torsi output tertentu. Agar hasil output motor sesuai dengan yang diharapkan maka hasil output motor listrik langsung disambung dengan reducer yang ada dipasaran. Perancang menggunakan sistem motor listrik dengan pertimbangan lebih ekonomis, serta variasi putaran dan torsi tidak dibutuhkan pada sistem screw press machine ini. Perancang memilih menggunakan motor yang langsung tergabung dengan reducer/gearbox dengan spesifikasi sebagai berikut :

Merk : Liming Machinery
Model : HB310
Jenis : Motor listrik AC (3 Phase) 220 Volt
Daya : 3 HP
rpm output : 2000 rpm

Spesifikasi Gearbox/reducer :

Manufacturer : LIMING MACHINERY CO., LTD.
Kode Produk : M108201030
Buatan : Taiwan
Ratio : 1 : 40
putaran output : 50 rpm

Effisiensi total dari motor dan gearbox adalah 90 %, sehingga daya dari motor yang diteruskan ke screw press sebesar 2,7 Hp.



Gambar 4.10 Motor Listrik



4.7 Perancangan Kekuatan poros Screw

(a) Perencanaan Diameter Poros screw

Pada perencanaan poros screw, analisa dilakukan berdasarkan daya yang disalurkan ke poros screw. Daya yang diteruskan oleh kopling ke poros screw sebesar 2,634 hp. Untuk ukuran base poros ditentukan terlebih dahulu yaitu sebesar 1,574 in. Gaya-gaya yang mempengaruhi kekuatan poros screw diantaranya gaya berat dari base poros, gaya berat daun single screw, gaya berat daun double screw, gaya tangensial akibat crusing biji jarak, gaya aksial poros akibat pengepresan, dll.

Data-data awal perhitungan :

- Daya screw = 2,634 hp.
- Torsi Poros screw

$$T = \frac{N}{n} \cdot 63000 = \frac{2,634}{50} \cdot 63000 = 3318,84 \text{ lb.in}$$

- Gaya Tangensial Poros screw

Dimana :

T = Torsi (lb.in)

N = daya poros screw (hp)

n = putaran screw (rpm)

R = jari-jari screw (in)

$$F_t = \frac{T}{R} = \frac{3318,84}{1,574} = 2108,54 \text{ lb}$$

Gaya tangensial yang terjadi pada poros screw dianalisa berdasarkan dua arah yaitu gaya tangensial kearah vertikal karena adanya alur pada sisi samping dan gaya tangensial kearah horisontal karena alur pada sisi bawah maupun atas. Besar gaya tangensial kearah vertikal maupun kearah horisontal adalah sama yaitu setengah dari gaya tangensial total.

Ft1 (gaya tangensial horisontal) persatuan panjang = 35,65 lb/in.

Ft2 (gaya tangensial vertikal) persatuan panjang = 35,65 lb/in.

➤ Berat base poros screw = 9,16 kg = 20,19 lb

➤ Berat daun single screw = 3 kg = 6,61 lb.

➤ Berat daun double screw = 6 kg = 13,23 lb.

➤ Gaya tangensial dipulley bawah

Dimana :

$$T_c = \frac{N}{n} \cdot 63000 = \frac{0,0675}{50} \cdot 63000 = 85,05 \text{ lb.in}$$

Tc = Torsi pulley (lb.in)

N = daya crusher (hp)

n = putaran screw (rpm)

R = jari-jari pulley (in)

$$F_{tc} = \frac{T}{R} = \frac{85,05}{2,95} = 28,83 \text{ lb}$$

➤ Gaya Tangensial Kopling.

Dimana :

$$T_k = \frac{N}{n} \cdot 63000 = \frac{2,7}{50} \cdot 63000 = 3402 \text{ lb.in}$$

Tk = Torsi kopling (lb.in)

N = daya motor (hp)

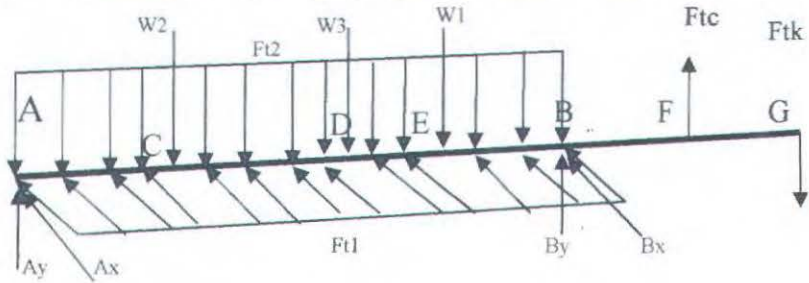
n = putaran screw (rpm)

R = jari-jari flange kopling (in)

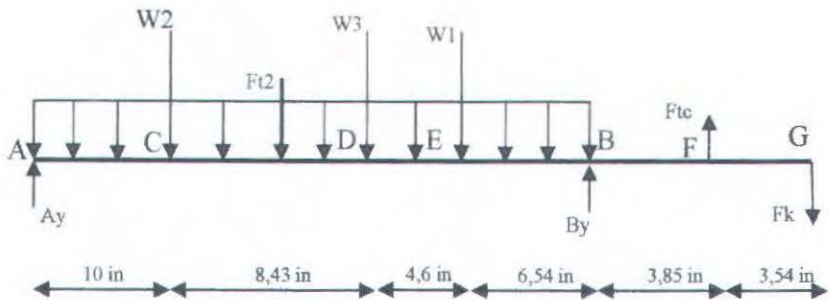
$$F_{tk} = \frac{T}{R} = \frac{3402}{6,29} = 540,8 \text{ lb}$$



Berikut adalah gaya-gaya yang terjadi pada screw shaft :



Bidang Vertikal



Beban ekuivalen dari screw adalah $35,65 \text{ lb/in} \cdot 29,57 \text{ in} = 1054,27 \text{ lb}$.

Mencari reaksi tumpuan :

$$\sum M_A = 0$$

$$W2 \cdot 10 + Ft2 \cdot 15 + W3 \cdot 18,43 + W1 \cdot 23,03 - By \cdot 29,57 - Ftc \cdot 33,42 + Fk \cdot 36,96 = 0$$

$$13,23 \cdot 10 + 1054,27 \cdot 15 + 20,19 \cdot 18,43 + 6,61 \cdot 23,03 - By \cdot 29,57 - 28,83 \cdot 33,42 + 540,8 \cdot 36,96 = 0$$

$$132,3 + 15396,9 + 372,10 + 152,23 - By \cdot 29,57 - 963,49 + 19987,968 = 0$$

$$By = 1186,27 \text{ lb.}$$

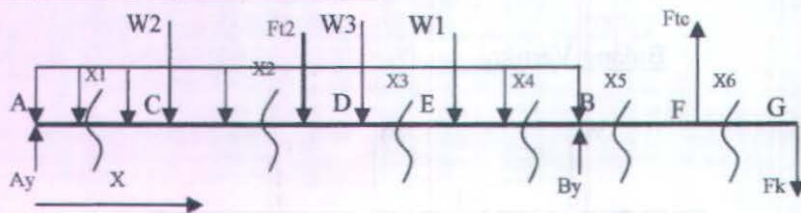
$$+ \downarrow \Sigma Fy = 0$$

$$-Ay + W2 + Ft2 + W3 + W1 - By - Ftc + Fk = 0$$

$$Ay = W2 + W1 + W3 + Ft2 + Fk - By - Ftc$$

$$= 392,19 \text{ lb.}$$

Diagram bidang momen Vertikal



$$(0 < X_1 < 10 \text{ in})$$

$$MX_1 = A_y \cdot X_1 - Ft \cdot 0,5X^2$$

$$\text{Jika } X_1 = 0 \quad \text{maka } MA = 0$$

$$X_1 = 10 \text{ in} \quad \text{maka } MC = 2139,4 \text{ lb.in}$$

$$(10 \text{ in} < X_2 < 18,43 \text{ in})$$

$$MX_2 = A_y \cdot X_2 - W_2(X_2 - 10) - Ft \cdot 0,5X^2$$

$$\text{Jika } X_2 = 10 \text{ in} \quad \text{maka } MC = 2139,4 \text{ lb.in}$$

$$X_2 = 18,43 \text{ in} \quad \text{maka } MD = 1062 \text{ lb.in}$$

$$\frac{dM}{dx} = A_y + W_2 \cdot 10 - Ft \cdot x = 0$$

$$392,19 + 132,3 - 35,65 \cdot x = 0$$

$$X = 14,57 \text{ in.}$$

$$X = 14,57 \text{ in} \quad \text{maka } M_{max} = 1869,76 \text{ lb.in}$$

$$(18,43 \text{ in} < X_3 < 23,03 \text{ in})$$

$$MX3 = Ay.X3 - W2(X3 - 10) - W3(X3 - 18,43) - Ft. 0,5X^2$$

Jika $X3 = 18,43$ in maka MD = 1062 lb.in

$X3 = 23,03$ in maka ME = -687,16 lb.in

(23,03 in < $X4$ < 29,57 in)

$$MX4 = Ay.X4 - W2(X4 - 10) - W3(X4 - 18,43) - W1(X4 - 23,03) - Ft. 0,5X^2$$

Jika $X4 = 23,03$ in maka ME = -687,16 lb.in

$X4 = 29,57$ in maka MB = - 4515,9 lb.in

(29,57 in < $X5$ < 33,42 in)

$$MX5 = Ay.X5 - W2(X5 - 10) - Ft(X5 - 15) - W3(X5 - 18,43) - W1(X5 - 23,03) + By(X5 - 29,57)$$

Jika $X5 = 29,57$ in maka MB = - 4515,9 lb.in

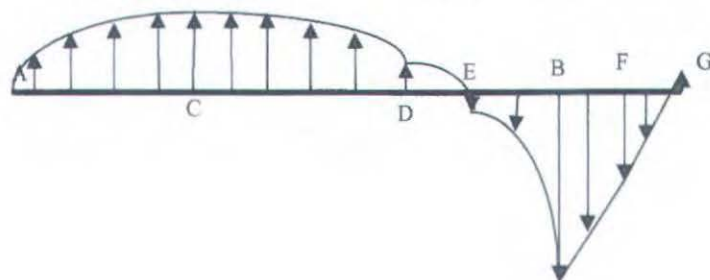
$X5 = 33,42$ in maka MF = - 2426,7 lb.in

(33,42 in < $X6$ < 36,96 in)

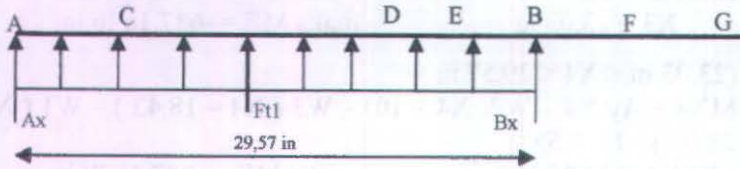
$$MX6 = Ay.X6 - W2(X6 - 10) - Ft(X6 - 15) - W3(X6 - 18,43) - W1(X6 - 23,03) + By(X6 - 29,57) + Ftc(X6 - 33,42)$$

Jika $X7 = 33,42$ in maka MF = - 2426,7 lb.in

$X7 = 36,96$ in maka MG = 558,37 lb.in



Bidang Horizontal



Mencari reaksi tumpuan :

$$\curvearrowright \Sigma M_A = 0$$

$$-F_t \cdot 15 - B_x \cdot 29,57 = 0$$

$$-1054,27 \cdot 15 - B_x \cdot 29,57 = 0$$

$$B_x = -534,8 \text{ lb. (berlawanan dengan arah gambar)}$$

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

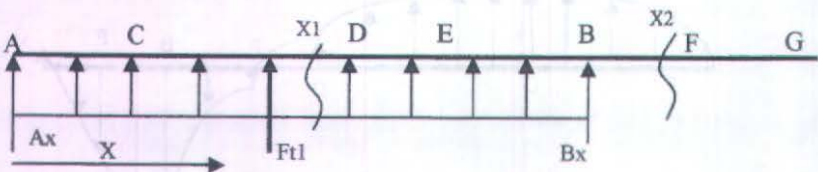
$$-A_x - F_t - B_x = 0$$

$$A_x = -B_x - F_t$$

$$= 534,8 - 1054,27$$

$$= -519,47 \text{ lb. (Berlawanan dengan arah gambar)}$$

Diagram bidang momen Horizontal



$$(0 < X_1 < 29,57 \text{ in})$$

$$M_{X1} = A_x \cdot X_1 + F_t \cdot 0,5X^2$$

$$\text{Jika } X_1 = 0 \quad \text{maka } M_A = 0$$

$$X_1 = 29,57 \text{ in} \quad \text{maka } M_B = 219,2 \text{ lb.in}$$

Menentukan momen maksimum :

$$\frac{dM}{dx} = Ax + Ft \cdot x = 0$$

$$-519,67 + 35,65 \cdot x = 0$$

$$X = 14,57 \text{ in.}$$

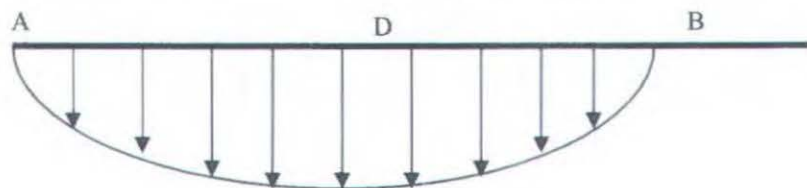
$X = 14,57 \text{ in}$ maka $M_{max} = -3784,69 \text{ lb.in}$

($29,57 \text{ in} < X_2 < 36,96 \text{ in}$)

$$MX_1 = Ax \cdot X_2 + Ft \cdot (X_2 - 15) + Bx \cdot (X_2 - 29,57)$$

Jika $X_2 = 29,57 \text{ in}$ maka $MB = 219,2 \text{ lb.in}$

$X_2 = 36,96 \text{ in}$ maka $MG = -0,014 \text{ lb.in}$



Momen bending terbesar terjadi pada titik B :

$$M_B = \sqrt{(219,2)^2 + (-4515,9)^2} = 4521,22 \text{ lb.in}$$

Momen Torsi (T) :

$$\text{Di Daun Screw : } TD = Ft \cdot rD = 1660,26 \text{ lbin}$$

$$\text{Di titik F : } TF = Ft \cdot rF = 85,05 \text{ lbin}$$

$$\text{Di titik G : } TG = Ft \cdot rG = 3402 \text{ lbin}$$

Pada perhitungan selanjutnya diambil T_G karena torsinya terbesar :

$$M_B = 8828,88 \text{ lb.in}$$

$$T_G = 3402 \text{ lbin}$$

Pada perencanaan Screw shaft Bahan poros direncanakan SS304. Dari katalog 304/304 L stainless steel (70°C), didapat :

$$S_u = 185000 \text{ psi}$$

$$S_{yp} = 140000 \text{ psi}$$

Endurance Limit

$$S_e = \frac{1}{K_f} \cdot S_n' \cdot C_R \cdot C_s \cdot C_F \cdot C_w$$

Dengan bahan steel yang mempunyai nilai $S_u < 200.000$ psi dan $BHN < 400$, didapat :

$$\begin{aligned} S_n' &= 0,5 \cdot S_u \\ &= 0,5 \cdot 185000 \\ &= 92500 \text{ psi} \end{aligned}$$

Dari Lampiran tabel 5 dengan profil poros yang berlubang pasak, didapat :

$$\begin{aligned} K_f(\text{bending}) &= 1,6 \\ K_f(\text{torsi}) &= 1,3 \end{aligned}$$

Dari Lampiran tabel 6, dengan poros dioperasikan pada lingkaran *non corrosive* dengan *survival rate* 95 %, sehingga didapatkan :

$$\begin{aligned} C_R &= 1 - 0,008 \text{ (D.M.F.)} \\ &= 1 - 0,008 \cdot 1,64 \\ &= 0,8688 \end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan bahwa diameter poros lebih besar dari 0,5 in dan lebih kecil dari 2 in, didapatkan :

$$C_s = 0,85$$

Dengan proses pengerjaan menggunakan mesin, didapatkan :

$$C_F = 0,77$$



Dengan menggunakan poros tanpa adanya pengelasan, didapat :

$$C_w = 1$$

Sehingga :

$$S_e = \frac{1}{1,6} \cdot 92500 \cdot 0,8688 \cdot 0,85 \cdot 0,77 \cdot 1$$

$$= 32873,89 \text{ psi}$$

Dari persamaan *Distortion Energy Theory (DET)*, didapat :

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{32}{\pi \cdot D_o^3 \left(1 - \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^4\right)} \cdot \sqrt{K_{sb} \cdot \left(M_m + \frac{S_{yp}}{S_e} M_r\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot K_{st} \cdot \left(T_m + \frac{S_{yp}}{S_e} T_r\right)^2}$$

Dengan asumsi :

Dengan menggunakan poros pejal, didapat :

$$D_i = 0$$

Dengan menggunakan poros berdiameter homogen, didapat :

$$D_o = d_p = 1,574 \text{ in}$$

Dengan melihat sistem pembebanan poros dimana momen bending rata-rata tanpa fluktuasi dan tanpa beban kejut, didapatkan :

$$K_{sb} = K_{st} = 1$$

Dengan menggunakan poros dimana bekerja momen bending range, didapat :

$$M_B = M_r$$

Dengan menggunakan poros dimana bekerja momen bending berulang dan tidak berfluktuasi, didapat :

$$M_m = 0$$

Dengan perencanaan poros dimana tidak terdapat *fly wheels*, *clutch*, dan lain-lain, didapat :

$$T_r = 0 \text{ (momen torsi range)}$$

Dengan menggunakan poros dimana material poros sudah diketahui dan beban dan tegangan yang bekerja pasti serta kondisi lingkungan yang pasti, didapat :

$$SF = 1,5$$

Sehingga :

$$\frac{S_{yp}}{SF} \geq \frac{32}{\pi \cdot d_p^3} \sqrt{K_{sb} \cdot \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot K_{st} \cdot (T_m)^2}$$

$$\frac{140000}{1,5} \geq \frac{32}{3,14 \cdot (1,574)^3} \sqrt{1 \cdot \left(\frac{140000}{32873,89} \cdot 4521,22 \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot 1 \cdot (3402)^2}$$

$$93333,33 \geq 50905,44 \text{ (aman)}$$

(b) Perencanaan Kekuatan Poros Screw Akibat Buckling

Pada poros screw terdapat gaya arah aksial yang sangat besar akibat pengepresan. Gaya ini dapat juga berupa tekanan pada poros screw kearah aksial. Tekanan ini dapat menimbulkan lekukan pada poros screw yang disebut Buckling. Berikut adalah pengecekan keamanan poros screw dari bukling berdasarkan rumus tegangan kombinasi screw pada Machine Design.



$$\sigma_c = \frac{P}{A} \left[1 + \left(\frac{L}{k} \right)^2 \cdot \frac{Syp}{\pi^2 \cdot K \cdot E} + \frac{c}{k^2} \right]$$

Dimana :

σ_c = Tegangan kritis untuk terjadi buckling (psi)

K = Faktor bantalan screw, 0,25 untuk salah satu ujungnya bebas dan satunya dibuat fixed.

A = Cross Sectional Area (in²)

E = Modulus Elastisitas bahan (psi)

L = Panjang Screw (in)

k = Jari-jari girasi = $\sqrt{I / A}$ in.

c = jarak screw terhadap pusat poros (in)

Mencari jari-jari girasi :

$$\begin{aligned} k &= \sqrt{I / A} \\ &= \sqrt{0,5884} \\ &= 0,767 \text{ in.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \frac{P}{A} \left[1 + \left(\frac{L}{k} \right)^2 \cdot \frac{Syp}{\pi^2 \cdot K \cdot E} + \frac{c}{k^2} \right] \\ &= \frac{7252}{7,39} \left[1 + \left(\frac{27,55}{0,767} \right)^2 \cdot \frac{140000}{\pi^2 \cdot 0,25 \cdot 11,2 \cdot 10^3} + \frac{1,574}{0,767^2} \right] \\ &= 6422975,519 \text{ psi.} \end{aligned}$$

Tekanan yang terjadi secara aktual pada poros screw sebesar 7252 psi. Karena tekanan yang terjadi pada screw lebih kecil dari tegangan kombinasi ijin bahan maka screw masih dalam kondisi aman dari buckling.

(c) Perencanaan Kekuatan Daun Screw

Untuk menghitung kekuatan daun screw dianalisa dari tegangan dan momen yang terjadi. Pada daun screw selain mengalami torsi juga mengalami tegangan geser akibat torsi tersebut. Sehingga dapat dilakukan pengecekan angka keamanan berdasarkan shear theory :

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \frac{0,5S_{yp}}{SF} \\ &= \frac{0,5 \cdot 140000}{1,5} \\ &= 46666,67 \text{ Psi.}\end{aligned}$$

Berikut adalah perhitungan tegangan geser berdasarkan tegangan aktual yang terjadi pada screw. Rumus dasar ini diambil dari penelitian Oyinola tentang screw press machine:

$$\tau = \frac{R.G.\beta}{L} \quad \text{Dimana : } R = \text{jari-jari screw}$$

G = modulus elastisitas

β = sudut kemiringan screw

L = Panjang screw

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{1,574 \cdot 11,2 \cdot 10^3 \cdot 7}{27,55} \\ &= 4479,187 \text{ psi.}\end{aligned}$$

Karena tegangan geser yang terjadi pada screw lebih kecil dari tegangan geser ijin bahan maka screw masih dalam kondisi aman.

(d) Perencanaan Keausan Daun Screw

Pada perencanaan poros screw, keausan daun screw diperhitungkan untuk menentukan apakah bahan yang digunakan masih aman dari keausan atau tidak. Sehingga poros screw mampu menahan gesekan antara biji jarak dan material screw selama proses pengepresan. Perumusan yang digunakan untuk menentukan keausan daun screw adalah berdasarkan rumus dasar pada Buckingham Equation :

$$F_w = L \cdot d \cdot K$$

Dimana : F_w = Gaya yang diijinkan akibat keausan (lb)

L = Panjang Screw (in)

d = Diameter screw (in)

K = Konstanta keausan

$$= \frac{S_e^2 \cdot \sin \alpha}{1,4} \cdot \frac{1}{E}$$

$$= \frac{(70400)^2 \cdot \sin 14,04}{1,4} \cdot \frac{1}{11,2 \cdot 10^3}$$

$$= 766681,12$$

$$F_w = 27,56 \cdot 3,149 \cdot 766681,12$$

$$= 66,54 \cdot 10^6 \text{ lb.}$$

Sementara gaya gesek yang terdapat pada poros screw adalah :

$$F_g = F_n \cdot f \text{ (lb)}$$

$$= 7230,54 \cdot 0,7$$

$$= 5061,378 \text{ lb.}$$

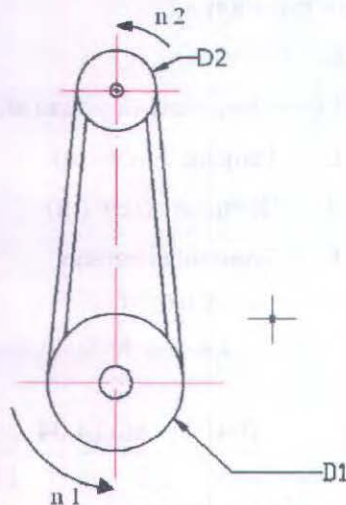
$$F_g \leq F_w.$$

Karena gaya gesek yang terjadi pada screw lebih kecil dari gaya gesek ijin bahan maka screw masih dalam kondisi aman.

4.8 Perancangan Kekuatan Crusher

4.8.1 Perancangan Sprocket dan Chain

Transmisi rantai digunakan untuk meneruskan putaran dari sumber penggerak, dalam hal ini dari poros screw ke sistem Crusher. Model transmisi yang digunakan dapat dilihat dari gambar model sebagaimana tampak pada Gambar 4.11 berikut.



Gambar 4.11 Transmisi Rantai

Pemilihan rantai dilakukan berdasar putaran yang akan ditransmisikan. Standardisasi rantai ditentukan oleh masing-masing pabrikan dengan mengacu kepada standardisasi oleh *Association of Roller and Silent Chain Manufacturers*.

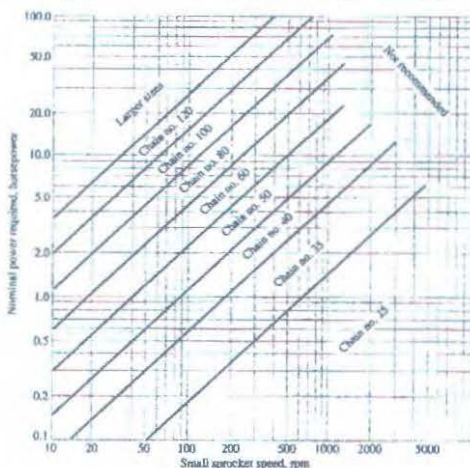
Perencanaan transmisi rantai berdasar Katalog Roller chain adalah sebagai berikut

- Daya yg ditransmisikan : 0,0675 HP
- Putaran driver sprocket : 50 rpm

- Putaran driven sprocket : 98 rpm
- Jenis rantai : single strand, roller chain

Untuk $n = 50$ rpm dengan daya = 0,0675 HP, maka dari katalog roller chain didapat jenis rantai yang sesuai :

- Standard Chain number : 60
- Jumlah gigi sproket : 35 (driver sprocket)
- Tipe pelumasan : tipe I (pelumasan /ringan).
- Umur kerja : 15.000 jam kerja



Gambar 4.12 Grafik standar pemilihan rantai

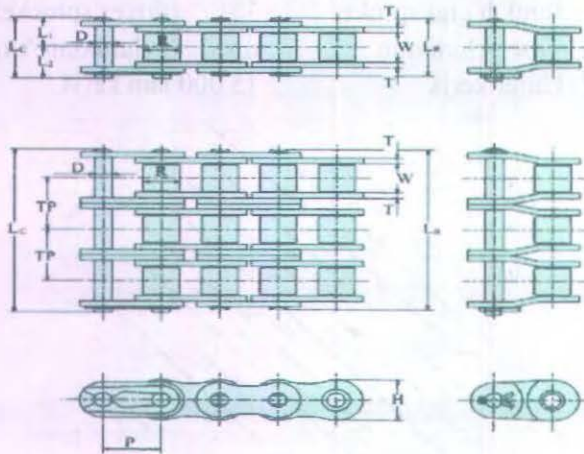
Dari tabel standar produk rantai didapat ukuran spesifik rantai tipe 60 adalah :

Pitch	: 19,05 mm = 0,75 in
Roll diameter	: 11,91 mm = 0,469 in
Width	: 12,70 mm = 0,5 in
H	: 17,8 mm = 0,7 in
Pin diameter	: 5,95 mm = 0,234 in
T	: 2,40 mm = 0,09 in



L : 25,50 mm = 1,02 in
 Lc : 26,9 mm = 1,06 in
 weight : 1,47 kg/m = 0,08 lb/in

Gaya tarikan maksimum yang mampu diterima adalah 8,62 KN = 1937,86 lb.



Gambar 4.13 Chain nomenclature

Untuk kecepatan *sprocket* di bawah 600 ft/min digunakan *sprocket* berbahan *steel* (180 BHN). Pemilihan sproket ditentukan dari tabel standar *sprocket* dimana untuk jumlah gigi *sprocket* 35, *single strand chain* didapat data sebagai berikut :

Tipe *sprocket* : tipe A (plain plate)
 D_{Outside} : 150 mm = 5,91 in
 Pitch diameter (PD) : 141,68 mm = 5,58 in.
 Putaran (n1) : 50 rpm

Untuk *sprocket driven*, perhitungannya sebagai berikut :
 Putaran *sprocket driven* (n2) : 98 rpm.



$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{98}{50}$$

$$d_2 = 3 \text{ in.}$$

Untuk mencari jumlah gigi *sprocket driven* adalah :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_2}{Nt_1}$$

$$\frac{50 \text{ rpm}}{98 \text{ rpm}} = \frac{Nt_2}{35}$$

$$Nt_2 = 17,86 \approx 17.$$

Jika ditentukan jarak antar pusat sprocket = 683 mm, maka panjang rantai adalah :

$$L = \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \theta \frac{Nt_1 - Nt_2}{180} - 2C \cos \theta$$

Untuk menentukan harga θ digunakan persamaan :

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1}{c} \right)$$

Dengan

$$c = 2 (R_1 + R_2) = 2 (2,955 + 1,5) = 8,91 \text{ in}$$

Sehingga

$$\text{sudut } \theta = \sin^{-1} \left(\frac{1,5 - 2,955}{8,91} \right) = -9,398^\circ. \text{ (tanda negative}$$

menunjukkan arah θ CCW)

Maka panjang rantai pada sistem Crusher adalah



$$L = \frac{Nr_2 + Nr_1}{2} + \theta \frac{Nr_2 - Nr_1}{180} - 2C \cos \theta$$

$$L = \frac{17+35}{2} + 9,398 \frac{17-35}{180} + 2.8,91 \cos 9,398$$

$$L = 26 - 0,94 + 17,58$$

$$L = 42,64 \text{ in}$$

Dengan massa rantai = 0,08 lb/in. 42,64 in = 3,41 lb.

Kemudian dihitung torsi pada sproket sebagai berikut

$$T_1 = \frac{N}{n} \cdot 63000 = \frac{0,0675}{50} \cdot 63000 = 85,05 \text{ lb.in}$$

$$Ft_1 = \frac{T}{R} = \frac{85,05}{2,95} = 28,83 \text{ lb}$$

Untuk perbandingan besaran dari putaran yang terjadi

$$\frac{F_1}{F_2} = 2, \text{ maka}$$

$$F_2 = F_1 - \frac{T_1}{R_1}$$

$$F_2 = \frac{T_1}{2R_1} = \frac{85,05}{2 \times 2,955} = 14,39 \text{ lb}$$

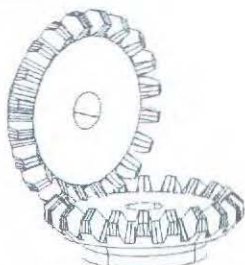
$$F_1 = 28,78 \text{ lb}$$

$$Fr = \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2 + 2 \times F_1 \times F_2 \times \cos \alpha}$$

$$Fr = \sqrt{(28,78)^2 + (14,39)^2 + 2 \times 28,78 \times 14,39 \times \cos 9,398^\circ}$$

$$Fr = 43,04 \text{ lb}$$

4.8.2 Perancangan Bevel Gear



Gambar 4.14 Bevel Gear

Untuk merubah besar dan arah putaran poros crusher, digunakan roga gigi. Roda gigi tersebut menempel di poros dengan bantuan pasak. Selain untuk meminimalisasi kehilangan energi akibat gesekan, poros tersebut akan ditumpu oleh bantalan untuk menahan putaran dan beberapa efeknya (getaran, dsb) tidak merusak konstruksi. Rasio putaran roda gigi tergantung dari perbandingan diameter masing-masing roda gigi. Roda gigi sendiri memiliki beberapa jenis. Pada komponen Crusher ini dipakai roda gigi bevel. Pemilihan jenis roda gigi ini didasarkan atas posisi poros yang tegak lurus.

Ketika roda gigi berputar, maka akan saling terjadi kontak gigi baik antara *pinion* maupun pada *Gear*. Kontak dalam kecepatan tinggi akan menyebabkan terjadinya beberapa efek negatif (getaran, timbul panas, dsb). Karena itu pasangan roda gigi ini perlu diberi pelumasan. Pada perancangan ini tipe pelumasan yang dipakai adalah *Grease* karena konstruksi yang dipakai tidak dilengkapi dengan casing sehingga sulit apabila pelumasan yang dipakai berupa minyak.

Pada perancangan screw press machine ini roda gigi yang dipakai merupakan roda gigi yang ada dipasaran sehingga dalam perhitungan disesuaikan dengan dimensi yang ada. Di pasaran



kami mendapatkan pasangan roga gigi bevel yang sesuai untuk Crusher dengan spesifikasi sebagai berikut :

$$N_{t1} = 50$$

$$N_{t2} = 70$$

$$n_1 = 98 \text{ rpm}$$

$$d_1 = 80 \text{ mm} = 3,14 \text{ in.}$$

$$d_2 = 112 \text{ mm} = 4,41 \text{ in.}$$

$$b = 9 \text{ mm} = 0,35 \text{ in.}$$

$$\theta = 25^\circ \text{ Full Depth Involute.}$$

$$\Sigma = 90^\circ$$

$$\gamma = 35,54^\circ$$

$$\Gamma = 54,46^\circ$$

Sehingga :

$$r_v = \frac{d_1}{d_2} = \frac{3,14}{4,41} = 0,71$$

$$n_2 = \frac{d_1}{d_2} \cdot n_1 = \frac{3,14}{4,41} \cdot 98 = 70 \text{ rpm.}$$

Bahan roda gigi pinion (roda gigi 1) dan gear (roda gigi 2) adalah AISI 4140.

Dari tabel 9 lampiran tabel, didapat :

$$S_y = 63000 \text{ psi.}$$

$$S_u = 90000 \text{ psi}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} S_o &= \frac{S_y}{SF} \\ &= \frac{63000}{1,5} \\ &= 42000 \text{ psi} \end{aligned}$$

Dimana :

S_o = tegangan statis ijin (psi)

S_y = tegangan yield (psi)

SF = faktor keamanan untuk tegangan yield.

➤ Perhitungan Jumlah Gigi Ekuivalen

$$Nt_p' = \frac{Nt_1}{\cos \gamma} = \frac{50}{\cos 35,54^\circ} = 61,45$$

$$Nt_g' = \frac{Nt_2}{\cos \Gamma} = \frac{70}{\cos 54,46^\circ} = 120,43$$

Dari Tabel 11 Lampiran Tabel, didapat nilai *Lewis Form Factor* :

$$Y_p = 0,477$$

$$Y_g = 0,501$$

➤ Perhitungan Panjang Kerucut (L)

$$L_p = \frac{d_p}{2 \cdot \sin \gamma} = \frac{3,14}{2 \cdot \sin 35,54^\circ} = 2,7 \text{ in}$$

$$L_g = \frac{d_g}{2 \cdot \sin \Gamma} = \frac{4,41}{2 \cdot \sin 54,46^\circ} = 2,7 \text{ in}$$

➤ Perhitungan Diameter Rata-Rata

$$\begin{aligned} \overline{d}_p &= d_p - b \cdot \sin \gamma \\ &= 3,14 - 0,35 \cdot \sin 35,54^\circ \\ &= 2,94 \text{ in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \overline{d}_g &= d_g - b \cdot \sin \Gamma \\ &= 4,41 - 0,35 \cdot \sin 54,46^\circ \\ &= 4,13 \text{ in.} \end{aligned}$$

➤ Perhitungan Torsi Putaran

$$hp = \frac{T \cdot n}{63.000}$$

$$T_p = \frac{63000 \cdot hp}{n_p} = \frac{63000 \cdot 0,0675}{98}$$

$$= 43,39 \text{ lb.in}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T_p}{d_p} = \frac{2 \cdot 43,39}{2,94} = 29,52 \text{ lb}$$

$$T_g = F_t \cdot \frac{\bar{d}_g}{2} = 29,5 \cdot \frac{4,13}{2} = 60,95 \text{ lb.in}$$

➤ Perhitungan Kecepatan Keliling

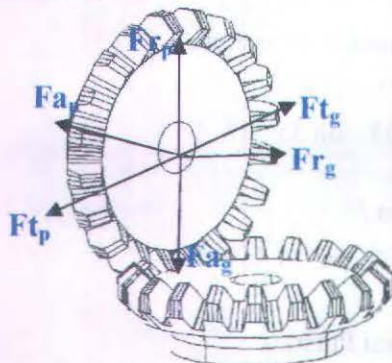
$$\bar{V}_p = \pi \cdot \bar{d}_p \cdot n_p$$

$$= 3,14 \cdot 2,94 \cdot 98$$

$$= 904,69 \frac{\text{in}}{\text{min}} \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right)$$

$$= 75,39 \text{ ft/min.}$$

➤ Perhitungan Gaya-Gaya
Gaya Aksial dan Radial



Gambar 4.15 Skema Arah Gaya Aksial dan Radial pada Roda Gigi Bevel dengan Sudut Poros, $\Sigma = 90^\circ$



Dimana :

$$F_a = \text{gaya aksial (lb)}$$

$$F_r = \text{gaya radial (lb)}$$

$$\begin{aligned} F_{a_p} = F_{r_g} &= F_t \cdot \text{tg } \phi \cdot \sin \gamma \\ &= 29,52 \cdot \text{tg } 25^\circ \cdot \sin 35,54^\circ \\ &= 8 \text{ lb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{r_p} = F_{a_g} &= F_t \cdot \text{tg } \phi \cdot \cos \gamma \\ &= 29,52 \cdot \text{tg } 25^\circ \cdot \cos 35,54^\circ \\ &= 11,2 \text{ lb.} \end{aligned}$$

Gaya Normal

$$F_t = F_n \cdot \cos \phi$$

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{F_t}{\cos \phi} \\ &= \frac{29,52}{\cos 25^\circ} \\ &= 32,57 \text{ lb} \end{aligned}$$

Gaya Dinamik

$$\begin{aligned} F_d &= \frac{600 + V_p}{V_p} \cdot F_t \\ &= \frac{600 + 75,39}{75,39} \cdot 29,52 \\ &= 164,46 \text{ lb.} \end{aligned}$$

Gaya Akibat Bending

$$\begin{aligned} F_{b_p} &= S_o \cdot b \cdot \frac{Y_p}{P} \\ &= 42000 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,477}{15,92} \\ &= 440,45 \text{ lb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Fb_g &= S_o \cdot b \cdot \frac{Y_g}{P} \\
 &= 42000 \cdot 0,35 \cdot \frac{0,501}{15,92} \\
 &= 462,6 \text{ lb} .
 \end{aligned}$$

➤ Perhitungan Beban yang Diijinkan

$$Fw = \frac{d_p \cdot K \cdot Q' \cdot b}{\cos \gamma}$$

Dari Tabel 9 Lampiran Tabel, dengan pinion dan gear keduanya berbahan steel dengan BHN sebesar 187 didapat :

$$K = 84,48$$

Sedangkan nilai Q' dapat dicari dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 Q' &= \frac{2 \cdot Nt_g'}{Nt_p' + Nt_g'} \\
 &= \frac{2 \cdot 120,43}{61,45 + 120,43} \\
 &= 1,32
 \end{aligned}$$

Sehingga didapat nilai Fw yakni :

$$\begin{aligned}
 Fw &= \frac{3,14 \cdot 84,48 \cdot 1,32 \cdot 0,35}{\cos 35,54^\circ} \\
 &= 187,7 \text{ lb} .
 \end{aligned}$$

Karena $Fw \geq Fd$ sehingga memenuhi syarat beban yang diijinkan untuk bekerja.

Pengecekan Kekuatan Gigi dengan Metode AGMA

Pengecekan kekuatan gigi dilakukan dengan menggunakan Metode *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) secara matematis digunakan persamaan :

$$\sigma_t < S_{ad}$$

Dimana nilai σ_t dapat dicari dengan persamaan :



$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot C_o \cdot P \cdot C_s \cdot C_m}{C_v \cdot b \cdot J}$$

Dari Tabel 12 Lampiran Tabel, dengan asumsi *power light shock* dan beban seragam, didapat :

$$C_o = 1,25$$

Dari Gambar 1 Lampiran Gambar, dengan nilai $P = 15,92$, didapat :

$$C_s = 0,52$$

Dari Tabel 13 Lampiran Tabel, dengan asumsi roda gigi industri dan *both members straddle mounted*, didapat :

$$C_m = 1$$

Dari Gambar 2 Lampiran Gambar, dengan nilai $V_p = 75,39$ ft/min dan digunakan kurva 3 (*straight bevel gear*), didapat :

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{50}{50 + \sqrt{V_p}} \\ &= \frac{50}{50 + \sqrt{75,39}} \\ &= 0,85 \end{aligned}$$

Dari Gambar 3 Lampiran Gambar, dengan nilai N_t_p sebesar 50 dan nilai N_t_g sebesar 70, didapat :

$$J = 0,288$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{(29,52)(1,25)(15,92)(0,52)(1)}{(0,85)(0,35)(0,288)} \\ &= 3.565,24 \text{ psi} \end{aligned}$$

Sedangkan nilai S_{ad} dapat dicari dengan persamaan :

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot C_L}{C_T \cdot C_R}$$

Dari Tabel 14 Lampiran Tabel, dengan material steel dan perlakuan panas *Quenched and Tempering* pada jenis roda gigi bevel, didapat :

$$S_{at} = 14.000 \text{ psi}$$

Dari Tabel 15 Lampiran Tabel, dengan asumsi *number of cycle* 100 juta atau lebih pada jenis roda gigi bevel gear, didapat :

$$C_L = 1$$

Dari Tabel 16 Lampiran Tabel, dengan asumsi kegagalan kurang dari 1 dari 100, didapat :

$$C_R = 1$$

Dengan asumsi suhu pelumas tidak melebihi 250°, maka didapat :

$$C_T = 1$$

Sehingga :

$$S_{ad} = \frac{(14.000)(1)}{(1)(1)} \\ = 14.000 \text{ psi}$$

Karena $\sigma_t < S_{adb}$ maka perencanaan roda gigi aman.

Pengecekan Keausan dengan Metode AGMA

Pengecekan keausan dilakukan dengan menggunakan Metode *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) secara matematis digunakan persamaan :

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

Dimana nilai σ_c dapat dicari dengan persamaan :

$$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d_p \cdot b \cdot I}}$$



Dari Tabel 17 Lampiran Tabel, dengan material pasangan pinion dan gear masing-masing adalah steel, didapat :

$$C_p = 2.800$$

Dari Tabel 12 Lampiran Tabel, dengan asumsi *power shock light* dan beban seragam, didapat :

$$C_o = 1,25$$

Dari Gambar 1 Lampiran Gambar, dengan nilai $P = 15,92$, didapat :

$$C_s = 0,52$$

Dari Tabel 13 Lampiran tabel, dengan asumsi roda gigi *general industrial* dan *both member straddle mounted*, didapat :

$$C_m = 1,00$$

Dengan asumsi *surface finish* dilakukan dengan baik, maka didapat :

$$C_f = 1$$

Dari Gambar 4 Lampiran Gambar, dengan nilai $V_p = 75,39$ ft/min dan digunakan kurva 3 (*straight bevel gear*), didapat :

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{78}{78 + \sqrt{V_p}} \\ &= \frac{78}{78 + \sqrt{75,39}} \\ &= 0,89 \end{aligned}$$

Dari Gambar 5 Lampiran Gambar, dengan jumlah gigi pada pinion dan gear masing-masing sejumlah 50 dan 70, didapat :

$$I = 0,09$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} \sigma_c &= 2800 \cdot \sqrt{\frac{29,52 \cdot 1,25 \cdot 0,52 \cdot 1,00 \cdot 1}{0,89 \cdot 3,14 \cdot 0,35 \cdot 0,09}} \\ &= 41.338,79 \text{ psi} \end{aligned}$$

Sedangkan nilai $S_{ac} \cdot \left(\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)$ dapat dicari :

Dari Tabel 18 Lampiran Tabel, dengan material steel dengan nilai BHN sebesar 187, didapat :

$$S_{ac} = 88.000 \text{ psi}$$

Dari Gambar 6 Lampiran Gambar, dengan asumsi *number of cycle* lebih dari 10^7 , didapat :

$$C_L = 1,0$$

Dari Gambar 7 Lampiran Gambar, dengan nilai $K = \frac{\text{brinell_of_pinion}}{\text{brinell_of_gear}} = 1$, didapat :

$$C_H = 1,0$$

Dengan asumsi suhu pelumas tidak melebihi 250° , maka didapat :

$$C_T = 1$$

Dari Tabel 16 Lampiran Tabel, dengan asumsi kegagalan kurang dari 1 dari 100, didapat :

$$C_R = 1$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} S_{ac} \cdot \left(\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right) \\ = 88.000 \cdot \left(\frac{1,0 \cdot 1,0}{1,1} \right) \\ = 88.000 \text{ psi} \end{aligned}$$

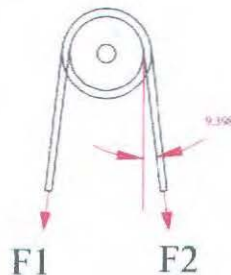
Karena $\sigma_c \leq S_{ac} \cdot \left(\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right)$, maka perencanaan roda gigi aman.

4.8.3 Perancangan Poros I Crusher

Pada sistem *crusher* terdapat 2 buah poros. Satu buah sebagai poros penggerak *Crusher* yang mempunyai posisi vertikal, sedangkan poros yang lain sebagai penyalur daya sekaligus putaran yang berasal dari chain. Pada poros penyalur daya kita namakan sebagai poros I dan poros tegak kita namakan sebagai poros II. Pada poros I terdapat gaya tarikan chain dan gaya pada bevel gear. Pada analisa gaya pada bevel gear, gaya berat bevel gear diabaikan karena besarnya jauh lebih kecil dibandingkan dengan gaya yang terjadi.

Data-data awal perhitungan

- Panjang poros : 385 mm = 15,16 in.
- Gaya tarik pada chain :



Gambar 4.16 Gaya Tarik pada Chain

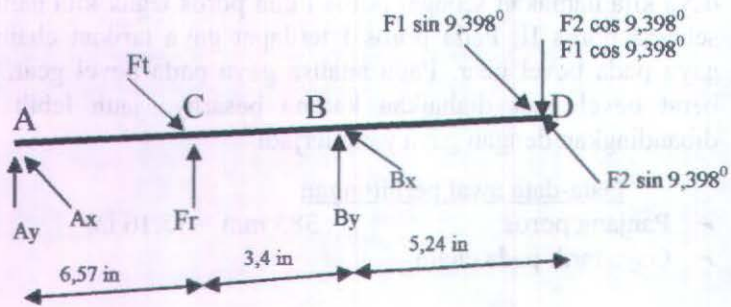
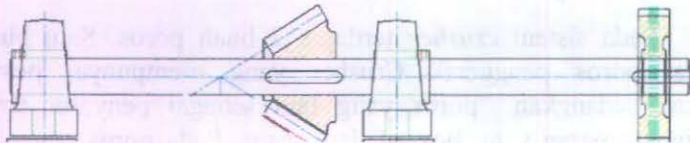
$$F_1 = 28,78 \text{ lb.}$$

$$F_2 = 14,39 \text{ lb.}$$

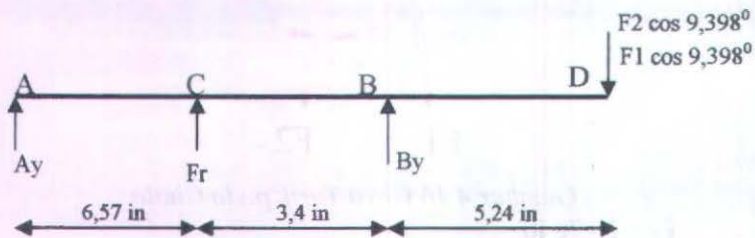
- Gaya pada bevel gear pinion
 - $F_r = 11,2 \text{ lb.}$
 - $F_a = 8 \text{ lb.}$
 - $F_t = 29,52 \text{ lb}$

Analisa gaya-gaya pada poros I Crusher

Berikut adalah gaya-gaya yang terjadi pada poros I Crusher :



Bidang Vertikal



Mencari reaksi tumpuan :

$$\sum M_A = 0$$

$$-Fr \cdot 6,57 - By \cdot 9,97 + F1 \cos 9,398^\circ \cdot 15,21 + F2 \cos 9,398^\circ \cdot 15,21 = 0$$

$$-11,2 \cdot 6,57 - By \cdot 9,97 + 28,78 \cos 9,398^\circ \cdot 15,21 + 14,39 \cos 9,398^\circ \cdot 15,21 = 0$$

$$-73,58 - B_y \cdot 9,97 + 431,86 + 215,93 = 0$$

$$B_y = 57,59 \text{ lb.}$$

$$+ \downarrow \Sigma F = 0$$

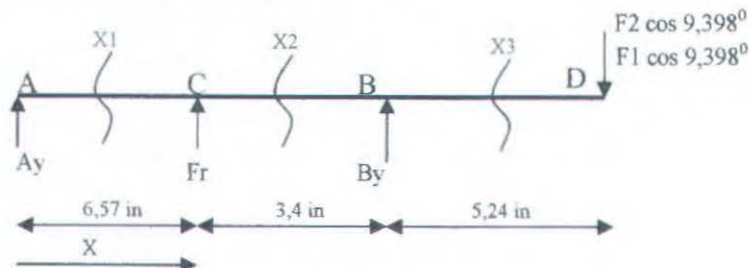
$$-A_y - F_r - B_y + F_1 \cos 9,398^\circ + F_2 \cos 9,398^\circ = 0$$

$$A_y = -F_r - B_y + F_1 \cos 9,398^\circ + F_2 \cos 9,398^\circ$$

$$= -11,2 - 57,59 + 28,39 + 14,19$$

$$= -25,2 \text{ lb. (berlawanan dengan arah gambar)}$$

Diagram bidang momen Vertikal



$$(0 < X_1 < 6,57 \text{ in})$$

$$M_{X_1} = A_y \cdot X_1$$

$$\text{Jika } X_1 = 0$$

$$\text{maka } M_A = 0$$

$$X_1 = 6,57 \text{ in}$$

$$\text{maka } M_C = -165,56 \text{ lb.in.}$$

$$(6,57 \text{ in} < X_2 < 9,97 \text{ in})$$

$$M_{X_2} = A_y \cdot X_2 + F_r (X_2 - 6,57)$$

$$\text{Jika } X_2 = 6,57 \text{ in}$$

$$\text{maka } M_C = -165,56 \text{ lb.in.}$$

$$X_2 = 9,97 \text{ in}$$

$$\text{maka } M_B = -213,16 \text{ lb.in.}$$

$$(9,97 \text{ in} < X_3 < 15,21 \text{ in})$$

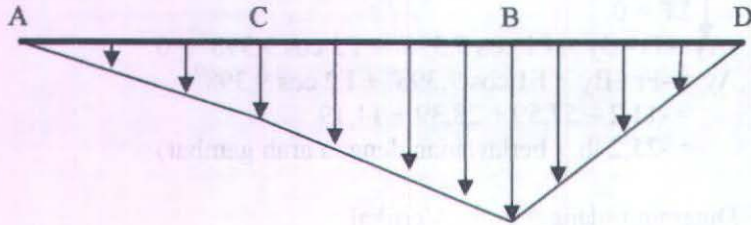
$$M_{X_3} = A_y \cdot X_3 + F_r (X_3 - 6,57) + B_y (X_3 - 9,97)$$

$$\text{Jika } X_3 = 9,97 \text{ in}$$

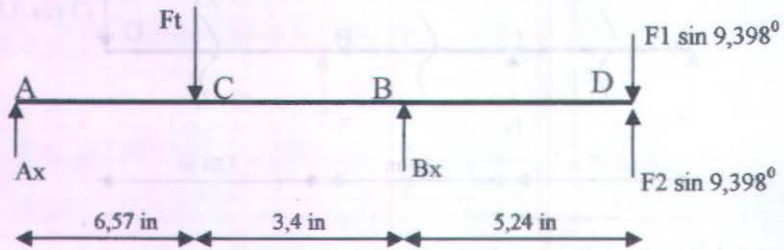
$$\text{maka } M_B = -213,16 \text{ lb.in.}$$

$$X_3 = 15,21 \text{ in}$$

$$\text{maka } M_D = 15,25 \text{ lb.in.}$$



Bidang Horizontal



Mencari reaksi tumpuan :

$$\curvearrowright \Sigma M_A = 0$$

$$F_t \cdot 6,57 - B_x \cdot 9,97 - F_2 \sin 9,938^\circ \cdot 15,21 + F_1 \sin 9,938^\circ \cdot 15,21 = 0$$

$$29,52 \cdot 6,57 - B_x \cdot 9,97 - 14,39 \sin 9,938^\circ \cdot 15,21 + 28,78 \sin 9,938^\circ \cdot 15,21 = 0$$

$$B_x = 23,03 \text{ lb.}$$

$$\uparrow \Sigma F = 0$$

$$F_t - A_x - B_x - F_2 \sin 9,938^\circ + F_1 \sin 9,938^\circ = 0$$

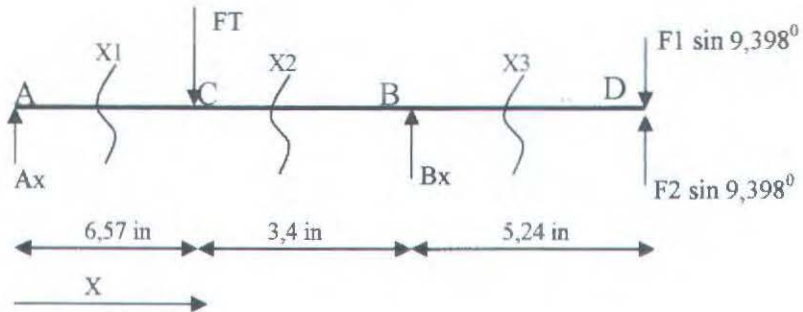
$$A_x = F_t - B_x - F_2 \sin 9,938^\circ + F_1 \sin 9,938^\circ$$

$$= 29,52 - 23,03 - 2,48 + 4,9$$

$$= 8,91 \text{ lb.}$$



Diagram bidang momen Horizontal



$(0 < X1 < 6,57 \text{ in})$

$MX1 = Ax \cdot X1$

Jika $X1 = 0$

maka $MA = 0$

$X1 = 6,57 \text{ in}$

maka $MC = 185 \text{ lb.in.}$

$(6,57 < X2 < 9,97 \text{ in})$

$MX2 = Ax \cdot X2 - Ft(X2 - 6,57)$

Jika $X1 = 6,57 \text{ in}$

maka $MC = 185 \text{ lb.in.}$

$X1 = 9,97 \text{ in}$

maka $MB = 180,39 \text{ lb.in.}$

$(9,97 \text{ in} < X3 < 15,21 \text{ in})$

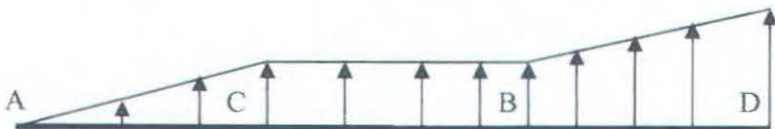
$MX3 = Ax \cdot X3 - Ft(X3 - 6,57) + Bx(X3 - 9,97)$

Jika $X2 = 9,97 \text{ in}$

maka $MB = 180,39 \text{ lb.in.}$

$X2 = 15,21 \text{ in}$

maka $MD = 293,94 \text{ lb.in.}$



Momen bending terbesar terjadi pada titik D :

$$M_D = \sqrt{(15,25)^2 + (293,94)^2} = 294,33 \text{ lb.in}$$

Momen Torsi (T) :

$$\text{Di titik C : } TC = Ft.rC = 29,52 \text{ lb.in}$$

$$\text{Di titik D : } TD = Ft.rD = 21,59 \text{ lb.in}$$

Pada perhitungan selanjutnya diambil T_c karena torsiya terbesar :

$$M_D = 294,33 \text{ lb.in}$$

$$T_c = 29,52 \text{ lb.in}$$

Perancangan diameter poros I Crusher :

Bahan poros direncanakan AISI 4140. Dari Tabel 9 lampiran tabel, didapat :

$$S_u = 148000 \text{ psi}$$

$$S_{yp} = 95000 \text{ psi}$$

$$BHN = 302$$

Endurance Limit

$$S_e = \frac{1}{K_f} \cdot S_n' \cdot C_R \cdot C_s \cdot C_F \cdot C_w$$

Dengan bahan steel yang mempunyai nilai $S_u < 200.000$ psi dan $BHN < 400$, didapat :

$$S_n' = 0,5 \cdot S_u$$

$$= 0,5 \cdot 148000$$

$$= 74000 \text{ psi}$$

Dari lampiran tabel 5 dengan profil poros yang berlubang pasak, didapat :

$$K_f(\text{bending}) = 1,6$$

$$K_f(\text{torsi}) = 1,3$$

Dari lampiran tabel 6, dengan poros dioperasikan pada lingkaran *non corrosive* dengan *survival rate* 95 %, sehingga didapatkan :

$$\begin{aligned} C_R &= 1 - 0,008 \text{ (D.M.F.)} \\ &= 1 - 0,008 \cdot 1,64 \\ &= 0,8688 \end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan bahwa diameter poros lebih besar dari 0,5 in dan lebih kecil dari 2 in, didapatkan :

$$C_s = 0,85$$

Dengan proses pengerjaan menggunakan mesin, didapatkan :

$$C_F = 0,77$$

Dengan menggunakan poros tanpa adanya pengelasan, didapat :

$$C_w = 1$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} S_e &= \frac{1}{1,6} \cdot 74000 \cdot 0,8688 \cdot 0,85 \cdot 0,77 \cdot 1 \\ &= 26299,11 \text{ psi} \end{aligned}$$

Dari persamaan *Distortion Energy Theory (DET)*, didapat :

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{32}{\pi \cdot D_o^3 \left(1 - \left(\frac{D_i}{D_o} \right)^4 \right)} \cdot \sqrt{K_{sb} \left(M_m + \frac{S_{yp}}{S_e} M_r \right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} \left(T_m + \frac{S_{yp}}{S_e} T_r \right)^2}$$

Dengan asumsi :

Dengan menggunakan poros pejal, didapat :

$$D_i = 0$$

Dengan menggunakan poros berdiameter homogen, didapat :

$$D_o = d_p$$

Dengan melihat sistem pembebanan poros dimana momen bending rata-rata tanpa fluktuasi dan tanpa beban kejut, didapatkan :

$$K_{sb} = K_{st} = 1$$

Dengan menggunakan poros dimana bekerja momen bending range, didapat :

$$M_B = M_r$$

Dengan menggunakan poros dimana bekerja momen bending berulang dan tidak berfluktuasi, didapat :

$$M_m = 0$$

Dengan perencanaan poros dimana tidak terdapat *fly wheels*, *clutch*, dan lain-lain, didapat :

$$T_r = 0 \text{ (momen torsi range)}$$

Dengan menggunakan poros dimana material poros sudah diketahui dan beban dan tegangan yang bekerja pasti serta kondisi lingkungan yang pasti, didapat :

$$N = 1,5$$

Sehingga :

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{32}{\pi \cdot d_p^3} \sqrt{K_{sb} \cdot \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot K_{st} \cdot (T_m)^2}$$

$$\frac{95000}{1,5} \geq \frac{32}{3,14 \cdot (0,78)^3} \sqrt{1 \cdot \left(\frac{95000}{26299,11} \cdot 294,33 \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot 1 \cdot (29,52)^2}$$

$$63333,33 \geq 22839 \text{ (aman)}$$

4.8.4 Perancangan Poros II Crusher

Data-data awal perhitungan

- Panjang poros : 560 mm = 22 in.

Gaya tangensial pada Crusher pada awalnya berupa beban merata dengan distribusi $P(x) = 0,25X + 40$, namun setelah pemasangan sisi crusher yang mendapatkan beban adalah bagian atas, jadi diasumsikan beban yang terjadi adalah beban terpusat yang terletak pada sisi atas (untuk lebih jelasnya silahkan lihat gambar 4.22) :



$$T = \frac{63000 \cdot hp}{n} = \frac{63000 \cdot 0,0675}{70} = 60,75 \text{ lb.in}$$

$$F_{is} = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot 60,75}{3,14} = 38,69 \text{ lb}$$

➤ Gaya pada bevel gear pinion

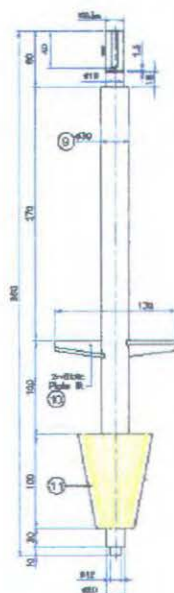
$$F_r = 8 \text{ lb.}$$

$$F_a = 11,2 \text{ lb.}$$

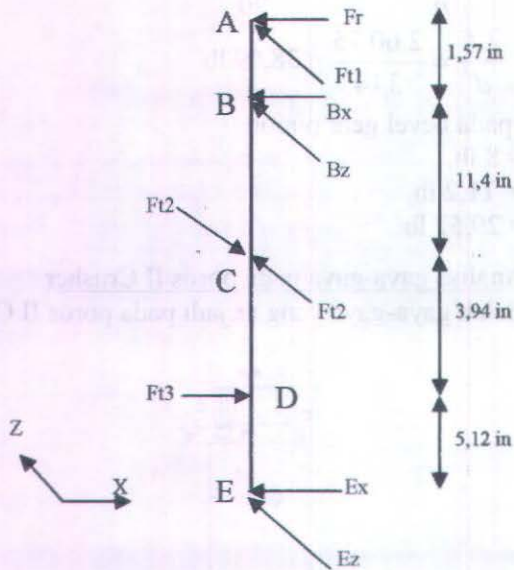
$$F_t = 29,52 \text{ lb.}$$

Analisa gaya-gaya pada poros II Crusher

Berikut adalah gaya-gaya yang terjadi pada poros II Crusher :

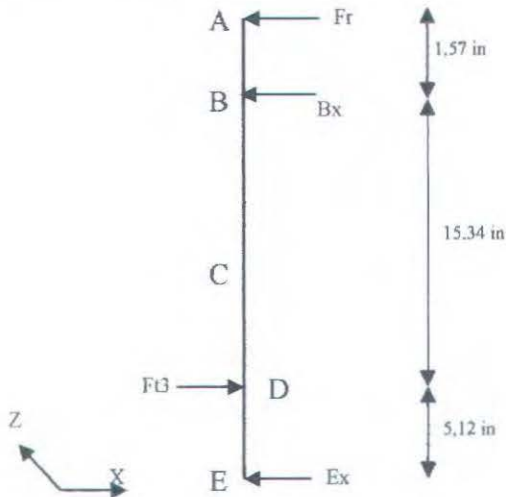


Gambar 4.17 Poros II Crusher





Bidang Sumbu X



Mencari reaksi tumpuan :

$$\curvearrowright \Sigma M_B = 0$$

$$Ex \cdot 20,46 - Ft_3 \cdot 15,34 - Fr \cdot 1,57 = 0$$

$$Ex \cdot 20,46 - 38,69 \cdot 15,34 - 8 \cdot 1,57 = 0$$

$$Ex \cdot 20,46 - 593,5 - 12,56 = 0$$

$$Ex = 29,62 \text{ lb.}$$

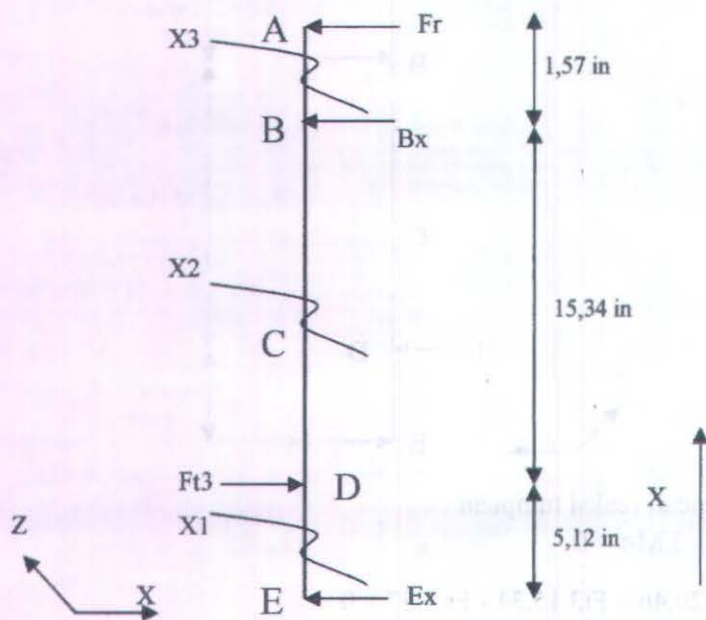
$$\rightarrow \Sigma F = 0$$

$$-Ex + Ft_3 - B_x - Fr = 0$$

$$-29,62 + 38,69 - B_x - 8 = 0$$

$$B_x = 1,07 \text{ lb.}$$

Diagram bidang momen Sumbu X



$$(0 < X_1 < 5,12 \text{ in})$$

$$MX_1 = Ex \cdot X_1$$

$$\text{Jika } X_1 = 0$$

$$\text{maka } M_E = 0$$

$$X_1 = 5,12 \text{ in}$$

$$\text{maka } M_D = 151,65 \text{ lb.in.}$$

$$(5,12 \text{ in} < X_2 < 20,46 \text{ in})$$

$$MX_2 = Ex \cdot X_2 - Ft_3(X_2 - 5,12)$$

$$\text{Jika } X_2 = 5,12 \text{ in}$$

$$\text{maka } M_D = 151,65 \text{ lb.in.}$$

$$X_2 = 20,46 \text{ in}$$

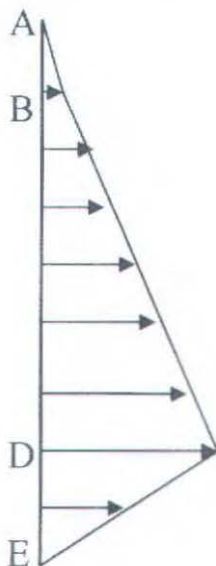
$$\text{maka } M_B = 12,52 \text{ lb.in.}$$

$$(20,46 \text{ in} < X_3 < 22,03 \text{ in})$$

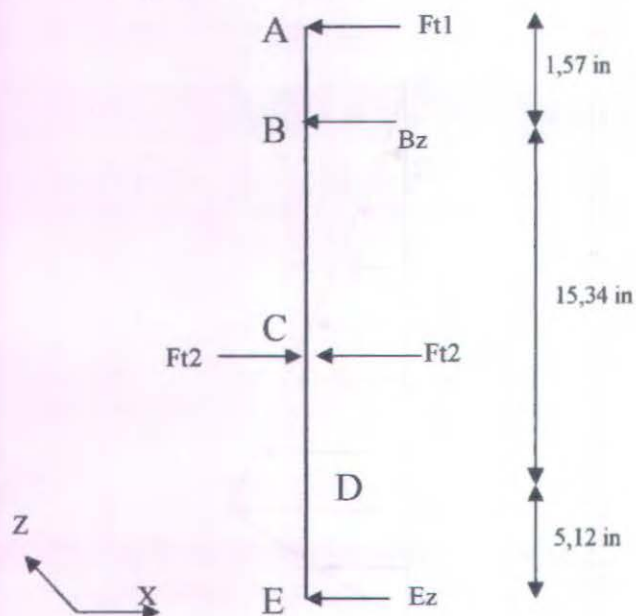
$$MX_3 = Ex \cdot X_3 - Ft_3(X_3 - 5,12) + B_x(X_3 - 20,46)$$

Jika $X_3 = 20,46$ in
 $X_3 = 22,03$ in

maka $M_B = 12,52$ lb.in.
maka $M_A = 0$ lb.in.



Bidang Sumbu Z



Untuk selanjutnya gaya Ft2 tidak akan masuk kedalam perhitungan karena bersifat saling menghilangkan.

Mencari reaksi tumpuan :

$$\curvearrowright \Sigma M_B = 0$$

$$Ez \cdot 20,46 - Ft1 \cdot 1,57 = 0$$

$$Ez \cdot 20,46 - 29,52 \cdot 1,57 = 0$$

$$Ez = 2,26 \text{ lb.}$$

$$\rightarrow \Sigma F = 0$$

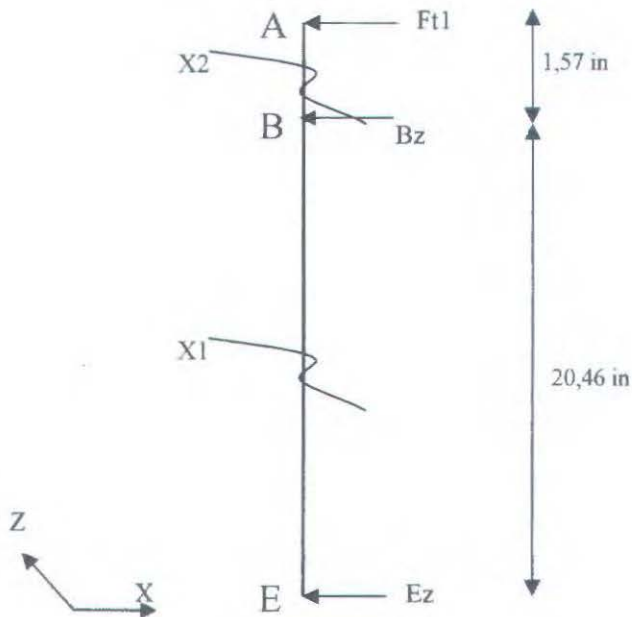
$$-Ez - Bz - Ft1 = 0$$

$$-2,26 - Bz - 29,52 = 0$$



$$B_z = -31,78 \text{ lb (arah berlawanan dengan gambar)}$$

Diagram bidang momen Sumbu Z



$$(0 < X_1 < 20,46 \text{ in})$$

$$M_{X1} = E_z \cdot X_1$$

$$\text{Jika } X_1 = 0$$

$$\text{maka } M_E = 0$$

$$X_1 = 20,46 \text{ in}$$

$$\text{maka } M_B = 46,24 \text{ lb.in.}$$

$$(20,46 \text{ in} < X_2 < 22,03 \text{ in})$$

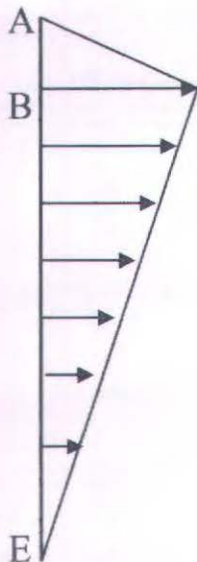
$$M_{X2} = E_z \cdot X_2 + B_z(X_2 - 20,46)$$

$$\text{Jika } X_2 = 20,46 \text{ in}$$

$$\text{maka } M_B = 46,24 \text{ lb.in.}$$

$$X_2 = 22,03 \text{ in}$$

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



Momen bending terbesar terjadi pada titik D :

$$M_D = \sqrt{(151,65)^2 + (11,57)^2} = 152,09 \text{ lb.in}$$

Momen Torsi (T) :

$$\text{Di titik D : } T_D = F_t \cdot r_D = 60,75 \text{ lb.in}$$

$$\text{Di titik A : } T_A = F_t \cdot r_A = 60,95 \text{ lb.in}$$

Pada perhitungan selanjutnya diambil TA karena torsinya terbesar :

$$M_D = 152,09 \text{ lb.in}$$

$$T_A = 60,95 \text{ lb.in}$$

Perancangan diameter poros II Crusher :

Bahan poros direncanakan SS304. Dari Tabel 2 lampiran tabel, didapat :

$$S_u = 185000 \text{ psi}$$

$$S_{yp} = 140000 \text{ psi}$$

$$BHN = 302$$

Endurance Limit

$$S_e = \frac{1}{K_f} \cdot S_n' \cdot C_R \cdot C_S \cdot C_F \cdot C_w$$

Dengan bahan steel yang mempunyai nilai $S_u < 200.000$ psi dan $BHN < 400$, didapat :

$$\begin{aligned} S_n' &= 0,5 \cdot S_u \\ &= 0,5 \cdot 185000 \\ &= 92500 \text{ psi} \end{aligned}$$

Dari lampiran tabel 5 dengan profil poros yang berlubang pasak, didapat :

$$\begin{aligned} K_f(\text{bending}) &= 1,6 \\ K_f(\text{torsi}) &= 1,3 \end{aligned}$$

Dari lampiran tabel 6, dengan poros dioperasikan pada lingkungan *non corrosive* dengan *survival rate* 95 %, sehingga didapatkan :

$$\begin{aligned} C_R &= 1 - 0,008 \text{ (D.M.F.)} \\ &= 1 - 0,008 \cdot 1,64 \\ &= 0,8688 \end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan bahwa diameter poros lebih besar dari 0,5 in dan lebih kecil dari 2 in, didapatkan :

$$C_s = 0,85$$

Dengan proses pengerjaan menggunakan mesin, didapatkan :

$$C_F = 0,77$$

Dengan menggunakan poros tanpa adanya pengelasan, didapat :

$$C_w = 1$$

Sehingga :

$$S_e = \frac{1}{1,6} \cdot 92500 \cdot 0,8688 \cdot 0,85 \cdot 0,77 \cdot 1$$

$$= 32873,89 \text{ psi}$$

Dari persamaan *Distortion Energy Theory (DET)*, didapat :

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{32}{\pi D_o^3 \left(1 - \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^4\right)} \cdot \sqrt{K_{sb} \left(M_m + \frac{S_{yp}}{S_e} M_r\right)^2 + \frac{3}{4} K_{st} \left(T_m + \frac{S_{yp}}{S_e} T_r\right)^2}$$

Dengan asumsi :

Dengan menggunakan poros pejal, didapat :

$$D_i = 0$$

Dengan menggunakan poros berdiameter homogen, didapat :

$$D_o = d_p$$

Dengan melihat sistem pembebanan poros dimana momen bending rata-rata tanpa fluktuasi dan tanpa beban kejut, didapatkan :

$$K_{sb} = K_{st} = 1$$

Dengan menggunakan poros dimana bekerja momen bending range, didapat :

$$M_B = M_r$$

Dengan menggunakan poros dimana bekerja momen bending berulang dan tidak berfluktuasi, didapat :

$$M_m = 0$$

Dengan perencanaan poros dimana tidak terdapat *fly wheels*, *clutch*, dan lain-lain, didapat :

$$T_r = 0 \text{ (momen torsi range)}$$

Dengan menggunakan poros dimana material poros sudah diketahui dan beban dan tegangan yang bekerja pasti serta kondisi lingkungan yang pasti, didapat :

$$N = 1,5$$

Sehingga :

$$\frac{S_{yp}}{N} \geq \frac{32}{\pi \cdot d_p^3} \sqrt{K_{sb} \cdot \left(\frac{S_{yp}}{S_e} \cdot M_r \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot K_{st} \cdot (T_m)^2}$$

$$\frac{140000}{1,5} \geq \frac{32}{3,14 \cdot (1,18)^3} \sqrt{1 \cdot \left(\frac{140000}{32873,89} \cdot 152,09 \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot 1 \cdot (60,95)^2}$$

$$93333,33 \geq 4018,72 \text{ (aman)}$$

4.8.5 Penentuan kekuatan Crusher Menggunakan Software Catia V5R14

Crusher yang dirancang telah aman melalui proses perhitungan manual. Untuk mengidentifikasi kerusakan yang mungkin terjadi dalam perkembangan selanjutnya digunakan analisa kekuatan crusher menggunakan *Software CATIA V5R14*. Pada pengujian crusher ini dapat diketahui besar tegangan yang terjadi secara keseluruhan.

Untuk menentukan syarat aman digunakan perumusan MSST. MSST digunakan berdasarkan kegagalan akibat torsi yang terjadi pada crusher. Dengan asumsi nilai safety faktor sebesar 1,5.

$$\text{Tegangan ijin (MSST)} : \tau_{\max} \geq \frac{S_{syp}}{SF}$$

$$\tau_{\max} \geq \frac{70.000}{1,5}$$

$$\tau_{\max} \geq 46666,667 \text{ psi.}$$

Dari hasil analisa menggunakan Catia V5R14 dengan sifat fisis dari SS304 sebagai berikut :

- Massa Satuan : 7860 kg/m³
- Torsi : 6,764 Nm.
- Modulus Elastisitas : 7,724.10¹¹ N/m²



- Possion Ratio : 0,3
- Elongation : 26%

Didapat :



Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Maguitude Error
Fx (N)	3.1162e-006	-3.1162e-006	-8.5834e-012	1.8084e-014
Fy (N)	-2.8759e-006	2.8759e-006	3.8529e-012	8.1177e-015
Fz (N)	3.7253e-009	-3.7263e-009	-1.0374e-012	2.1857e-015
Mx (Nxm)	-3.8898e-007	3.8898e-007	2.1426e-012	8.0612e-015
My (Nxm)	-1.1565e-006	1.1565e-006	5.8089e-012	2.1855e-014
Mz (Nxm)	1.8830e+001	-1.8830e+001	2.6290e-012	9.8912e-015

Gambar 4.18 Tegangan Maksimum yang Terjadi pada Crusher

Tegangan geser maksimum akibat torsi diambil pada sumbu z karena posisi crusher adalah vertikal sehingga :

$$\tau_z = \frac{T \cdot c}{I}$$

$$I = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot d^4 = \frac{1}{32} \cdot \pi \cdot (3,149)^4 = 9,64 \text{ in}^4$$

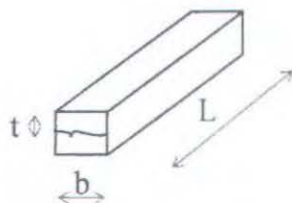
$$c = 1,575 \text{ in.}$$

$$\tau_z = \frac{16,67 \cdot 1,575}{9,64} = 2,724 \text{ psi.}$$

Karena tegangan geser yang terjadi pada crusher lebih kecil dari tegangan geser ijin bahan maka crusher masih dalam kondisi aman secara keseluruhan.

4.9 Perancangan Pasak

Karena pada komponen mesin hanya terdapat 5 komponen yang bersifat tetap, maka akan direncanakan pasak sebanyak 5 buah sesuai dimensi yang ditentukan. Dengan alasan efisiensi biaya, digunakan bahan yang sama untuk semua pasak. Bahan yang dipakai untuk pasak adalah AISI 1020 *cold drawn* dengan nilai $S_{yp} = 66.000$ psi . Sedangkan jenis dan ukuran pasak juga dibuat sama yakni pasak berbentuk persegi dengan ukuran 7 mm x 7 mm untuk poros crusher, dan 8 mm x 8 mm untuk poros screw.



Gambar 4.19 Skema Pasak

Dimana :

➤ Poros screw

$$b = 8 \text{ mm} = 0,314 \text{ in}$$

$$t = 4 \text{ mm} = 0,157 \text{ in}$$

$$S_{yp} = 66.000 \text{ psi}$$

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

$$= 0,58 \cdot 66000$$

$$= 38280 \text{ psi}$$

$$N = 1,5$$

➤ Poros Crusher

$$b = 7 \text{ mm} = 0,275 \text{ in}$$

$$t = 3,5 \text{ mm} = 0,1375 \text{ in.}$$

$$S_{yp} = 66.000 \text{ psi}$$

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

$$= 0,58 \cdot 66000$$

$$= 38280 \text{ psi}$$

$$N = 1,5$$

4.9.1 Perancangan pasak pada coupling

Pada Coupling ini direncanakan pasak dengan panjang sebesar 3,14 in. Panjang pasak yang baik bila sama dengan lebar couplingnya.

$$F_t = 540,8 \text{ lb}$$

$$l = 3,14 \text{ in}$$

Pemeriksaan terhadap Tegangan Geser

Beban yang bekerja pada pasak coupling :

$$\tau = \frac{F_t}{A_s} = \frac{F_t}{b \cdot l}$$

$$= \frac{540,8}{0,314 \cdot 3,14}$$

$$= 548,5 \text{ psi.}$$

Beban yang diijinkan :

$$\frac{S_{syp}}{N} = \frac{38280}{1,5}$$
$$= 25520 \text{ psi}$$

Karena $\tau < S_{syp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya geser aman.

Pemeriksaan terhadap Tegangan Kompresi

Beban yang bekerja pada pasak Coupling :

$$\sigma_c = \frac{Ft}{A_c} = \frac{Ft}{l.t}$$
$$= \frac{540,8}{3,14.0,157}$$
$$= 1097 \text{ psi}$$

Beban yang diijinkan :

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{66000}{1,5}$$
$$= 44000 \text{ psi}$$

Karena $\sigma_c < S_{yp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya kompresi aman.

4.9.2 Perancangan pasak pada Sprocket Driver

Pada sprocket driver ini direncanakan pasak dengan panjang sebesar 1,29 in. Panjang pasak yang baik bila sama dengan lebar sprocketnya.

$$Ft = 28,83 \text{ lb}$$

$$l = 1,29 \text{ in}$$

Pemeriksaan terhadap Tegangan Geser

Beban yang bekerja pada pasak sprocket driver :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{Ft}{A_s} = \frac{Ft}{b.l} \\ &= \frac{28,83}{0,314 \cdot 1,29} \\ &= 71,17 \text{ psi.}\end{aligned}$$

Beban yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\frac{S_{syp}}{N} &= \frac{38280}{1,5} \\ &= 25520 \text{ psi}\end{aligned}$$

Karena $\tau < S_{syp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya geser aman.

Pemeriksaan terhadap Tegangan Kompresi

Beban yang bekerja pada pasak sprocket driver :

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \frac{Ft}{A_c} = \frac{Ft}{l.t} \\ &= \frac{28,83}{1,29 \cdot 0,157} \\ &= 142,36 \text{ psi}\end{aligned}$$

Beban yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\frac{S_{yp}}{N} &= \frac{66000}{1,5} \\ &= 44000 \text{ psi}\end{aligned}$$

Karena $\sigma_c < S_{yp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya kompresi aman.

4.9.3 Perancangan pasak pada Sprocket Driven

Pada sprocket driven ini direncanakan pasak dengan panjang sebesar 1,29 in. Panjang pasak yang baik bila sama dengan lebar sprocketnya.

$$\begin{aligned}Ft &= 28,83 \text{ lb} \\ l &= 1,29 \text{ in}\end{aligned}$$

Pemeriksaan terhadap Tegangan Geser

Beban yang bekerja pada pasak sprocket driven :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{Ft}{A_s} = \frac{Ft}{bl} \\ &= \frac{28,83}{0,257 \cdot 1,29} \\ &= 81,27 \text{ psi.}\end{aligned}$$

Beban yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\frac{S_{sy}}{N} &= \frac{38280}{1,5} \\ &= 25520 \text{ psi}\end{aligned}$$

Karena $\tau < S_{sy} / N$, maka perencanaan terhadap gaya geser aman.

Pemeriksaan terhadap Tegangan Kompresi

Beban yang bekerja pada pasak sprocket driven :

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \frac{Ft}{A_c} = \frac{Ft}{lt} \\ &= \frac{28,83}{1,29 \cdot 0,1375} \\ &= 162,54 \text{ psi}\end{aligned}$$

Beban yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\frac{S_{yp}}{N} &= \frac{66000}{1,5} \\ &= 44000 \text{ psi}\end{aligned}$$

Karena $\sigma_c < S_{yp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya kompresi aman.

4.9.4 Perancangan Pasak pada Roda Gigi Pinion

Pada roda gigi pinion ini direncanakan pasak dengan panjang sebesar 1,73 in. Panjang pasak yang baik bila sama dengan lebar roda giginya.

$$Ft = 29,52 \text{ lb}$$

$$l = 1,73 \text{ in}$$

Pemeriksaan terhadap Tegangan Geser

Beban yang bekerja pada pasak sprocket driven :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{Ft}{A_s} = \frac{Ft}{bl} \\ &= \frac{29,52}{0,275 \cdot 1,73}\end{aligned}$$

$$= 62,04 \text{ psi.}$$

Beban yang diijinkan :

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{38280}{1,5}$$
$$= 25520 \text{ psi}$$

Karena $\tau < S_{yp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya geser aman.

Pemeriksaan terhadap Tegangan Kompresi

Beban yang bekerja pada pasak sprocket driven :

$$\sigma_c = \frac{Ft}{A_c} = \frac{Ft}{lt}$$
$$= \frac{29,52}{1,73 \cdot 0,1375}$$
$$= 124,09 \text{ psi}$$

Beban yang diijinkan :

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{66000}{1,5}$$
$$= 44000 \text{ psi}$$

Karena $\sigma_c < S_{yp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya kompresi aman.

4.9.5 Perancangan Pasak pada Roda Gigi Gear

Pada roda gigi gear ini direncanakan pasak dengan panjang sebesar 1,57 in. Panjang pasak yang baik bila sama dengan lebar roda giginya.

$$Ft = 29,52 \text{ lb}$$

$$l = 1,57 \text{ in}$$

Pemeriksaan terhadap Tegangan Geser

Beban yang bekerja pada pasak sprocket driven :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{Ft}{A_s} = \frac{Ft}{b.l} \\ &= \frac{29,52}{0,275 \cdot 1,57} \\ &= 68,37 \text{ psi.}\end{aligned}$$

Beban yang diijinkan :

$$\begin{aligned}\frac{S_{syp}}{N} &= \frac{38280}{1,5} \\ &= 25520 \text{ psi}\end{aligned}$$

Karena $\tau < S_{syp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya geser aman.

Pemeriksaan terhadap Tegangan Kompresi

Beban yang bekerja pada pasak sprocket driven :

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \frac{Ft}{A_c} = \frac{Ft}{lt} \\ &= \frac{29,52}{1,57 \cdot 0,1375} \\ &= 136,75 \text{ psi}\end{aligned}$$

Beban yang diijinkan :

$$\frac{S_{yp}}{N} = \frac{66000}{1,5}$$

$$= 44000 \text{ psi}$$

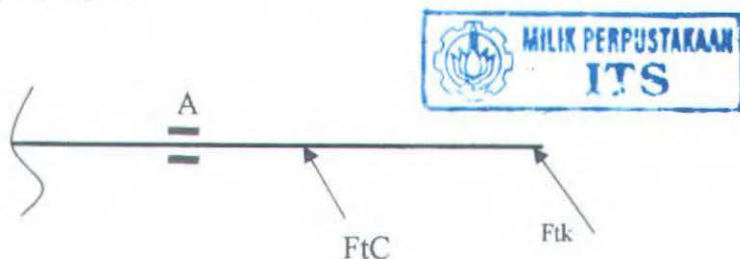
Karena $\sigma_c < S_{yp} / N$, maka perencanaan terhadap gaya kompresi aman.

4.10 Perancangan Bearing

Dalam perencanaan kali ini, pada poros I crusher ditumpu oleh 2 (dua) buah bantalan. Namun pada poros screw dan poros II crusher hanya ditumpu oleh satu bantalan sedangkan sisi satunya ditumpu oleh bushing. Perencanaan dilakukan dengan menentukan terlebih dahulu umur bantalan yang akan dipakai, selanjutnya akan dipilih jenis bantalan yang akan dipakai.

4.10.1 Perancangan Bearing pada Poros Screw

Pada poros ini, direncanakan menggunakan bantalan dengan tipe *spherical roller bearing*. Pemilihan bantalan dalam perencanaan ini berdasarkan umur bantalan dan juga berdasarkan gaya yang terjadi.



Titik A didapatkan nilai F_r dan F_a hasil perhitungan pada poros Screw :

$$F_a = 5787,09 \text{ lb}$$

$$F_r = 1301,24 \text{ lb.}$$

$n = 50$ rpm.

Umur bearing yang diharapkan = 10.000 jam

Penentuan beban equivalent :

$$P = X.V.Fr + Y.Fa$$

Dimana :

Dengan menggunakan jenis bantalan dengan ring dalam berputar, didapat :

$$v = 1,0$$

Dengan bentuk bantalan spherical, didapat :

$$b = 3,3333$$

Dengan jumlah baris spherical sebanyak satu baris, didapat :

$$i = 1$$

Dari lampiran tabel 19, Diameter poros sebesar 1,1822 in didapat :

$$e = 0,483$$

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,24$$

$$P = 0,4 \cdot 1 \cdot 1301,24 + 1,24 \cdot 5787,09 \\ = 7696,49 \text{ lb.}$$

Dari lampiran tabel 22 dipilih bantalan produksi Koyo Seiko Co., Ltd dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tipe	= 21306RH
Diameter dalam (d)	= 30 mm = 1,1811 in
Diameter luar (D)	= 72 mm = 2,8346 in
Lebar (B)	= 19 mm = 0,748 in
Beban dinamis, C	= 59300 N = 13331,233 lb
Beban statis, C_o	= 62700 N = 14095,59 lb.

Sehingga :

$$P = C^{.b} \cdot \sqrt[.b]{\frac{10^6}{60 \cdot n \cdot L_{10}}}$$

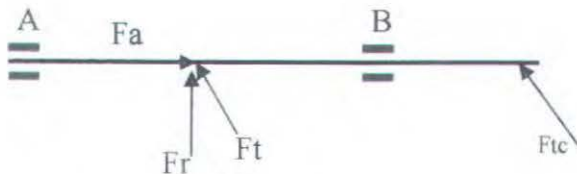
$$P = 13331,233^{3,3333} \sqrt[3,3333]{\frac{10^6}{60.50.10000}}$$

$$= 2,02 \times 10^{13} \text{ lb.}$$

Karena $P_{bearing} > P_{actual}$, maka perencanaan terhadap bearing aman.

4.10.2 Perancangan Bearing pada Poros I Crusher

Pada poros ini, direncanakan menggunakan bantalan dengan tipe *single row deep groove ball bearing*. Pemilihan bantalan dalam perencanaan ini berdasarkan umur bantalan dan juga berdasarkan gaya yang terjadi.



Titik A didapatkan nilai F_r dan F_a hasil perhitungan pada poros I Crusher :

$$F_a = 8 \text{ lb}$$

$$F_r = 37,78 \text{ lb.}$$

$$n = 98 \text{ rpm.}$$

Umur bearing yang diharapkan = 10.000 jam

Penentuan beban equivalent :

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

Dimana :

Dengan menggunakan jenis bantalan dengan ring dalam berputar, didapat :

$$v = 1,0$$

Dengan bentuk bantalan ball, didapat :

$$b = 3$$

Dengan jumlah baris ball sebanyak satu baris, didapat :

$$i = 1$$

Dari lampiran tabel 20, Diameter poros sebesar 0,7874 in didapat :

$$C_o = 715 \text{ lb.}$$

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{8}{715} = 0,0112$$

Sehingga dari lampiran tabel 21, didapat :

$$e = 0,19$$

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{8}{37,78} = 0,212$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

$$P = 0,56 \cdot 1.37,78 + 2,3.8 \\ = 39,55 \text{ lb.}$$

Dari lampiran tabel 23 dipilih bantalan produksi Koyo Seiko Co., Ltd dengan spesifikasi sebagai berikut:

$$\text{Tipe} = 6904$$

$$\text{Diameter dalam } (d) = 20 \text{ mm} = 0,7874 \text{ in}$$

$$\text{Diameter luar } (D) = 37 \text{ mm} = 1,457 \text{ in}$$

$$\text{Lebar } (B) = 9 \text{ mm} = 0,354 \text{ in}$$

$$\text{Beban dinamis, } C = 6350 \text{ N} = 1427,5 \text{ lb}$$

$$\text{Beban statis, } C_o = 3700 \text{ N} = 831,79 \text{ lb.}$$

Sehingga :

$$P = C^b \cdot \sqrt[10]{\frac{10^6}{60 \cdot n \cdot L_{10}}}$$

$$P = 1427,5^3 \sqrt{\frac{10^6}{60.98.10000}}$$
$$= 7,48 \times 10^8 \text{ lb.}$$

Karena $P_{bearing} > P_{actual}$, maka perencanaan terhadap bearing aman.

Titik B didapatkan nilai Fr dan Fa hasil perhitungan pada poros I Crusher :

$$F_a = 8 \text{ lb}$$

$$F_r = 62,02 \text{ lb.}$$

$$n = 98 \text{ rpm.}$$

Umur bearing yang diharapkan = 10.000 jam

Penentuan beban equivalent :

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

Dimana :

Dengan menggunakan jenis bantalan dengan ring dalam berputar, didapat :

$$v = 1,0$$

Dengan bentuk bantalan ball, didapat :

$$b = 3$$

Dengan jumlah baris ball sebanyak satu baris, didapat :

$$i = 1$$

Dari lampiran tabel 20, Diameter poros sebesar 0,7874 in didapat :

$$C_o = 715 \text{ lb.}$$

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{8}{715} = 0,0112$$

Sehingga dari lampiran tabel 21 didapat :

$$e = 0,19$$

$$\frac{Fa}{V.Fr} = \frac{8}{62,02} = 0,129$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

$$P = 0,56 \cdot 1.62,02 + 2,3 \cdot 8$$

$$= 53,13 \text{ lb.}$$

Dari lampiran tabel 23 dipilih bantalan produksi Koyo Seiko Co., Ltd dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tipe	= 6904
Diameter dalam (d)	= 20 mm = 0,7874 in
Diameter luar (D)	= 37 mm = 1,457 in
Lebar (B)	= 9 mm = 0,354 in
Beban dinamis, C	= 6350 N = 1427,5 lb
Beban statis, C_o	= 3700 N = 831,79 lb.

Sehingga :

$$P = C^b \cdot \sqrt[3]{\frac{10^6}{60 \cdot n \cdot L_{10}}}$$

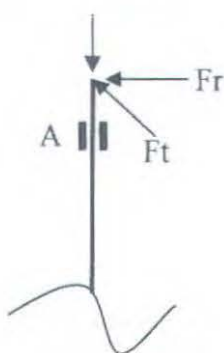
$$P = 1427,5^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{10^6}{60 \cdot 98 \cdot 10000}}$$

$$= 7,48 \times 10^8 \text{ lb.}$$

Karena $P_{bearing} > P_{actual}$, maka perencanaan terhadap bearing aman.

4.10.3 Perancangan Bearing pada Poros II Crusher

Pada poros ini, direncanakan menggunakan bantalan dengan tipe *single row deep groove ball bearing*. Pemilihan bantalan dalam perencanaan ini berdasarkan umur bantalan dan juga berdasarkan gaya yang terjadi.



Fa

Titik A didapatkan nilai Fr dan Fa hasil perhitungan pada poros II Crusher :

$$F_a = 11,2 \text{ lb}$$

$$F_r = 31,79 \text{ lb.}$$

$$n = 70 \text{ rpm.}$$

Umur bearing yang diharapkan = 10.000 jam

Penentuan beban equivalent :

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

Dimana :

Dengan menggunakan jenis bantalan dengan ring dalam berputar, didapat :

$$v = 1,0$$

Dengan bentuk bantalan ball, didapat :

$$b = 3$$

Dengan jumlah baris ball sebanyak satu baris, didapat :

$$i = 1$$

Dari lampiran tabel 20, Diameter poros sebesar 0,7874 in didapat :

$$C_o = 715 \text{ lb.}$$

$$\frac{i.Fa}{Co} = \frac{11,2}{715} = 0,016$$

Sehingga dari lampiran tabel 21, didapat :

$$e = 0,201$$

$$\frac{Fa}{V.Fr} = \frac{11,2}{31,79} = 0,352$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,27$$

$$P = 0,56 \cdot 1.31,79 + 2,27 \cdot 11,2$$

$$= 43,22 \text{ lb.}$$

Dari lampiran tabel 23 dipilih bantalan produksi Koyo Seiko Co., Ltd dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tipe	= 6904
Diameter dalam (d)	= 20 mm = 0,7874 in
Diameter luar (D)	= 37 mm = 1,457 in
Lebar (B)	= 9 mm = 0,354 in
Beban dinamis, C	= 6350 N = 1427,5 lb
Beban statis, C_o	= 3700 N = 831,79 lb.

Sehingga :

$$P = C^{b, b} \sqrt[60.n.L_{10}]{10^6}$$

$$P = 1427,5^{3,3} \sqrt[60.70.10000]{10^6}$$

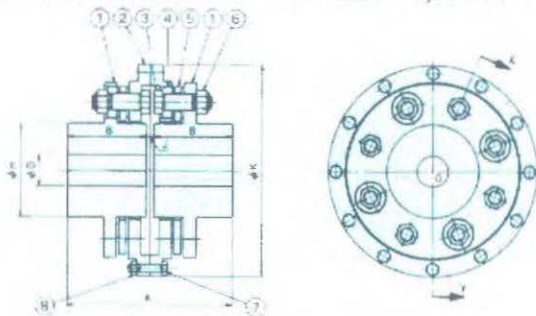
$$= 8,37 \times 10^8 \text{ lb.}$$

Karena $P_{bearing} > P_{actual}$, maka perencanaan terhadap bearing aman.

4.11 Perancangan Coupling

Kopling digunakan sebagai media transfer dan sebagai penyambung dua poros. Pada alat ini kopling berfungsi sebagai penyambung antara poros output dari Gearbox dengan poros input *screw*. Kopling harus memiliki kekuatan yang lebih besar daripada torsi yang disalurkan oleh *shaft*. Kopling yang digunakan adalah jenis *Flange coupling* (gambar 4.24). Kemudian dari katalog didapatkan kopling dengan spesifikasi sebagai berikut :

Manufacturer	: Taiwan MS Motor
Kode Produk	: NEF 80G
Torsi maksimum	: 784 N.m = 6934,48 lb.in
Putaran maksimum	: 5000 rpm
Max Shaft diameter	: 40 mm = 1,574 in



Gambar 4.20 Flange Coupling

Kopling dapat diasumsikan aman karena bekerja pada torsi dan putaran yang di bawah nilai kemampuan kopling sebenarnya.

Jika diketahui material baut adalah SS 41 dengan Ssy 58.315 psi maka kekuatan baut terhadap gaya geser (akibat putaran poros) adalah sebagai berikut :

- Analisa Kekuatan Baut

Tegangan geser yang terjadi pada baut :

$$\tau = \frac{F_t}{n \cdot A} = \frac{T}{r \cdot n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2}$$

dimana :

T(torsi yang disalurkan) = 3402 lb.in

r (jarak baut ke sumbu poros) = 112 mm = 4,409 in

d_b (diameter baut) = 15 mm = 0,591 in

n (jumlah baut) = 8 buah

$$\tau = \frac{3402 \text{ lb.in}}{4,409 \text{ in} \cdot 8 \frac{\pi}{4} \cdot (0,591)^2}$$

$$\tau = 351,77 \text{ psi}$$

Syarat aman :

$$\tau_{\max} \leq \frac{S_{syp}}{SF}$$

$$\tau_{\max} \leq \frac{58315 \text{ psi}}{1,5}$$

$$\tau_{\max} \leq 38876,667 \text{ psi}$$

Terlihat bahwa tegangan yang terjadi jauh di bawah tegangan ijin, sehingga 8 buah baut yang digunakan tersebut dapat dipastikan aman.

4.12 Perancangan Kekuatan Rangka

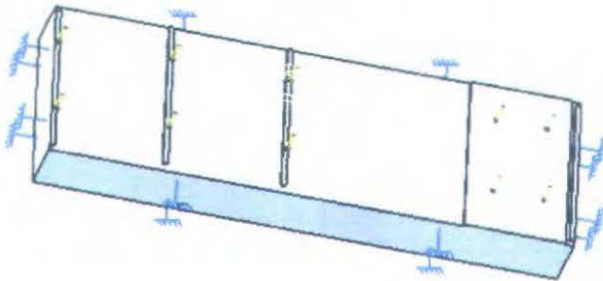
Pada perencanaan kekuatan rangka digunakan permodelan analisa dengan bantuan software CATIA V5R14. Pada rangka dibuat dari plat dengan ketebalan 5 mm yang didalamnya terdapat rangka penyusun. Gaya yang terjadi pada rangka adalah gaya berat dari sistem penggerak dan gaya berat



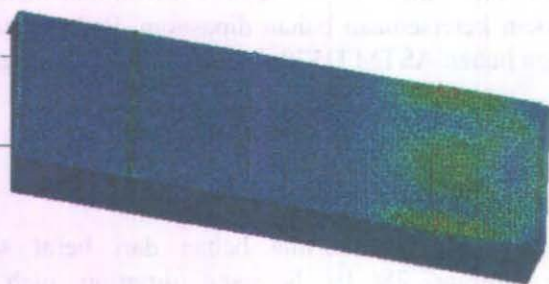
dari screw press machine itu sendiri. Pemilihan material rangka berdasarkan ketersediaan bahan dipasaran. Pada perancangan ini digunakan bahan ASTM D570 dengan sifat fisis sebagai berikut :

- Massa Satuan : 7860 kg/m^3
- Modulus Elastisitas : $7,724 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
- Possion Ratio : 0,266
- Elongation : 23%

Rangka ini menerima beban dari berat screw press machine sebesar 286,19 N yang ditumpu oleh 6 rangka penyangga. Selain itu juga, rangka juga menerima dari sistem penggerak sebesar 275,4 N. Dari hasil permodelan analisa didapatkan hasil tegangan analisa yang terjadi pada rangka dengan bantuan software CATIA R5V14 sebagai berikut :



Gambar 4.21 Permodelan Rangka menggunakan CATIA V5R14



Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	3.7741e-014	-1.2332e-013	-8.5584e-014	4.3827e-014
Fy (N)	6.8334e-015	6.1239e-013	6.1922e-013	3.1710e-013
Fz (N)	-1.0180e+002	1.0180e+002	-1.3785e-012	7.0591e-013
Mx (Nxm)	1.5906e+001	-1.5906e+001	1.4033e-013	1.3887e-013
My (Nxm)	-1.1669e+001	1.1669e+001	6.5015e-013	6.4336e-013
Mz (Nxm)	7.7000e-015	1.8611e-013	1.9381e-013	1.9179e-013

Gambar 4.22 Tegangan yang terjadi pada Rangka dengan bantuan Software CATIA V5R14

Tegangan normal maksimum akibat berat Screw press machine diambil pada bidang tekan beban, sehingga :

$$\sigma = \frac{My.c}{I}$$

$$I = \frac{1}{12} . b . h^3 = \frac{1}{12} . 11,8 . (8,78)^3 = 665,55 \text{ in}^4$$

$$c = 4,39 \text{ in.}$$



$$\sigma = \frac{14,77.4,39}{665,55} = 0,09 \text{ psi.}$$

Tegangan Normal ijin bahan digunakan teori MNST sebagai berikut :

$$\sigma \text{ max} \geq \frac{Syp}{SF}$$

$$\sigma \text{ max} \geq \frac{33360,9}{1,5}$$

$$\sigma \text{ max} \geq 22240,6 \text{ psi}$$

Karena tegangan normal yang terjadi pada rangka jauh lebih kecil dari tegangan normal ijin bahan maka rangka masih dalam kondisi aman secara keseluruhan.

BAB V PERANCANGAN MANUFAKTUR DAN PERAKITAN

5.1 Perancangan Proses Manufaktur

Proses perancangan dan perakitan suatu produk tidak lepas dari proses manufaktur. Tingkat kesulitan proses manufaktur tergantung dari bentuk material penyusun suatu produk. Pada perancangan dan perakitan screw press machine banyak melibatkan proses manufaktur dengan tingkat kesulitan pengerjaan rendah sehingga diharapkan dalam pengembangannya mampu diproduksi oleh bengkel manufaktur biasa. Diantara mesin manufaktur yang digunakan antara lain mesin *lathe* (bubut), Mesin skrap, Milling, Drilling, dan lain-lain. Sementara untuk penyambungan antar komponen digunakan *fastening* dan *welding*.

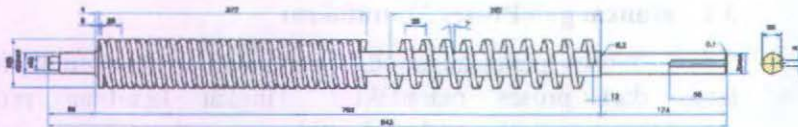
5.1.1 Pemilihan Material

Pemilihan material komponen mesin melibatkan beberapa aspek dalam pemilihan material.

1. Ketersediaan material di pasaran. Material yang dipilih sedapat mungkin material yang mudah didapat dipasaran lokal tanpa harus memesan khusus dari luar negeri (impor).
2. Material harus kuat untuk menahan beban pada saat operasi.
3. Material harus mudah dibentuk. Hal ini diperlukan karena bentuk rangka tidak beraturan.
4. Material bisa disambung. Produk yang akan dihasilkan adalah *komponen* dengan banyak sambungan sehingga material yang dipilih harus material yang dapat disambung.
5. Harga dari material tidak terlalu tinggi (ekonomis).



5.1.2 Proses Manufaktur Screw Shaft



Gambar 5.1 Dimensi Poros Screw

Pada tahap pembuatan poros screw terdapat beberapa langkah proses manufaktur yang harus dilakukan antara lain :

1. Proses Pemotongan
Pemotongan dilakukan pada material SS304 silinder dengan panjang 944 mm. Teknik pemotongan yang dilakukan yaitu pemotongan dengan gergaji mesin.



Gambar 5.2 Baja Silinder

2. Proses Pembubutan Tahap I
Proses ini merupakan proses pembubutan tahap awal karena pembubutan hanya dilakukan pada kanan silinder sepanjang 174 mm dan pada sisi kiri silinder sepanjang 66 mm. Hal ini bertujuan untuk membuat base poros screw dengan diameter 40 mm.



Gambar 5.3 Pembubutan base poros

3. Proses pembubutan Tahap II
Pada proses ini merupakan proses pembubutan single screw. Proses ini dilakukan sampai seluruh single screw terbentuk. Dimensi screw yang mampu diproses manufaktur adalah jarak pitch 28 mm dan sudut α sebesar 7° , sedangkan panjang untuk single screw adalah 292 mm. Hal ini mempunyai dimensi yang agak berbeda dengan perancangan karena proses dimensi base poros yang terlalu kecil sehingga akan merusak material itu sendiri apabila proses pembubutannya dilakukan sesuai dengan perancangan.
4. Proses Pembubutan tahap III
Pada proses ini merupakan proses pembubutan double screw. Proses ini dilakukan sampai seluruh double screw selesai terbentuk. Dimensi screw yang mampu diproses

manufaktur adalah jarak pitch 14 mm dan sudut α sebesar 7° , sedangkan panjang untuk double screw adalah 372 mm.

5. Proses finishing

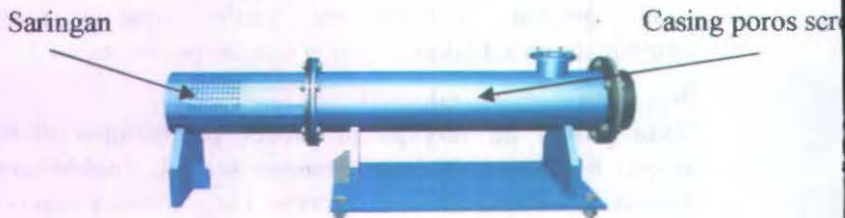
Proses ini dilakukan untuk membentuk alur pasak dan dimensi bore untuk pemasangan bearing. Selain itu juga dilakukan pengecekan apabila terdapat cacat pada poros screw akibat proses manufaktur.



Gambar 5.4 Poros Screw

Proses Manufaktur Casing

Casing merupakan salah satu bagian dari screw press machine yang dalam perancangan ini akan didesain secara khusus. Bagian dalam casing akan dibuat alur/slot sebanyak 6 buah sepanjang casing tersebut. Untuk casing ini akan dibuat dari pipa dengan ketebalan 10 mm. Dalam perancangan awal telah direncanakan Casing yang terdiri dari satu segment namun karena alasan kesulitan manufaktur maka casing dibuat dengan dua segment. Untuk tiap segment akan disambung melalui ulir.



Gambar 5.5 Casing Screw Press Machine

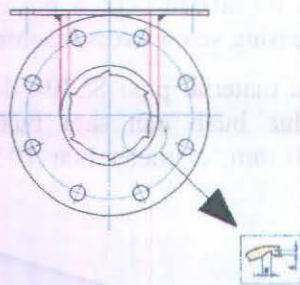
Dibawah ini adalah contoh proses manufaktur dari pipa untuk membuat casing screw press machine :

1. Menyiapkan material pipa SS304 dengan panjang 535 mm sebanyak dua buah dan satu buah pipa SS304 dengan panjang 150 mm, diameter luar 102 mm dan ketebalan 10 mm.



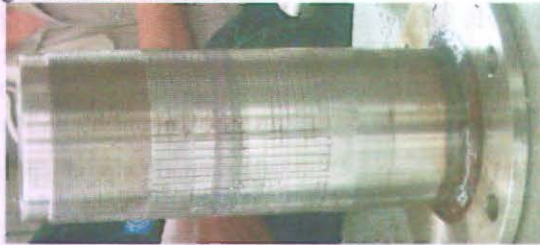
Gambar 5.6 Pipa SS 304

2. Proses pembentukan ulir luar pada salah satu pipa dan ulir dalam untuk pipa yang lain. Hal ini dilakukan sebagai tempat sambungan tiap segment.
3. Melakukan proses petas pipa yang pendek dengan radius 51 mm pada salah satu ujung pipa. Proses ini merupakan proses pembuatan cekungan pada ujung plat yang akan mengalami pengelasan agar memudahkan dalam proses perakitan. Pipa ini nantinya akan dijadikan sambungan untuk crusher.
4. Melakukan proses slotting pada pipa panjang untuk dijadikan casing poros screw. Slotting ini mempunyai penampang segitiga dengan panjang 8 mm dan tinggi 4 mm.



Gambar 5.7 Slotting pada Bagian dalam Casing

5. Membuat Back Cover dan plat sambung dari plat dengan ketebalan 10 mm.
6. Untuk penyambungan pipa bagian atas dengan casing poros screw dilakukan dengan proses welding.
7. Membuat ulir luar dengan standarisasi M 88 x 1,5 pada segment yang kedua.
8. Melakukan drilling pada pipa yang kedua dengan diameter saringan sebesar 1 mm.



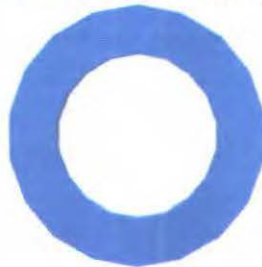
Gambar 5.8 Saringan

9. Membuat plat penyangga dari plat SS 304 dengan ketebalan 10 mm sebanyak 3 buah.



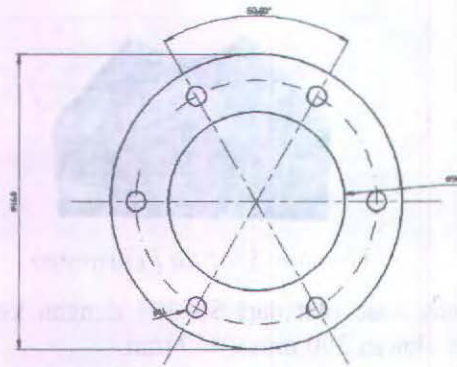
Gambar 5.9 Plat Penyangga

10. Membuat base plat dari SS 304 dengan ketebalan 10 mm dengan ukuran 300 mm x 460 mm.
11. Melakukan drilling pada base plat dengan diameter 13 mm untuk dibuat ulir sebagai tempat baut sebanyak 4 buah.
12. Membuat plat sambungan yang digunakan untuk menghubungkan casing satu dan casing yang kedua.



Gambar 5.10 Plat Sambungan

13. Melakukan drilling ulir dalam dengan diameter 11 mm sebagai tempat baut sebanyak 6 buah.



Gambar 5.11 Dimensi Plat Sambungan

14. Proses penyambungan antara plat sambungan dan casing, plat penyangga dan base plat, plat penyangga dan casing dilakukan dengan proses welding.
15. proses panyambungan antara casing poros screw dan saringan dilakukan dengan fastening.

No	Nama bagian Penyusun	Kuantitas
1	Casing Poros Screw	2
2	Pipa penyambung crusher	1
3	Plat penyambung	4
4	Baut	14
5	Saringan	1
6	Plat Penyangga	3
7	Base Plat	1



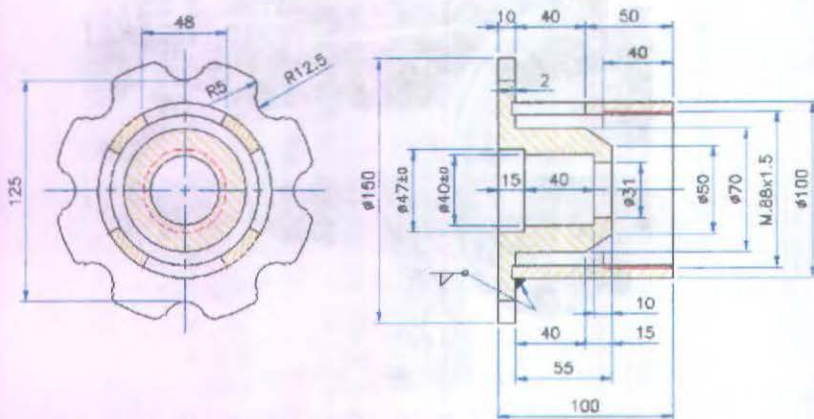
Gambar.5.12 Casing Screw Press Machine

Jenis peralatan yang digunakan untuk proses manufaktur casing screw press machine adalah :

No	Nama bagian Penyusun	Mesin dan Peralatan
1	Casing Poros Screw	Mesin bubut Mesin slotting vertikal
2	Pipa penyambung crusher	Cutting
3	Plat penyambung	Bubut dan Borring
4	Saringan	Drilling
5	Base Plat	Cutting
6	Baut	<i>Komponen standart</i>

Proses Manufaktur Stopper

Stopper merupakan bagian dari screw press machine yang didesain secara khusus. Stopper ini mempunyai fungsi sebagai tempat keluarnya ampas dan pengatur volume ruang pengepresan. Secara umum proses manufaktur stopper sama dengan manufaktur casing screw press.



Gambar 5.13 Dimensi Stopper

Selanjutnya proses manufaktur untuk stopper akan dijelaskan sebagai berikut :

1. Melakukan pemotongan pipa besi dengan bahan AISI 1030 sepanjang 90 mm dengan diameter luar sebesar 100 mm dan ketebalan 10 mm.
2. Membuat ulir dalam sebagai tempat penyambungan dengan casing poros screw. Ulir yang dibuat mempunyai standarisasi M 88 x 1,5.
3. Melakukan boring pada sisi pipa sebanyak 4 buah dengan dimensi lubang 40 mm x 48 mm.
4. Melakukan pembubutan untuk membuat penutup stopper dari pipa dan plate dengan bentuk lingkaran.
5. Melakukan pemasangan bushing sebagai bantalan poros screw dengan diameter luar 40 mm.
6. Proses welding antara plate penutup stopper dengan pipa ulir. Untuk proses ini sangat diperlukan ketelitian agar



center dari pipa penyambung sama dengan center bushing.



Gambar 5.14 Pandangan Depan Stopper



Gambar 5.15 Pandangan Belakang Stopper

Jenis peralatan yang digunakan untuk proses manufaktur stopper screw press machine adalah :

No	Nama bagian Penyusun	Mesin dan Peralatan
1	Stopper	Mesin bubut
		Mesin bor
		Welding

Proses Manufaktur Crusher

Crusher terdiri beberapa komponen penyusun yaitu poros horizontal, poros vertical, cover, dan komponen standart (pasak, bevel gear, bearing, dan lain-lain). Fungsi dari crusher adalah sebagai tempat penampungan sementara biji jarak sebelum memasuki poros screw. Pada bagian ini dilengkapi dengan *crusher* yang berfungsi sebagai tempat penghancuran awal dan membantu masuknya biji jarak kedalam poros screw.

(a) Cover Hopper

Cover hopper berbentuk seperti corong yang nantinya akan menampung biji jarak sebelum memasuki poros screw. Hopper juga berfungsi sebagai tempat poros crusher.



Gambar 5.16 Hopper

Selanjutnya proses manufaktur untuk hopper akan dijelaskan sebagai berikut :

1. Plat besi 2 mm dipotong sesuai bentuk yang direncanakan dengan gerinda tangan dan cutting wheel.
2. Untuk bagian dinding hopper yang melingkar terbuat dari plat yang diroll.
3. Penyambungan corong dilakukan dengan proses welding.

4. Melakukan pemotongan plat tipis dengan ketebalan 2 mm sesuai dengan rancangan.
5. Melakukan proses pemotongan pada dasar plat penadah dengan radius 122,29 mm yang terletak dibagian bawah.
6. Penyambungan plat penadah dan corong dilakukan dengan proses welding.



Gambar 5.17 Corong Hopper

Jenis peralatan yang digunakan untuk proses manufaktur cover hopper screw press machine adalah :

No	Nama bagian Penyusun	Mesin dan Peralatan
1	corong	Cutting Welding
2	Penadah	Cutting Welding

(b) Crusher

Crusher terdiri dari poros crusher vertical dan poros transmisi daya beserta kerangka crushernya. Untuk elemen bearing, bevel gear, dan sprocket tidak direncanakan proses manufaktur karena elemen-elemen tersebut merupakan elemen standart yang ada dipasaran.



Gambar 5.18 Crusher

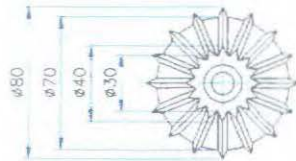
Selanjutnya proses manufaktur untuk crusher akan dijelaskan sebagai berikut :

1. Melakukan pembubutan pada poros vertical crusher dengan diameter 30 mm untuk membuat base poros. Bahan yang digunakan adalah SS 304.



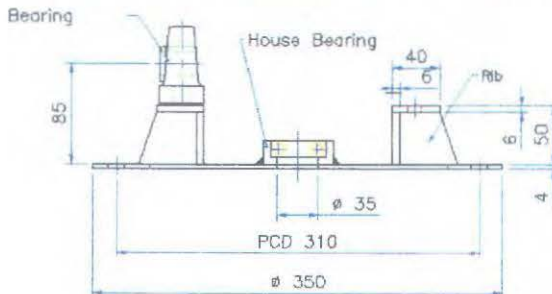
Gambar 5.19 Poros Crusher

2. Untuk bagian poros bergerigi dibagian bawah dilakukan dengan slotting arah vertikal. Jumlah slot yang dikerjakan sebanyak 16 buah dengan dimensi dibawah ini.



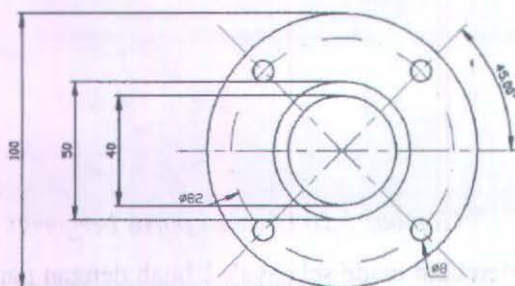
Gambar 5.20 Dimensi poros bergerigi.

3. Membuat blade sebanyak 2 buah dengan panjang 50 mm. proses yang dilakukan adalah proses cutting dan rolling.
4. Penyambungan blade ke poros crusher dilakukan dengan welding.
5. Membuat plat dengan panjang 350 mm x 150 mm sebagai dudukan bantalan dan poros panyalur daya.



Gambar 5.21 Dudukan Bantalan

6. Membuat sambungan hopper dengan casing poros screw yang terdiri dari neck dan plat penyambung. Untuk plat penyambung dibuat silinder lingkaran tipis dengan ketebalan 8 mm.



Gambar 5.22 Plat Penyambung

7. Membuat neck sambungan hopper dari pipa dengan ketebalan 40 mm.
8. Membuat rib/alur pada sambungan hopper dari plate yang dibentuk khusus sebanyak 20 buah.



Gambar 5.23 Sambungan Hopper dengan casing screw



Gambar 5.24 Rangkaian Crusher

Jenis peralatan yang digunakan untuk proses manufaktur crusher screw press machine adalah :

No	Nama bagian Penyusun	Mesin dan Peralatan
1	Poros vertikal	Bubut Slotting
2	Sambungan Hopper	Cutting Slotting Drilling
3	Kerangka poros penyalur daya	Cutting Drilling

Proses Manufaktur Cover Penutup Saringan dan Penadah Minyak

Komponen ini merupakan komponen pendukung dari screw press machine. Penutup saringan berfungsi untuk menjaga minyak yang keluar hasil pengepresan tidak menyebar ke segala arah. Sedangkan Penadah minyak berfungsi untuk mengarahkan minyak hasil pengepresan mengalir ke bak penadah minyak.



Gambar 5.25 Penutup Saringan

Selanjutnya proses manufaktur untuk penutup saringan akan dijelaskan sebagai berikut :

1. Plat besi 2 mm dipotong-potong sesuai bentuk dengan gerinda tangan dan cutting wheel.
2. Untuk bagian dinding penutup yang melingkar dibuat dengan cara diroll.
3. Penyambungan plat dilakukan dengan proses welding.

Jenis peralatan yang digunakan untuk proses manufaktur crusher screw press machine adalah :



No	Nama bagian Penyusun	Mesin dan Peralatan
1	Penutup melingkar	Cutting Rolling
2	Penadah Minyak	Cutting Welding

Proses Manufaktur Kerangka

Kerangka merupakan salah satu bagian dari *Screw Press Machine* yang dalam perancangan ini sebagian besar menggunakan plat persegi panjang sebagai struktur penyusunnya. Dalam perakitannya, plat tersebut membutuhkan proses manufaktur untuk dapat digabung dengan plat yang lain.



Gambar 5.26 Kerangka Screw Press Machine

Selanjutnya proses manufaktur untuk kerangka akan dijelaskan sebagai berikut :

1. Plat dengan ketebalan 5 mm dipotong dengan cutting wheel sepanjang 1035 mm x 300 mm sebanyak 2 buah untuk chassis ke arah memanjang bagian atas dan bawah.

2. Plat yang lain dipotong dengan cutting wheel sepanjang 300 mm x 100 mm sebanyak 2 buah untuk chassis kearah samping.
3. Plat yang lain dipotong dengan cutting wheel sepanjang 90 mm x 1025 mm sebanyak 2 buah untuk chassis ke arah memanjang bagian dalam.
4. Plat yang lain dipotong dengan cutting wheel sepanjang 90 mm x 230 mm sebanyak 2 buah untuk chassis melebar bagian dalam.
5. Penyambungan antar komponen penyusun kerangka dilakukan dengan proses welding.
6. Pengeboran untuk membuat alur baut yang terletak pada permukaan plat bagian atas dengan diameter 13 mm.

Jenis peralatan yang digunakan untuk proses manufaktur crusher screw press machine adalah :

No	Nama bagian Penyusun	Mesin dan Peralatan
1	Kerangka	Cutting Welding Drilling

Proses Perakitan

Setiap komponen hasil dari proses manufaktur kemudian *diassembly* untuk membangun *prototype* dari *Screw Press Machine*. Komponen-komponen standart seperti baut dan kopling telah dibeli dipasaran sehingga dalam proses manufaktur tidak dicantumkan. Sementara elemen pemanas, Motor, dan Gearbox juga dibeli dipasaran yang sudah tersedia. Proses perakitan dari komponen-komponen penyusun *Screw press machine* dilakukan dengan dua cara :

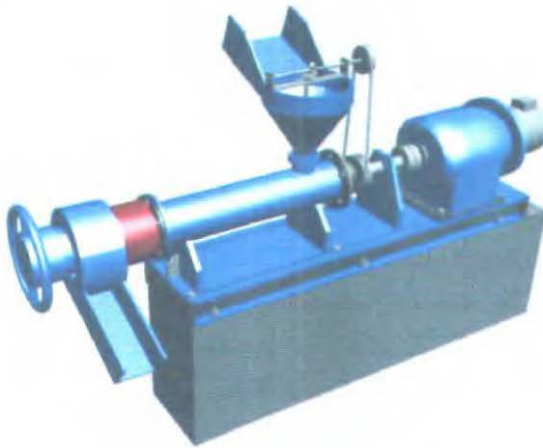


1. Pengelasan

Pengelasan dilakukan pada setiap sambungan dari komponen penyusun *Screw Press Machine*. Teknik pengelasan yang dilakukan yaitu pengelasan dengan tenaga listrik yang menggunakan cathode sebagai media sambungan.

2. Fastening (penyambungan baut dan mur)

Dalam *assembly* komponen penyusun *Screw Press Machine* juga dilakukan dengan sambungan baut dan mur. Baut yang digunakan dalam perancangan dipilih sesuai dengan kebutuhan perancangan baik jenis maupun ukuran.



Gambar 5.27 *Screw Press Machine*

BAB VI KINERJA ALAT

6.1 Biaya Pembuatan Alat

Unsur-unsur yang mendasari perhitungan biaya pokok produksi alat (HPP) antara lain :

- Biaya pembelanjaan komponen standart (Hks)
- Biaya pembelanjaan bahan baku (Hbb)
- Biaya jasa terkait proses manufaktur (Hj)

Sehingga harga pokok produksi pembangunan *Screw Press Machine* yaitu :

$$H_{pp} = H_{ks} + H_{BB} + H_j$$

Dalam perjalanan pembangunan *screw press machine* ini akan dijelaskan sebagai berikut :

$$H_{ks} = \text{Rp. } 6.346.000,-$$

$$H_{BB} = \text{Rp. } 1.560.000,-$$

$$H_j = \text{Rp. } 1.900.000,-$$

Perincian harga masing-masing diuraikan dalam lampiran tabel 24. Dari data diatas dapat diketahui harga pokok produksi sebesar :

$$\begin{aligned} H_{pp} &= \text{Rp. } 6.346.000 + \text{Rp. } 1.560.000 + \text{Rp. } 1.900.000 \\ &= \text{Rp. } 9.806.000,- \end{aligned}$$

Bilamana ditentukan provit produksi sebesar 25% Hpp, maka harga jual perproduk oleh produsen sebesar :

$$\begin{aligned} \text{Harga Jual} &= 25\% H_{pp} + H_{pp} \\ &= 25\% \text{Rp. } 9.806.000 + 9.806.000 \\ &= \text{Rp. } 12.257.500,00 \approx \text{Rp. } 12.300.000,00 \end{aligned}$$

6.2 Analisa Biaya Operasional

Screw press machine yang telah dibuat dalam skala satuan menghabiskan biaya Rp. 9.806.000,00. *Screw press* dijual dengan harga produsen Rp.12.300.000,00. Data teknis terkait produk ini antara lain : kapasitas pengepresan 50 kg biji/jam, kebutuhan daya 3,237 Kw, dan kebutuhan operator 2 orang (1 orang memasukkan biji jarak kedalam hopper dan 1 orang lagi

mengoperasikan penadah minyak). Biaya operasional alat maksudnya adalah biaya listrik yang diserap selama 7 jam kerja untuk satu hari. Diperkirakan biaya operasional alat selama 7 jam kerja adalah Rp. 100.000,00.

Dari perbandingan harga alat yang ada dipasaran sebelumnya adalah sekitar Rp. 15.000.000,00 produksi PT.KREATIF ENERGI INDONESIA. Jadi, screw press machine yang baru diciptakan ini mempunyai nilai ekonomis yang lebih baik. Selain itu juga, mesin ciptaan PT.Kreatif Energi Indonesia masih belum dilengkapi dengan pemanas sehingga kurang efisien dalam pengeluaran rendemen minyaknya.

Biaya pokok alat sebenarnya terdiri dari biaya tetap dan biaya tidak tetap. Biaya tetap biasanya dihitung pertahun. Biaya pokok tersebut disebut dengan fixed cost, overhead cost atau annual cost. Adapun biaya tetap alat terdiri dari :

- a. Nilai penyusutan alat (hal ini berkaitan dengan kinerja alat)
- b. Bunga modal (apabila memakai pinjaman bank dalam pembelian alat)

Sedangkan biaya tidak tetap meliputi :

- a. Biaya listrik
- b. Biaya Pelumas
- c. Biaya perawatan dan perbaikan
- d. Biaya operator (apabila menggunakan tenaga kerja)

Biaya tidak tetap biasanya dihitung per jam. Biaya ini sering disebut dengan *Variable Cost*.

6.3 Analisa Kinerja Alat

Adapun beberapa kelebihan menggunakan *screw press machine* dibandingkan dengan alat yang sudah ada antara lain :

➤ **Degree of Innovation**

Screw press machine merupakan alat yang sudah diproduksi semenjak dulu, namun mekanisme yang digunakan masih dilakukan secara manual mengingat produksi biji jarak untuk keperluan minyak masih sedikit. Perkembangan alat yang sangat cepat menghasilkan produksi yang mutakhir. Screw press machine memang memberikan keuntungan yang besar untuk petani biji jarak. Melihat keuntungan yang besar, industri dalam negeri bergegas untuk turut menciptakan screw press machine biji jarak yang diaplikasikan untuk kelompok tani atau industri kecil. Screw press machine produksi PT.Kreatif Energi Indonesia memiliki Harga rata-rata sekitar 30 juta rupiah untuk kapasitas 30 – 50 kg/jam biji jarak. Dengan harga tersebut belum diimbangi dengan kemampuan alat yang masih belum bisa mengeluarkan rendemen minyak sebanyak-banyaknya yang terdapat dalam biji jarak. Keunggulan screw press machine yang dirancang ini adalah

1. Alat ini dapat menghemat waktu proses produksi karena tidak diperlukan proses pendahuluan yaitu pengecilan ukuran dan pemasakan/pemanasan. Sementara alat produksi PT.Kreatif Energi Indonesia belum dilengkapi dengan pemanas.
2. Kualitas minyak yang dihasilkan menjadi lebih baik karena tidak ada tambahan zat kimia.
3. Konstruksi alat yang dirancang memiliki vibrasi yang lebih kecil dibandingkan dengan screw press machine ciptaan DR. Bambang Sudarmanta karena pada ujung screw press machine dilengkapi dengan bantalan untuk mengurangi vibrasi poros screw.
4. Alat ini mampu mengeluarkan rendemen minyak secara kontinyu dari biji jarak dibandingkan metode yang lain.

5. Alat murah dengan kisaran harga 12 juta rupiah.

➤ **Manufacturability**

Tujuan utama perancangan screw press machine ini adalah untuk memberikan kemudahan kepada masyarakat khususnya kelompok tani dalam melakukan pengepresan biji jarak. Sehingga dalam aspek manufacturability juga memperhatikan kondisi masyarakat. Aspek yang mendasari faktor manufacturability screw press machine antara lain :

1. Alat ini mampu diproduksi oleh pengrajin alat pertanian sederhana karena proses pembuatan alat cukup dilakukan dengan metode permesinan manual seperti Drilling, Freis, Rolling, Cutting, Bubut, Slotting. Proses penyambungan antar komponen menggunakan welding dan fastening.
2. Bahan baku tersedia dipasaran umum atau toko-toko bahan besi baja sampai pasar barang bekas.
3. Komponen-komponen standart relatif banyak diperoleh ditoko-toko teknik sehingga perawatan alat relatif mudah dan murah. Sementara alat produksi PT.Kreatif Energi Indonesia banyak dilakukan dengan metode pengecoran, apabila mengalami kerusakan maka relatif sulit dibetulkan karena harus mengganti part yang lain juga.

➤ **Functionality and usefulness**

Dari beberapa kekurangan operasi screw press machine yang diproduksi industri dalam negeri dapat ditanggulangi oleh rancangan screw press machine ini karena memiliki keunggulan operasional sebagai berikut :

1. Mampu mengeluarkan rendemen minyak yang lebih banyak dibandingkan screw press machine ciptaan DR. Bambang Sudarmanta karena memiliki daya yang lebih besar sehingga

- kemampuan pengepresan juga lebih besar. Selain itu juga, rancangan screw press machine ini dilengkapi dengan crusher pada hopper sehingga lebih efisien dalam melakukan pengepresan.
2. Metode operasi alat mampu dan mudah dipelajari oleh para petani yang sebagian besar tidak memiliki pendidikan berbasis keteknikan. Kemungkinan kerusakan yang terjadi masih bisa direpair oleh petani atau bengkel yang ada.

BAB VII KESIMPULAN DAN SARAN

7.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan perancangan, analisa dan manufaktur screw press machine, terdapat beberapa hal yang dapat dijadikan kesimpulan dari tugas akhir ini, antara lain :

1. Alat ini mampu mengeluarkan rendemen minyak biji jarak secara kontinyu dibandingkan dengan metode yang lain.
2. Daya penggerak menggunakan motor listrik dengan daya sebesar 2,237 kW. Sistem penggerak ini langsung dilengkapi dengan gearbox yang menyatu pada motor listrik sehingga output putaran sebesar 50 rpm. Daya pemanas yang digunakan sebesar 1 kW, jadi daya total alat sebesar 3,237 kWatt.
3. Transmisi daya dari motor listrik menuju poros screw sebesar 1,964 kW dan menuju crusher sebesar 0,05 kW dengan efisiensi transmisi 90 %.
4. Transmisi daya dan putaran dari poros utama menuju crusher menggunakan chain dan rasio kecepatan sebesar 1,96 yaitu merubah putaran poros sebesar 50 rpm menjadi input crusher sebesar 98 rpm. Setelah itu transmisi ke poros vertikal digunakan bevel gear dengan rasio kecepatan sebesar 0,71 dengan putaran crusher sebesar 70 rpm.
5. Secara teoritis, kapasitas alat bila ditinjau dari biji jarak yang masuk screw press machine mencapai 50 kg/jam.
6. Pada bagian stopper dirancang sedemikian hingga mampu mengeluarkan ampas secara kontinyu agar tidak terjadi penyumbatan selama proses pengepresan.
7. Faktor keausan pada poros screw menjadi perhatian utama mengingat sifat *abrasive* pada biji jarak. Sehingga pada

setiap perancangan poros screw perlu mempertimbangkan bahan guna meningkatkan kekerasan poros screw.

8. Tahapan proses manufaktur dapat dilakukan dengan permesinan manual biasa sehingga memungkinkan mudah untuk dibuat. Selain itu juga, material yang digunakan banyak tersedia dipasaran.
9. Biaya pokok pembuatan screw press machine mencapai Rp. 9.806.000. Dimana harga jual tergantung pada prosentase profit yang diambil produsen.

7.2 Saran

Perancangan *Screw Press Machine* ini guna mencapai tujuan utama yakni merancang screw press machine yang dapat melakukan pengepresan secara optimal, maka penulis memberikan beberapa saran terkait perancangan ini antara lain :

1. Secara umum perlu dilakukan uji performasi alat sehingga berkontribusi terhadap perbaikan apabila ada kekurangan.
2. Penelitian lanjutan terkait pemanasan pada screw press machine perlu dilakukan agar lebih efisien dalam penggunaan energi.
3. Penelitian lanjutan mengenai sumber tenaga perlu dilakukan sehingga efisiensi alat dapat benar-benar dimanfaatkan pada daerah yang belum terdapat listrik.

DAFTAR PUSTAKA

- Arijadi, Puji. 2006. **Analisa Pengaruh Jarak Pitch Screw Terhadap Daya Screw Pada Screw Conveyor**. Surabaya : Tugas Akhir, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Deutschman, Aaron D. 1975, **Machine Design, Theory and Practice**. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
- Hadad M. EA, Randriani E., Firman C., dan Sugandi T. 2006, **Budi Daya Tanaman Pala**. Indonesia : Balai Penelitian Tanaman Rempah dan Aneka Tanaman Industri.
- Hansen. 2008. **Overview Manufactures of Cold Pressing Oil Expeller**. Prancis : www.la-mecanique-moderne.com
- Hernani dan Risfaheri, 1990. **Pengaruh Cara Penempatan Bahan pada Penyulingan Biji Pala terhadap Rendemen dan Mutu Minyaknya**. Medkom Puslitbangtri No. 5. Hal 93-98.
- Joewono, Arie. 1990, **Conveyor**. Indonesia : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Mursanti, Erina, 2007. **Proses Produksi dan Biodiesel dalam Mensubstitusi Solar untuk Mengurangi Ketergantungan terhadap Solar**. Jurnal Energy, Natural Resource & Environment.
- Oyinlola, Ademola, A.Ojo, dan L.O. Adekoya. 2003. **Development of A Laboratory Model Screw Press for Peanut Oil Expression**. Journal of Food Engineering, 64, 221-227.
- Prakoso, Tirto. 2005. **Perguruan Tinggi Minati Biodiesel**. Pikiran Rakyat, 21 Juli.
- Sudarmanta, Bambang. 2007. **Pengepres Biji Jarak untuk Kelompok Tani**. Indonesia : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Sularso. 2004. **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin**. Jakarta : PT.Pradnya Paramita.
- UNIFEM., 1970 . **Strength of Materials Theory and Examples. S.I Units**. London : Edward Arnold.



www.Detik.com. 2005, 28 September.

[www.Nusantara dalam Kompas](http://www.Nusantara.dalamKompas.com). 2005, 30 April.

[www.United State Patent.com](http://www.UnitedStatePatent.com)

LAMPIRAN TABEL

Tabel 1. Material Characteristic

Material	Weight, lbs/cu ft.	Material code	Component series	Material factor, Fm
Aluminum Chips, Dry	7-15	11E45V	2D	0.8
Aluminum Chips, Dry	7-15	11E45V	2D	1.2
Aluminum Hydrate	13-30	17C 1/2 35	1A-1B-1C	1.4
Aluminum Oxide	50-120	90A100 17M	3D	1.8
Aluminum Silicate(Andaluste)	40	49C 1/2 35S	3A-3B	0.8
Aluminum Sulfate	45-58	52C 1/2 25	1A-1B-1C	1
Ammonium Chloride, Crystalline	45-52	49A100 45FRS	3A3B	0.7
Ammonium Nitrate	45-62	54A40 35NTU	2D	1.3
Ammonium Sulfate	45-58	52C 1/2 35FOTU	1A-1B-1C	1
Antimony Powder	80	A100 35	2D	1.6
Apple Pomace, Dry	15	15C 1/2 45Y	2D	1
Arsenic Pulverized	30	30A100 25R	2D	0.8
Asbestos-Rock	81	81D3 37R	3D	1.2
Asbestos-Shredded	20-40	30E 46XY	2D	1
Ash, Black Ground	105	105B6 35	1A-1B-1C	2
Ashes, Coal, dry 1/2"	35-45	40C 1/2 46TY	3D	3
Ashes, Coal, dry 3"	35-40	38D3 40T	3D	2.5
Ashes, Coal, Wet 1/2"	45-50	48C 1/2 46T	3D	3
Ashes, Coal, Wet 3"	45-50	48D3 46T	3D	4
Asphalt, Crushed-1/2"	45	45C 1/2 45	1A-1B-1C	2
Bagasse	7-10	9E 45RVXY	2A-2B-2C	1.5
Bakelite, Fine	30-45	38B6 25	1A-1B-1C	1.4
Baking Powder	40-55	48A100 35	1B	0.5
Baking Soda	40-55	48A100 25	1B	0.5
Baryte(Barium Sulfate) + 1/2"-3"	120-180	150D3 36	3d	2.8
Baryte, Powder	120-180	150A100 35X	2D	2
Baryte, Powder	120-180	150A100 35X	2D	2
Barium Carbonate	72	72A100 45R	2D	1.9
Barium Carbonate	72	72A100 45R	2D	1.9
Bark, Wood, Refuse	10-20	15E 45TVY	3D	2
Barley, Fine, Ground	24-38	31B6 35	1A-1B-1C	0.4
Barley, Malted	31	31C 1/2 35	1A-1B-1C	0.4
Barley, Meal	28	28C 1/2 35	1A-1B-1C	0.4
Barley, Whole	36-48	42B6 25N	1A-1B-1C	0.5
Basalot	80-105	93B6 27	3D	1.6
Bauxite, Crushed-3"	75-85	80D3 35	3D	2.5
Bauxite, Dry, Ground	58	58B6 25	2D	1.8
Beans, Castor, Meal	35-40	38B6 35W	1A-1B-1C	0.8
Beans, Castor, Whole Shelled	38	38C 1/2 15W	1A-1B-1C	0.5
Beans, Navy, Dry	48	48C 1/2 15	1A-1B-1C	0.5
Beans, Navy, Steeped	50	50C 1/2 25	1A-1B-1C	0.8
Bentonite -100Mesh	50-60	55A100 25MXY	2D	0.7
Bentonite, Crude	34-40	37D3 45X	2D	1.2
Benzene Hexachloride	56	56A100 45R	1A-1B-1C	0.5



Manganese Oxide	120	120A100-36	20	2
Manganese Sulfate	70	70C 1/2-37	30	2.4
Marble, Crushed	60-95	80B6-37	30	2
Marl, (Clay)	60	800x-36	20	1.6
Meat, Ground	50-55	53E48HQ7X	2A-2B	1.5
Meat, Scrap (W/ bone)	40	40E48H	20	1.5
Mica, Flakes	17-22	20B6-18MY	20	1
Mica, Ground	13-19	14B6-36	20	0.9
Mica, Pulverized	13-15	14A100-38M	20	1
Milk Sugar	32	32A100-35PX	1B	0.9
Milk, Dried, Flake	5-9	60B-35PUY	1B	0.4
Milk, Malted	27-30	29A40-45PX	1B	0.9
Milk, Powdered	20-45	33B6-25PM	1B	0.5
Milk, Whole, Powdered	20-36	28B6-35PLUX	1B	0.5
Mill Scale (Steel)	120-125	123E46T	30	3
Milo Maize (Kafri)	40-45	43B6-15N	1A-1B-1C	0.4
Milo, Ground	32-36	34B6-25	1A-1B-1C	0.5
Molybdenite Powder	107	107B6-28	20	1.5
Monosodium Phosphate	50	50B6-36	20	0.6
Mustard, Wet*	150	150E46T	30	3
Mustard Seed	45	45B6-15N	1A-1B-1C	0.4
Naphthalene Flakes	45	45B6-35	1A-1B-1C	0.7
Niacin (Nicotinic Acid)	35	35A40-35P	20	0.8
Oat Hulls	8-12	10B6-35NY	1A-1B-1C	0.5
Oats	26	26C 1/2-29MN	1A-1B-1C	0.4
Oats, Crimped	19-26	23C 1/2-35	1A-1B-1C	0.5
Oats, Crushed	22	22B6-45NY	1A-1B-1C	0.5
Oats, Flour	35	35A100-35	1A-1B-1C	0.5
Oats, Roiled	19-24	22C 1/2-35NY	1A-1B-1C	0.5
Oleo Margarine (Margarine)	50	50E48HKPWOC	2A-2B	0.4
Orange Peel, Dry	15	15E45	2A-2B	1.8
Oxalic Acid Crystals-Ethane Dioxid Crystals	60	60B6-35Q8	1A-1B	1
Oyster Shells, Ground	50-60	55C 1/2-36T	30	1.5-2
Oyster Shells, Whole	80	8003-36TV	30	2.1-2.3
Paper Pulp (7%-15%)	60-62	61E45	2A-2B	1.8
Paper Pulp(4% or less)	62	62E45	2A-2B	1.5
Paraffin Cake-1/2"	45	45C 1/2-45K	1A-1B	0.9
Peanut Meal	30	30B6-35P	1B	0.6
Peanuts, Shelled	35-45	40C 1/2-35Q	1B	0.4
Peanuts, Raw, Uncleaned (unshelled)	15-20	1803-36TV	30	0.7
Peas, Dried	45-50	48C 1/2-15NQ	1A-1B-1C	0.5
Peanuts, Clean, in shell	51-20	1803-35Q	2A-2B	0.6
Perlite-Expanded	8-12	10C 1/2-36	20	0.8
Phosphate Acid Fertilizer	60	60B6-25T	2A-2B	1.4
Phosphate Rock, Broken	75-85	800x-36	20	2.1
Phosphate Rock, Pulverized	60	60B6-36	20	1.7
Phosphate Sand	90-100	95B6-37	30	2
Polyethylene, Resin Pellets	30-35	33C 1/2-45Q	1A-1B	0.4
Polystyrene Beads	40	40B6-35PO	1B	0.4



Tabel 2. Perhitungan Dimensi Single Screw

n (rpm)	C ₀ (b/jam)	S I*	D (in)	α (°)	v in/s	q lb/in	F _a lbf	F _n lbf	F _t lbf	T lb-in	N hp
40	110.23	0.5	3.0683	14.04	1.02	0.02994	5.87 09	7.231 09	6664.8	10.224 8	6.492
40	110.23	0.6	2.8874	16.7	1.15	0.02651	5.87 09	7.648 1	7325.6	10.575.9	6.715
40	110.23	0.7	2.7428	19.29	1.28	0.02392	5.87 09	81.20.93	8048.3	11.037.2	7.008
40	110.23	0.8	2.6234	21.8	1.4	0.02188	5.87 09	8656.46	8840.9	11.596.5	7.363
40	110.23	0.9	2.5224	24.23	1.51	0.02023	5.87 09	9264.9	9716.4	12.254.2	7.78
40	110.23	1	2.4353	26.57	1.62	0.01886	5.87 09	9955.68	10686	13.01.2	8.262
40	110.23	1.1	2.3592	28.81	1.73	0.0177	5.87 09	10738.9	11762	13.874.2	8.809
40	110.23	1.2	2.2917	30.96	1.83	0.0167	5.87 09	11634.2	12969	14.860.4	9.435
40	110.23	1.3	2.2314	33.02	1.93	0.01583	5.87 09	12662.4	14332	15990.3	10.15
40	110.23	1.4	2.1769	34.99	2.03	0.01507	5.87 09	13849.7	15884	17289.6	10.98
40	110.23	1.5	2.1274	36.87	2.13	0.01439	5.87 09	15229.3	17686	18791.7	11.93

Tabel 3. Perhitungan Dimensi Double Screw

n	Q (l/jam)	S (l * D)	D (m)		a		v		q		Pa		F _a		F _n		F _t		T		N		
			(m)	(°)	in/s	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in	lb/in
40	110.23	0.25	3.8658	7.125	0.64	0.04752	5787.09	6391.37	5232.2	10113.3	6.421	9997.1	6.347	9970.6	6.331	9970.6	6.331	9970.6	6.331	9970.6	6.331	9970.6	6.331
40	110.23	0.3	3.6379	8.531	0.73	0.04208	5787.09	6538.36	5496.1	9997.1	6.347	9970.6	6.331	9970.6	6.331	9970.6	6.331	9970.6	6.331	9970.6	6.331	9970.6	6.331
40	110.23	0.4	3.3052	11.31	0.88	0.03474	5787.09	6862.44	6056.3	10008.7	6.355	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41
40	110.23	0.45	3.178	12.68	0.95	0.03212	5787.09	7040.67	6353.8	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41	10096.1	6.41
40	110.23	0.5	3.0633	14.04	1.02	0.02954	5787.09	7230.84	6641.9	10233.5	6.491	10233.5	6.491	10233.5	6.491	10233.5	6.491	10233.5	6.491	10233.5	6.491	10233.5	6.491
40	110.23	0.55	2.9724	15.38	1.09	0.02809	5787.09	7432.73	6987.5	10384.7	6.593	10384.7	6.593	10384.7	6.593	10384.7	6.593	10384.7	6.593	10384.7	6.593	10384.7	6.593
40	110.23	0.6	2.8874	16.7	1.15	0.02651	5787.09	7647.97	7325.4	10575.7	6.715	10575.7	6.715	10575.7	6.715	10575.7	6.715	10575.7	6.715	10575.7	6.715	10575.7	6.715
40	110.23	0.65	2.8114	18	1.22	0.02513	5787.09	7877.09	7678.7	10793.8	6.853	10793.8	6.853	10793.8	6.853	10793.8	6.853	10793.8	6.853	10793.8	6.853	10793.8	6.853
40	110.23	0.7	2.7428	19.29	1.28	0.02392	5787.09	8120.94	8048.3	11037.3	7.008	11037.3	7.008	11037.3	7.008	11037.3	7.008	11037.3	7.008	11037.3	7.008	11037.3	7.008
40	110.23	0.75	2.6804	20.56	1.34	0.02285	5787.09	8380.49	8435.4	11305.2	7.178	11305.2	7.178	11305.2	7.178	11305.2	7.178	11305.2	7.178	11305.2	7.178	11305.2	7.178

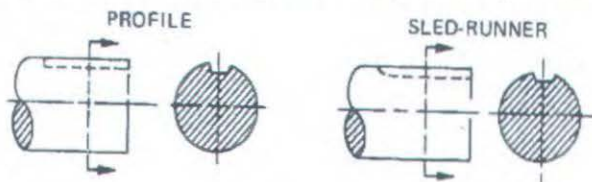


Tabel 4. Mechanical Properties Material SS-304

Form	Strip
Condition	Full Hard
Temperature	70 Celcius
Tensile Strength	185 Ksi
Yield strength	140 Ksi
Elongation	8
Rockwell	C41
Modulus Elastisitas	11,2.10E3 Psi

Sumber : katalog SS304

Tabel 5. Koefisien Bending dan Torsi pada Profil Poros



		PROFILE		SLED-RUNNER	
		BENDING	TORSION	BENDING	TORSION
K_f	ANNEALED	1.6	1.3	1.3	1.3
	QUENCHED & DRAWN	2.0	1.6	1.6	1.6

Tabel 6. Tingkat Keandalan

Survival Rate, %	Deviation multiplication factor (D.M.F.)
90.00	1.28
95.00	1.64
98.00	2.05
99.00	2.33
99.90	3.08
99.99	3.62

Tabel 7. Dimensi Roller Chain tipe 60

Chain No.	Dimensions - mm										Average Ultimate Strength	Maximum Allowable Load	Average Chain Weight	
	Pitch	Roller		Pin				Plate		Trans. Pitch				
		Width	Dia	Dia	Length				Height					Thick.
					L _R	L _C	L ₁	L ₂						
60					25.5	26.9	12.8	14.1			43.1	8.62	1.47	
60-2					48.2	49.7	24.0	25.7			86.3	14.7	2.91	
60-3	19.05	12.70	11.91	5.95	71.2	72.6	35.2	37.4	17.8	2.4	129	21.5	4.38	
60-4					94.4	95.9	47.2	48.7			173	28.5	5.79	
60-5					117.0	118.2	58.5	59.7			216	33.7	7.41	
60-6					140.0	140.9	70.1	70.8			259	39.7	8.90	



Tabel 8. Dimensi Sprocket tipe 60

KILLOWATT RATINGS OF 60

(kw)

No of Teeth Sprocket Size	Reductions per Minute (RPM) - Sprocket																			
	30	100	200	500	700	900	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3500	3800	4000	4600
11	369	25	2.2	5.49	7.53	9.32	8.84	7.92	5.94	4.81	4.11	3.56	3.15	3.22	2.48	2.24	1.78	1.57	1.43	1.18
12	375	42	2.54	5.93	8.3	10.23	10.87	7.99	6.34	5.48	4.68	4.06	3.56	3.76	2.83	2.55	2.02	1.79	1.65	0.0
13	383	54	2.88	6.57	8.9	11.15	11.36	8.01	7.38	6.18	5.28	4.58	4.02	3.56	3.19	2.47	2.28	2.02	1.87	
14	39	67	3.12	7.2	9.64	12.09	12.7	10.07	8.75	6.91	5.9	5.11	4.49	3.98	3.56	3.31	2.55	2.25	2.09	
15	397	81	3.36	7.67	10.39	13.02	14.08	11.17	9.15	7.66	6.34	5.67	4.98	4.41	3.95	3.56	2.83	2.5	2.31	
16	404	93	3.61	8.23	11.14	13.96	15.51	12.31	10.07	8.44	7.21	6.25	5.48	4.86	4.35	3.92	3.11	2.75	2.55	
17	411	106	3.85	8.78	11.89	14.91	16.95	13.46	11.03	9.25	7.9	6.84	6.01	5.13	4.72	4.3	3.41	3.01	2.73	
18	418	119	4.1	9.34	12.65	15.86	18.51	14.69	12.02	10.07	8.6	7.46	6.54	5.8	5.19	4.68	3.72	3.38	3.04	
19	425	133	4.34	9.9	13.41	16.81	20.07	15.93	13.04	10.93	9.33	8.09	7.1	6.29	5.63	5.08	4.03	3.58	3.3	
20	432	146	4.59	10.47	14.17	17.77	21.68	17.2	14.08	11.8	10.07	8.73	7.56	6.8	6.08	5.48	4.35	3.85	3.0	
21	439	159	4.84	11.04	14.94	18.73	23.32	18.51	15.15	12.7	10.84	9.4	8.25	7.31	6.54	5.9	4.68	4.14		
22	446	173	5.09	11.6	15.71	19.7	25.01	19.83	16.24	13.61	11.62	10.07	8.64	7.84	7.02	6.33	5.02	4.44		
23	453	186	5.34	12.17	16.48	20.66	26.73	21.21	17.36	14.55	12.42	10.77	9.45	8.38	7.5	6.76	5.37	0.0		
24	46	209	5.59	12.75	17.26	21.64	28.33	22.61	18.51	15.51	13.24	11.48	10.07	8.93	7.99	7.21	5.72			
25	468	221	5.84	13.32	18.03	22.6	29.29	24.04	19.68	16.49	14.08	12.2	10.71	9.5	8.5	7.86	6.08			
26	475	237	6.09	13.9	18.81	23.59	30.56	25.5	20.87	17.49	14.93	12.84	11.36	10.07	9.01	8.13	6.45			
28	49	254	6.6	15.06	20.38	25.53	33.11	28.5	23.32	19.55	16.69	14.47	12.7	11.26	10.07	9.08	0.0			
30	204	281	7.11	16.22	21.96	27.53	35.67	31.6	25.87	21.68	18.51	16.24	14.08	12.48	11.17	10.07				
32	219	309	7.62	17.39	23.54	29.52	38.24	34.82	28.5	23.88	20.39	17.87	15.51	13.76	12.31	11.1				
35	241	343	8.4	18.76	25.34	32.52	42.3	39.82	32.6	27.32	23.32	20.21	17.74	15.74	14.08	12.7				
40	275	397	9.7	22.13	29.95	37.56	48.66	48.66	39.82	33.87	28.5	24.7	21.68	19.23	17.2	0.0				
45	319	459	11.02	25.31	34.92	42.66	55.27	58.25	47.52	39.82	34.0	29.47	25.87	22.94	0.0					
50	355	552	12.25	28.46	38.12	47.8	61.93	60.7	55.66	46.64	39.82	34.52	30.3	0.0						
55	393	653	13.58	31.22	42.26	52.98	68.64	78.45	64.21	53.81	45.94	39.82	0.0							
60	434	806	15.07	34.79	46.42	58.2	75.4	86.51	73.16	61.31	52.35	0.0								

Tabel 9. Mechanical Properties Plain carbon dan Alloy Steel

ANSI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongar. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	58	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	172	65
	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	—
1050	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	30	39	217	—
1095	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
1118	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
	CD	105	90	20	50	212	50
2330	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
3140	N	129	87	20	58	262	—
	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50



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

Keterangan gambar :

HR = hot rolled

HRA = hot rolled annealed

CD = cold drawn

HRN = hot rolled normalized

A = annealed

N = normalized



CDA = cold drawn annealed

Tabel 10. Faktor Tegangan Kerja, K dan Batas Ketahanan Permukaan

Materials in Pinion and Gear	Surface Endurance Limit, S_e , psi	K		
		$\phi = 14\frac{1}{2}$ deg.	$\phi = 20$ deg.	$\phi = 25$ deg.
Both gears steel, with average brinell hardness number of pinion and gear				
150	50,000	30	41	51
175	60,000	43	58	72
200	70,000	58	79	98
225	80,000	76	103	127
250	90,000	96	131	162
275	100,000	119	162	200
300	110,000	144	196	242
325	120,000	171	233	288
350	130,000	196	270	333
375	140,000	233	318	384
400	150,000	268	366	453
Steel (BHN 150) and cast iron	50,000	44	60	74
Steel (BHN 200) and cast iron	70,000	87	119	147
Steel (BHN 250) and cast iron	90,000	144	196	242
Steel (BHN 150) and phosphor bronze	59,000	46	62	77
Steel (BHN 200) and phosphor bronze	65,000	73	100	123
Steel (BHN 250) and phosphor bronze	85,000	135	184	228
Cast iron and cast iron	90,000	193	263	327
Cast iron and phosphor bronze	83,000	170	234	288

Tabel 11. Nilai Faktor Lewis

No. of Teeth	Load at Tips								Load Near Middle			
	14 deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14 deg FD		20 deg FD	
	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.390	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.118	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130			0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.132	0.396	0.126	0.509	0.162	0.572	0.183



No. of Teeth —	Load at Tip								Load Near Middle			
	14% deg. FD		20 deg. FD		20 deg. Stub		25 deg.		14% deg. FD		20 deg. FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
25	0.205	0.097	0.340	0.109	0.416	0.133	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.208	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.139	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214

No. of Teeth —	Load at Tip								Load Near Middle			
	14% deg.		20 deg. FD		20 deg. Stub		25 deg.		14% deg.		20 deg. FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
50	0.346	0.110	0.408 ^{1/2}	0.130	0.474	0.151	0.477	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.484	0.154	0.590	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.491	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.501	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.506	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.509	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.537	0.171	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.545	0.174	0.640	0.204	0.787	0.250
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.554	0.176	0.650	0.207	0.801	0.255
Rack	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.566	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

Table.12. Faktor Overload, C_o

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 13. Faktor Distribusi Tegangan pada Bevel Gear, C_m

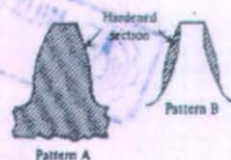
Application	Both Members Straddle Mounted	One Member Straddle Mounted	Neither Member Straddle Mounted
General industrial	1.00-1.10	1.10-1.25	1.25-1.40
Automotive	1.00-1.10	1.10-1.25	
Aircraft	1.00-1.25	1.10-1.40	1.25-1.50



Tabel 14. Kekuatan Gigi pada
Spur, Helical, Herringbone, dan Bevel Gear

Material	Heat Treatment	Max. Manual Machine or Min. Tensile Strength	S_{ut} , psi	
			Spur, Helical, and Herringbone	Bevel
Steel	Normalized	140 BHN	19-25,000	31,000
	Quenched and tempered	180 BHN	25-33,000	34,000
	Quenched and tempered	300 BHN	36-47,000	39,000
	Quenched and tempered	450 BHN	44-59,000	25,000
	Case carburized	55 R_c	55-65,000	27,500
	Case carburized	60 R_c	60-70,000	30,000
	Induction or flame Hardened, hardness Pattern A of Footnote 1 } Hardness Pattern of Footnote 1 }	54 K	45-55,000*	
				54 R_c at Hardened surface
	Nitrided AISI 4140	53 R_c case [†] 300 BHN core	37-42,000*	20,000
Cast Iron AGMA Grade 20 AGMA Grade 30 AGMA Grade 40			5,000	2,700
		175 BHN	8,500	4,600
		200 BHN	13,000	7,000
Nodular Iron ASTM Grade 60-80-18 ASTM Grade 80-55-06	Annealed		15,000	8,600
			20,000	11,000
ASTM Grade 100-70-03 ASTM Grade 120-90-02	Normalized Quenched and tempered		26,000	14,000
			30,000	18,500
Bronze AGMA 2c (10%-12% Tin)		40,000 psi	5,700	3,000
Aluminum Bronze ASTM B-148-52 Alloy 9C-H.T.		90,000 psi	23,600	12,000

Footnote (1)



* Values for teeth 4 DP and finer

[†]For light gears these hardnesses will be lower. Hence, lower values of allowable stress should be used.



Tabel 15. Faktor Hidup, C_L

Number of Cycles	Spur, Helical and Herringbone				Bevel Gears	
	160 BHN	250 BHN	150 BHN	Case Carburized [†]	Case Carburized [†]	
Up to 1,000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6	
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	3.1	
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1	
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4	
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
100 million and over	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0	

Tabel 16. Faktor Keamanan (Fatigue Strength), C_R

Requirements of Application	K_R
High reliability	1.50 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.00
Fewer than 1 failure in 3	0.70



Tabel 17. Koefisien Elastic, C_p (untuk Semua Bevel Gear)

Pinion Material and Modulus of Elasticity, E		Gear Material and Modulus of Elasticity			
		Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
		30×10^6	19×10^6	17.5×10^6	16×10^6
Steel	30×10^6	2800	2450	2400	2350
Cast iron	19×10^6	2450	2250	2200	2150
Aluminum bronze	17.5×10^6	2400	2200	2150	2100
Tin bronze	16×10^6	2350	2150	2100	2050



Tabel 18. Tegangan Kontak yang Diijinkan, S_{ac}

Material	Surface Hardness, min	S_{ac}	Material	Surface Hardness, min	S_w
Steel	Through hardened	85-95,000 105-115,000 120-135,000 145-160,000 170-190,000	Cast iron	— 175 Bhn 200 Bhn	50-60,000 65-75,000 75-85,000
	180 Bhn		AGMA grade 20		
	240 Bhn		AGMA grade 30		
	300 Bhn		AGMA grade 40	90-100% of the S_{ac} value of steel with the same hardness	
	360 Bhn		Nodular iron		
	440 Bhn		Annealed		
	Case carburized	180-200,000 200-225,000	Normalized	165 Bhn	310 Bhn
	55 R_c		Oil quench and temper	255 Bhn	
	60 R_c		Bronze	Tensile Strength psi (min)	
	Flame or induction hardened	50 R_c	170-190,000	Tin bronze	40,000
AGMA 2C (10-12% Tin)				90,000	65,000
			Aluminum bronze		



Tabel 19. Basic Static Load Rating Spherical Rolling Bearing

Table 9-6 Load ratings and values of X and Y for single row, spherical roller bearings (inch size) (C_0 = basic static load rating; C = basic load rating, i.e. basic dynamic load rating)

Bore in.	Bore mm.	Outside dia. in.	Outside dia. mm.	α	$\frac{d}{D} > 0.3$		C_0 lb.	C_0 kN.	Basic dia. in.	O.D. in.	Annular Width in.	α	$\frac{d}{D} < 0.3$		C_0 lb.	C_0 kN.
					X	Y							X	Y		
0.6000	1.525	0.761	0.51		1.17	4610	1040	0.5000	4.3307	0.956	0.38	1.60	15500	19400		
1.200	3.050	0.761	0.51		1.17	4610	1040	0.6500	4.4677	0.946	0.27	1.61	17800	18000		
1.500	3.810	0.912	0.54		1.25	5580	1230	0.7500	5.0000	1.000	0.42	1.44	20300	22000		
2.000	5.080	0.912	0.54		1.25	5580	1230	0.9000	5.1172	1.067	0.33	1.59	20700	21700		
2.250	5.715	0.970	0.44		1.35	6300	1410	1.0000	5.1645	1.148	0.40	1.49	20600	20600		
2.500	6.350	0.970	0.44		1.35	6300	1410	1.1000	5.1972	1.062	0.38	1.59	20700	21700		
2.750	6.985	1.028	0.43		1.35	7430	1630	1.2000	5.1772	1.067	0.38	1.50	20700	21700		
3.000	7.620	1.028	0.43		1.35	8650	1850	1.3000	5.1943	1.199	0.38	1.57	21600	22100		
3.250	8.255	1.086	0.43		1.34	8850	1940	1.3500	5.3043	1.299	0.38	1.57	21600	22100		
3.500	8.890	1.086	0.43	0.40	1.49	9700	2180	1.4000	5.4000	1.367	0.43	1.54	23000	23700		
3.750	9.525	1.144	0.43	0.40	1.49	9700	2180	1.5000	5.5000	1.462	0.43	1.59	23000	23700		
4.000	10.160	1.144	0.43		1.54	10600	2390	1.5500	5.5000	1.462	0.43	1.59	23000	23700		
4.250	10.795	1.202	0.44		1.54	10600	2390	1.6500	5.5473	1.470	0.41	1.60	23500	24100		
4.500	11.430	1.260	0.45		1.49	12000	2610	1.7000	5.6400	1.599	0.36	1.57	23500	24100		
4.750	12.065	1.260	0.45		1.49	12000	2610	1.8000	5.6400	1.599	0.36	1.57	23500	24100		
5.000	12.700	1.318	0.45		1.44	13400	2830	1.8500	5.7300	1.686	0.36	1.57	23500	24100		
5.250	13.335	1.318	0.45		1.44	13400	2830	1.9500	5.7300	1.686	0.36	1.57	23500	24100		
5.500	13.970	1.376	0.45		1.49	15000	3050	2.0000	5.8200	1.773	0.36	1.60	24500	24500		
5.750	14.605	1.376	0.45		1.49	15000	3050	2.1000	5.8200	1.773	0.36	1.60	24500	24500		
6.000	15.240	1.434	0.45		1.49	15000	3050	2.2000	5.9100	1.860	0.37	1.63	25500	25500		

Source: Spherical Bearing Design Catalog, SKF Engineering Center, Bearing Division, Waukegan, Ill., 1975. The data apply to steel balls and races.

1. $\alpha = 15^\circ$ for all bearings.

2. C_0 is in lb. for all bearings.

3. C_0 is in kN for all bearings.

4. C_0 is in lb. for all bearings.

5. C_0 is in kN for all bearings.

6. C_0 is in lb. for all bearings.

7. C_0 is in kN for all bearings.

8. C_0 is in lb. for all bearings.

9. C_0 is in kN for all bearings.

10. C_0 is in lb. for all bearings.

11. C_0 is in kN for all bearings.

12. C_0 is in lb. for all bearings.

13. C_0 is in kN for all bearings.

14. C_0 is in lb. for all bearings.

15. C_0 is in kN for all bearings.

16. C_0 is in lb. for all bearings.

17. C_0 is in kN for all bearings.

18. C_0 is in lb. for all bearings.

19. C_0 is in kN for all bearings.

20. C_0 is in lb. for all bearings.

21. C_0 is in kN for all bearings.

22. C_0 is in lb. for all bearings.

23. C_0 is in kN for all bearings.

24. C_0 is in lb. for all bearings.

25. C_0 is in kN for all bearings.

26. C_0 is in lb. for all bearings.

27. C_0 is in kN for all bearings.

28. C_0 is in lb. for all bearings.

29. C_0 is in kN for all bearings.

30. C_0 is in lb. for all bearings.

31. C_0 is in kN for all bearings.

32. C_0 is in lb. for all bearings.

33. C_0 is in kN for all bearings.

34. C_0 is in lb. for all bearings.

35. C_0 is in kN for all bearings.

36. C_0 is in lb. for all bearings.

37. C_0 is in kN for all bearings.

38. C_0 is in lb. for all bearings.

39. C_0 is in kN for all bearings.

40. C_0 is in lb. for all bearings.

41. C_0 is in kN for all bearings.

42. C_0 is in lb. for all bearings.

43. C_0 is in kN for all bearings.

44. C_0 is in lb. for all bearings.

45. C_0 is in kN for all bearings.

46. C_0 is in lb. for all bearings.

47. C_0 is in kN for all bearings.

48. C_0 is in lb. for all bearings.

49. C_0 is in kN for all bearings.

50. C_0 is in lb. for all bearings.

51. C_0 is in kN for all bearings.

52. C_0 is in lb. for all bearings.

53. C_0 is in kN for all bearings.

54. C_0 is in lb. for all bearings.

55. C_0 is in kN for all bearings.

56. C_0 is in lb. for all bearings.



Tabel 21. Faktor X dan Y untuk Ball Bearing

Table B-6 Factor X and Y for ball and roller bearings

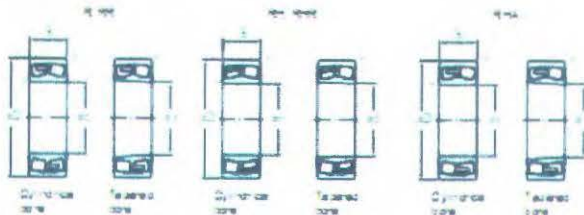
Contact Angle α , deg	$\frac{d_p^2}{d_c^2}$	Single Row Bearings ¹		Double Row Bearings ²				F_{a}/d_p^3
		$F_{\text{a}}/F_r > r$		$F_{\text{a}}/F_r \leq r$		$F_{\text{a}}/F_r > r$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Rigid-contact groove ball bearings ³								F_{a}/d_p^3
0.014		2.30				1.30	0.19	25
0.028		1.99				1.99	0.22	50
0.056		1.71				1.71	0.26	100
0.094		1.55				1.55	0.28	150
0.11	0.56	1.45	1.0	0	0.56	1.45	0.30	200
0.17		1.31				1.31	0.34	300
0.28		1.15				1.15	0.39	500
0.42		1.06				1.06	0.42	750
0.56		1.00				1.00	0.44	1000
Angular-Contact groove ball bearings ⁴								F_{a}/d_p^3
0.014		Use X, Y		2.78		1.74	0.23	25
0.028		Use X, Y		2.40		1.25	0.26	50
0.056		Use X, Y		2.07		0.78	0.30	100
0.085		Use X, Y		1.87		2.32	0.34	150
0.11	0.56	Use X, Y	1.0	1.75	0.78	2.36	0.36	200
0.17		Use X, Y		1.58		2.13	0.40	300
0.28		Use X, Y		1.39		1.87	0.43	500
0.42		Use X, Y		1.26		1.65	0.50	750
0.56		Use X, Y		1.21		1.63	0.52	1000
0.014		1.88		2.18		3.06	0.29	25
0.029		1.71		1.98		2.78	0.32	50
0.057		1.52		1.76		2.47	0.36	100
0.086	0.46	1.41		1.63		2.19	0.38	150
0.11		1.34	1.0	1.55	0.74	2.18	0.40	200
0.17		1.23		1.42		1.90	0.44	300
0.29		1.10		1.27		1.79	0.49	500
0.43		1.01		1.17		1.64	0.54	750
0.57		1.00		1.16		1.63	0.54	1000
0.018		1.47		1.65		2.39	0.36	25
0.029		1.40		1.57		2.29	0.40	50
0.058		1.30		1.46		2.11	0.43	100
0.087		1.23		1.38		2.05	0.46	150
0.12	0.44	1.19	1.0	1.34	0.72	1.93	0.47	200
0.17		1.12		1.26		1.82	0.50	300
0.29		1.02		1.14		1.66	0.55	500
0.44		1.00		1.12		1.63	0.56	750
0.58		1.00		1.12		1.63	0.56	1000
20	0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57	
25	0.41	0.97	1.0	0.92	0.67	1.61	0.68	
30	0.39	0.96	1.0	0.78	0.63	1.54	0.80	
35	0.37	0.96	1.0	0.66	0.60	1.57	0.95	
40	0.35	0.97	1.0	0.95	0.59	1.63	1.14	
Self-aligning ball bearings								
	0.40	0.4 cent in	1.0	0.42 cent in	0.6 in	0.6 cent in	1.5 cent in	
Roller bearings, self-aligning, tapered ⁵								
α at 90	0.4	0.4 cent in	1.0	0.42 cent in	0.6 in	0.6 cent in	1.5 cent in	

Source: Table B, Shigley's *Mechanical Design*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1978.
 NOTE: Values of X, Y, and Z for a load or contact angle other than shown are obtained by linear interpolation.
 1. F_{a} is the axial force load rating, F_r is the radial force load rating, and r is the radial clearance between balls and raceway.
 2. For angular bearings, when $F_{\text{a}}/F_r \leq r$, use $X = 1$ and $Y = 0$.
 3. When calculating the equivalent load for a self-aligning ball bearing, apply the appropriate ball bearing factor in the equivalent load equation.
 4. "Use to base" or "base to base" the pair is considered as one dimension, apply the ball bearing factor in the equivalent load equation.
 5. "Use to base" the bearings on tapered shafts only as angular ball bearings.
 6. Double-row bearings are prohibited to be self-aligning.
 7. Permissible maximum value of F_{a}/F_r depends on the bearing design.
 8. $F_{\text{a}}/F_r > 1$, $F_{\text{a}}/F_r > 1$ and $Z > 1$.

Tabel 22. Katalog Spherical Roller bearing produksi Koyo

Spherical roller bearings

d 25 – 80 mm



Boundary dimensions				Basic load ratings		Limiting speeds		Bearing No.		Reference Mass (kg)	
d	D	B	r	C ₁₀	C ₀₂	G ₁₀₀₀	G ₁₅₀₀	Cylindrical bore	Tapered bore	Cylindrical bore	Tapered bore
25	32	18	1	45.4	46.1	7.000	8.300	222 25R1R	222 25R1HR	0.400	0.410
30	36	20	1	51.2	52.0	8.000	9.300	223 30R1R	223 30R1HR	0.380	0.390
35	42	22	1	58.5	59.3	9.000	10.300	213 35R1R	213 35R1HR	0.360	0.370
35	42	22	1.5	61.5	62.3	8.000	9.300	223 35R1R	223 35R1HR	0.360	0.370
40	48	24	1	65.8	66.6	9.000	10.300	220 40R1R	220 40R1HR	0.340	0.350
40	48	24	1.5	68.8	69.6	8.000	9.300	213 40R1R	213 40R1HR	0.340	0.350
45	54	26	1	72.8	73.6	9.000	10.300	220 45R1R	220 45R1HR	0.320	0.330
45	54	26	1.5	75.8	76.6	8.000	9.300	213 45R1R	213 45R1HR	0.320	0.330
50	60	28	1	77.0	77.8	9.000	10.300	221 50R1R	221 50R1HR	0.300	0.310
50	60	28	1.5	80.0	80.8	8.000	9.300	213 50R1R	213 50R1HR	0.300	0.310
55	66	30	1	82.0	82.8	9.000	10.300	221 55R1R	221 55R1HR	0.280	0.290
55	66	30	1.5	85.0	85.8	8.000	9.300	213 55R1R	213 55R1HR	0.280	0.290
60	72	32	1	84.0	84.8	9.000	10.300	221 60R1R	221 60R1HR	0.260	0.270
60	72	32	1.5	87.0	87.8	8.000	9.300	213 60R1R	213 60R1HR	0.260	0.270
65	78	34	1	86.0	86.8	9.000	10.300	221 65R1R	221 65R1HR	0.240	0.250
65	78	34	1.5	89.0	89.8	8.000	9.300	213 65R1R	213 65R1HR	0.240	0.250
70	84	36	1	87.0	87.8	9.000	10.300	221 70R1R	221 70R1HR	0.220	0.230
70	84	36	1.5	90.0	90.8	8.000	9.300	213 70R1R	213 70R1HR	0.220	0.230
75	90	38	1	88.0	88.8	9.000	10.300	221 75R1R	221 75R1HR	0.200	0.210
75	90	38	1.5	91.0	91.8	8.000	9.300	213 75R1R	213 75R1HR	0.200	0.210
80	96	40	1	89.0	89.8	9.000	10.300	221 80R1R	221 80R1HR	0.180	0.190
80	96	40	1.5	92.0	92.8	8.000	9.300	213 80R1R	213 80R1HR	0.180	0.190
85	102	42	1	90.0	90.8	9.000	10.300	221 85R1R	221 85R1HR	0.160	0.170
85	102	42	1.5	93.0	93.8	8.000	9.300	213 85R1R	213 85R1HR	0.160	0.170
90	108	44	1	91.0	91.8	9.000	10.300	221 90R1R	221 90R1HR	0.140	0.150
90	108	44	1.5	94.0	94.8	8.000	9.300	213 90R1R	213 90R1HR	0.140	0.150
95	114	46	1	92.0	92.8	9.000	10.300	221 95R1R	221 95R1HR	0.120	0.130
95	114	46	1.5	95.0	95.8	8.000	9.300	213 95R1R	213 95R1HR	0.120	0.130
100	120	48	1	93.0	93.8	9.000	10.300	221 100R1R	221 100R1HR	0.100	0.110
100	120	48	1.5	96.0	96.8	8.000	9.300	213 100R1R	213 100R1HR	0.100	0.110
105	126	50	1	94.0	94.8	9.000	10.300	221 105R1R	221 105R1HR	0.080	0.090
105	126	50	1.5	97.0	97.8	8.000	9.300	213 105R1R	213 105R1HR	0.080	0.090
110	132	52	1	95.0	95.8	9.000	10.300	221 110R1R	221 110R1HR	0.060	0.070
110	132	52	1.5	98.0	98.8	8.000	9.300	213 110R1R	213 110R1HR	0.060	0.070
115	138	54	1	96.0	96.8	9.000	10.300	221 115R1R	221 115R1HR	0.040	0.050
115	138	54	1.5	99.0	99.8	8.000	9.300	213 115R1R	213 115R1HR	0.040	0.050

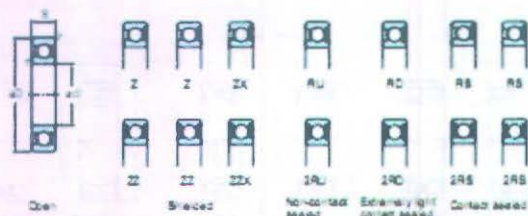
Remarks: Standard shaft diameters used for the axial clearance are indicated in Table 2. Refer to Table 2.



Tabel 23. Katalog Ball and Roller bearing produksi Koyo

Single-row deep groove ball bearings

d 10 – 20 mm



Boundary dimensions (mm)				Ball and rings		Limiting speeds (rpm)				Bearing No.				File Mass Cat. No. (kg)
d	D	B	T	C	C ₁₀	Grease lub.	Oil lub.	Oil lub.	Oil lub.	Oil lub.	Oil lub.	Oil lub.	Oil lub.	
16	5	8	0.3	1.70	1.34	37 000	-	-	43 000	600 Z	-	-	-	0.025
						13 000	-	-	15 000	600 ZZ	-	-	-	0.010
	6	9	0.3	1.80	1.38	43 000	-	-	50 000	600 Z	-	-	-	0.010
						15 000	-	-	16 000	600 ZZ	3RU	-	3RS	0.010
	7	10	0.4	1.90	1.46	48 000	-	-	56 000	600 Z	-	-	-	0.010
						16 000	-	-	17 000	600 ZZ	3RU	-	3RS	0.010
12	8	11	0.4	2.10	1.58	33 000	-	-	39 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						11 000	-	-	12 000	600 ZZ	3RU	-	3RS	0.010
	9	12	0.5	2.20	1.66	33 000	-	-	39 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						11 000	-	-	12 000	600 ZZ	3RU	-	3RS	0.010
	10	13	0.5	2.30	1.74	33 000	-	-	39 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						11 000	-	-	12 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
18	10	14	0.5	2.40	1.82	28 000	-	-	33 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						9 000	-	-	10 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
	11	15	0.5	2.50	1.90	28 000	-	-	33 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						9 000	-	-	10 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
	12	16	0.6	2.60	1.98	28 000	-	-	33 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						9 000	-	-	10 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
17	10	13	0.3	1.80	1.36	23 000	-	-	27 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						7 000	-	-	8 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
	11	14	0.4	1.90	1.44	23 000	-	-	27 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						7 000	-	-	8 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
	12	15	0.5	2.00	1.52	23 000	-	-	27 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						7 000	-	-	8 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
20	12	15	0.3	2.00	1.52	21 000	-	-	25 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						6 000	-	-	7 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
	13	16	0.4	2.10	1.60	21 000	-	-	25 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						6 000	-	-	7 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
	14	17	0.5	2.20	1.68	21 000	-	-	25 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.020
						6 000	-	-	7 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.020
25	15	18	0.3	2.10	1.52	13 000	-	-	15 000	600 Z	-	-	-	0.270
						4 000	-	-	5 000	600 ZZ	3RU	-	3RS	0.110
	16	19	0.4	2.20	1.60	13 000	-	-	15 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.270
						4 000	-	-	5 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.110
	17	20	0.5	2.30	1.68	13 000	-	-	15 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.270
						4 000	-	-	5 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.110
18	21	0.6	2.40	1.76	13 000	-	-	15 000	600 Z	3RU	-	3RS	0.270	
					4 000	-	-	5 000	600 ZZ	3RU	3RD	3RS	0.110	

Remark: Standard cage types used for these bearings are described earlier in this section.



Tabel 25. Lampiran Biaya Pembuatan Alat

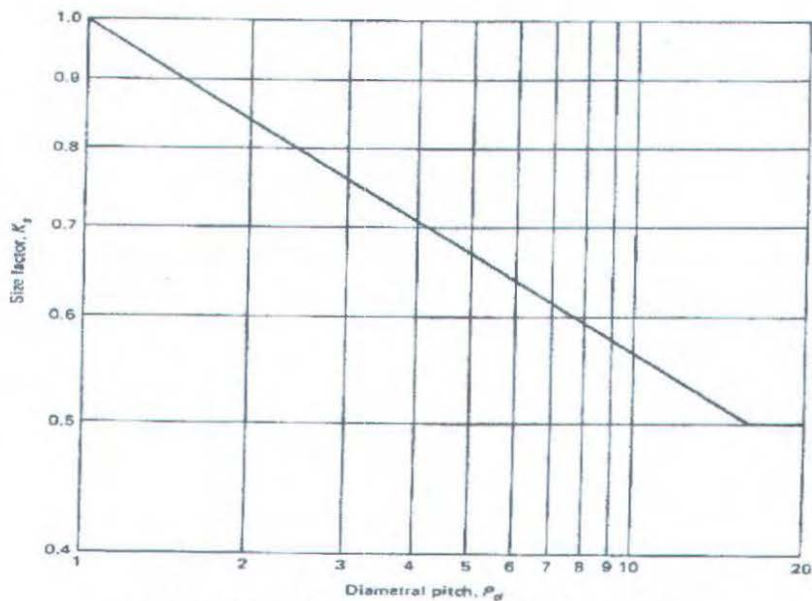
Biaya Pembelanjaan Bahan Baku				
No.	Jenis Pengeluaran	Jumlah	Harga per Satuan (Rp.)	Total (Rp.)
1.	Rangka	1 set	150.000	150.000
2.	Baja karbon (screw)	1 set	800.000	800.000
3.	Baja Karbon (casing)	1 set	400.000	400.000
4.	Plat Besi (hopper)	1 set	60.000	60.000
5.	Crusher	1 set	150.000	150.000
Total				1.560.000
Biaya Pembelanjaan Komponen Standart				
1.	Sistem transmisi daya			
	- Gear Box	1 set	1.200.000	1.200.000
	- Sprocket No.60	1 set	50.000	50.000
	- ANSI Chain No.40	1 roll	75000	75000
	- Roda gigi bevel (Driver)	1 buah	85000	85000
	- Roda gigi bevel (Driven)	1 buah	95000	95000
	- Kopling (NEF 80G)	1 Set	45000	45000
	- Bearing Koyo (21306Rh)	1 buah	40.000	40.000
	- Bearing Koyo (6904)	3 buah	22.000	66.000
	- Pasak 7 x 7 x 32	4 buah	30.000	120.000
	- Pasak 8 x 8 x 80	1 buah	40.000	40.000
	- Oil SAE 90	1 liter		30.000
2.	Motor listrik 2.237 kW	1 buah	3.500.000	3.500.000
3.	Elemen pemanas 1 kW beserta sistem kontrol	1 set	1.000.000	1.000.000
Total				6.346.000



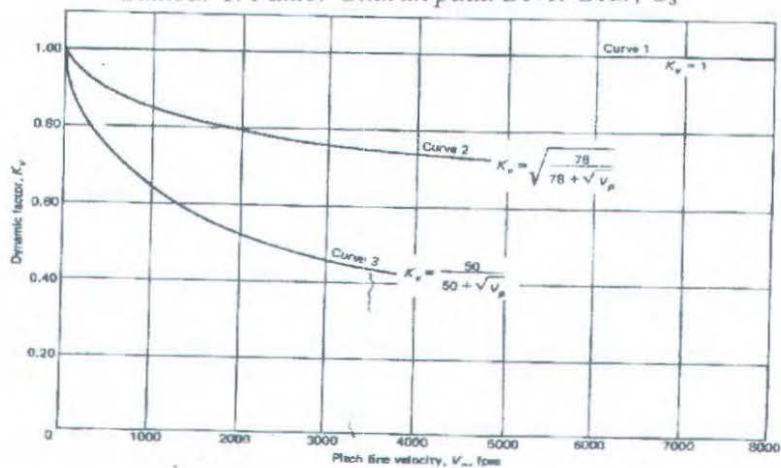
Biaya Proses Manufaktur				
1.	Biaya manufaktur	1 set	1.900.000	1.900.000
Total				1.900.000
			Jumlah	9.806.000



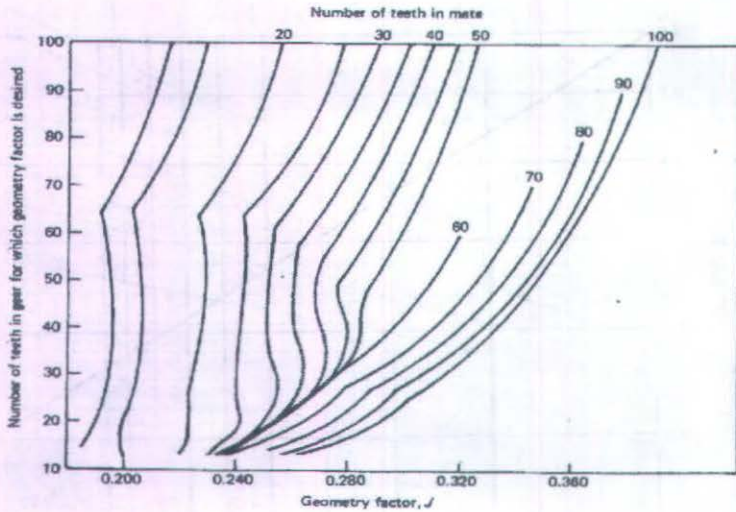
LAMPIRAN GAMBAR



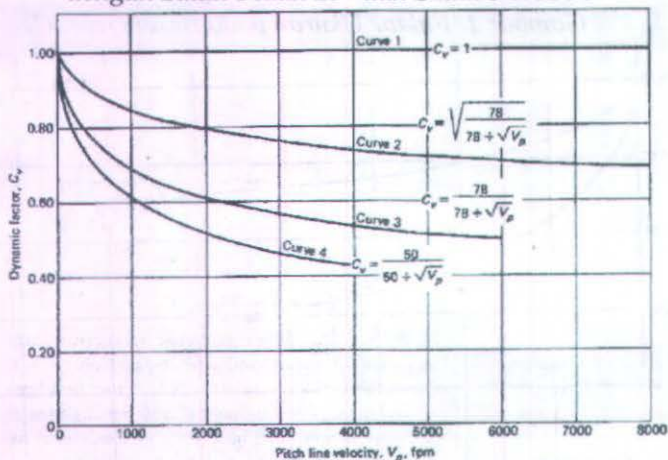
Gambar 1. Faktor Ukuran pada Bevel Gear, C_3



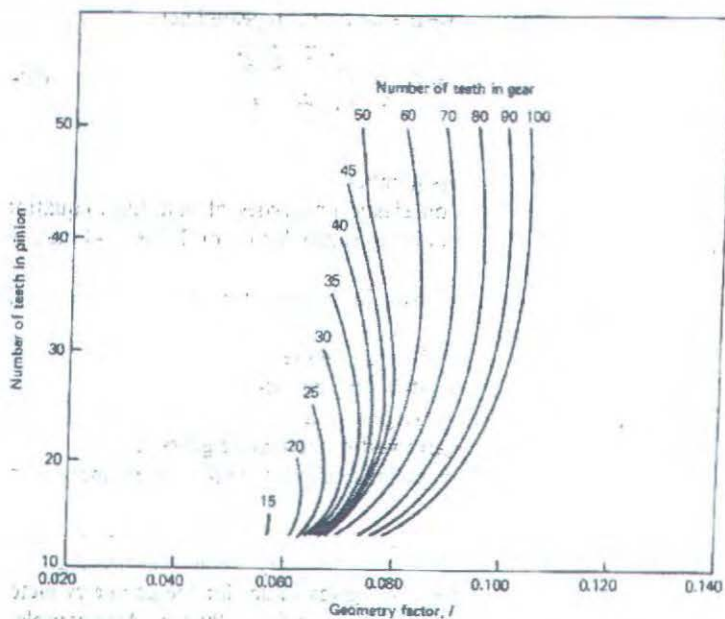
Gambar 2. Faktor Dinamik, C_v



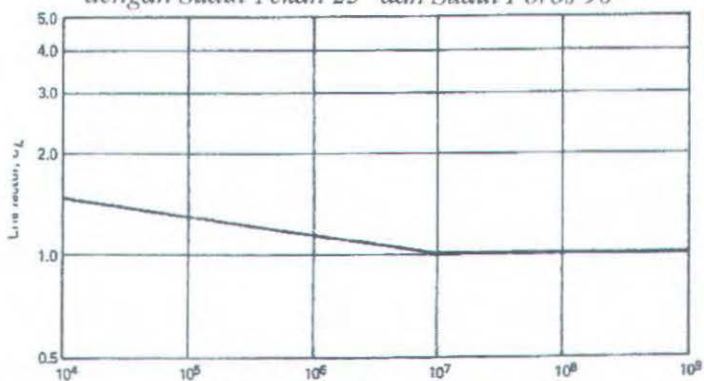
Gambar 3. Faktor Geometri, J untuk Bevel Gear dengan Sudut Tekan 25° dan Sudut Poros 90°



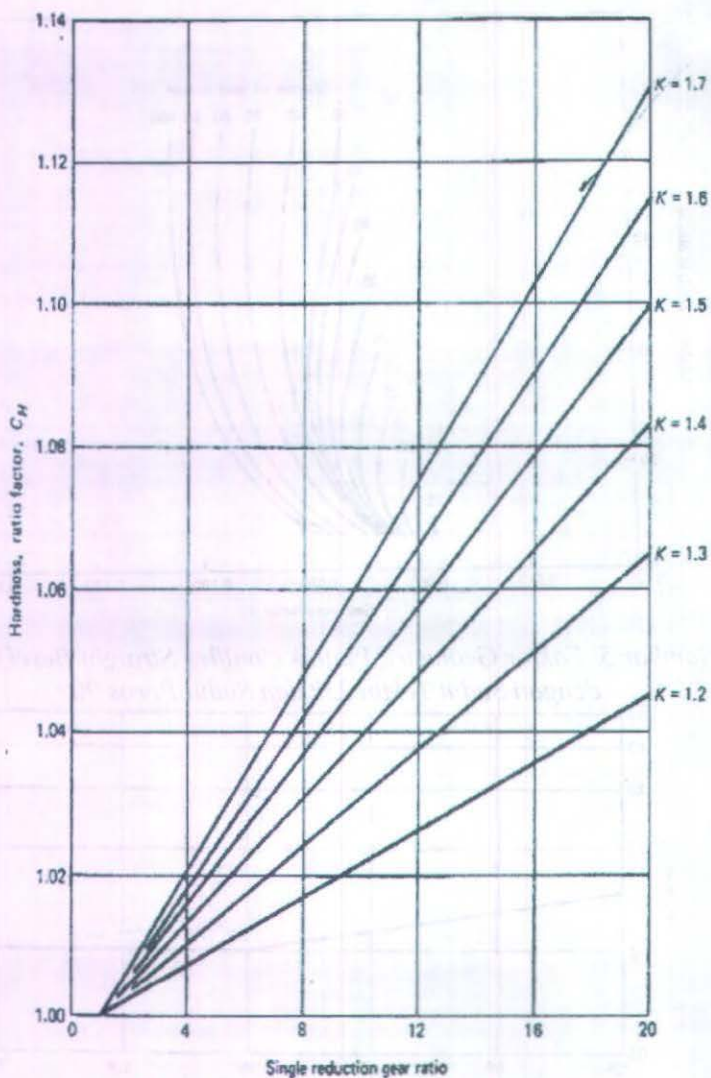
Gambar 4. Faktor Dinamik, C_v



Gambar 5. Faktor Geometri, I untuk Coniflex Straight Bevel Gear dengan Sudut Tekan 25° dan Sudut Poros 90°



Gambar 6. Faktor Hidup, C_L



Gambar 7. Faktor Rasio Hardness, C_H