

TUGAS SARJANA
ALAT BERAT
PERENCANAAN *CAKE BREAKER SCREW CONVEYOR*
PEMISAH INTI KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS 60
TON/JAM

*Diajukan Sebagai Syarat Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik (S.T)
Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun oleh :

HERLIN CAHYA KUSUMA
1307230219



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2018

LEMBAR PENGESAHAN I

TUGAS SARJANA

ALAT BERAT

**PERENCANAAN CAKE BREAKER SCREW CONVEYOR
PEMISAH INTI KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS 60
TON/JAM**

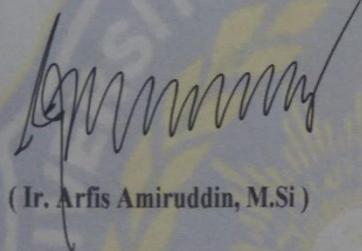
Disusun Oleh :

HERLIN CAHYA KUSUMA

1307230219

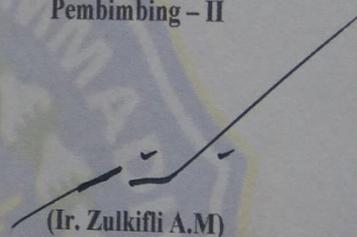
Disetujui Oleh :

Pembimbing - I



(Ir. Arfis Amiruddin, M.Si)

Pembimbing - II



(Ir. Zulkifli A.M)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin

(Affandi, S.T.)

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK**

UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

MEDAN

2018

LEMBAR PENGESAHAN II

TUGAS SARJANA

ALAT BERAT

**PERENCANAAN CAKE BREAKER SCREW CONVEYOR
PEMISAH INTI KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS 60
TON/JAM**

Disusun Oleh :

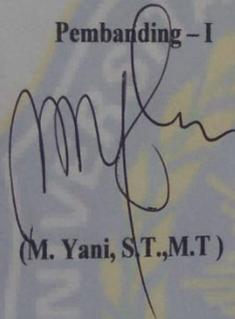
HERLIN CAHYA KUSUMA

1307230219

Telah Diperiksa Dan Diperbaiki
Pada Seminar Tanggal 8 juni 2018

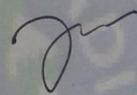
Disetujui Oleh:

Pembanding – I



(M. Yani, S.T.,M.T)

Pembanding – II



(Bekt Suroso, S.T.,M.Eng.)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin

(Affandi, S.T.)

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2018**



UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 – 6624567 –
6622400 – 6610450 – 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

Bila mungkin surat ini agar disebutkan
nomor dan tanggalnya

DAFTAR SPESIFIKASI
TUGAS SARJANA

Nama Mahasiswa : Herlin Cahya Kusuma
NPM : 1307230219
Semester : IX
SPESIFIKASI :

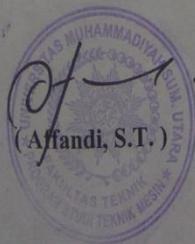
Perencanaan Cake Breaker Screw Conveyor Pemisah Inti

Kelapa Sawit Dengan Kapasitas 60 TON / JAM

Diberikan Tanggal :
Selesai Tanggal :
Asistensi :
Tempat Asistensi : Fakultas Teknik UMSU

Diketahui oleh :
Ka. Program Studi Teknik Mesin

Medan, 10 Maret 2018
Dosen Pembimbing – I



(Ir. Arfis Amiruddin, M.Si)



File rangkai surat ini agar disebutkan Nomor dan tanggalnya

MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI, PENELITIAN & PENGEMBANGAN
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jl. Kapten Mochtar Basri No. 3 Medan - 20238 Telp. (061) 6611233

- 6622400 - 6624567 - 6610450 - 6619056 Fax. (061) 6625474

Website: <http://www.umsu.ac.id>

E-mail: rector@umsu.ac.id

LEMBAR ASISTENSI
TUGAS AKHIR

Nama : HERLIN CAHYA KUSUMA

Pembimbing I : Ir. Arfis Amiruddin, M.si

NPM : 1307230219

Pembimbing II : Ir. Zulkifli A.M

PERENCANAAN CAKE BREAKER SCREW CONVEYOR PEMISAH INTI KELAPA

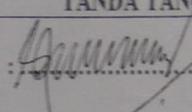
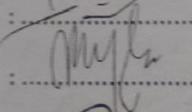
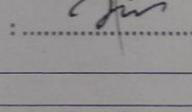
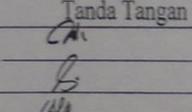
SAWIT DENGAN KAPASITAS 60 TON/JAM

NO	HARI/TANGGAL	URAIAN ASISTENSI	PARAF
1	30-7-2017	Spesifikasi Cover tugas	ky
2	6-11-2017	Perencanaan awal tugas	ky
3	17-12-2017	Perencanaan awal	ky
4	16-01-2018	Ke pembimbing II	ky
5	23-01-2018	Perbaiki spesifikasi Cover dengan	
6	24-01-2018	Kata Pengantar, bentuk gambar dan kinematik	
		Data spesifikasi Tugas Akhir	
7	13-3-2018	Acc, kembali Acc, bisa seminar	

**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UMSU
TAHUN AKADEMIK 2017 - 2018**

Peserta Seminar

Nama : Herfin Cahya Kusuma
 NPM : 1307230219
 Judul Tugas Akhir : Perencanaan cake Breaker Screw Conveyor Pemisah Inti Kelapa Sawit Dengan Kapasitas 60 Ton / Jam.

DAFTAR HADIR	TANDA TANGAN
Pembimbing - I : Ir.H.Arif Amiruddin.M.Si	
Pembimbing - II : Ir.Zulkifli A.M	
Pembanding - I : Muhammad Yani.S.T.M.T	
Pembanding - II : Bekti Suroso.S.T.M.Eng	

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1207230190	GANUDIAN ANDIKA PULFA	
2	1307230245	M GEMILANG PRATIWI P.	
3	1307230070	EDI GUSTAWAN	
4	ALUMNI	DINO BRYANSYAH, S.T	
5	ALUMNI	FAHROZI RAUH, S.T.	
6	1307230159	YOKI ANOKA LANIAGO	
7	1307230087	ROY CHARIN	
8	116734128	ANILA SATEI HAFDIANSYAH	
9	1307230223	M-JAMILUL CHOIR	
10	1307230215	ATSI PRADANA	

Medan, 23 Ramadhan 1439 H
08 Jun 2018 M

Ketua Prodi. T Mesin


Affandi.S.T



DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

NAMA : Herlin Cahya Kusuma
NPM : 1307230219
Judul T.Akhir : Perencanaan Cake Breaker Screw Conveyor Pemisah Inti Kelapa Sawit Dengan Kapasitas 60 Ton / Jam.

Dosen Pembimbing - I : Ir.H.Arifis Amiruddin.M.Si
Dosen Pembimbing - II : Ir.Zulkifli A.M
Dosen Pemanding - I : Muhammad Yani.S.T.M.T
Dosen Pemanding - II : Bekti Suroso.S.T.M.Eng

KEPUTUSAN

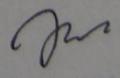
1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :
..... Perbaikan (lihat Pada Masalah Skripsi)
.....
.....
3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :
.....
.....
.....

Medan 23 Ramadhan 1439H
08 Juni 2018 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin


Affandi, S.T

Dosen Pemanding- II


Bekti Suroso.S.T.M.Eng

DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

NAMA : Herlin Cahya Kusuma
NPM : 1307230219
Judul T.Akhir : Perencanaan Cake Breaker Screw Conveyor Pemisah Inti Kelapa
Sawit Dengan Kapasitas 60 Ton / Jam.

Dosen Pembimbing - I : Ir.H.Arifis Amiruddin.M.Si
Dosen Pembimbing - II : Ir.Zulkifli A.M
Dosen Pembanding - I : Muhammad Yani.S.T.M.T
Dosen Pembanding - II : Bekti Suroso.S.T.M. *Eng*

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :
lihat pada draft skripsi
.....
.....
.....
3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :
.....
.....
.....

Medan 23 Ramadhan 1439H
08 Juni 2018 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin

Affandi.S.T


Dosen Pembanding- I
Muhammad Yani.S.T.M.T
Muhammad Yani.S.T.M.T

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA

Saya yang bertanda tangan dibawah ini

Nama : Herlin Cahya Kusuma
Tempat/Tgl Lahir : Langkat, 27 Maret 1995
NPM : 1307230219
Bidang Keahlian : Alat Berat
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara
(UMSU)

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan tugas sarjana (skripsi) saya ini yang berjudul :

**PERENCANAAN CAKE BRAKER SCREW CONVEYOR
PEMISAH INTI KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS 60
TON/JAM.**

Bukan merupakan plagiarisme, penjiplak hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya, karna hubungan material maupun non material, ataupun segala kemungkinan yang lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis tugas akhir saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidak sesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh tim Fakultas yang dibentuk untuk verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi mengahatkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 2018

Saya yang menyatakan


HERLIN CAHYA KUSUMA

ABSTRAK

Pada dunia industri khususnya pada bagian pesawat pengangkut dan pemindahan bahan serta pendistribusian bahan, keberadaan mesin pemindahbahandan pengangkut bahan memegang peranan yang sangat penting, penggunaan alat pemindah dan pengangkut bahan sangat membantu kelancaran suatu proses produksi. Jenis mesin pemindah dan pengangkut bahan dalam sebuah pabrik harus dipilih dengan proses produksi yang ideal. Bagaimana cara merencanakan kembali Cake Breaker Screw Conveyor pemisah inti kelapa sawit menjadi kapasitas yang lebih besar agar seluruh orderan dari dalam maupun luar dapat di terima di PKS. Metode melakukan survey adalah dengan cara melakukan survey ataumelihat secara langsung di pabrik kelapa sawit (PKS) di PT. Langkat Nusantara Kepong, Jl.Gohor lama, Stabat, Kabupaten Langkat, Provinsi Sumatera Utara. Di lihat dari hasil perencananaan yang dilakukan maka didapat berat dari material tumpukan permeter adalah 3,8 kg/m, jenis material yang diangkut adalah inti kelapa sawit yang berat maksimum sebuah inti dengan pengukuran harga rata-rata material yang diangkut adalah (0,6 gram). Untuk kapasitaas angkut maksimum Cake Breaker Screw Conveyor ini setelah direncanakan adalah 60 ton TBS/jam dengan lebar Rumah Conveyor yang direncanakan addalah (655 mm) dan panjang lintasan (17 m)dan juga kecepatan putaran Elektromotor penggerak di peroleh (1500rpm) dan daya motor penggerak sebesar (22 Kw)

Kata kunci: perencanaan, Cake Breaker Screw Conveyor, pemisah inti kelapa sawit, kapasitas 60 Ton TBS/Jam

KATA PENGANTAR



Assalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Puji dan syukur Alhamdulillah penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Sarjana ini dengan baik. Tugas Sarjana ini merupakan tugas akhir bagi mahasiswa Fakultas Teknik Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara dalam menyelesaikan studinya, untuk memenuhi syarat tersebut penulis dengan bimbingan dari para Dosen Pembimbing merencanakan sebuah “ **Perencanaan Cake Breaker Screw Conveyor Pemisah Inti Kelapa Sawit Dengan Kapasitas 60 TON/ JAM**”.

Shalawat serta salam penulis sampaikan kepada Nabi Muhammad SAW yang telah membawa umat muslim dari alam kegelapan menuju alam yang terang menderang. Semoga kita mendapat syafa'atnya di yaumul akhir kelak amin yarabbal alamin.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan dan masih banyak kekurangan baik dalam kemampuan pengetahuan dan penggunaan bahasa. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari pembaca.

Dalam penulisan Tugas Sarjana ini, penulis banyak mendapat bimbingan, masukan, pengarahan dari Dosen Pembimbing serta bantuan moril maupun

material dari berbagai pihak sehingga pada akhirnya penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana ini.

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua tercinta, Ayahanda Sukardi dan Ibunda Jumikem yang telah banyak memberikan kasih sayang, nasehatnya, doanya, serta pengorbanan yang tidak dapat ternilai dengan apapun itu kepada penulis selaku anak yang di cintai dalam melakukan penulisan Tugas Sarjana ini.
2. BapakMunawar Alfansury Siregar, S.T., M.T selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
3. Bapak Ir. Arfis Amirruddin, M.Si selaku Dosen Pembimbing I Tugas Sarjana ini.
4. Bapak Ir. Zulkifli A.M selaku Dosen Pembimbing II Tugas Sarjana ini.
5. Bapak Khairul Umurani, S.T., M.T selaku Wakil Dekan III Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
6. Bapak Affandi, S.T selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
7. Bapak Chandra A Siregar, S.T., M.T selaku Sekretaris Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
8. Bapak Pimpinan, Staff dan Karyawan PT. Langkat Nusantara Kepong, Stabat yang telah membantu untuk menyelesaikan Tugas Sarjana ini.
9. Seluruh Dosen dan Staff Pengajar di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah

banyak memberikan masukan dan dorongan dalam menyelesaikan Tugas Sarjana ini.

10. Kepada rekan-rekan seperjuangan mahasiswa, AgungRahmannur S.T,Hidayat TriSusilo S.T,Muhammad Jamilul Choir, Ari Pradana, Muhammad Yudi Program Studi Teknik Mesin khususnya kelas C1Pagi.

11. Para sahabat tercinta Diah Furwanti, Bg alam, indri Kurniawati yang telah banyak membantu dan memberikan semangat kepada penulis dengan memberikan masukan-masukan yang bermanfaat selama proses perkuliahan maupun dalam penulisan Tugas Sarjana ini.

Akhir kata penulis mengharapkan semoga Tugas Sarjana ini dapat bermanfaat bagi kita semua dan semoga Allah SWT selalu merendahkan hati atas segala pengetahuan yang kita miliki.Amin ya rabbal alamin.

Wassalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Medan, September 2018
Peneliti

HERLIN CAHYA KUSUMA

NPM : 1307230219

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN I	
LEMBAR PENGESAHAN II	
LEMBAR SPESIFIKASI	
LEMBAR ASISTENSI	
ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR ISI	v
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL	viii
DAFTAR SIMBOL	ix
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan Penelitian	3
1.5. Manfaat Perencanaan	3
1.6. Sitematika Penelitian	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Landasan Teori	5
2.2. Pesawat Pengangkut	5
2.3. Klasifikasi Pesawat Pengangkut	6
2.4. Cara Kerja (<i>Cake Breaker Screw Conveyor</i>)	12
2.5. Bagian – Bagian Utama (<i>Cake Breaker Screw Conveyor</i>)	14
2.5.1. Poros	14
2.5.2. Spesifikasi Screw	15
2.5.3. Persamaan – Persamaan (<i>Ulir Conveyor</i>)	15
2.5.4. Motor Penggerak	18
2.5.5. Sistem Transmisi	18
2.5.6. Bantalan	20
2.5.7. <i>Hanger</i> (Gantungan)	22
2.6. Persamaan Untuk Menghitung (<i>Cake Breaker Screw Conveyor</i>)	23
BAB 3 METODE PENELITIAN	
3.1. Tempat Dan Waktu	26
3.2. Material Yang Diangkut	27
3.3. Teknik Pengumpulan Data	28
3.4. Metode Perencanaan	28

3.4.1. Diagram Alir Perencanaan	30
---------------------------------	----

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Daya Motor Yang Ditransmisikan	31
4.1.1. Perencanaan Diameter Ulir Konveyor	33
4.2. Tenggangan – Tenggangan Yang Terjadi Pada Ulir	37
4.3. Perencanaan Lebar Rumah Konveyor (<i>Trough U Atau Palung</i>)	38
4.4. Perencanaan Sistem Transmisi Untuk Konveyor	38
4.5. Perencanaan Transmisi Roda Gigi II Dan III	39
4.6. Perencanaan Transmisi Roda Gigi III Dan IV	40
4.7. Perhitungan Roda Gigi Lurus	41
4.7.1. Roda Gigi I	41
4.7.2. Roda Gigi II	43
4.7.3. Roda Gigi III	45
4.7.4. Roda Gigi IV	46
4.8. Perencanaan Poros Pada Roda Gigi	53
4.8.1. Perencanaan Poros I	53
4.8.2. Perencanaan Poros 2	55
4.8.3. Perencanaan Poros 3	57
4.9. Perhitungan Bantalan	59

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan	65
5.2. Saran	66

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Konveyor sabuk (<i>Belt Conveyor</i>)	6
Gambar 2.2 Konveyor rantai (<i>Chain Conveyor</i>)	8
Gambar 2.3 Konveyor keranjang (<i>Bucket Conveyor</i>)	9
Gambar 2.4 Rol Konveyor (<i>Roller Conveyor</i>)	10
Gambar 2.5 <i>Cake Breaker Screw Conveyor</i>	11
Gambar 2.6 Ulir Conveyor	15
Gambar 2.7 Motor penggerak	18
Gambar 2.8 Roda gigi	19
Gambar 2.9 Skrup konveyor (<i>Screw Conveyor</i>)	21
Gambar 2.10 Bantalan gelinding	21
Gambar 2.11 Gantungan (<i>Hanger</i>)	23
Gambar 4.1 Ulir Konveyor	33

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi perencanaan konveyor	13
Tabel 2.2 Faktor dinamis fv	19
Tabel 2.3 Ukuran-ukuran utama roda gigi	20
Tabel 3.1 Jadwal kegiatan	27
Tabel 4.1 Faktor-faktor koreksi daya fc	31
Tabel 4.4 Catalog bearing (Batalan)	

DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan	Satuan
C	Kapasitas beban dinamis	Kg
C _m	Faktor momen lentur = 1,5 – 2,0 (diambil 2,0)	
C ₁	Faktor Koreksi terhadap momen puntir yang terjadi, kejutan harga C _m = 1,0 – 1,5 (diambil 1,5)	Cm
d	Diameter besar ulir	mm
d _r	Diameter kecil ulir	mm
D _s	Diameter Poros	mm
F	Gaya	N
F _b	Beban lentur	Kg/mm ²
F _c	Faktor koreksi daya	
F _f	Gaya gesek	Kg
f _n	Faktor kecepatan	
Fr	Gaya tekan	Kg
Ft	Gaya tangensial	Kg
Fv	Faktor dinamis	
h	Tinggi sisi ulir	mm
Kt	Momen puntir	Kg
L	Panjang lintasan konveyor	mm
L _h	Umur bantalan	Rpm
m	Modul gigi	Rpm
n	Putaran	Rpm
n ₁	Putaran poros 1	Rpm
n ₂	Putaran poros 2	Rpm
p	Beban ekivalen dinamis	Kw
Pd	Daya rencana	Ton/Jam
Q	Kapasitas konveyor	m
Q _m		

T	Jumlah muatan per meter kg	Kg/mm
T _a	Momen torsi	Kg/mm ²
T _b	Tegangan geser izin	Kg/mm ²
V	Kekuatan tarik bahan	m/s
Y	Kecepatan dorong	
Z	Faktor bentuk gigi	
Z ₁	Jumlah gigi	Rpm
Z ₂	Putaran roda gigi 1	Rpm
	Putaran roda gigi 2	

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1.Latar Belakang

Pada dunia industri khususnya pada bagian pesawat pengangkut dan pemindahan bahan serta pendistribusian bahan, keberadaan mesin pemindahbahan dan pengangkut bahan memegang peranan yang sangat penting, penggunaan alat pemindah dan pengangkut bahan sangat membantu kelancaran suatu proses produksi

Jenis mesin pemindah dan pengangkut bahan dalam sebuah pabrik harus dipilih dengan proses produksi yang ideal. Pemindah dan pengangkutan bahan secara berkesinambungan dengan jumlah yang tetap, akan sulit dilakukan jika hanya mengandalkan tenaga manusia, sehingga adanya alat ini dapat memudahkan semua produksi dapat berjalan lancar, pemakaian tenaga manusia yang efisien dan mengurangi biaya produksi serta penghematan waktu.

Salah satu diantaranya peralatan yang dipergunakan didalam pabrik kelapa sawit adalah *Cake Breaker Screw Conveyor*. Didalam hal ini kepastian keamanan struktur, kapasitas, dan pengoperasiannya dalam memenuhi kebutuhan pabrik sangatlah mutlak untuk memerlukan kepastian secara eksak (pasti), untuk menjamin kelancaran operasi pabrik tersebut di perlukan suatu perencanaan *Cake Breaker Screw Conveyor* secara detail, sebagai pertanggung jawaban perencanaan dan untuk dapat melatih mahasiswa dalam bidang perencanaan mesin. Didalam pabrik kelapa sawit (PKS) sangatlah begitu pesat akan perkembangan pada kontribusinya.

Dalam hal ini dapat menuntun kita untuk berpikir didalam merencanakan serta membuat sarana dan prasarana pabrik sesuai dengan kebutuhan pabrik tersebut, sehingga memperoleh hasil yang *optimal*. Dari hasil sebuah survey yang penulis dapatkan pada PTPN LNK Stabat, perkembangan perkebunan rakyat yang bukan pemerintah (*Non Government*) di sekitar perkebunan kelapa sawit PTPN berkembang sangat begitu pesat, yang menyebabkan pemilik perkebunan kelapa sawit rakyat tersebut sangat sering mengirim beberapa hasil panen kebun mereka kepada PTPN LNK Stabat, apabila PTPN LNK Stabat menerima seluruh orderan maka PKS LNK Stabat harus memperbesar kapasitas operasioalnya, maka penulis bertujuan merencanakan salad satu alat yang ada di PKS Stabat yaitu *CakeBreaker Screw Conveyor* untuk dirancang kembali dengan kapasitas yang lebih besar,dengan kapasitas 60 ton TBS/Jam.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana cara merencanakan kembali *Cake Breaker Screw Conveyor* menjadi kapasitas yang lebih besar agar seluruh orderan dari dalam maupun luar dapat di terima di perusahaan ini.

1.3. Batasan Masalah

Didalam perencanaan ini direncanakan satu unit *cake breaker screw conveyor* yang akan digunakan untuk mengangkat biji (*nut*) dan ampas (*fiber*) dengan arah horizontal sebagai berikut :

1. Merancang konstruksi komponen – komponen utama untuk mengetahui umur kekuatan tegangan pada mesin *Cake Breaker Screw Conveyor*
2. Untuk memahami sistem kerja (*performance*) *Screw Conveyor* seperti kecepatan *Screw*, dan panjang lintasan *Screw Conveyor*.

1.4. Tujuan penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui cara merencanakan kembali *Cake Breaker Screw Conveyor* untuk pabrik kelapa sawit dengan kapasitas yang lebih besar.

1.5. Manfaat Penelitian

Adapun beberapa manfaat penelitian dari *Cake Breaker Screw Conveyor* ini adalah:

1. Dapat menambah pengetahuan serta pemahaman tentang perencanaan *Cake Breaker Screw Conveyor* pemisah inti kelapa sawit dan aspek-aspek yang digunakan pada mesin itu sendiri.
2. Bagi dunia Akademik dapat digunakan sebagai referensi – referensi mengenai tentang merencanakan kembali dan memahami sistem kerja *Cake Breaker Screw Conveyor*.

1.6. Sistematika Penulisan

Dalam penulisan ini, penulis mengacu pada prinsip dasar metode perencanaan, adapun sistematika yang ada dalam penulisan ini adalah sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Pada bab ini mencakup tentang latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat penelitian, dan sistematika penulisan.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini mencakup tentang tinjauan pustaka, bagian-bagian, cara kerja dan persamaan-persamaan rumus dalam perancangan *cake breaker screw conveyor*.

BAB 3 METODE PENELITIAN

Perencanaan konstruksi adalah dengan cara pemilihan material yang dapat berdasarkan konstruksi mesin dan diagram alir penelitian

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini mencakup tentang analisa data serta hasil-hasil perhitungan untuk perencanaan *cake breaker screw conveyor*.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini mencakup tentang kesimpulan dan saran seluruh pembahasan

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Landasan Teori

Mengenai kajian pustaka alat dan gambar merupakan suatu hal yang mendasari sebagai acuan dalam merencanakan suatu mesin *Cake Breaker Screw Conveyor* dengan kapasitas 60 Ton/jam. Dengan adanya mesin ini dapat mempermudah pekerjaan manusia dan mengurangi biaya produksi pengangkutan bahan yang lebih efisien. Adapun beberapa jenis mesin pengangkut bahan untuk membantu proses kelancaran perusahaan diantaranya sebagai berikut:

2.2. Pesawat Pengangkut

Pada suatu industri tertentu pesawat pengangkut merupakan salah satu peralatan yang digunakan untuk memindahkan beban tumpukan (*Bulk Loading*) yang dilakukan secara seimbang dengan jarak relatif jauh, beberapa contoh dalam klasifikasi *bulk load* adalah buah kelapa sawit, biji buah kelapa sawit dan ampas kelapa sawit (*Fiber*).

Pemilihan jenis pesawat pengangkut yang tepat untuk memindahkan beban tumpukan (*Bulk Loading*), akan meningkatkan efisiensi proses, sehingga dapat mencapai tujuan yang maksimal terutama ditinjau dari segi ekonomi dan waktu.

Jenis pesawat pengangkut dan pemisah bahan, *Cake Breaker Screw Conveyor* yang membantu material berupa beban tumpukan (*Bulk Load*) dengan berputarnya poros *Screw* yang berupa lempeng sebagai pendorong material.

Plat yang terletak pada poros ini berfungsi sebagai pendorong yang berbentuk ulir (*Screw*) sehingga material *Nut* dan *Fiber* dapat diangkat, dipisahkan dan dipindahkan.

.3. Klasifikasi Pesawat Pengangkut

Jenis pesawat pengangkut yang tersedia sangat banyak dan masing masing pesawat pengangkut mempunyai kelebihan dan kekurangan, misalnya dari keunggulan rancangan, komponen-komponen arah pengangkutan dan jenis material yang diangkut. Pesawat pengangkut diklasifikasikan berdasarkan beberapa karakteristiknya (Rancangan,Kegunaan,Tipe,Penggerakan).

a. Belt Conveyor

Belt conveyor seperti gambar 2.1.merupakan jenis *conveyor* sabuk, dan sabuknya salah satu dari komponen utama, sabuk ini digunakan untuk memindahkan material berupa tumpukan (*bulk*), sistem ini digunakan dalam kondisi horizontal yang sering kita lihat di pabrik atau di industri elektronik.



Gambar 2.1.Belt Conveyor

1. Kelebihan Belt Conveyor

Adapun kelebihan dari *Belt Conveyor* adalah sebagai berikut :

- a) Fleksibel dalam penggunaan, bisa datar / miring

- b) Desain sederhana
- c) Tingkat kebisingan rendah
- d) Proses terus-menerus (*kontinyu*)
- e) Mampu membawa beban berkapasitas besar
- f) Daya yang dibutuhkan kecil
- g) Bisa diatur kecepatan sabuk sehingga didapatkan material yang dipindahkan per jamnya

2.Kelemahan Belt Conveyor

Adapun kelemahan dari *belt conveyor* adalah sebagai berikut :

- a) Kemiringan terbatas ($< 15 - 20^\circ$)
- b) Hanya bisa dipasang lurus
- c) Perawatan mahal
- d) Sabuk rentan rusak

b. Konveyor Rantai (*Chain Conveyor*)

Konveyor rantai seperti gambar 2.2. Merupakan jenis yang banyak digunakan pada pabrik-pabrik, yang berfungsi untuk memindahkan bahan dan produk-produk tertentu dari satu tempat ke tempat lain yang dituju. Penggunaan konveyor ini yang pada umumnya di letakan pada bahan jalur pabrik untuk mengangkut dan memindahkan produk menuju ke proses yang selanjutnya, dan dengan kapasitas yang besar.



Gambar : 2.2. Chain Conveyor

1. Kelebihan Chain Conveyor

Adapun kelebihan dari *Chain Conveyor* adalah sebagai berikut :

- a) Dapat beroperasi dengan kemiringan hingga 25°
- b) Kapasitas pengangkutan hingga 100 ton / jam
- c) Kecepatan maksimum 100 ft/jam

2. Kelemahan Chain Conveyor

Adapun kelemahan dari *Chain Conveyor* adalah sebagai berikut :

- a) Kecepatan yang relatif rendah
- b) Kapasitas pengangkutan yang kecil
- c) Hanya satu arah gerakan

c. Konveyor keranjang (*Bucket Conveyor*)

Bucket Conveyor seperti gambar 2.3. Merupakan salah satu alat transportasi material yang jarang digunakan pada industri-industri menengah ataupun atas, daya angkat dari sistem ini tergantung dari besar yang ada pada sistem konstruksinya.



Gambar : 2.3. Bucket Conveyor

1. Kelebihan Bucket Conveyor

Adapun kelebihan dari *bucket conveyor* adalah sebagai berikut :

- a) Bisa digunakan untuk kemiringan curam / tegak lurus sampai 50 m
- b) Harga murah karena pemakaian energi kecil
- c) Tempat lebih sempit
- d) Dapat digunakan untuk macam-macam material (kering, lengket atau basah)

2. Kelemahan Bucket Conveyor

Adapun kelemahan dari *bucket conveyor* adalah sebagai berikut :

- a) Bahan yang diangkut bisa saja jatuh ke bawah
- b) Tidak bisa digunakan untuk jalur berbelok
- c) Kebersihan bahan yang diangkut tidak terjaga
- d) Kecepatan rendah

d. Roller Conveyor

Roller Conveyor seperti pada gambar 2.4. Merupakan salah satu transportasi yang berjalan. Roller ini biasanya terbuat dari tabung baja yang

didalamnya terdapat Bearing, ini mempunyai konstruksi yang dapat berbelok sesuai dengan kebutuhan. Desain dimensi juga harus dipertimbangkan agar sesuai dengan dimensi unit yang akan ditransportasikan. Dalam beberapa kasus dimensi unit yang lebih lebar dari dimensi lebar roller masih diperbolehkan.

Roller conveyor hanya bisa memindahkan barang yang berupa unit dan tidak bisa memindahkan barang yang berbentuk *bulk* atau butiran. Sistem ini digunakan untuk mengangkut material kemasan dan tiap kemasan tidak boleh melebihi kekuatan putar Roller.



Gambar : 2.4. Roller Conveyor

1. Kelebihan Roller Conveyor

Adapun kelebihan dari *roller conveyor* adalah sebagai berikut :

- a) Bisa mentransformasikan pada kemiringan tertentu
- b) Bisa mentransportasikan barang dari satu tingkat ke tingkat yang lain.
- c) Roller conveyor juga bisa membelokkan jalur yang belokkannya sangat tajam.

2. Kelemahan Roller Conveyor

Adapun kelemahan dari *roller conveyor* adalah sebagai berikut :

- a) Benda yang diangkat bisa saja jatuh melalui rol atau menjadi canggung
- b) Tidak bisa memindahkan barang yang berbentuk bulk atau butiran
- c) Kebersihan bahan yang diangkat tidak terjaga
- d) Dimensi sistem juga harus sesuai agar dimensi unit yang akan di transportasikan.
- e) Kecepatan rendah

e. Cake Breaker Screw Conveyor

Cake Breaker Screw Conveyor seperti gambar 2.5. Dan juga berdasarkan keterangan diatas maka di pilihlah alat *Cake Breaker Screw Conveyor* yang membantu material berupa tumpukan (*Bulk Load*) dengan berputarnya pada poros lempeng yang berfungsi sebagai pendorong, pemisah dan pemindah bahan ke *depericarper* dan ke *fibre cylone*.

Plat yang terletak pada poros ini berfungsi sebagai pendorong yang berbentuk ulir (*Screw*) hingga material *Nut* dan *Fiber* dapat diangkat, dipisahkan, dan dipindahkan untuk di proses.



Gambar : 2.5. Cake Breaker Screw Conveyor

Dalam perencanaan konveyor ini banyak yang harus di perhitungkan dari semua komponen yang tergabung dalam sistem tersebut.

Bagian-bagian utama yang direncanakan adalah sebagai berikut :

- a). Poros
- b). Screw
- c). Motor penggerak
- d). Sistem transmisi
- e). Bantalan
- f). *Hanger*
- g). *Trough* U atau palung (rumah konveyor)
- h). Roda gigi

2.4. Cara Kerja Cake Breaker Screw Conveyor

Sumber daya *Cake Breaker Screw Conveyor* dan putaran *Cake Breaker Screw Conveyor* berasal dari motor, akan diteruskan atau dipindahkan ke roda gigi (*gear box*) dengan menggunakan *transmisi*, poros 1 berputar *screw* terpasang pada poros dan berputar dalam suatu saluran yang berbentuk U (*through*) tanpa menyentuhnya sehingga *screw* mendorong material ke *Trough* berjalan agar tidak tumpah bergerak meneruskan putaran dan daya ke poros 2 dengan *transmisi* roda gigi. Pada poros 2 juga dipasang *screw* serta adanya 5 unit *hanger* yang terpasang pada setiap poros dan *screw* agar menopang putaran poros dapat berputar secara stabil pada alurnya yang terbuat dari besi untuk mengangkat biji (*nut*) sehingga bila roda gigi dan *Screw* bergerak maka biji – biji / Nut akan diteruskan ke mesin *screw press*.

Tabel 2.1 spesifikasi perencanaan konveyor yang diambil dari lapangan sebagai berikut:

Spesifikasi konveyor	
Jenis konveyor	Conveyor Screw
Jenis material yang digunakan	Nut dan Fiber (serabut)
Kapasitas konveyor	60 ton/jam
Panjang lintasan konveyor	17 m
Konstruksi konveyor	
Daya motor penggerak	10 hp
Putaran motor penggerak (Nm)	1500 rpm
Putaran motor penggerak (Np)	70 rpm
Diameter poros penggerak (Ds)	62,72 mm
Tebal plat ulir konveyor	5 mm
Jari – jari ulir (mm)	500 mm
Lebar rumah konveyor	655mm
Sistem transmisi	
Diameter Poros I	30 mm
Diameter poros II	53 mm
Diameter poros III	75 mm
Diameter poros III	53 mm
Bantalan	Bantalan gelinding
Jenis bantalan	Peluru baris tunggal
Nomor bantalan	6200

Perawatan Screw Konveyor	
Pembersihan	Rumah dan Screw
Sistem transmisi roda gigi	SAE (<i>Society Of Autotive Engginers</i>)

2.5. Bagian-bagian utama *Cake Breaker Screw Conveyor*

2.5.1. Poros

Poros merupakan bagian terpenting dari setiap mesin, hampir semua mesin menentukan tenaga bersama dengan putaran dalam satu transmisi yang di pegang oleh poros.

Dalam perencanaan ini poros meneruskan tenaga bersama dengan putaran sebuah *Depericarper*, yang berfungsi untuk menghisap material *Fiber*, berdasarkan berat jenis material, adapun material yang lebih ringan dari *Nut* akan di hisap oleh *Fiber Cylone*, sedangkan *Nut* yang lebih berat akan masuk kedalam *PolishingDrum* yang berfungsi untuk memisahkan *Fiber* yang melekat pada *Nut* di *Depericarper*. Alat ini berbentuk drum berputar dan berlubang lubang, jika Nut masuk ke dalam alat ini maka akan terpoles akibat putaran drumnya sehingga *Fiber* yang masih melekat pada *Nut* menjadi terlepas pada cangkangnya.

Dalam perancangan ini *Cake Breaker Screw Conveyor* menggunakan poros berlubang (*Hollow Shaft*) yang di perkirakan akanmengalami beban yang lentur akibat panjang lintasan.

Adapun rumus-rumus yang digunakan dalam perancangan poros ini adalah untuk mencari diameter poros (Sularso, KiyokatsuSuga1987) adalah sebagai berikut:

$$D_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T \right]^{1/3} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana:

D_s = Diameter poros

τ_a = Tegangangeser (kg/mm^2)

K_t = Faktor koreksi

C_b = Faktor pembebanan lentur

T = Momen torsi (kg.mm)

2.5.2. Spesifikasi Screw

Pd = daya motor yang direncanakan

Pd = 22 kw

$\eta_{\text{rek-total}}$ = efisiensi mekanisme pengangkat sebesar 0,98

Daya motor penggerak(p) = 10 Hp

Putaran motor penggerak(n) = 1500 rpm

Diameter besar ulir(d) = 500 mm

Diameter rata – rata (dm) = 112,2 mm

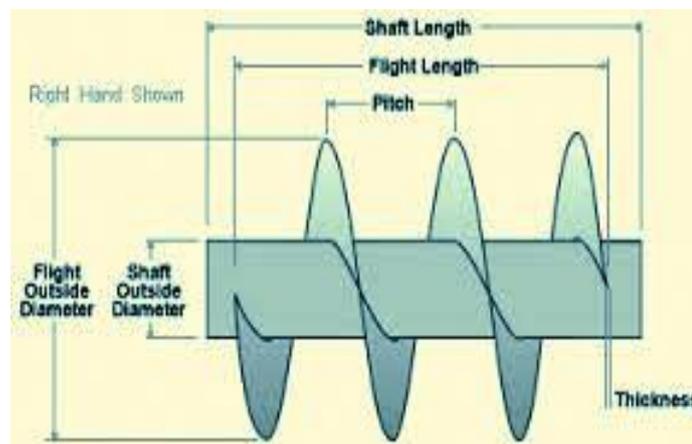
Diameter kecil ulir (dr) = 41,6 mm

Jarak antara puncak ulir(P) = 47cm = 0,47 m

Tinggi sisi ulir(h) = 5,5 cm = 55mm

2.5.3. Persamaan-persamaan Ulir *Screw Conveyor*

Dimensi Screw Conveyor dapat seperti gambar dibawah ini :



Gambar 2.6. Ulir Conveyor

Bentuk dari sebuah plat dengan bentuk cincin/ring seperti gambar di atas dengan di mesin sebagai berikut :

Diameter dalam 41,6 mm

Diameter luar 500 mm

1. Menurut (Sularso, KiyokatsugaSuga 1987) momen torsi dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$T = 9,74 \times 10 \frac{pd}{n} (\text{kg/mm})$$

T = momen torsi

n = daya motor yang di transimiskan

2. Diameter rata-rata (dm) ini dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$dm = d - \frac{15}{12h} \dots\dots\dots (2.2)$$

dm = diameter rata - rata

3. Diameter kecil (dr) dapat dihitung dengan rumus :

$$dr = \frac{d}{12} \dots\dots\dots (2.3)$$

dr = diameter kecil

4. Kecepatan dorong muatan (V) dapat dihitung dengan rumus :

$$V = \frac{pxn}{60} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana n = Putaran poros penggerak konveyor (rpm).

Masa muatan parameter Screw adalah :

$$qm = \frac{Q}{36 v} (\text{kg / mm}) \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

qm =jumlah muatan per meter (kg /m)

Q =Kapasitas konveyor (Ton / jam)

V = kecepatan dorong

5. Gaya aksial yang terjadi pada Screw dapat dicari dengan rumus menurut (Sularso, Kiyokatsuga Suga 1987) adalah sebagai berikut :

$$F = qm.L.f.....(2.6)$$

qm = jumlah muatan permeter kg / m

L = panjang lisntasan konveyor

f = gaya gesek material = 0,85 (direncanakan)

6. Tegangan geser yang terjadi pada sisi ulir dapat dicari dengan rumus menurut (Joseph E,Shigley. Larry D,Mitcheel 1983) adalah sebagai berikut :

$$r = \frac{2.F}{\pi.dr.h}(\text{ kg / m }).....(2.7)$$

F = gaya yang diterima oleh ulir

h = tinggi sisi ulir = 5,5 cm = 55 mm

dr = diameter kecil ulir = 4,16 cm

7. Tegangan geser yang terjadi pada dasar ulir dapat dicari dengan rumus menurut (Sularso, Kiyokatsuga Suga 1987) adalah sebagai berikut :

$$R = \frac{2.F}{\pi.d.h}.....(2.8)$$

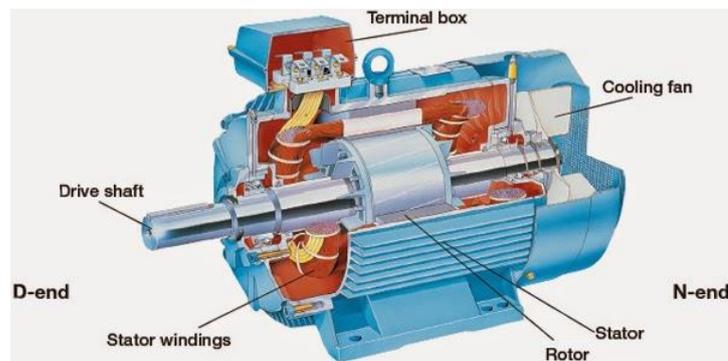
F = gaya yang diterima oleh ulir

$h = \text{tinggi ulir} = 5,5 \text{ cm} = 55 \text{ mm}$

$d = \text{diameter besar ulir} = 50 \text{ cm} = 50 \text{ mm}$

2.5.4. Motor Penggerak

Dalam perencanaan *Cake Breaker Screw Conveyor* ini digunakan tenaga *Electromotor* (motor listrik) poros motor penggerak ini di rangkaian dengan sistem transmisi roda gigi yang mana dari sistem ini mengalami reduksi daya, atau di sebut dengan perubahan daya, dan putaran dari motor listrik lalu ke poros penggerak Conveyor.



Sumber :<http://2.bp.blogspot.com/article-2012r-ev-drive-electronics-.jpg>

Gambar 2.7. Motor Penggerak

2.5.5. Sistem transmisi

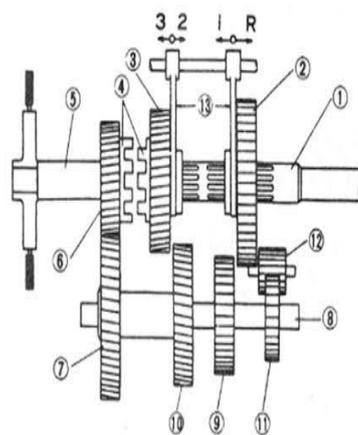
Pada perencanaan konveyor ini sistem atau pemindah daya memakai suatu mekanisme roda gigi lurus dimana dari fungsi roda gigi lurus ini adalah untuk mereduksikan putaran ke poros-poros penggerak konveyor sebagai pendorong kinerja dari suatu *Conveyor*. Roda gigi yang disebut roda gigi lurus dimana lingkaran jarak bagi yang berdiameter (z.m) mengelinding tanpa slip pada garis datum batang gigi dasar.

1. Roda Gigi Lurus

Untuk menstrasmisikan daya yang besar maka digunakan dengan roda gigi lurus.Keunggulan memnggunakan roda gigi yang lebih ringkas, putarannya lebih tinggi dan tepat dengan daya lebih besar.

Adapun sistem transmisi ini agar dapat berfungsi dengan optimal yang akan perlu di perhatikan perbandingan (I) yang meliputi daya rencana (pd). Dan adapun perbandingan transmisi ini dapat di hitung dengan menggunakan rumus menurut (Sularso,KiyokatsuSuga1987) adalah sebagai berikut :

$$I = (n_1 / n_2) \times (z_2 / z_1) \text{ (rpm)}$$



- (1) Output shaft
- (2) Low & reverse sliding gear
- (3) Second sliding gear
- (4) Clutch
- (5) Input shaft
- (6) Clutch gear
- (7) Countershaft drive gear
- (8) Countershaft
- (9) Low speed gear
- (10) Second gear
- (11) Reverse gear
- (12) Reverse idler gear
- (13) Gear shift fork

Sumber :<https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcTVQsyf112qp>

Gambar 2.8. Roda Gigi

Tabel 2.2 Faktor dinamis f_v

Kecepatan rendah $v = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3+v}$
Kecepatan sedang $v = -20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6+v}$

Kecepatan tinggi $v = 20 - 50$ m/s	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$
------------------------------------	------------------------------------

Sumber : Sularso, Kiyokatsuga Suga 1987

Tabel 2.3. ukuran-ukuran utama roda gigi

Jarak bagi	$t_{01} = m \cdot \pi$
Tebal gigi	$t_{g1} = \frac{p_1}{2}$
Lebar gigi	$b_1 = 2 \cdot \pi \cdot m$
Tinggi kepala gigi (adendum)	$h_k = m = 2$ mm
Tinggi kaki gigi (dedendum)	$h_f = 1,25 m = 2,5$ mm
Tinggi profil gigi	$h = h_{k1} + h_{f1}$
Kelonggaran puncak gigi	$C_k = 0,25$ mm
Diameter Lingkaran jarak bagi	$d_{01} = m \cdot Z_1$
Diameter Lingkaran kepala	$d_{k1} = (Z_1 + 2) m$
Diameter Lingkaran Dasar	$d_{g1} = Z_1 \cdot m \cos \alpha$

Sumber : Sularso, Kiyokatsuga Suga 1987

2. Screw

Screw adalah mekanisme yang menggunakan mekanisme skrup spiral berputar, umumnya di dalam tabung, untuk memindahkan biji- biji *Nut* atau *Fiber*. Skrup digunakan dalam berbagai aplikasi industri dan pertanian. Konveyor skrup umumnya digunakan untuk memindahkan secara horizontal atau sedikit menanjak. Bahan yang ditangani oleh konveyor skrup bervariasi, dari bahan pertanian, olahan hasil pertanian, pulp kayu, bahan bangunan, limbah, dan

sebagainya. Konveyor skrup telah digunakan sejak zaman Yunani Kuno dalam desain Skrup Archimedes.



Gambar 2.9. Screw Conveyor

2.5.6. Bantalan

Bantalan adalah elemen yang berfungsi untuk menumpu suatu proses beban sehingga putaran atau gerak baliknya dapat berfungsi secara berlangsung dan halus aman dan panjang umurnya.

Bantalan harus lebih kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen lainnya bekerja dengan baik.

Bantalan yang dapat dipakai dalam perencanaan ini adalah bantalan gelinding.



Gambar 2.10. Bantalan Gelinding

Cincin dan elemen gelinding pada bantalan umumnya terbuat dari baja bantalan karbon tinggi. Baja bantalan dapat memberikan efek stabil pada perlakuan panas baja. Baja ini dapat memberikan umur panjang dengan kehausan sangat kecil.

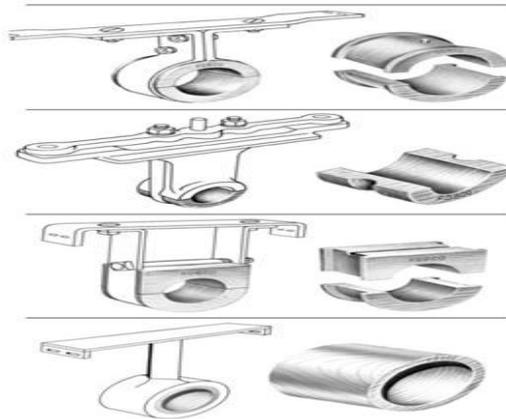
2.5.7. Hanger(Gantungan)

Hanger berfungsi memberikan dukungan, mempertahankan alignment dan bertindak sebagai permukaan bantalan.

Pada lintasan alat *Cake Breaker Screw Conveyor* unit ini terdapat 5 unit gantungan diatas setiap lintasannya yang berfungsi untuk memberikan dukungan dan menompang putaran poros agar poros dapat berputar secara stabil dan maksimal, jarak masing masing antara *hanger* 1 dengan *hanger* lainnya di lintasan konveyor ialah sekitar 4 m , dan jarak antara baut bantalan pada unit 1 *hanger* ialah 206 mm yang dimana baut bantalan tersebut berfungsi sebagai pengunci bantalan untuk menekan poros pada *hanger* agar putaran poros pada *hanger* dapat berputar secara stabil dan maksimal, dan jarak antara *hanger* dengan rumah konveyor bagian dalam ialah sekitar 275 mm

$$R = 275$$

Dimana : R = jarak



Gambar 2.11. Hanger

2.6. Persamaan Rumus untuk menghitung *Cake Breaker Screw Conveyor*

1. Untuk perhitungan beban bantalan dapat dihitung dengan rumus menurut (Sularso, Kiyokatsu Suga 1987) adalah sebagai berikut: adalah sebagai berikut :

$$P = X.Y.Fr + Y . Fa.....(2.9)$$

Dimana :

P = Beban ekivalen dinamis (kg)

X = harga-harga yang ada pada tabel baris tunggal

V = faktor beban sama dengan (1)

Fr = beban radial (kg)

Y = harga-harga yang ada pada tabel baris ganda

Fa = beban aksial

2. Daya penggerak poros yang di transmisikan dapat di hitung dengan rumus menurut (Sularso, Kiyokatsu Suga 1987) adalah sebagai berikut :

$$Pd = Fc.P (Kw).....(2.10)$$

Dimana :

Pd = daya perencanaan (kW)

Fc = faktor koreksi dari tabel

P = daya motor penggerak

3. Tegangan geser izin dapat dihitung dengan rumus menurut (Sularso, Kiyokatsu Suga 1997) adalah sebagai berikut :

$$\tau a = \frac{\tau b}{sf1 \times sf2} \text{ (kg / mm)} \dots\dots\dots (2.11)$$

τa = Tegangan geser yang di izinkan (kg / mm²)

τa = Kekuatan tarik (kg / mm²)

$sf1$ = Kekuatan yang diambil (6,0)

$sf1$ = Diberi alur pasak (2,0)

4. Gaya dorong Conveyor (F_a) dapat dihitung dengan rumus menurut (Sularso, Kiyokatsu Suga 1997) adalah sebagai berikut :

$$F_a = \frac{P}{Tg(\mu + a)} \text{ (kg)} \dots\dots\dots (2.12)$$

F_a = Gaya dorong (kg)

5. Beban ekivalen dinamis (P_r) dapat dihitung dengan rumus menurut (Sularso, Kiyokatsu Suga 1997) adalah sebagai berikut :

$$\frac{pr}{x} \times v \cdot fr + y \cdot fa \dots\dots\dots (2.13)$$

6. Beban Statis Ekivalen dapat dihitung dengan rumus menurut (Sularso, Kiyokatsu Suga 1987) adalah sebagai berikut :

$$p_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \text{ (kg)} \dots\dots\dots (2.14)$$

Dimana :

P_o = Beban radial ekivalen statis (kg)

X_o = Baris tunggal

Y_o = Baris ganda

F_r = Beban radial (kg)

F_a = Beban aksial (kg)

7. Tegangan geser yang terjadi pada sisi ulir dapat dihitung dengan rumus menurut (Joseph E, Shigley 1983) adalah sebagai berikut.

$$r = \frac{2.F}{\pi.dr.h} \text{ (kg / m)} \dots\dots\dots(2.15)$$

F = gaya yang diterima oleh ulir

h = tinggi sisi ulir = 5,5 cm = 55 mm

dr = diameter kecil ulir = 4,16 cm

8. Menurut (Hollowenko,1983) Torsi pengangkut beban dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$T = w[rm \{ \frac{\tan a + \mu / \cos \theta_n}{1 - \mu \tan a / \cos \theta_n} \} + \mu.rc] \dots\dots\dots(2.16)$$

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1. Tempat dan waktu

3.1.1. Tempat

Adapun tempat – tempat yang akan di jadikan tempat pelaksanaan penelitian ini antara lain adalah sebagai berikut :

1. Kampus Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara

Pada tempat ini penulis melaksanakan pengerjaan skripsi berupa pembimbingan dari dosen pembimbing, pengambilan refesensi di perpustakaan, study literatur untuk pencarian bahan- bahan yang berkaitan dengan skripsi bertukar pikiran dengan senior dan bimbingan skripsi.

2. PKS LNK Stabat

Pada tempat ini melakukan perencanaan data-data spesifikasi, *Performance* dan kegunaan *Cake Breaker Screw Conveyor* serta meminta bimbingan dari karyawan-karyawan PKS LNK Stabat yang berada di J.l Gohor Lama.

3.1.2. Waktu

Adapun pelaksanaan penelitian inipadapabrikkelapasawit PKS LNK Stabat pada semester sembilan tahun ajaran 2016–2017 refrensi judul agustus, padapengajuan judul pada tanggal 28 juli 2017, penulisan skripsi pada tanggal 4 agustus 2017, survei ke PKS LNK Stabat pada tanggal 23 agustus s/d 13 september 2017, pengambilan data spesifikasi 15 agustus 2017, pembuatan laporan bulan oktober s/d desember, selesai seminar pada bulan juni.

Tabel 3.1. Jadwal Kegiatan

No	KEGIATAN	BULAN /TAHUN 2017/2018								
		7	8	9	10	11	12	6	7	8
1	Refrensi Judul									
2	Pengajuan Judul									
3	Penulisan Skripsi									
4	Survei Pabrik									
5	Pengambilan data									
6	Pembuatan laporan									
7	Seminar									
8	Sidang									

3.2. Material Yang Diangkut

Berdasarkan Peninjauan efek pada konveyor dan banyaknya muatan pada material yang diangkut perlu dilakukan, dalam perencanaan konveyor, material yang diangkut adalah yang termasuk dalam klasifikasi beban tumpukan (*Bulk Load*) yaitu *Nut* dan *Fiber* (serabut) yang sudah di pisahkan dari buah kelapa sawit. Adapun faktor material yang diangkut oleh conveyor sebagai berikut :

- a) Tidak terlalu berat
- b) Material tidak *abrasive*
- c) Butiran atau gumpalan kecil
- d) Beratnya 60 lb

Bentuk dan ukuran material yang di angkut merupakan faktor penting yang berhubungan langsung dalam merencanakan efisiensi sebuah *Screw Conveyor* dari hasil perencanaan yang dilakukam, pada PKS LNK Stabat diperoleh, bahwa material biji kelapa sawit (*Nut*) dan serabut (*Fiber*) dari buah sawit yang berjenis jenis Tenera.

Kelapa sawit jenis Tenera biasa ditanam di perkebunan kelapa sawit dengan ciri-ciri :

- a) Ciri-ciri, daging buah sedang (60-96%)
- b) Tempurung tipis (3-20%)
- c) Biji sedang (3-15%)
- d) Diameter biji (8-14mm)

Jika dilihat menurut tingkat ketebalan cangkang dan daging buah, maka kelapa sawit bisa dibedakan menjadi tiga jenis. Di antaranya adalah kelapa sawit dura, kelapa sawit pisifera, dan kelapa sawit tenera. Ketiga jenis buah kelapa sawit tersebut mempunyai daging buah dan biji yang berbeda untuk menghasilkan kadar minyak yang tinggi untuk prosesnya produksi kelapa sawit.

3.3. Teknik Pengumpulan Data

Data-data sfesifikasi *Screw Conveyor* di peroleh melalui perencanaan pada lokasi yang tertera pada bab 1.2. yaitu melalui perencanaan pada sfesifikasi yang terdapat pada bagian mesin *Screw Conveyor* dan rumus rumus perancangan elemen-elemen mesin bersumber dari referensi-referensi terutama buku pesawat-pesawat pengangkat karangan hollowenko dan Sularso serta diktat dari dosen mata kuliah pesawat angkat, internet, Searcing, tinjauan lapangan dari beberapa pakar pesawat angkat.

3.4. Metode Perencanaan

Metode perencanaan ini meliputi beberapa tahap perencanaan, yaitu :

Tahap 1 : Study Literatur/Referensi

Study literatur/referensi adalah dengan cara memaparkan teori dasar serta rumus-rumus dan perhitungan-perhitungan yang berkaitan dengan *cake breaker screw conveyor*.

Tahap 2 : Melakukan Survey

Melakukan survey adalah dengan cara melakukan survey/melihat secara langsung di pabrik kelapa sawit (PKS) di PT. Langkat Nusantara Kepong, Stabat, Kabupaten Langkat, Provinsi Sumatera Utara.

Tahap 3 : Perencanaan Konstruksi

Perencanaan konstruksi adalah dengan cara pemilihan material yang dapat berdasarkan konstruksi mesin serta perhitungan komponen-komponen utama *cake breaker screw conveyor*

Tahap 4 : Pengolahan Data

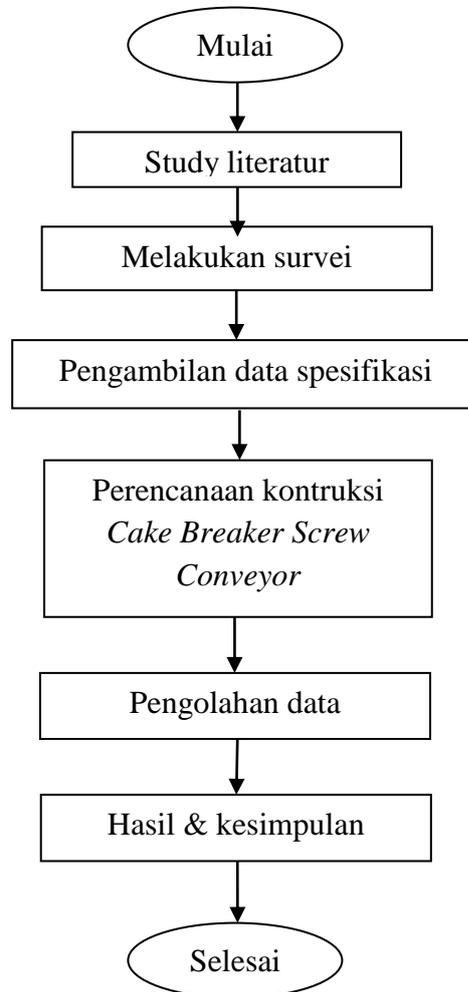
Pengolahan data adalah merupakan hasil dari kegiatan suatu pengolahan dalam bentuk tertentu atau menyimpan hasil akhir suatu pengolahan yang efektif.

Tahap 5 : Hasil Perencanaan

Dari hasil perencanaan ini akan dilakukan analisa dan kesimpulan yang akan dikonsultasikan pada pembimbing agar mendapatkan kritik dan saran yang membangun hasil yang baik.

3.4.1. Diagram Alir Perencanaan

Adapun hasil penelitian diatas dapat disimpulkan dalam diagram alir sebagai berikut:



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

4.1. Daya Motor Yang Direncanakan

Pada alat perencanaan motor penggerak untuk pengoperasian screw Conveyor ini digunakan transmisi roda gigi, daya perencanaan 22 kw dapat dari hasil survey yang dilakukan pada saat penelitian. Untuk itu pada sistem transmisi ini dipilih berdasarkan persamaan.

$$P_d = f_c \cdot (kw)$$

Tabel 4.1 Faktor – faktor koreksi daya yang akan di transmisikan f_c

Daya yang akan di rencanakan	F_c
Daya rata – rata yang di perlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang di perlukan	0,8 – 2,0
Daya normal	1,0 – 1,5

Sumber :Sularso, Kiyokatsusuga 1987.

Dimana:

P_d = daya perencanaan dapat 22 (kW)

F_c = faktor koreksi daya (dapat dipilih = 1,2)

Maka :

$$P_d = 22 \times 10$$

$$= 22 \text{ kw}$$

$$\begin{aligned}
 Pd &= \frac{\left[\frac{T}{1000} \right] (2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60})}{102} \\
 &= \frac{(0,00974) \left(2,3,14 \frac{1500}{60} \right)}{102} \\
 &= \frac{0,015}{102} \\
 &= 0,14 \text{ kw}
 \end{aligned}$$

Dimana

$$\begin{aligned}
 Pd &= \text{daya motor yang direncanakan} \\
 &= 22 \text{ kw}
 \end{aligned}$$

$\eta_{\text{rek - total}}$ = efisiensi mekanisme pengangkat sebesar 0.98 maka dari tabel daya motor penggerak :

$$\begin{aligned}
 p &= \text{Daya motor penggerak} &= 10 \text{ hp} \\
 n_1 &= \text{Putaran motor penggerak} &= 1500 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Diameter poros dapat ditentukan dengan rumus sebagai berikut :

$$D_s = \left(\frac{5,1}{\tau \alpha} x k t C_b x T x P x n x T \right)^{\frac{1}{3}} \text{ (mm)}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 kt &= (\text{diambil } 3.0) \\
 C_b &= 12 - 2.3 (\text{diambil } 2.0) \\
 T &= \text{momen torsi yang terjadi} \\
 &= 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n_1} \text{ (kg.mm)} \\
 P &= \text{daya poros penggerak konveyor} \\
 &= 14 \text{ kw} = 15 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

n = putaran poros penggerak konveyor
 = 1500 rpm (diambil dari data)

$$T = 9,74 \times 10 \frac{15}{1500}$$

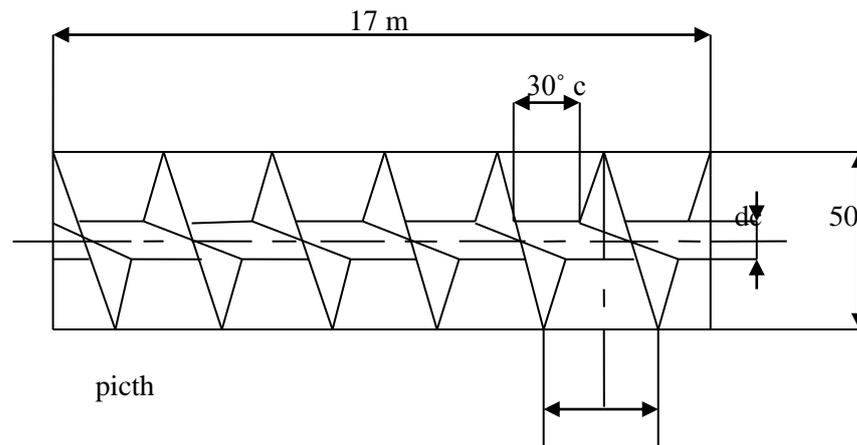
$$= 14300 \text{ kg/mm}$$

Maka :

$$ds = \left(\frac{5,1}{5,5} \times 3,0 \times 2,0 \times 14300 \right)$$

$$= 79560 \text{ mm}$$

4.1.1. Perencanaan Diameter Ulir Konveyor



Gambar 4.1 Ulir Konveyor

Diameter rata-rata ini dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$dm = d - 1 \frac{5}{12} h$$

$$= 50 - 1 (22,91)$$

$$= 11,22 \text{ cm}$$

Maka diameter kecil dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} dr &= \frac{d}{12} \\ &= \frac{50}{12} \\ &= 4,16 \text{ cm} \end{aligned}$$

Kecepatan dorong muatan dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$V = \frac{pxn}{60}$$

Dimana :

P = jarak antara puncak ulir

$$= 47 \text{ cm} = 0,47 \text{ m}$$

n = putaran poros penggerak konveyor

$$= 70 \text{ rpm}$$

Maka :

$$\begin{aligned} V &= \frac{0,47 \times 70}{60} \\ &= 0,54 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Massa muatan Parameter screw dapat di hitung dengan persamaan berikut:

$$q_m = \frac{Q}{3,6 V} (\text{kg} / \text{m})$$

Dimana :

Q = kapasitas konveyor = 60 ton/ jam

V = kecepatan dorong = 0,54 m/s

Maka hasil muatan permeternya :

$$q_m = \frac{60}{3,6 \times 0,54}$$
$$= 5,4 \text{ kg / m}$$

Untuk mencari kapasitas hasil *Screw Conveyor* sebagai berikut:

$$Q = \frac{qm \times 3600}{V}$$

Maka

$$Q = \frac{5,4 \times 3600}{0,54}$$
$$= 36000 \text{ ton / jam}$$

Gaya aksial yang terjadi pada screw :

$$F = q m L.F_f$$

Dimana :

qm = Jumlah muatan permeter kg / m

L = Panjang lintasan konveyor

F_f = gaya gesek material = 0,85 (di rencanakan)

Maka :

$$F = 5,4 \times 17 \times 0,85$$
$$= 78,03 \text{ kg}$$

Didalam perencanaan ini, ulir yang digunakan adalah jenis plat ulir trapesium yang berbentuk cincin/ ring yang telah di normalisasikan dengan uraian sebagai berikut :

Diameter dalam : 41,6 mm, Diameter luar : 500 mm

Sudut aksial ulir (θ) adalah 30°

Koefisien gesek : untuk sisi ulir = 0,12

$$\operatorname{tg} a = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot dm}$$

$$= \frac{47}{2 \cdot 3,14 \cdot 112,2}$$

$$= 8279,238$$

$$\operatorname{Tg} a = 0,12$$

$$A = 7,4^\circ$$

$$\operatorname{Tg} a \theta n = \operatorname{tg} \theta \cos a$$

$$= \operatorname{tg} 30 \cdot \cos 7,4$$

$$= \frac{\sin 30}{\cos 30} \cdot \cos 7,4$$

$$= \frac{\cos \left(\frac{\pi}{2} \times 30^\circ \right)}{\cos 30^\circ} \cdot \cos 7,4$$

$$= \frac{\cos 0,78}{\cos 30^\circ} \times \cos 7,4$$

$$= 0,78 \times 1,14 = 0,8892$$

$$\operatorname{Tg} a \theta n = 0,8892$$

$$\theta n = \frac{0,8892}{\operatorname{tg} 7,4}$$

$$= \frac{0,8892}{6,8465}$$

$$= 0,13^\circ$$

4.2. Tegangan – Tegangan Yang Terjadi Pada ulir

Tegangan geser yang terjadi pada sisi ulir :

$$r = \frac{2.F}{\pi.dr.h} \text{ (kg / m)}$$

dimana :

F = gaya yang diterima oleh ulir

h = tinggi sisi ulir = 5,5 cm = 55 mm

dr = diameter kecil ulir = 4,16 cm = 41,6 mm

maka :

$$r = \frac{2 \times 78,03}{3,14 \times 41,6 \times 55}$$
$$= 102 \text{ kg / m}^2$$

Tegangan geser yang terjadi pada dasar ulir :

$$r = \frac{2.F}{\pi.d.h}$$

dimana :

F = gaya yang diterimah oleh ulir

h = tinggi ulir = 5,5 cm = 55 mm

d = diameter besar ulir = 50 cm = 500 mm

maka :

$$r = \frac{2 \times 78,03}{3,14 \times 500 \times 55}$$
$$= 180 \text{ kg / m}^2$$

4.3. Perencanaan Lebar Rumah Conveyor (Trough U atau palung)

Pada perencanaan rumah Screw Conveyor ini. Menggunakan plat baja dengan ketebalan 5 mm, adapun sketsa dan ukuran – ukurannya adalah sebagai berikut :

Keterangan :

L = panjang rumah conveyor

$$= 1700 \text{ cm}$$

ds = diameter poros conveyor

$$= 62,72 \text{ mm}$$

d = diameter besar ulir conveyor

$$= 50 \text{ cm}$$

C_I = Clearance (jarak diameter ulir dengan rumah conveyor)

$$= 1 \text{ cm (di rencanakan)}$$

Maka lebar rumah conveyor (B) dapat di hitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$B = 0,5 \pi d$$

$$= \frac{\pi \cdot d}{12} \times d$$

$$= \frac{3,14 \times 50}{12} \times 50$$

$$= 655 \text{ cm}$$

4.4. Perencanaan Sistem Transmisi Untuk Conveyor

Untuk memindahkan putaran motor ke poros penggerak di rencanakan menggunakan sistem transmisi roda gigi dan di sesuaikan dengan kebutuhannya

Dalam perencanaan konveyor ini di rencanakan roda gigi lurus yang digunakan untuk memindahkan gerakan putaran antara poros – poros sejajar sebagai berikut :

4.5. perencanaan Transmisi Roda Gigi I, II dan III

Sistem transmisi pada konveyor dengan menggunakan roda gigi lurus didapat untuk roda gigi I Putaran motor listrik $n_1 = 1500$) rpm Untuk roda gigi II dan III putarannya sama, karena roda gigi II dan III berada pada poros yang sama, dengan menggunakan persamaan (Sularso kiyokatsuga 1987) perbandingan transmisi maka putaran roda gigi II dan III adalah sebagai berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

Dimana :

$$n_1 = n_{motor} = \text{putaran motor listrik} = 1500 \text{ rpm}$$

$$n_2 = n_{konveyor} = \text{putaran poros penggerak konveyor} = \pm 70 \text{ rpm (data)}$$

$$\text{Rasio} = \frac{n_{motor}}{n_{konveyor}}$$

$$= \frac{1500}{70}$$

$$= 21,42 \text{ rpm}$$

Maka putaran roda gigi II dan III adalah sebagai berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} \times 21,42$$

Maka :

$$\frac{1500}{70} \times 21,42$$

$$n_{II} = 458$$

$$n_{II} = n_{III} = 458 \text{ rpm}$$

4.6. perencanaan Transmisi Roda Gigi III dan IV adalah :

Untuk putaran roda gigi IV dengan putaran poros penggerak konveyor karena roda gigi IV terletak satu poros dengan poros penggerak konveyor.

Dengan menggunakan persamaan perbandingan transmisi, maka putaran roda gigi IV adalah sebagai berikut :

$$\frac{n_{motor}}{k_{Konveyor}} = 21,42$$

$$N_{IV} = \frac{n_{motor}}{21,42}$$

$$= \frac{1500}{21,42}$$

$$= 70,028 \text{ rpm}$$

Tabel4.2 ukuran-ukuran utama roda gigi :

Jarak bagi	$t_{01} = m \cdot \pi$
Tebal gigi	$t_{g1} = \frac{p_1}{2}$
Lebar gigi	$b_1 = 2 \cdot \pi \cdot m$
Tinggi kepala gigi (adendum)	$h_k = m = 2 \text{ mm}$
Tinggi kaki gigi (dedendum)	$h_f = 1,25 m = 2,5 \text{ mm}$
Tinggi profil gigi	$h = h_{k1} + h_{f1}$
Kelonggaran puncak gigi	$C_k = 0,25 \text{ mm}$
Diameter Lingkaran jarak bagi	$d_{01} = m \cdot Z_1$

Diameter Lingkaran kepala	$d_{k1} = (Z_1 + 2) m$
Diameter Lingkaran Dasar	$d_{g1} = Z_1 \cdot m \cos \alpha$

Sumber : Sularso, Kiyokatsuga Suga 1987

4.7. Perhitungan Roda Gigi Lurus

Susunan roda gigi yang di rencanakan adalah sebagai berikut:

1. Roda gigi I = Roda gigi I terletak pada poros I
2. Roda gigi II = Roda gigi II terletak pada poros 2
3. Roda gigi II = Roda gigi III terletak pada poros 3
4. Roda gigi IV = Roda gigi IV terletak pada poros 4

Bahan yang dipakai roda gigi lurus ini di rencanakan dari baja Carbon S45C dengan data sebagai berikut :

σ_B = Kekuatan tarik 58 (kg/mm²)

H_B = Kekerasan (Brinell) 167 – 229 (kg/mm²)

σ_a = Tegangan lentur yang di izinkan 30 (kg/mm²)

4.7.1. Roda Gigi I

a. Jarak bagi (t_{01})

$$m \cdot \pi$$

$$t_{01} = 2 \times 3,14$$

$$t_{01} = 6,28 \text{ mm}$$

b. Tebal gigi (t_{g1})

$$\frac{p_1}{2}$$

$$t_{g1} = \frac{6,28}{2}$$

$$t_{g1} = 3,14 \text{ mm}$$

c. Lebar gigi (b_1)

$$2 \cdot \pi \cdot m$$

$$b_1 = 2 \times 3,14 \times 2$$

$$b_1 = 12,56 \text{ mm}$$

d. Tinggi kepala gigi (addendum = h_{k1})

$$h_{k1} = m = 2 \text{ mm}$$

e. Tinggi kaki gigi (dedendum = h_{f1})

$$h_{f1} = 1,25 m = 2,5 \text{ mm}$$

f. Tinggi profil gigi (h_1)

$$h_{k1} + h_{f1}$$

$$h_1 = 2 + 2,5$$

$$h_1 = 4,5 \text{ mm}$$

g. Kelonggaran puncak gigi (C_k)

$$C_k = 0,25 \cdot m$$

$$C_k = 0,25 \times 2$$

$$C_k = 0,5 \text{ mm}$$

h. Diameter Lingkaran jarak bagi (d_{01})

Dimana : Z_1

Maka : d_{01}

$$m \cdot Z_1$$

= 17 buah direncanakan

$$d_{01} = 2 \times 17$$

$$d_{01} = 34 \text{ mm}$$

i. Diameter Lingkaran kepala (d_{k1})

$$(Z_1 + 2) m$$

$$d_{k1} = (17 + 2) \cdot 2$$

$$d_{k1} = 38 \text{ mm}$$

j. Diameter Lingkaran Dasar (d_{g1})

$$Z_1 \cdot m \cos \alpha$$

$$d_{g1} = 17 \cdot 2 \cdot \cos 20$$

$$d_{g1} = 31,95 \text{ mm}$$

4.7.2. Roda Gigi II

Untuk roda gigi II pada putaran transmisi dapat dicari jumlah gigi (Z_2)

dengan persamaan :

$$\begin{aligned} Z_2 &= \frac{n_1 \times Z_1}{n_2} \\ &= \frac{1500 \times 17}{70} = 36 \text{ gigi} \end{aligned}$$

a. Diameter Lingkaran jarak bagi (d_{02})

$$d_{02} = m \cdot Z_2$$

$$d_{02} = 2 \times 34$$

$$d_{02} = 68 \text{ mm}$$

b. Diameter lingkaran kepala (d_{k2})

$$d_{k2} = (Z_2 + 2) m$$

$$d_{k2} = (36 + 2) \times 2$$

$$d_{k2} = 76 \text{ mm}$$

c. Diameter lingkaran dasar (d_{g2})

$$d_{g2} = (Z_2 \cdot m) \cos \alpha$$

$$d_{g2} = (36 \times 2) \cos 20$$

$$d_{g2} = 67,65 \text{ mm}$$

d. Jarak bagi (t_{02})

$$t_{02} = m \cdot \pi$$

$$t_{02} = 2 \times 3,14$$

$$t_{02} = 6,28 \text{ mm}$$

e. Tebal gigi (t_{g2})

$$t_{g2} = \frac{P_2}{2} = \frac{6,28}{2}$$

$$t_{g2} = 3,14$$

f. Lebar gigi (b_2)

$$b_2 = 2 \cdot \pi \cdot m$$

$$b_2 = 2 \times 3,14 \times 2$$

$$b_2 = 12,56 \text{ mm}$$

g. Tinggi kepala gigi (addendum h_{k2})

$$h_{k2} = m = 2$$

h. Tinggi kaki gigi (dedendum h_{f2})

$$h_{f2} = 1,25 \text{ m}$$

$$h_{f2} = 1,25 \times 2 = 2,5 \text{ mm}$$

i. Tinggi profil gigi (h_2)

$$h_2 = m + h_{f3}$$

$$h_2 = 2 + 2,5 = 4,5 \text{ mm}$$

j. Kelonggaran puncak gigi (C_k)

$$C_k = 0,25 \text{ m}$$

$$C_k = 0,25 \times 2 = 0,5 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros antara roda gigi I dan roda gigi II :

$$A_I = \frac{Z_I \times Z_2}{2} (\text{ m })$$

$$= \frac{17+36}{2} (2)$$

$$= 53 \text{ mm}$$

4.7.3. Roda Gigi III

Jumlah gigi pada roda gigi III adalah :

$$Z_3 = 18 \text{ buah (direncanakan)}$$

a. Diameter Lingkaran jarak bagi (d_{03})

$$d_{03} = m \cdot Z_3$$

$$d_{03} = 2,18 = 36 \text{ mm}$$

b. Diameter lingkaran kepala (d_{k3})

$$d_{k3} = (Z_3 + m) m$$

$$d_{k3} = (18 + m) 2$$

$$d_{k3} = 40 \text{ mm}$$

c. Diameter lingkaran dasar (d_{g3})

$$d_{g3} = Z_3 \cdot m \cdot \cos \alpha$$

$$d_{g3} = 18 \cdot 2 \cdot \cos 20$$

$$d_{g3} = 33,83 \text{ mm}$$

d. Jarak bagi (t_{03})

$$t_{03} = m \cdot \pi$$

$$t_{03} = 2 \cdot 3,14 = 6,28 \text{ mm}$$

e. Tebal gigi (t_3)

$$t_3 = 3,14 \text{ mm}$$

f. Lebar gigi (b_3)

$$b_3 = 12,56 \text{ mm}$$

g. Tinggi kepala (h_{a3})

$$h_{a3} = m = 2$$

h. Tinggi kaki gigi (h_{f3})

$$h_{f3} = 2,5 \text{ mm}$$

i. Tinggi profil gigi (h_3)

$$h_3 = 4,5 \text{ mm}$$

j. Kelonggaran puncak gigi (C_k)

$$C_k = 0,5 \text{ mm}$$

4.7.4. Roda Gigi IV

Jumlah gigi pada roda gigi IV adalah :

$$\begin{aligned} Z_4 &= \frac{D_{03}}{m} \\ &= \frac{36}{2} = 18 \text{ gigi} \end{aligned}$$

a. Diameter lingkaran jarak bagi (d_{04})

$$d_{04} = m \cdot Z_4$$

$$d_{04} = 2 \times 18 = 36 \text{ mm}$$

b. Diameter lingkaran kepala (d_{k4})

$$d_{k4} = (Z4 + 2) m$$

$$d_{k4} = (18 + 2) 2$$

$$d_{k4} = 40 \text{ mm}$$

c. Diameter lingkaran dasar (d_{g4})

$$d_{g4} = Z4 \cdot m \cdot \cos \alpha$$

$$d_{g4} = 18,2 \cos 20$$

$$d_{g4} = 33,83 \text{ mm}$$

d. Jarak bagi (t_{04})

$$t_{04} = m \cdot \pi$$

$$t_{04} = 2 \times 3,14 = 6,28 \text{ mm}$$

e. tebal gigi (t_{g4})

$$t_{g4} = \frac{P_4}{2} = 3,14 \text{ mm}$$

f. Lebar gigi (b_4)

$$b_4 = 2 \cdot \pi \cdot m$$

$$b_4 = 2 \times 3,14 \times 2$$

$$b_4 = 12,56 \text{ mm}$$

g. Tinggi kepala gigi (h_{a4})

$$h_{a4} = m = 2$$

h. Tinggi kaki gigi (h_{f4})

$$h_{f4} = 1,25 \cdot M$$

$$h_{f4} = 2,5 \text{ mm}$$

i. Tinggi gigi (h_4)

$$h_4 = h_{a4} + h_{f4}$$

$$h_4 = 2 + 2,5 = 4,5 \text{ mm}$$

j. Kelonggaran puncak gigi (C_k)

$$C_k = 0,25 \text{ m}$$

$$C_k = 0,25 \times 2 = 0,5 \text{ mm}$$

Perhitungan jarak sumbu poros antara roda gigi III dan roda gigi IV

adalah :

$$a_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{2} (\text{ m })$$

$$= \frac{18+18}{2} (2)$$

$$= 36 \text{ mm}$$

$$n_p = \text{efisiensi roda gigi} = (0,98 - 0,99)$$

$$P_1 = 7 \times 0,98 = 6,86 \text{ kW}$$

$$T = (9,74 \times 10) \frac{P_1}{n_2}$$

$$= (9,74 \times 10) \frac{6,86}{70}$$

$$= 9,5452 \text{ kg/mm}$$

Karena jumlah roda gigi I 17 buah. Harga Y sebesar (0,302) maka

kecepatan keliling roda gigi I dapat dihitung dengan rumus :

Dimana :

$$v = \text{kecepatan keliling (m/s)}$$

$$d_{01} = \text{diameter jarak bagi (mm)}$$

n = putaran (70 rpm)

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60000}$$
$$= \frac{3,14 \times 36 \times 70}{60000}$$
$$= 0,12 \text{ m/s}$$

Dari kecepatan yang diperoleh, maka dapat diambil kesimpulan bahwa kecepatan yang terjadi oleh kedua roda gigi adalah kecepatan putaranya rendah dengan faktor dinamis :

Tabel4.3 Faktor dinamis f_v

Kecepatan rendah $v = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3+v}$
Kecepatan sedang $v = 10 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6+v}$
Kecepatan tinggi $v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5+\sqrt{v}}$

Sumber : Sularso, Kiyokatsuga Suga 1987

$$f_v = \frac{3}{3+v}$$
$$= \frac{3}{3+0,13}$$
$$= 1,13 \text{ m/s}$$

F_b Besarnya beban lentur yang diizinkan (kg / mm) adalah :

$$F_b = \tau_b \cdot m \cdot Y \cdot f_v$$

τ_b = Kekuatan tarik (kg / mm²)

m = Besarnya modul (2)

Y = Faktor bentuk gigi

f_v = kecepatan rendah 1,13 m/s

$$= 58. 2. 0,302. 1,13$$

$$= 39,58 \text{ kg/mm}^2$$

Beban perlebar gigi dimana faktor tegangan kontak (K_h) = 0, 053 kg/

mm^2 maka dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_h &= f_v \cdot K_h \cdot d_{01} \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \\ &= 1,13 \cdot 0,053 \cdot 34 \frac{2 \times 36}{17 + 36} \\ &= 44,62 \text{ kg/ mm}^2 \end{aligned}$$

Gaya tangensial pada roda gigi II dan III adalah :

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{102 \cdot p d}{v} \\ &= \frac{102 \cdot 10}{0,13} \\ &= 7846,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sudut tekan roda gigi $\alpha = 20^\circ$

$$\begin{aligned} F_r &= F_t \cdot \text{tg} \alpha \\ &= 7846 \cdot \text{tg} 20^\circ \\ &= 2855,71 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tegangan tarik pada roda gigi adalah :

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{Ft}{B.m.y.Fv} \\ &= \frac{7846}{655.2.0,302.1,12} \\ &= 8,103 \text{ kg / mm}^2\end{aligned}$$

Dari perhitungan yang diperoleh bahwa

$$\sigma_b = \sigma_b \text{ atau } 58 \text{ kg / mm}^2 > 8,103 \text{ kg / mm}^2$$

Maka konstruksi aman terhadap tegangan tarik.

Maka daya yang di transmisikan pada roda gigi III dan roda gigi IV adalah

$$:P_1 = T \cdot n_p$$

Dimana :

$$n_p = \text{Efisiensi roda gigi} = (0,98 - 0,99)$$

$$P_1 = 7 \times 0,98 = 6,86 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned}T &= (9,74 \times 10^2) \frac{n_p}{P} \\ &= (9,74 \times 10^2) \frac{0,98}{6,86} \\ &= 139,14 \text{ kg / mm}\end{aligned}$$

Karena jumlah roda gigi II adalah 36 buah, dengan harga Y sebesar 0,308 maka kecepatan keliling roda gigi II dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot d_{03} \cdot n}{60000} \\ &= \frac{3,14 \cdot 36.70}{60000} = 0,13 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Dari kecepatan yang diperoleh, maka dapat diambil kesimpulan bahwa kecepatan yang terjadi Oleh kedua roda gigi adalah kecepatan rendah dengan faktor dinamis :

$$\begin{aligned}
 F_v &= \frac{3}{3+v} \\
 &= \frac{3}{3+0,13} \\
 &= 1,13 \text{ m/det}
 \end{aligned}$$

Besar beban lentur yang diizinkan adalah :

$$\begin{aligned}
 F_b &= F_v \cdot K_h \cdot d_{03} \frac{2, Z_4}{Z_3 + Z_4} \\
 &= 1,13 \cdot 0,053 \cdot 36 \frac{2 \cdot 18}{18+18} \\
 &= 21,56 \text{ kg / mm}^2
 \end{aligned}$$

Gaya tangensial pada roda gigi III dan IV adalah :

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{102 \cdot pd}{v} \\
 &= \frac{102 \times 10}{0,13} \\
 &= 7846 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Sudut tekan gigi (α) = 20°

Gaya tekan dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_r &= F_t \cdot \text{tg} \alpha \\
 &= 7846 \times \text{tg} 20^\circ \\
 &= 2855,710 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Tegangan tarik pada roda gigi dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{F_t}{B \times m \times Y \times F_v} \\ &= \frac{7846}{655 \times 2 \times 0,308 \times 1,13} \\ &= 8,338 \text{ kg / mm}^2\end{aligned}$$

Dari perhitungan yang di peroleh bahwa :

$$\tau_{izin} = \tau_b \text{ atau } 30 \text{ kg / mm}^2 > 8,338 \text{ kg/mm}^2$$

4.8. Perencanaan Poros pada roda gigi

Merencanakan poros pada roda gigi dalam memindahkan daya dan putaran dari motor penggerak. Poros yang di dorong oleh motor penggerak atau roda gigi bergerak untuk melanjutkan keporos lainnya.

4.8.1. Perencanaan Poros I

Roda gigi I terletak pada poros I , dimana poros I memindahkan daya dan putaran dari motor penggerak, besar momen torsi yang terjadi dapat di peroleh dari rumus dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}M_{t1} &= 9,74 \times 10^5 \frac{pd_1}{n_1} \\ &= 9,74 \times 10^5 \frac{7}{1500} \\ &= 4734,72 \text{ kg/mm}\end{aligned}$$

Bahan untuk poros I dipilih dari baja karbon untuk kontruksi mesin dengan lambang S 55 C, kekuatan tarik 66 kg / mm²

Maka :

Tegangan geser izin (τ_g) adalah :

Dimana :

τ_B = kekuatan tarik bahan (Kg/mm)

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{66}{6,0 \times 2,0} \\ &= 5,5 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan puntir izin yang terjadi (τ_p)

$$\tau_p = \frac{\tau_g}{1,33 \alpha}$$

Dimana :

α = faktor konsentrasi tegangan

= 1 (untuk baja)

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_p &= \frac{5,5}{1,33 \times 1} \\ &= 4,13 \text{ kg/ mm}^2\end{aligned}$$

Syarat poros agar aman terhadap tegangan puntir adalah tungan puntir izin (τ_g) harus lebih besar dari tengangan puntir yang terjadi maka dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_\alpha} \times Kt \times Cb \times T \right]^{1/3} \text{mm}$$

Dimana :

Kt = (diambil 3,0)

Cb = 1,2 – 2,3 (diambil 2,0)

τ_α = tegangan geser 5,5 kg / mm²

T = momen torsi rencana = 4545,33 kg/mm

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_{\alpha}} x K t x C b x T \right]^{1/3} \text{mm}$$

$$= 25,288 \text{ mm}$$

Dengan menyesuaikan standar dimensi poros yang terjadi. Maka diameter poros roda gigi I direncanakan 30 mm.

Sehingga tekanan puntir yang terjadi adalah :

$$\tau_p = \frac{4545.33}{3,14 (30)^2 \cdot 4,13}$$

$$= 6,85 \text{ kg / mm}^2$$

dimana :

pd_2 = daya perencanaan pada poros 2

4.8.2. Perencanaan poros 2

Roda gigi II terletak pada poros 2, sehingga besarnya putaranya roda gigi II sama dengan roda gigi III yaitu yang diperoleh dari perbandingan putaran transmisi yaitu 458 rpm, pada proses reduksi putaran roda gigi I terhadap roda gigi II terjadi kerugian daya akibat gesekan pada sistem transmisi sehingga efisiensi mekanis adalah 98%.

Maka besarnya daya poros 2 adalah :

$$pd_2 = 98,5 \times pd_1$$

$$= 0,98 \times 7 \text{ kW} = 6,86 \text{ kW}$$

$$Mt_2 = 9,74 \times 10^5 \frac{pd_2}{n_2}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{6,86}{70}$$

$$= 95452 \text{ kg / mm}$$

sama dengan poros I, agar poros aman terhadap tegangan puntir adalah tegangan puntir izin (τ_p)

Tegangan puntir izin (τ_p) pada poros ini sama dengan poros I, yaitu 4,13 kg/mm² hal ini disebabkan bahan poros 2 sama dengan poros I, agar poros aman terhadap tegangan puntir adalah tegangan puntir izin adalah sebagai

berikut :

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \times Kt \times Cb \times P \right]^{1/3} \text{ mm}$$

Dimana :

$$Kt = (\text{diambil } 3,0)$$

$$Cb = 1,2 - 2,3 (\text{diambil } 2,0)$$

$$P = \text{daya poros konveyor} = 95452 \text{ kg/mm}$$

$$\tau_a = \text{tegangan geser } 5,5 \text{ kg / mm}^2$$

$$ds = \frac{5,1}{5,5} \times 3,0 \times 2,0 \times 95452^{1/3} (\text{ mm })$$

$$= 53,10 \text{ mm}$$

Dengan menyesuaikan standart dimensi poros yang terjadi, maka diameter poros roda gigi 2 direncanakan 53 mm .

Sehingga tekanan puntir yang terjadi adalah :

$$\tau_p = \frac{Mt_j}{\pi \cdot ds^3}$$

$$\tau_p = \frac{95452 \times 4,13}{3,14 \times 53^2}$$

$$= 44,69 \text{ kg/mm}^2$$

4.8.3. Perencanaan Poros 3

Poros 3 berfungsi sebagai tempat bertumpunya roda gigi IV dimana putarannya adalah 70 rpm. Roda gigi IV mereduksikan daya dan putaran dari roda gigi III. Syarat agar poros aman terhadap puntir yang terjadi adalah tegangan puntir izin (τ_p) harus lebih besar atau sama dengan tegangan yang terjadi (τ_p) pada persamaan (3.3) adalah sebagai berikut :

Dimana :

$$Mt_3 = 9,74 \times 10^5 \frac{pd_3}{n_3}$$

$$\begin{aligned} Pd_3 &= 98,5 \times pd_2 \\ &= 0,98 \times 6,8 \text{ kW} \\ &= 6,72 \text{ kW} \end{aligned}$$

Maka momen torsi pada poros 3 :

$$\begin{aligned} &= 9,74 \times 10^5 \frac{6,72}{70} \\ &= 93504 \text{ kg / mm} \end{aligned}$$

Tegangan gesr izin (τ_g) dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\tau_g = \frac{\tau_b}{sf_1 \times sf_2}$$

Untuk poros 3 dipilih bahan dari baja paduan untuk poros dengan lambang SNC3 yang mempunyai kekuatan tarik 95 kg/mm².

$$sf_1 = 6,0$$

$$sf_2 = 2,0 \text{ (diberi alur pasak)}$$

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{95}{6,0 \times 2,0} \\ &= 7,916 \text{ kg / mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan puntir yang di izinkan (τ_p)

$$\tau_p = \frac{\tau_g}{1,33 \times \alpha}$$

$$\alpha = 1 \text{ (untuk baja)}$$

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_p &= \frac{7,916}{1,33 \times 1} \\ &= 5,95 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_\alpha} \times Kt \times Cb \times T \right]^{1/3} \text{ mm}$$

Dimana :

$$Kt = \text{(diambil 3,0)}$$

$$CB = 1,2 - 2,3 \text{ (diambil 2,0)}$$

$$\tau_\alpha = \text{tegangan geser } 7,916 \text{ kg / mm}^2$$

$$T = \text{momen torsi rencana} = 93504 \text{ kg / mm}$$

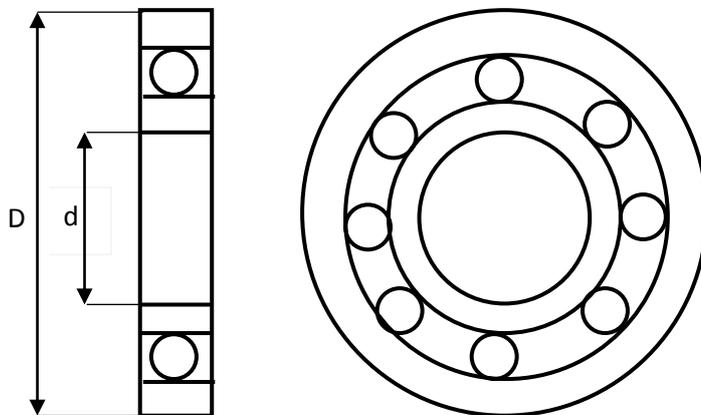
$$\begin{aligned}ds &= \left[\frac{5,1}{7,916} \times 3,0 \times 2,0 \times 93504 \right]^{1/3} \text{ (mm)} \\ &= 71,23 \text{ mm}\end{aligned}$$

Sehingga tegangan puntir yang terjadi adalah :

$$\tau_p = \frac{93504 \times 4,13}{3,14 (75)^3} = 0,29 \text{ kg / mm}^2$$

4.9. Perhitungan Bantalan

Untuk pemilihan bantalan dapat didasarkan pada beban yang diterima oleh *Cake Breaker Screw Conveyor* ini, beban yang diterima bantalan adalah beban radial dan beban aksial. Tetapi pada dasarnya beban radial yang terjadi cukup besar, maka bantalan yang di pilih adalah bantalan gelinding peluru baris tunggal, dengan tipe 6209 yang artinya 6 menunjukkan *type* dari bantalan gelinding peluru baris tunggal, sedangkan 2 menunjukkan jenis dari ketahanan bola bantalan dengan ketahanan medium, dan untuk 09 merupakan kode diameter dari bantalan lambang pada poros *Cake Breaker screw Conveyor*.



Berat poros diketahui melalui dari perhitungan sebagai berikut :

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_3}{4} (L) (y)$$

Dimana :

Ds = Diameter poros Conveyor

$$= 62,72 \text{ mm}$$

$$\gamma = 7,85 \times 10^3 \text{ kg/mm}^3 \text{ (untuk bahan baja)}$$

$$L = \text{panjang poros} = 17000 \text{ mm}$$

Maka :

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 0,06272^2}{4} \cdot 17 \cdot 7,85 \cdot 10^3$$

$$= 412,09 \text{ kg}$$

Beban radial (Fr) yang diterima masing – masing bantalan dapat diketahui melalui persamaan sebagai berikut :

$$Fr = Z_o + \frac{W_p}{2}$$

$$= 0,6 + \frac{412,09}{2}$$

$$= 206,64 \text{ kg}$$

Beban statis ekivalen yang dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$P_o = Fr \cdot F_a + Y_o \cdot Z_o \text{ (kg)}$$

Dimana :

$$P_o = \text{Beban radial ekivalen statis (kg)}$$

$$F_a = \text{gaya dorong (kg)}$$

$$Z_o = \text{faktor beban radial (untuk baris tunggal = 0,6)}$$

$$Y_o = \text{Faktor beban aksial (untuk baris tunggal = 0,5)}$$

Sehingga beban ekivalen pada bantalan adalah :

$$P_o = 1 \times 0,54 + 0,5 \times 0,6$$

$$P_o = 0,84 \text{ kg}$$

Beban nominal dinamis spesifik dapat di ketahui melalui sebagai berikut :

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

Dinamis f_h adalah faktor umur bantalan :

$$f_h = \frac{L_h}{500} \quad \text{Untuk } L_h \text{ merupakan yang direncanakan yakni } 60.000$$

jam

Maka :

$$f_h = \left[\frac{60,000}{500} \right]^{1/3}$$

$$f_h = 40$$

Dan f_n adalah faktor kecepatan putaran :

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3}$$

Untuk :

$$n = \text{Daya putaran poros penggerak konveyor (kW)} = \frac{14, v}{\pi \cdot d}$$

$$v = \text{Kecepatan dorong } 0,54 \text{ (m/det)}$$

$$d = \text{Diameter poros } 62,72 \text{ (mm)}$$

Maka :

$$n = \frac{14 \cdot (0,54)}{(3,14) \cdot (62,72)}$$

$$= 151,0 \text{ rpm}$$

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3}$$

$$f_n = \left[\frac{33,3}{151,0} \right]$$

$$f_n = 0,22 \text{ m/s}$$

Maka umur bantalan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right) \frac{10^2}{60 \cdot n}$$

Dimana :

$$L_h = \left(\frac{56,42}{0,576} \right) \frac{10^2}{60 \cdot 128,6} = 20,99$$

Untuk perhitungan beban bantalan dapat di hitung melalui persamaan sebagai berikut :

$$P = X \cdot Y \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Dimana perhitungan diatas diketahui $C > C_{rl}$, maka bantalan jenis ini aman untuk digunakan.

Berdasarkan pertimbangan tersebut, bantalan yang digunakan adalah dipilih bantalan gelinding atau bantalan peluru baris tunggal dengan nomor 6209 yang memiliki dimensi sebagai berikut :

$$\text{Diameter dalam (d)} = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m}$$

$$\text{Diameter luar (D)} = 105 \text{ mm} = 0,105 \text{ m}$$

$$\text{Lebar bantalan (b)} = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$$

$$\text{Beban dinamis spesifik (C)} = 2570 \text{ Kg} = 25186 \text{ N}$$

$$\text{Beban statis spesifik (Co)} = 1880 \text{ Kg} = 18424 \text{ N}$$

Gaya tangensial pada roda gigi dari hasil perhitungan halaman sebelumnya
 $= 7846,1 \text{ Kg}$

$$\begin{aligned}
 Fr &= ft \cdot tg \alpha \\
 &= 7846,1x tg \alpha \\
 &= 136954 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\text{Kedalaman ulir} = \frac{41}{2} = 20 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 Rm &= \frac{do \times 20}{2} \\
 &= \frac{50 \times 20}{2} = 500 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Maka beban ulir} = W &= W.Fc \\
 &= 36000 \times 1,0 = 36000 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Torsi mengangkat beban andalan dapat dihitung sesuai dengan persamaan sebagai berikut :

$$T = w \left(rm \left(\frac{\tan \alpha + \mu / \cos \theta n}{1 - \mu \tan \alpha / \cos \theta n} \right) + \mu . rc \right)$$

Dimana :

T = Torsi yang terjadi pada ulir

W = beban yang diterima oleh batang ulir total (kg)

μ = 0,13

Rm = jari – jari ulir = 500

F = Koefisien rata – rata = 0,13

α = Sudut helip ulir rata – rata = 14,03

c = Koefisien gesek pada gerak pada kerah = 0

rc = sudut antara tangent pada profit / ulir = 30

$$C = \text{jari - jari efektif}$$

$$tg a = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot dm}$$

$$= \frac{40}{2 \cdot 3,14 \cdot 112,2}$$

$$= 7046,16$$

$$tg a = 0,12$$

$$a = 7,4$$

$$tg a \theta n = tg \theta \cdot \cos a$$

$$= tg 30 \cos 7,4$$

$$= \frac{\sin 30}{\cos 30} \times \cos 7,4$$

$$= \frac{\cos\left(\frac{\pi}{2} \times 30^\circ\right)}{\cos 30^\circ} \times \cos 7,4$$

$$= \frac{\cos 0,78}{\cos 30^\circ} \times \cos 7,4$$

$$= 0,78 \times 1,14 = 0,8892 \text{ m}^2$$

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Sesuai fungsi memindahkan *Nut* dan *Fiberserabut* yang sudah di *press* pada mesin penggempaan (*press*) dengan kapasitas 60 Ton/Jam maka di rencanakan pesawat pengangkutkonveyor (*Conveyor*)

Berdasarkan perhitungan dan perencanaan yang di lakukan sebelumnya maka di hasilakan kesimpulan sebagai berikut :

1. Spesifikasi Perencanaan :

- a) Jenis konveyor = Skrup Conveyor (*Conveyor Screw*)
- b) Jenis material yang digunakan = Nut dan Fiber (serabut)
- c) kapasitas konveyor = 60 Ton/Jam
- d) panjang lintasan konveyor = 17 m

2. Kontruksi Konveyor :

- a) Daya motor penggerak = 10 hp
- b) Putaran motor penggerak (Nm) = 1500 rpm
- c) Putaran poros penggerak (Np) = 70 rpm
- d) Diameter poros penggerak (Ds) = 62,72 mm
- e) Tebal plat ulir konveyor = 5 mm
- f) Jari – jari ulir (rm) = 300 mm
- g) Lebar rumah Konveyor = 655 mm

3. Sistem transmisi :

- a) Diameter poros I = 30 mm
- b) Diameter poros II = 53 mm JIS G 4051 S50 cc

- c) Diameter poros III = 75 mm
- d) Beban poros IV = JIS G 4102 SNC3
- e) Diameter poros II = 53 mm
- f) Bantalan = bantalan gelinding
- g) Jenis bantalan = pelurus baris tunggal
- h) Nomor bantalan = 6209

4. Perawatan Screw Conveyor

- a) Pembersihan = rumah dan screw
- b) Sistem transmisi roda gigi = SAE(Society Of Autotive Engginers)

5.2. Saran

Dalam perencanaan mesin *screw conveyor* ini belum dikatakan lebih sempurna. Hal ini dikarenakan dengan terbatasnya jam perkuliahan tentang *screw Conveyor* dan pengetahuan penulisan tentang *Cake Breaker screw conveyor* maka untuk itu penulis mengharapkan adanya penyempurnaan dari rekan-rekan mahasiswa yang membahas hal yang sama, semoga tugas akhir ini berguna untuk kita semua.

Untuk memperpanjang usia pemakaian *Cake Breaker Screw Conveyor* ini perlu dilakukan perawatan dan perbaikan-perbaikan antara lain :

- a. Perawatan yang dilakukan secara rutin yaitu dengan cara melakukan pemeriksaan ketahanan bantalan, pemberian pelumas pada gantungan dan roda gigi dll.
- b. Perawatan yang dilakukan secara berkala yaitu dengan cara melakukan pemeriksaan pada bagian-bagian dari *Cake Cake Breaker Screw*

Conveyor sesuai dengan umur dari masing-masing bagian/komponen yang terdapat pada *Screw Conveyor*.

DAFTAR PUSTAKA

- Ach. Muhib Zainuri, 2006. "*Mesin Pemindah Bahan*". Malang : Andi.
- G.Niemann. H. Winter, "*Desain dan Kalkulasi dari Sambungan, Bantalan, dan Poros Elemen Mesin*". Erlangga jakarta.1990
- Shigley, Joseph E. "*Perencanaan Teknik Mesin*".Edisi ke-4.Erlangga. Jakarta. 1983.
- Sularso dan Kiyokatsu Suga, "*Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*". Pradnya Paramita: Jakarta, 1994
- Suratan Ginting, 2008. Perancangan *Cake Breaker Screw Conveyor* Pada Pengolahan Kelapa Sawit Dengan Kapasitas Pabrik 60 Ton Tbs PerJam. Karya ilmiah
- <http://sawit-cpo.blogspot.com/2015/06/proses-pengolahan-sawit-menjadi-cpo.html>
- https://www.books Engineering Catalog_1_2010.co.id
- <https://www.mesinpks.com/sekilas-rangkuman-proses-pengolahan-pabrik-kelapa-sawit>