



TUGAS AKHIR - VM 180629

**PERENCANAAN ULANG *SCRAPER CHAIN*
CONVEYOR UNTUK MENGANGKUT ABU
AMPAS TEBU DENGAN KAPASITAS 20
TON/JAM DI PG TJOEKIR**

**NOVIAN TRY KURNIAWAN
NRP. 102116 0000 063**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, M.T.
NIP. 19620424 198903 1 005**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**



TUGAS AKHIR - VM 180629

**PERENCANAAN ULANG *SCRAPER CHAIN*
CONVEYOR UNTUK MENGANGKUT ABU
AMPAS TEBU DENGAN KAPASITAS 20
TON/JAM DI PG TJOEKIR**

**NOVIAN TRY KURNIAWAN
NRP. 102116 00000 063**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, M.T.
NIP. 19620424 198903 1 005**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**



FINAL PROJECT - VM 180629

**RE-PLANNING SCRAPER CHAIN CONVEYOR
FOR TRANSPORTING BAGASSE ASH WITH
A CAPACITY OF 20 TONS / HOUR AT PG
TJOEKIR**

**NOVIAN TRY KURNIAWAN
NRP. 102116 00000 063**

**Conselor Lecture
Ir. Suhariyanto, M.T.
NIP. 19620424 198903 1 005**

**DIPLOME III MECHANICAL ENGINEERING
INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT FACULTY OF VOCATION
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF
TECHNOLOGY
SURABAYA
2020**

LEMBAR PERNYATAAN TIDAK MELAKUKAN PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan dibawah ini:

Nama : Novian Try Kurniawan
NRP : 10211600000063
Program Studi : Diploma III Teknik Mesin Industri
Departemen : Teknik Mesin Industri
Fakultas : Vokasi

Menyatakan dengan sesungguhnya bahwa Tugas Akhir (TA) yang saya tulis ini benar-benar tulisan saya dan bukan merupakan hasil plagiasi. Apabila di kemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan bahwa TA ini hasil plagiasi, maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Departemen teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi ITS.

Surabaya, 31 Januari 2020
Yang Membuat Pernyataan



Novian Try Kurniawan
NRP 10211600000063

Halaman ini sengaja dikosongkan

**PERENCANAAN ULANG *SCRAPER CHAIN*
CONVEYOR PENGANGKUT ABU AMPAS TEBU
KAPASITAS 20 TON/JAM DI PG TJOEKIR**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

Oleh:

NOVIAN TRY KURNIAWAN
NRP 10211600000063

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir

Pembimbing



SURABAYA, Januari 2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

ABSTRAK

Di PG Tjoekir membutuhkan sebuah pesawat pengangkat untuk mengangkut limbah sisa produksi untuk memindah abu ampas tebu ini menggunakan chain conveyor. Namun di PG Tjoekir didapatkan rantai yang digunakan pada chain conveyor sudah banyak berkarat dan sudah berumur lama sehingga menurunkan efektifitas dari chain conveyor. Dalam buku ini akan dibahas tentang perhitungan chain conveyor meliputi pemilihan rantai utama, daya yang dibutuhkan, rantai dan sproket penggerak juga bearing .

Untuk mencapai tujuan tersebut diatas maka dilakukan studi literatur dan observasi lapangan. Setelah itu dilakukan pengambilan data dan melakukan perencanaan. Perencanaan yang dilakukan meliputi jenis rantai yang digunakan, kecepatan konveyor , jumlah gigi sproket rantai utama, panjang rantai utama , perencanaan rantai dan sproket penggerak, dan prediksi umur bearing.

Hasil perhitungan menunjukkan conveyor ini memiliki panjang rantai 49 meter dengan kecepatan 20 m/min menggunakan rantai nomor DK09150R, roller jenis R, attachment SA2. Dari data perhitungan diperlukan daya sebesar 14,372 kW , dengan menggunakan rantai penggerak no 120 diameter pitch sproket besar 606,778 mm putaran 13,1 rpm dan diameter pitch sproket kecil 159,2 mm putaran 26,7 rpm. Juga menggunakan bearing single row cylindrical roller bearing dengan diameter dalam 60 mm.

Kata Kunci: *chain conveyor, rantai dan sproket penggerak, bearing.*

Halaman ini sengaja dikosongkan

ABSTRACT

In PG Tjoekir requires a lifting aircraft to transport the waste of production to move this bagasse ash using a chain conveyor. But in PG Tjoekir, it is found that the chains used in the conveyor chain have been rusty and have long-lived, thus reducing the effectiveness of the chain conveyor. This book discusses the calculation of the conveyor chain including the selection of the main chain, the required power, the chain and the sprocket drive also the bearing.

To achieve the above objectives, a literature study and field observation were carried out. After that, data collection and planning are carried out. Planning includes the type of chain used, conveyor speed, number of main chain sprocket gears, length of main chain, chain planning and sprocket drive, and bearing life prediction.

The calculation results show this conveyor has a length of 49 meters with a speed of 20 m / min using the chain number DK09150R, roller type R, SA2 attachment. From the calculation data, a power of 14.372 kW is required, using a no. 120 drive chain, a large sprocket pitch diameter of 606.777 mm, a round of 13.1 rpm and a small diameter sprocket pitch of 159.2 mm, a rotation of 26,7 rpm. Also uses single row cylindrical roller bearings with an inner diameter of 60 mm.

Keywords: chain conveyor, chain and sprocket drive , bearing.

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Robbil ‘Alamin, segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat-Nya, sehingga penyusunan tugas akhir yang berjudul **“PERENCANAAN ULANG *SCRAPER CHAIN CONVEYOR* PENGANGKUT ABU AMPAS TEBU DENGAN KAPASITAS 20 TON/JAM DI PG TJOEKIR”**

Penyelesaian tugas akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan untuk memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh perkuliahan di Program D-III Teknik Mesin, Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Dalam terselesaikannya tugas akhir ini, penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, yakni:

1. Kedua orang tua serta adik kandung atas kasih sayang dan dukungannya yang tiada hentinya kepada penulis
2. Bapak Ir. Suhariyanto.M.Sc. Selaku Pembimbing Tugas Akhir dan Koordinator Tugas Akhir yang telah banyak memberikan bimbingan kepada penulis sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir ini
3. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. Selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak Ir. Nur Husodo, M.S., Selaku dosen wali selama kuliah di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Seluruh Dosen dan Karyawan yang telah banyak membimbing penulis dalam menggali ilmu di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS
6. M. Fahmi Ardiansyah, Amd. yang telah membantu mengerjakan tugas akhir penulis
7. Refiana Putricipta Setiono teman terbaik yang selalu memberikan semangat, motivasi dan membantu mengerjakan tugas akhir ini.

8. Muhammad Pradista Satria Tama dan Rahmat Zaki Zamani selaku partner dalam menggerjakan tugas akhir tentang konveyor.
9. Seluruh keluarga D3MITS Angkatan 2016 yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada penulis untuk menyelesaikan tugas akhir.
10. Wahyu Dwi Putranto yang telah membantu mengerjakan gambar 3D untuk tugas akhir ini.
11. Semua pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini. Akhirnya, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Surabaya, Januari 2020

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
TITLE PAGE	ii
LEMBAR PERNYATAAN	iii
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvi
DAFTAR TABEL	xviii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	1
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat	3
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Kajian Pustaka	5
2.2 Pengertian <i>Chain Conveyor</i>	5
2.2.1 Komponen Utama <i>Chain Conveyor</i>	7
2.2.2 Jenis-Jenis <i>Chain Conveyor</i>	9
2.2.3 Jenis rantai Utama <i>Chain Conveyor</i>	12
2.2.4 Rekomendasi Kecepatan Rantai.....	23
2.2.5 Kapasitas Konveyor	24
2.3 Perhitungan Pemilihan Rantai Utama.....	25
2.3.1 Gaya Tarik pada Rantai Utama	25
2.3.2 Rantai Utama.....	28
2.3.3 Diameter Sproket Konveyor.....	27
2.3.4 Panjang Rantai Utama.....	29

2.3.5	Daya yang Dibutuhkan	29
2.4	Rantai dan Sproket Penggerak Konveyor	30
2.4.1	Transmisi dan Daya Rantai.....	31
2.4.2	Pemilihan Rantai Penggerak.....	32
2.4.3	Rasio Sproket Penggerak	33
2.4.4	Kecepatan dan Pajang Rantai Penggerak	34
2.5	<i>Bearing</i>	34
2.5.1	Beban Radial	35
2.5.2	Beban Ekuivalensi	36
2.5.3	Prediksi Umur <i>Bearing</i>	37
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN	39
3.1	Diagram Alir Penelitian	39
3.2	Diagram Alir Perhitungan	41
3.3	Prinsip Kerja <i>Chain Conveyor</i> Pengangkut Abu Ampas Tebu di PG Tjoekir.....	45
3.4	Tempat dan Waktu	45
3.5	Komponen Mesin <i>Chain Conveyor</i> di PG Tjoekir.....	46
BAB IV	HASIL DAN PEMBAHASAN	49
4.1	Data Hasil Observasi	49
4.2	Perencanaan Rantai Utama.....	49
4.2.1	Kapasitas Konveyor.....	50
4.2.2	Gaya Tarik Maksimum pada Konveyor	50
4.2.3	Pemilihan Nomor Rantai Utama.....	52
4.2.4	Perhitungan Massa Rantai Utama.....	52
4.2.5	Perhitungan Gaya Tarik Berdasarkan Nomor Rantai yang Dipilih.....	52
4.2.6	<i>Safety Factor</i> yang Digunakan	53
4.2.7	Diameter <i>Pitch</i> Sproket Konveyor	54
4.2.8	Kecepatan Putaran Sproket Konveyor.....	54
4.2.9	Panjang Rantai Utama	54
4.2.10	Perhitungan Daya yang Dibutuhkan.....	55
4.3	Perencanaan Rantai dan Sproket Penggerak	56
4.3.1	Menghitung Daya Desain	56

4.3.2	Menghitung Rasio pada Sproket Penggerak	56
4.3.3	Memilih Nomor Rantai Penggerak.....	57
4.3.4	Panjang Rantai Penggerak.....	57
4.3.5	Kecepatan Rantai Penggerak.....	58
4.3.6	Diameter <i>Pitch</i> Sproket Penggerak	58
4.4	Perencanaan <i>Bearing</i>	58
4.4.1	Beban Radial	59
4.4.2	Beban Ekivalensi <i>Bearing</i>	59
4.4.3	Menghitung Prediksi Umur <i>Bearing</i>	59
4.5	Pembahasan.....	60
BAB V PENUTUP		63
5.1	Kesimpulan	63
5.2	Saran	64
DAFTAR PUSTAKA		65
LAMPIRAN		67
BIODATA PENULIS.....		76

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Chain Conveyor</i>	6
Gambar 2.2 Komponen Utama <i>Chain Conveyor</i>	9
Gambar 2.3 <i>Scraper Conveyor</i>	9
Gambar 2.4 <i>Apron Conveyor</i>	10
Gambar 2.5 <i>Bucket Conveyor</i>	10
Gambar 2.6 <i>Bucket Elevator</i>	11
Gambar 2.7 <i>Chain Sliding</i>	12
Gambar 2.8 <i>Chain Rolling</i>	12
Gambar 2.9 <i>Hollow Chain</i>	13
Gambar 2.10 <i>Pintle Steel Chain</i>	14
Gambar 2.11 Rantai penggiingan H.....	15
Gambar 2.12 Rantai Tarikan H	16
Gambar 2.13 Rantai Tarikan C	16
Gambar 2.14 Rantai Tarikan SD	17
Gambar 2.15 Rantai <i>Pintle</i> Kelas 700.....	18
Gambar 2.16 <i>Bushed Chain</i>	18
Gambar 2.17 <i>Combination Chain</i>	19
Gambar 2.18 <i>Roller Chain</i>	20
Gambar 2.19 <i>Cast Steel Buhing Chain</i>	21
Gambar 2.20 Rantai Tanpa Pin yang Ditempa.....	21
Gambar 2.21 <i>Welded Chain</i>	22
Gambar 2.22 <i>Spesial Chain</i>	23
Gambar 2.23 Rantai <i>Roll</i>	30
Gambar 2.24 Diagram Nomor Rantai	32
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.....	37
Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan	42
Gambar 3.3 Rantai Utama Di PG Tjoekir	44
Gambar 3.4 <i>Scraper</i> Di PG Tjoekir	45
Gambar 3.5 Motor Penggerak dan <i>Gearbox</i> Di PG Tjoekir..	45
Gambar 3.6 Rantai dan Sproker Transmisi Di PG Tjoekir	46

Gambar 4.1 Lintasan <i>Chain Conveyor</i>	47
Gambar 4.2 Konveyor Bidang Horizontal.....	48
Gambar 4.3 Konveyor Bidang Miring.....	49
Gambar 4.4 Grafik Pemilihan Nomor Rantai	56

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Rekomendasi Operasi Kecepatan Rantai	23
Tabel 2.2 Koefisien Gesek Rantai dan Jalur.....	25
Tabel 2.3 Koefisien Gesek Benda yang Diangkut dan Jalur .	26
Tabel 2.4 <i>Safety Factor</i> Ks.....	26
Tabel 2.5 <i>Safety Factor</i> Ke.....	27
Tabel 2.6 Faktor Koreksi Untuk Rantai.....	31
Tabel 2.7 Faktor Beban <i>Bearing</i> Fs.....	35

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pabrik gula sangat penting untuk kehidupan sehari-hari hal ini disebabkan kebutuhan gula masyarakat yang sangat tinggi. Sehingga saat musim giling produksi gula tidak boleh terhambat dikarenakan oleh gangguan teknis. Pada produksi gula akan menimbulkan limbah abu ampas tebu sisa dari proses pembakaran pada ketel yang harus dibuang ke gudang ampas. Sehingga dibutuhkan pesawat pengangkat untuk mengangkat bahan produksi dan sisa produksi.

Di PG Tjoekir untuk memindah abu ampas tebu ini dipergunakan *chain conveyor*. Di PG Tjoekir conveyor yang digunakan untuk mengangkat abu ampas tebu telah di gunakan sejak tahun 2004 sampai saat ini belum dilakukan perbaruan dari komponen chain conveyor sehingga mempunyai umur kerja yang cukup lama sehingga dapat menurunkan efektifitas dari konveyor.

Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini akan dilakukan penencanaan ulang *chain conveyor* pengangkut abu ampas tebu. Salah satunya adalah untuk mendapatkan desain dan perhitungan secara cermat pada komponen utama *chain conveyor* yaitu: rantai utama, rantai transmisi, bearing, juga daya motor yang harus digunakan.

1.2 Rumusan Masalah

Dengan latar belakang yang mendorong adanya tugas akhir ini, diperoleh beberapa masalah sebagai pertanyaan untuk pedoman penulis dengan apa yang diinginkannya, adapun rumusan masalah tersebut ialah:

1. Bagaimana mengetahui daya motor yang digunakan untuk menggerakkan konveyor dan daya desain yang diperlukan.
2. Perencanaan ulang *scraper chain conveyor*
 - a. Bagaimana pemilihan tipe rantai utama, sproket konveyor pada *chain conveyor*.
 - b. Bagaimana pemilihan rantai dan sproket penggerak konveyor.
 - c. Bagaimana perencanaan dan prediksi umur bearing yang di gunakan.
3. Bagaimana sketsa gambar *chain conveyor*.

1.3 Batasan Masalah

Permasalahan - permasalahan dalam penelitian ini agar dapat di selesaikan maka diperlukan batasan - batasan dengan tujuan memudahkan dalam penitik beratan permasalahan dan agar pembahasan berlangsung dengan baik dan benar. Batasan-batasan masalah tersebut adalah sebagai berikut:

1. Tidak membahas getaran.
2. Komponen *chain conveyor* yang dibahas yaitu rantai utama, sproket konveyor, rantai dan sproket transmisi, dan *bearing*.
3. Tidak membahas bahan dasar, poros, rangka penopang dan lintasan *chain conveyor*.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang di harapkan dalam penelitian tugas akhir ini yaitu:

1. Untuk mengetahui daya motor yang dibutuhkan menggerakkan konveyor dan daya desain yang diperlukan.
2. Perencanaan ulang *scraper chain conveyor*
 - a. Untuk menentukan tipe rantai utama dan diameter sproket konveyor
 - b. Untuk memilih tipe rantai dan sproket penggerak konveyor.

- c. Untuk memilih bearing dan menghitung umur bearing.
3. Membuat gambar sketsa bagian *chain conveyor*.

1.5 Manfaat

Manfaat yang diperoleh dari penyusunan tugas akhir ini yaitu:

Dapat menerapkan pengetahuan dan teori yang selama ini didapatkan dari pembelajaran dibangku kuliah untuk diaplikasikan pada permasalahan yang ada, dan juga dapat mengetahui bagaimana perencanaan *chain conveyor* yang sesuai dengan teori yang ada pada literatur dan mempertimbangkan kondisi di lapangan.

1.6 Sistematika Penulisan

Laporan ini akan disusun dalam bentuk bab-bab dan beberapa sub bab sebagai tambahan keterangan. Bab-bab tersebut adalah sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini menjelaskan secara singkat tinjauan secara umum mengenai latar belakang, rumusan permasalahan, batasan masalah, tujuan, manfaat dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini berisi tentang beberapa teori yang digunakan Sebagai penunjang dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini menjelaskan metodologi penelitian, diagram alir penelitian, dan langkah proses perhitungan yang dilakukan.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini terdapat pembahasan hasil observasi dan perhitungan.

BAB V PENUTUP

Pada bab ini berisi tentang kesimpulan yang diuraikan hasil pengujian dan perbandingan bearing secara singkat serta saran untuk kedepannya dalam pengembangan industri berdasarkan tujuan tugas akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

Berisi tentang referensi-referensi yang terkait dengan materi pembahasan berupa buku, jurnal, tugas akhir terdahulu maupun laman yang dijadikan acuan untuk menyelesaikan tugas akhir ini.

LAMPIRAN

Berisi tentang data-data tambahan yang mendukung materi tugas akhir ini.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Kajian Pustaka

Beberapa penelitian terdahulu mengenai *chain conveyor* adalah:

1. Jukli Simatupang (2013) Tugas Akhir S1 Teknik Mesin Universitas Sumatra Utara

Tugas akhir dengan judul “Perancangan *Conveyor* Rantai yang Berfungsi Membawa Ampas Tebu Sebagai Bahan Bakar Boiler pada Pabrik Gula Dengan Kapasitas 42 Ton/Jam”. Pembahasan pada tugas akhir ini berisi tentang perencanaan konveyor rantai yang di gunakan untuk mengangkut ampas tebu dengan melakukan perencanaan terhadap rantai utama konveyor, dan perencanaan daya motor

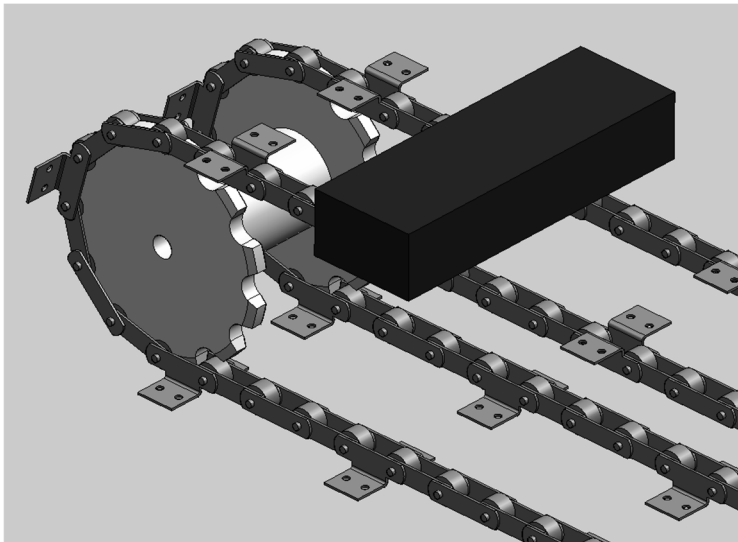
2. Muhamad Fahmi Ardiansyah (2019) Tugas Akhir D3 Teknik Mesin Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Tugas akhir dengan judul “Perencanaan Ulang *Chain Conveyor* Pengangkut Abu Ampas Tebu dengan Kapasitas 75 Ton/Jam Di PG Gempol Kerep”. Tugas akhir tersebut melakukan perencanaan ulang konveyor secara menyeluruh antara lain: perhitungan daya yang di butuhkan, pemilihan nomor rantai utama dan penggerak, bahan poros dan pasak, serta mempresiksi umur bearing

2.2 Pengertian *Chain Conveyor*

Konveyor rantai atau *chain conveyor* adalah konveyor dimana rantainya tidak terputus dari jenis seluruh konveyor yang melakukan tarikan dari unit penggerak dari pada beberapa

hasil pembawa beban untuk *transport*. Material/bahan dapat dibawa secara langsung pada rantai, pada *attachment* khusus yang diikatkan pada rantai baik untuk pengangkatan yang ditekan atau digandeng oleh rantai atau dapat ditekan/ditarik oleh rantai dengan pencantelan khusus pada rantai. Konveyor rantai cocok untuk sistem konveyor yang membutuhkan penutupan sempurna untuk penanganan material pada temperatur tinggi tetapi membutuhkan keamanan yang diperlukan oleh pabrik. Penggunaan konveyor rantai telah digunakan selama 40 tahun yang lalu karena pertimbangan pada pemeliharaan yang rumit. Banyak masalah yang dihadapi disebabkan oleh ketidak cukupan ahli dan kemampuan ekonomi. Hal ini terlihat begitu sederhana untuk pembuat baja kecil untuk merakit sistem konveyor rantai yang menggunakan komponen dengan kualitas rendah.



Gambar 2.1 *Chain Conveyor*

Sistem konveyor yang dibuat dengan baik dengan komponen kualitas tinggi terbuat dari baja logam campuran

yang diperlakukan panas atau tuangan. Penggunaan peralatan harus dengan hati-hati, ditekankan pada prosedur operasi dan program pemeliharaan. Program *preventive maintenance* biasanya dapat menghindari kerusakan serius agas tidak ada gangguan saat operasional.

Walaupun pembahasan ini hanya konveyor *transport*, hal ini penting dimana jelas berbeda antara konveyor *feeding* dengan *transport*, karena hal ini akan memiliki pengaruh yang diumumkan pada pembebanan rantai dan perhitungan perencanaan.

Ada beberapa pertimbangan yang mendasari dalam penelitian pesawat pengangkut:

1. Karakteristik pemakaian, hal ini menyangkut jenis dan ukuran material, sifat material, serta kondisi tempat atau ruang kerja alat.
2. Proses produksi, mengangkut kapasitas perjam dari unit, kontinuitas pemindahan, metode penumpukan material dan lamanya alat beroperasi.
3. Prinsip-prinsip ekonomi, meliputi ongkos pembuatan, pemeliharaan, pemasangan, biaya operasi dan juga biaya penyusutan dari harga awal alat tersebut. Berdasarkan pertimbangan diatas maka dipilihnya konveyor rantai sebagai pesawat pengangkut yang paling sesuai untuk mengangkut ampas tebu yang telah di bakar di ketel yang bersuhu tinggi untuk di buang ke gudang limbah.

2.2.1 Komponen Utama *Chain Conveyor*

Secara umum susunan komponen pada *chain conveyor* terdiri dari:

1. *Plate*

Pelat berguna menerima beban tarik di sepanjang arah rantai berjalan sambil menerima gaya reaktif vertikal sambil membawa beban. Pelat luar dan pelat dalam

bergeser satu sama lain selama rantai terhubung, serta terhadap sisi gigi sproket bersentuhan langsung dengan *sproket*.

2. *Roller*

Bentuknya pas dengan *bushing*. Berputar saat bersentuhan dengan sproket, sambil mengurangi guncangan dan keausan dari gigi. Rotasi juga menurunkan hambatan untuk bergerak.

3. *Bushing*

Bushing adalah bagian yang menahan kekuatan, menerima ketegangan dari rantai selama keterlibatan *sproket*, tetapi peran utamanya adalah sebagai bagian bantalan. Diameter luar *bushing* mengalami keausan karena gesekan terhadap diameter dalam *roller* selama rotasi *roller*, sedangkan diameter dalam *bushing* mengalami keausan karena bergesekan dengan diameter luar pin ketika rantai bergerak.

4. Pin

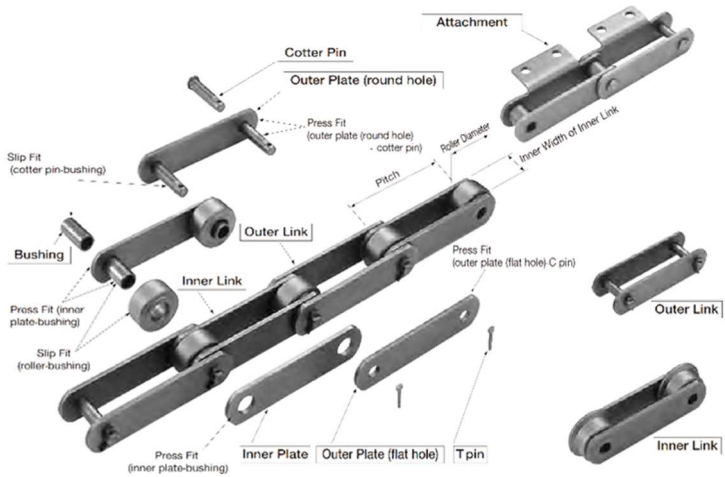
Peran paling penting dari pin adalah menghubungkan tautan dalam ke tautan luar. Seiring dengan pelat, menerima ketegangan rantai di sepanjang arah perjalanan saat menerima kekuatan reaktif dari beban yang dibawanya. Diameter luar pin mengalami keausan karena bergesekan pada bagian dalam *bushing* ketika rantai bergerak. Pin sangat penting bagian bantalan kekuatan dan membutuhkan ketahanan aus yang tinggi.

5. T Pin

Setelah pelat luar ditekan pas ke pin, kemudian T pin dimasukkan dan ditekuk untuk mencegah pin mudah terlepas saat rantai bergerak.

6. *Attachment*

Attachment digunakan untuk mengikat benda seperti *bucket* ke rantai.



Gambar 2.2 Komponen Utama *Chain Conveyor*
(TSUBAKI CO.2007)

2.2.2 Jenis-Jenis *Chain Conveyor*

Chain conveyor dibagi menjadi beberapa jenis, yaitu:

1. *Scrapper Conveyor*



Gambar 2.3 *Scrapper Conveyor*

2. *Apron Conveyor*



Gambar 2.4 *Apron Conveyor*

3. *Bucket Conveyor*



Gambar 2.5 *Bucket Conveyor*

4. *Bucket Elevator*



Gambar 2.6 *Bucket Elevator*

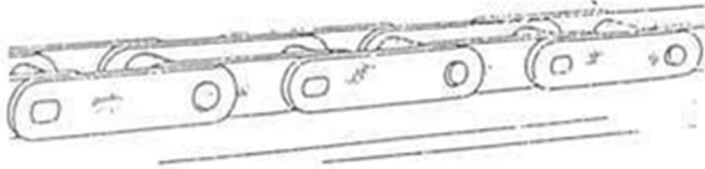
Chain conveyor digunakan untuk mengangkat beban unit berat, misalnya palet, kotak *grid*, dan wadah industri. Konveyor ini bisa menggunkan rantai tunggal atau ganda dalam konfigurasi. Muatan diposisikan pada rantai untuk menarik beban ke depan.

Ditinjau dari rantai terdapat dua jenis metode yang terdiri dari:

1. *Chain Sliding*

Metode ini adalah sederhana didalam kontruksi, memiliki bagian pergerakan yang lebih sedikit dan biasanya paling rendah/murah biayanya untuk beban yang diberikan. Hal ini paling efektif pada peralatan “kotor” dan kontruksi tak datar, cocok untuk pengaruh kondisi. Peralatan daya adalah lebih tinggi daripada untuk rantai penggulung.

Chain Sliding

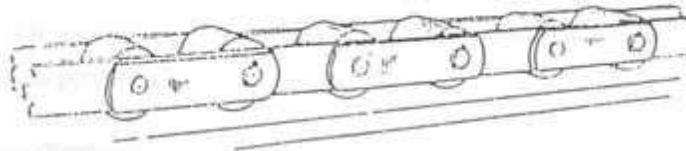


Gambar 2.7 *Chain Sliding*

2. *Chain Rolling*

Metode ini memiliki operasi yang lebih halus, pulsasi yang lebih sedikit bila dibandingkan dengan *chain sliding*. Semakin lebih rendah gesekan pada pusat yang lebih rendah, maka semakin sedikit pergerakan dan semakin rendah biaya operasi. Hal ini tidak cocok untuk peralatan “kotor” sebagaimana bahan luar dapat mengganggu penggulangan.

Chain Rolling



Gambar 2.8 *Chain Rolling*

2.2.3 Jenis Rantai Utama *Chain Conveyor*

Sebelum beberapa pembahasan bentuk, pemilihan dan penggunaa konveyor rantai dapat dilaksanakan, seseorang haruslah memiliki beberapa pengetahuan dan latar belakang sejarah dan pengembangan rantai itu sendiri. Dengan sederhana didefinisikan “Rantai adalah untaian material yang fleksibel, biasanya metal dibuat dari jenis elemen yang keras, biasanya

disebut lingkaran, saling dikunci atau dihubungkan satu sama lain tetapi bebas untuk bergerak pada satu atau banyak bidang.

Jenis rantai utama yang umum digunakan adalah:

1. ***Hollow Chain***

Rantai ini adalah rantai lunak pertama yang dikembangkan dan yang paling sederhana dari seluruh rantai konveyor. Hal ini di karenakan bentuknya sederhana dan memiliki kaitan terbuka pada ujung yang ditutup pada yang lain, kaitan pada suatu lingkaran menghubungkan atau memasangkan dengan bar atau *barrel* pada lingkaran berikutnya untuk membentuk untai rantai. Lingkaran ini pada awalnya dibentuk sebagai transmisi kekuatan atau rantai pergerakan dan digunakan secara luas pada mesin kebun. Sejak itu disesuaikan untuk tugas ringan, konveyor kecepatan rendah dan elevator bila digunakan dengan bervariasi pencanelan. Jarak pada kisar dari kira-kira 1” hingga 4 “ dan dengan kekuatan pekerjaan 200 lbs hingga 3.000 lbs.



Gambar 2.9 *Hollow Chain*

2. ***Pintle Steel Chain***

Rantai ini dikembangkan untuk perbaikan pada rantai yang dapat dilepas tidak memiliki konstruksi sambungan tertutup, mengizinkan material luar. Rantai pintle adalah juga lingkaran balutan dengan *barrel* penuh pada satu ujung dan terbuka pada yang lain, lingkaran kemudian

dipasangkan bersama-sama dengan paku keliling baja atau pemasangan pena, memberikan sambungan tertutup. Rantai ini dipolakan pada dasarnya sama dengan kisar seperti pada rantai yang dapat dilepaskan, didalam rencana untuk bergerak atas sprcoket/ roda rantai yang sama. Kisar bergerak lagi kira-kira 1 “- 3/8” hingga 5000 lbs.



Gambar 2.10 *Pintle Steel Chain*

3. Rantai Penggilingan “H”

Adalah perbaikan lebih lanjut dari rantai pintle yang pada dasarnya memiliki lingkaran offset yang sam hubungan pena, tetapi memiliki peralatan pengunci yang lebih baik untuk memegana pena ditempat untuk mencegah pergerakan, dan lebih lanjut memperata seluruh pemakaian kepermulaan panjang melalui barrel.

Ditambahkan dibawah sisi dari *sidebar* adalah dibilahkan untuk memberikan permukaan pemakain luas untuk penarikan atas pergerakan atau lembaga diantara gelombang-gelombang.

Rantai ini telah digunakan secara luas pada penggilingan kayu dan juga digunakan sebagai rantai mesin dan rantai pengungkit. Biasanya bergerak dari 2,308.” Kisa ke kisar 4” dengan kekuatan pekerjaan 1200 hingga 5000 lbs.



Gambar 2.11 Rantai Penggiligan H

4. Rantai Tarikan “H”

Rantai ini dimodifikasikan jenis penggilingan “H” tetapi adalah lebih luas dan memiliki permukaan pemakai yang lebih panjang melalui barrel rantai. Pengarahan muka laras adalah rata untuk menekan atau material penarik pada saat punggung laras dibulatkan untuk kontak lebih pantas dengan roda rantai.

Rantai ini memiliki permukaan penyorongan flat/datar luas dan ditambahkan, memiliki pembawa pada sidebar untuk dilindungi kepala dari pena. Rantai ini terutama cocok untuk pelayanan konveyor tarikan, menangani kayu, *sawdust*, debu, *refuse* dan lain-lain.

Juga dapat digunakan pada rantai berlipat untuk penanganan batangan, tungkul, drum dan lain-lain. Kisar berjarak dari 5” dengan 8” dengan kekuatan pekerjaan 3500 lbs hingga 6500 lbs.



Gambar 2.12 Rantai Tarikan H

5. Rantai Tarikan “C”

Jenis kombinasi rantai tarikan “C” adalah sama terhadap jenis “H” kecuali hal ini pada kekuatan yang lebih tinggi, yang memiliki pin diameter yang lebih besar dan terdiri dari lingkaran blok besi lunak yang menghubungkan dengan sidebar baja. Rantai ini tersedia pada kisar 5”, 6” dan 8” dengan kekuatan pekerjaan 7000 lbs hingga 9300 lbs.



Gambar 2.13 Rantai Tarikan C

6. Rantai Tarikan SD

Jenis rantai ini adalah sama terhadap *refuse* “H” dan rantai tarikan “C” kecuali hal ini dibuat dari bahan berat, baja lapisan yang diperlakukan panas dengan pena baja logam campuran yang diperlakukan panas dan memiliki *sidebar* lebar, rata. Rantai ini secara prinsip digunakan material penggosok seperti clinker semen, dan debu. Dibuat dari kisar 6” dan 9” dengan nilai pekerjaan 6700 lbs hingga 23400 lbs.



Gambar 2.14 Rantai Tarikan SD

7. Rantai Pintle Kelas 700

Rantai ini sama pada konstruksi terhadap kelas 400 atau rantau penggilingan “H” kecuali pada kisar lebih panjang. Hal ini adalah paling luas digunakan sebagai rantai kisar 6” dengan cantelan F dan pembalutan rantai besi lunak pada konstruksi *offset* dan sambungan tertutup, digunakan secara luas pada perlakuan pembuangan limbah dan pengumpulan limbah juga digunakan pada peralatan *bucket elevator* tertentu kekuatannya adalah pada 3200 lbs hingga 3800 lbs.



Gambar 2.15 Rantai Pintle Kelas 700

8. *Bushed Chain* Kelas 800

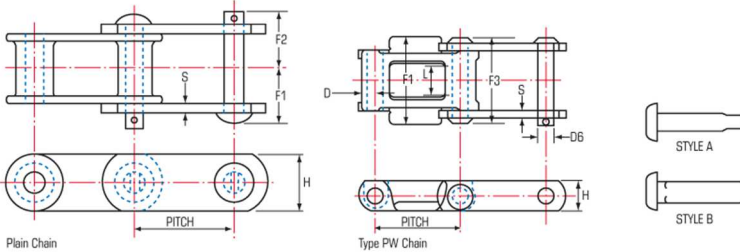
Rantai kelas 800 adalah dikembangkan pada awalnya untuk tugas berat dari pada beberapa rantai yang lain dan ditemukan pada penggunaan luas pada industri semen. Alat ini juga memiliki besi lunak tetapi untuk didalam polanya dengan laras khusus untuk menerima *bushing* yang dapat diperbaharui yang akan menjadi baja keras atau baja manganese dan dengan kuat di ikat ditempat. Laras adalah begitu terbalut sehingga *bushing* disingkapkan untuk kontak dengan *sporket* dan juga memberikan *resistasi* pemakain yang ulung diantara pin dan bushing. Rantai ini dibuat pada kisar 4" dan 6" dengan nilai pekerjaan 3200 lbs sampai 10000 lbs.



Gambar 2.16 *Bushed Chain*

9. Rantai Kombinasi

- a. Rantai kombinasi adalah langkah pertama terhadap rantai baja. Hal ini hanya sebagai nama yang digunakan, dimana pusat-pusat lingkaran blok adalah pembalut besi lunak, secara pilihan dihungkan dengan *sidebar* baja dan pena. Rantai ini masih luas digunakan pada *bucket elevator* dan berlari dari 2,609” hingga 6”. Memiliki kekuatan pekerjaan kira-kira 2000 lbs hingga 8300 lbs.
- b. Pengubahan rantai atas adalah rantai kombinasi “PW” yang dikembangkan untuk industri kayu *pulp*. Hal ini memiliki permukaan pemakai besar tambahan untuk tujuan penyorong dan pencantelan khusus. Penggunaan utamanya telah didalam penganan log/batang kayu pada tempat timbunan kayu untuk dari *drum barking*.



Gambar 2.17 *Combination Chain*

10. Roller Chain

Dengan jelas lebih sedikit gesekan disertakan, maka semakin sedikit rantai menarik. Rantai pengguling lunak adalah dengan demikian dipolakan sejak 1882 dan adalah paling sedikit biayanya pada beberapa rantai pengguling pada penggunaan. Hal ini secara lain adalah jenis terkasa rantai pengguling sekarang ini. Rantai ini dikonstruksikan dimana pengguling menyertai kembali kepada bosh yang mana pembalut integral dengan *sidebar*. Bosh bertindak

sebagai bushing dan seluruhnya dikunci bersama-sama dengan pin. Agar tidak mudah lepas.

Bergerak dengan kisar 2" sampai 6" dan dari 700 lbs hingga 4700 lbs pada kekuatan pekerjaan. Penggunaan utama mereka adalah pada *apron* konveyor,



Gambar 2.18 Roller Chain

11. *Cast Steel Bushing Chain*

Pengembangan rantai ini adalah dasar pada tanda untuk konveyor rantai dengan seluruh variasi baja campuran logam. Rantai ini dibuat dari sidebar yang dibubuhi dengan akurat (harus atau offset dengan thimbles atau penggosok tekanan *bushing* kedalam sisi bar dan baja) yang dikunci kedalam *sidebar* yang di *rivet*. Mereka dapat memiliki penggulung atau tanpa penggulung. Rantai ini dengan luas dipergunakan sebagai penggerak rantai pada kisar 4" hingga 30" dan kekuatan pekerjaan 2000 lbs hingga 25000 lbs.



Gambar 2.19 *Cast Steel Bushing Chain*

12. Rantai tanpa paku yang ditempa

Rantai tanpa paku ditempa adalah dikembangkan karena kekuatannya yang tinggi per unit bobot dan kesederhanaan bentuknya yang mampu dirakit atau dilepaskan tanpa peralatan. Hal ini pada dasarnya terdiri dari empat pembagian baja yang ditempa. Misalnya pin T ganda, lingkaran pusat yang mana adalah kumparan tertutup dan dua *sidebar*. Salah satu sifat utamanya adalah dapat beroperasi atau fleksibel dua arah, dalam batas tertentu, tetapi juga digunakan pada *scraper* dan *bucket elevator*. Tersedia pada 3", 4", 6" dan 9".



Gambar 2.20 Rantai Tanpa Pin yang Ditempa

13. *Welded Chain*

Jenis rantai ini pembaharuan relatif baru dan dikembangkan untuk mempersiapkan *line* superior rantai untuk menggantikan dan dapat dilepaskan, pernggilan dan jenis kombinasi dengan yang lebih kuat, pemakaian yang lebih baik dan toleransi yang lebih dekat. Rantai ini biasanya pada jenis *offset* yang terdiri dari laras baja yang dipatrikan dsiantara sidebar baja dan dasar roda rantai disatukan dengan pin yang diperlakuak panas. Merek direncanakan untuk bergerak secara dasar roda rantai sama sebagaimana rantai pabalut yang mereka gantikan. Alay ini tersedia pada kisar dari 2,609” hingga 9” dari 300 lbs hingga 17000 lbs kekuatan pekerjaan juga tersedia untuk rantai tarikan pada kisar 5”, 6” dan 8” dengan kekuatan pekerjaan 10000 lbs hingga 15000 lbs.



Gambar 2.21 *Welded Chain*

14. *Spesial Chain*

Deskripsi diatas dapat mempersiapkan pembaca dengan prespektif pada pengembangan rantai yang telah diketahui sekarang ini. Hal ini jelas, bahwa banyak kombinasi bentuk dari baja dapat yang diadaptasikan untuk menghasilkan kira-kira beberapa jenis rantai yang dapat atau mungkin dibutuhkan. Rantai sudah ditentukan untuk kontruksi pengoperasian pintu gerbang bendunan besar, juga banyak untuk peralatan khusus pada penggilan baja untuk

kumpara, bar, plat, material panas sehingga temperatur 1300F dan di atasnya. Rantai ini telah dibuat dengan kekuatan dasar 3.000.000lb. Secara umum dibuat dari baja tempa dan diperlakukan panas pada logam campuran Jerman No.1.0401 atau British No.ENZE. Pemcantelan seperti bar pengakatan dapat dengan terintegrasikan disatukan dengan lingkaran atau dibautkan.



Gambar 2.22 *Spesial Chain*

2.2.4 Rekomendasi Kecepatan Rantai

Rekomendasi kecepatan rantai pada *chain conveyor* sesuai dengan jenis konveyor yang di gunakan dapat dilihat pada tabel di bawa ini.

Tabel 2.1 Rekomendasi Operasi Kecepatan Rantai

Tipe konveyor	Kecepatan (ft/min)
<i>Slat or flat-top conveyor</i>	50 - 150
<i>Carrier conveyor</i>	50 - 150
<i>Assembly line conveyor</i>	5 - 15
<i>Drag and scraper conveyors</i>	50 - 100
<i>Apron conveyor</i>	1 - 60

Tabel diatas menunjukkan bahwa kecepatan yang direkomendasikan untuk jenis *scraper* konveyor antara 50 ft/min sampai 100 ft/min.

2.2.5 Kapasitas Conveyor

Kapasitas pesawat angkut (*conveyor*) tergantung pada berat muatan tiap meter panjang mesin dan kecepatan conveyor, maka kapasitas per jamnya sebagai berikut. Persamaan 1

$$Q = \frac{60}{1000} qv$$

Di mana, Q : kapasitas conveyor, ton/jam

q : massa muatan per satuan panjang, kg/m

v : kecepatan conveyor, m/min

Jika muatan berbentuk curah (*bulk load*), yaitu muatan yang terdiri dari banyak partikel atau gumpalan yang homogen, maka. Persamaan 2

$$q = 1000 A \gamma$$

Di mana, q : massa muatan per satuan panjang, kg/m

A : luas penampang, m²

γ : massa jenis, ton/m³

Tabel 2.1 Massa Jenis Curah

<i>Material</i>	<i>Bulk Weight γ, ton/m³</i>
<i>Gypsum, small- lumped</i>	1,2-1,4
<i>Clay, dry, small- lumped</i>	1,0-1,5
<i>Ground, dry</i>	1,2
<i>Ash</i>	0,4-0,6
<i>Coke</i>	0,36-0,53
<i>Wheat flour</i>	0,45-0,66
<i>Oat</i>	0,40-0,50
<i>Sawdust</i>	0,16-0,32
<i>Sand, dry</i>	1,40-1,65
<i>Iron ore</i>	2,1-2,4
<i>Coal, run of mine</i>	0,65-0,78
<i>Cement, dry</i>	1-1,3
<i>Slag, anthracite</i>	0,60-0,90

2.3. Perhitungan Pemilihan Rantai Utama

Pemilihan rantai utama pada *Chain conveyor* terdapat beberapa perhitungan diantaranya, gaya pada rantai utama, berat dan panjang rantai utama, diameter sproket dan daya motor penggerak yang dibutuhkan.

2.3.1 Gaya Tarik pada Rantai Utama

Gaya tarik pada konveyor yang diperlukan sangat penting untuk mencari berapa daya yang dibutuhkan oleh rantai untuk dapat menggerakkan abu ampas tebu dari pembuangan ketel menuju ke tempat limbah maka gaya pada rantai konveyor dapat dicari dengan menggunakan rumus seperti berikut.

Untuk konveyor lintasan horizontal (DID *Catalog*,2007)

Persamaan 2.1

$$F_{ch} = \left(16,7 \frac{Q}{v} f_2 + 2,1 M f_1 \right) L \frac{g}{1000}$$

Di mana, F_{ch} : gaya tarik pada rantai lintasan horizontal, kN

Q : kapasitas konveyor, ton/jam

v : kecepatan rantai, m/min

f_1 : koefisien gesek antara rantai dan jalur

f_2 : koefisien gesek benda yang diangkut

L : jarak poros sproket, m

M : massa elemen rantai yang bergerak, kg/m

g : percepatan gravitasi, m/s²

Untuk konveyor lintasan miring.(DID *Catalog*,2007)

Persamaan 2.2

$$F_{ci} = 16,7 \frac{Q}{v} (H f_2 + I) \frac{g}{1000} + M (H f_1 + I) \frac{g}{1000} + 1,1 M (H f_1 - I) \frac{g}{1000}$$

Di mana, F_{ci} : gaya tarik pada rantai lintasan miring, kN

I : jarak vertikal poros, m

H : jarak horizontal poros, m

Dengan demikian gaya tarik maksimum yang ada pada rantai adalah

Persamaan 2.3

$$F_c = F_{ch} + F_{ci}$$

Di mana, F_c : Gaya tarik rantai, kN

Nilai koefisien gesek rantai dan jalur (f_1) dapat menggunakan pada tabel berikut ini.

Tabel 2.2 Koefisien Gesek Rantai dan Jalur (DID *Catalog*)

Roller diameter (D)	f_1	
	Dengan pelumas	Tanpa pelumas
$D < 50$	0,15	0,20
$50 \leq D < 65$	0,14	0,19
$65 \leq D < 75$	0,13	0,18
$75 \leq D < 100$	0,12	0,17
$100 \leq D$	0,11	0,16
Tanpa roller	0,2-0,3	0,30-0,45
Roller dengan bearing	0,02-0,03	

Nilai koefisien antara benda yang di angkut dengan jalur (f_2) dapat menggunakan pada tabel berikut ini.

Tabel 2.3 Koefisien Gesek Benda yang Diangkut dan Jalur (DID *Catalog*)

Beban yang diangkut	f_2
<i>Coal</i>	0.30-0.70
<i>Coke</i>	0.35-0.70
<i>Ash</i>	0.45-0.65
<i>Sand</i>	0.55-0.90
<i>Sandstone</i>	0.55-0.70
<i>Ore</i>	0.45-0.70
<i>Cement</i>	0.60-0.75
<i>Cereal</i>	0.35-0.45
<i>Limestone</i>	0.35-0.55

Nomor *chain* yang digunakan dapat ditentukan dengan menggunakan rumus gaya tarik rantai yang dibutuhkan (F_R) sebagai berikut.

Persamaan 2.4

$$F_R = \frac{F_c}{2} \cdot K_s \cdot K_e$$

Dimana F_R : gaya tarik perencanaan, kN

F_c : gaya tarik rantai, kN

K_s : *safety factor*

K_e : *service factor*

Tabel 2.4 *Safety Factor K_s* (DID Catalog,2007)

Kecepatan rantai	<i>Safety factor (K_s)</i>
$v \leq 30$ m/min	7 atau lebih
30-40 m/min	8 atau lebih
40-50 m/min	9 atau lebih
50-60 m/min	10 atau lebih

Nilai *service factor K_e* dapat ditentukan dengan melihat kondisi dari beberapa faktor yaitu:

1. Laju benda yang diangkut
2. Ada atau tidaknya gaya kejut saat beroperasi atau tidak.
3. Kondisi lingkungan bagus
4. Pelumasan yang dilakukan

Tabel 2.5 *Service Factor K_e* (DID Catalog 2007)

Kondisi	<i>Safety factor (K_e)</i>	
	Operasi rantai per hari	
	<10 jam	10-24 jam
Good	1.0	1.2
Fair	1.2	1.4
Bad	1.5-2.0	1.8-2.5

2.3.2. Massa Komponen Rantai Utama

Massa komponen rantai utama konveyor rantai adalah total massa keseluruhan, mulai dari rantai, *attachement*. Dihitung dengan persamaan dibawah ini.

Persamaan 2.5

$$M = M_{\text{scraper}} + 2 \left(M_{\text{chain}} + \frac{M_{\text{att}}}{x} \right)$$

Dimana, M : massa komponen bergerak, kg/m
 M_{scraper} : berat *scraper*, kg/m
 M_{chain} : berat rantai, kg/m
 M_{att} : berat *attachment*, kg/m
 x : jarak pemasangan attachment, m

2.3.3 Diameter Sproket Konveyor

Diameter sproket konveyor dapat dicari dengan data awal yang dibutuhkan adalah panjang *pitch*, jumlah gigi, dan kecepatan rantai. Dari grafik pada lampiran 8 maka dapat ditentukan berapa jumlah gigi dari sproket konveyor.

Dengan demikian maka jari jari sproket dapat dihitung dengan menggunakan rumus.

Persamaan 2.6

$$R = \frac{Np}{2\pi}$$

Dimana, R : jari-jari sproket, mm
 N : jumlah gigi,
 p : panjang *pitch*, mm

Kecepatan putaran sproket juga dapat di hitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut ini.

Persamaan 2.7

$$v = \pi D n$$
$$n = \frac{v}{\pi D}$$

Dimana, v : kecepatan rantai, m/min

D : diameter sproket ,m
n : putaran, rpm

2.3.4 Panjang Rantai Utama

Panjang rantai yang diperlukan untuk konveyor dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut ini.

Persamaan 2.8

$$L_p = N + \frac{2C}{p}$$

(*American Chain Asosiation, 2006*)

Dimana L_p : panjang rantai, *pitch*
N : jumlah gigi *sprocket*
C : jarak poros, mm
p : *pitch*, mm

2.3.5 Daya yang Dibutuhkan

Daya yang dibutuhkan oleh konveyor membutuhkan data awal yaitu gaya tarikan rantai yang bekerja dan kecepatan rantai yang dapat dirumuskan sebagai berikut. (DID catalog, 2007)

Untuk lintasan horizontal

Persamaan 2.9

$$P_h = \frac{F_{ch} v}{52,2 \eta}$$

Untuk lintasan miring

Persamaan 2.10

$$P_i = \frac{v}{52,2 \eta} \left\{ F_{ci} - M(I-H f_1) \frac{g}{1000} \right\}$$

Dimana, F_{ch} : gaya tari pada rantai lintasan horizontal, kN
 F_{ci} : gaya tarik pada rantai lintasan miring, kN
v : kecepatan rantai, m/min
 f_1 : koefisien gesek rantai dan jalur
 η : efisiensi
M : massa komponen rantai yang bergerak, kg/m

- H : jarak horizontal poros, m
I : jarak vertikal poros, m
g : percepatan gravitasi, m/s^2

2.4 Rantai dan Sproket Penggerak Konveyor

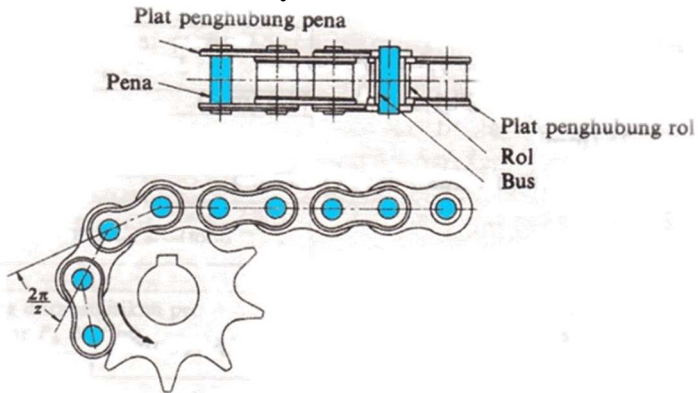
Rantai atau *chain* merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya (*power transmission*). Penggunaan rantai mempunyai keuntungan, kerugian dan dasar pemikiran sebagai berikut.

Rantai sebagai transmisi mempunyai keuntungan-keuntungan seperti: mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar, tidak memerlukan tegangan awal, keausan kecil pada bantalan, dan mudah memasangnya. Adapun kerugiannya seperti: timbul suara dan getaran (karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki gigi sproket), adanya perpanjangan, tidak baik untuk kecepatan tinggi, adanya variasi kecepatan karena lintasan busur pada sproket yang mengait mata rantai. Karena kekurangan-kekurangan ini maka rantai tidak dipakai untuk kecepatan tinggi, kecepatannya hanya sampai 600 m/min untuk rantai rol, sedangkan untuk kecepatan yang lebih tinggi dipakai *silent chain*.

Dasar pemikiran menggunakan rantai adalah sebagai berikut.

1. Perbandingan putaran tetap
2. Tidak terjadi slip
3. Dapat digunakan untuk beban yang tinggi ($F= 43000$ kg)
4. Jarak kedua poros dapat lebih jauh
5. Dapat mencapai umur yang panjang
6. Efisiensi cukup tinggi (98%)
7. Mampu menggerakkan beberapa mekanisme dengan satu penggerak

2.4.1 Transmisi dan Daya Rantai



Gambar 2.23 Rantai Roll

Pada transmisi ini biasanya dipergunakan untuk jarak poros lebih besar dari pada penggerak roda gigi tetapi lebih pendek dari pada penggerak sabuk, keuntungannya rantai mengait pada gigi sproket dan meneruskan daya tanpa selip, sehingga perbandingan putaran yang tetap, dapat dilihat pada gambar berikut ini.

Sedangkan untuk mendapatkan besarnya daya desain (P_d) dapat dihitung dengan persamaan berikut.

Persamaan 2.11

$$P_d = f_c P$$

Dimana, P_d : Daya perencanaan, kW

f_c : Faktor perencanaan

P : Daya yang ditransmisikan (N), kW

Tabel 2.6 Faktor Koreksi Untuk Rantai (f_c)

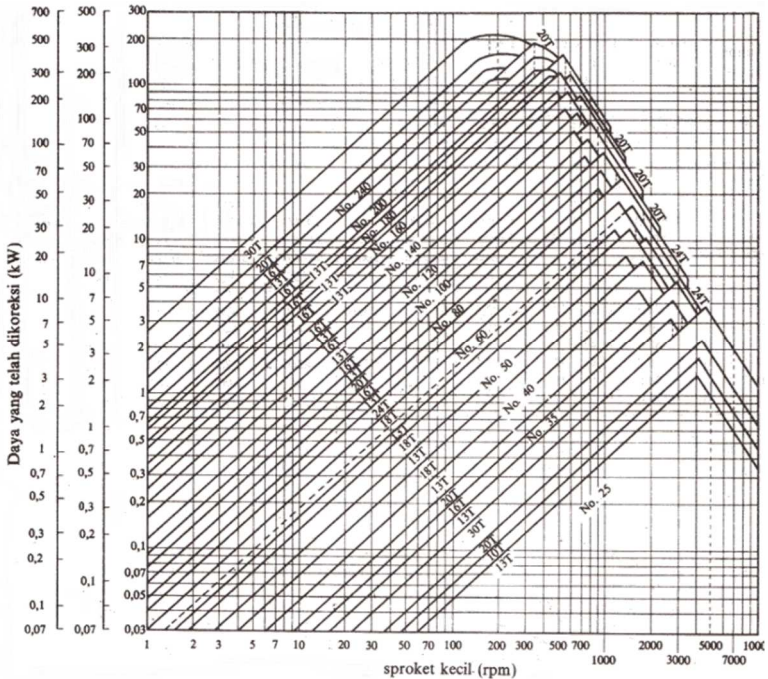
Tumbukan	Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil, mesin industri Kecil	1,0	1,0	1,2
Sedang	Kompresor sentrifugal, konveyor dengan variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas,	1,3	1,2	1,4
Berat	penghancur, pencampur pertambangan, bor minyak bumi, karet, rol, Mesin penggetar, mesin umum dengan putaran dapat dibalik	1,5	1,4	1,7

2.4.2 Pemilihan Rantai Penggerak

Rantai mempunyai nomor yang disebut nomor rantai, masing-masing nomor rantai mempunyai ukuran umum seperti: jarak bagi (p), diameter rol (R), lebar roll (W), dan sebagainya, dan ukuran khusus seperti: panjang pin, batas kekuatan tarik, dan sebagainya yang dapat dilihat pada lampiran 9.

Untuk memilih besarnya rantai yang sesuai dengan daya dan putarannya, maka dapat menggunakan gambar di bawah ini. Sebagai contoh putaran pule kecil 16,02 rpm, $P_d = 19,851$

kW dan menggunakan satu buah rantai yang cocok untuk kasus tersebut adalah rantai nomor 100.



Gambar 2.24 Diagram Nomor Rantai Penggerak

2.4.3 Rasio Sproket Penggerak

Rasio sproket penggerak dapat ditentukan berdasarkan perbandingan putaran, sudut pitch, diameter sproket, dapat juga dengan jumlah gigi sproket.

Persamaan 2.12

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Nt_2}{Nt_1}$$

- Dimana,
- i : rasio
 - n : kecepatan putar sproket, rpm
 - ω : sudut *pitch*
 - D : diameter sproket, cm
 - Nt : jumlah gigi

2.4.4 Kecepatan dan Panjang Rantai Penggerak

Kecepatan rantai biasanya diartikan sebagai jumlah panjang (meter) yang masuk ke dalam sproket tiap satuan waktu (menit), sehingga dapat dinyatakan.

Persamaan 2.13

$$v = \pi D n$$

$$v = N_{t1} p n$$

Dimana, v : kecepatan rantai, m/min

D : diameter sproket, m

n : putaran, rpm

N_{t1} : jumlah gigi sproket kecil

P : pitch, mm

Panjang rantai yang diperlukan dapat dihitung berdasarkan jumlah *pitch* (L/p), secara pendekatan dapat dicari dengan persamaan berikut. (Diktat Elemen Mesin II,2012)

Persamaan 2.14

$$\frac{L}{p} = \left[\frac{2C}{p} + \frac{(N_{t1} + N_{t2})}{2} + \frac{(N_{t2} - N_{t1})}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \right]$$

Dan jika panjang rantai bernilai dengan satuan panjang maka persamaan ang digunakan sebagai berikut.

Persamaan 2.15

$$L = p \left[\frac{2C}{p} + \frac{(N_{t1} + N_{t2})}{2} + \frac{(N_{t2} - N_{t1})}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \right]$$

Dimana, L : panjang rantai, cm

p : picth, cm

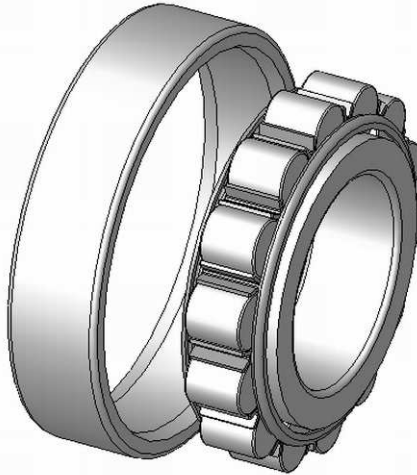
C : jarak poros sprocket, cm

2.5 *Bearing*

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk

menahan gaya yang terjadi pada poros. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat bekerja sebagaimana mestinya.

Bearing dengan rol ini mempunyai kegunaan yang sama seperti *bearing* dengan bola, tetapi bearing ini dapat menerima beban radial yang lebih besar (dalam ukuran yang sama). Hal ini dimungkinkan karena kontak antara rol dengan ring lebih besar yaitu berupa garis, tidak berupa titik seperti *ball bearing*.



Gambar 2.25 Cylindrical Roller Bearing

2.5.1 Beban Radial

Beban radial dapat dihitung dengan menimbang berat dan dikalikan dengan gravitasi, dan dibagi jumlah bantalan yang mendukung beban tersebut.

Persamaan 2.16

$$F_r = \frac{m \cdot g}{z}$$

Di mana, F_r : beban radial, kN
 m : massa, kg
 g : gravitasi, m/s^2
 z : jumlah bantalan

Hitung diameter rata-rata bantalan dengan persamaan berikut.

Persamaan 2.17

$$d_m = \frac{1}{2}(d + D)$$

Persamaan

Di mana, d_m : rata-rata diameter bantalan, mm

d : diameter dalam bantalan, mm

D : diameter luar bantalan, mm

Menghitung beban radial minimal (F_{rm}) dengan persamaan sebagai berikut.

Persamaan 2.18

$$F_{rm} = k_r \left(6 + \frac{4 \cdot n}{n_r} \right) \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$$

Dimana, k_r : minimum *load factor* (lampiran x)

n : putaran mesin, rpm

n_r : refrensi kecepatan, rpm (lampiran xx)

2.5.2 Beban Ekuivalen

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar atau ring dalam yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila *bearing* bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya *bearing* biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luarnya berputar. Sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi sebagai berikut.

Persamaan 2.20

$$P = V F_r$$

Dimana, P : Beban Ekuivalensi, kN

F_r : beban radial, kN

- V: faktor putaran konstan
 : 1,0 apabila ring dalam berputar
 : 1,2 apabila ring luar berputar

2.5.3. Prediksi Umur *Bearing*

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur *bearing* (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan sebagai berikut ini.

Persamaan 2.21

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

- Dimana, L_{10h} : umur *bearing*, jam
 b : konstanta yang tergantung tipe beban.
 (b=3 untuk *ball bearing* dan b= 10/3 untuk *roller bearing*)
 C : beban dinamis, kN (lampiran 9)
 P : beban ekivalen, kN
 n : putaran poros, rpm

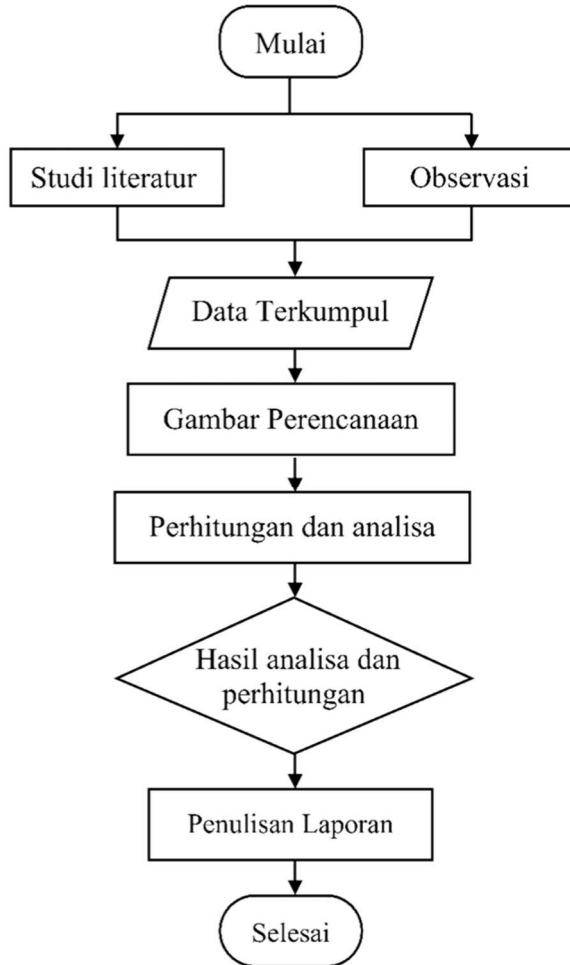
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Alur dari pengerjaan tugas akhir ini dapat dilihat pada gambar diagram alir di bawah ini.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

Penjelasan diagram alir penelitian:

1. Studi literatur

Studi literatur dilakukan selama proses penelitian dan juga penulisan laporan. Penentuan tema didapat setelah membaca beberapa tugas akhir terdahulu dan observasi lapangan. Dasar teori dan juga segala jenis perhitungan yang dilakukan berdasarkan beberapa bahan pustaka yang didapat dari buku, jurnal ilmiah, publikasi – publikasi ilmiah, tugas akhir terdahulu, dan media internet.

2. Observasi

Observasi atau pengamatan lapangan dilakukan untuk mengetahui kondisi sebenarnya yang terjadi di lapangan. Pada observasi ini juga dilakukan pengambilan data seperti arah aliran muatan konveyor, panjang lintasan, jarak sproket, jenis rantai yang digunakan, penampang lintasan, diameter sproket rantai transmisi jumlah gigi sproket rantai transmisi, dan jarak sumbu poros pada sproket rantai transmisi yang nantinya berguna untuk perencanaan *chain conveyor* pengangkut abu ampas tebu sisa proses pembakaran pada ketel Cheng Chen di PG Tjoekir.

3. Perencanaan Chain Conveyor

Perencanaan dilakukan untuk menentukan komponen apa saja yang perlu untuk direncanakan. Dilakukan pula perencanaan gambar yang diinginkan sesuai dengan data yang telah didapat.

4. Perhitungan dan Analisa

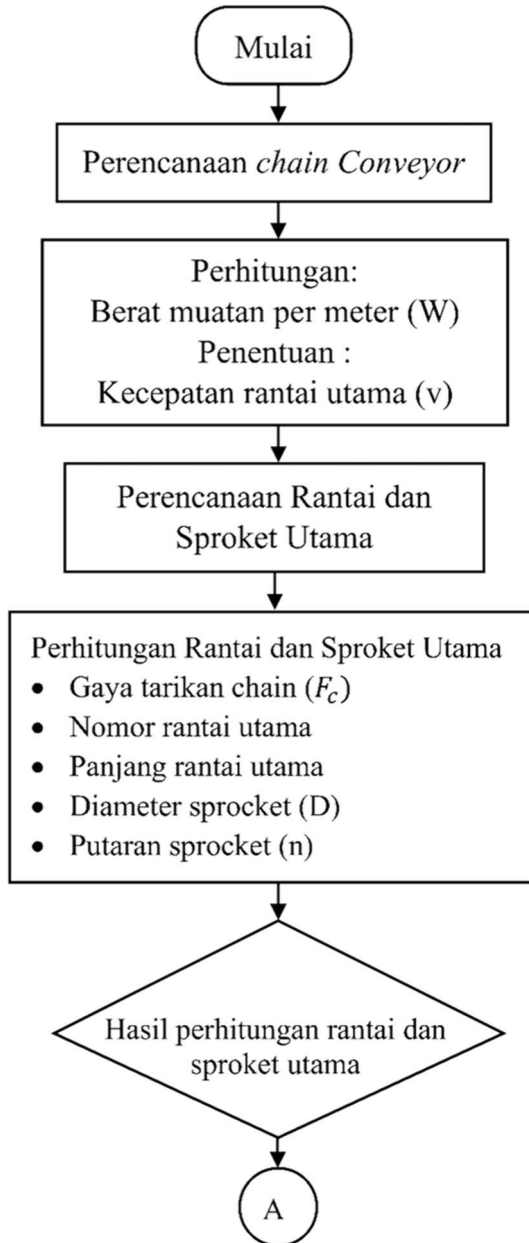
Pada tahap ini dilakukan perhitungan untuk mengetahui perencanaan chain dan sproket pada *chain conveyor*, perhitungan elemen mesin pada rantai utama konveyor, rantai transmisi, sproket transmisi, dan perhitungan daya motor yang tepat untuk perencanaan *chain conveyor* pengangkut abu ampas tebu di PG Tjoekir.

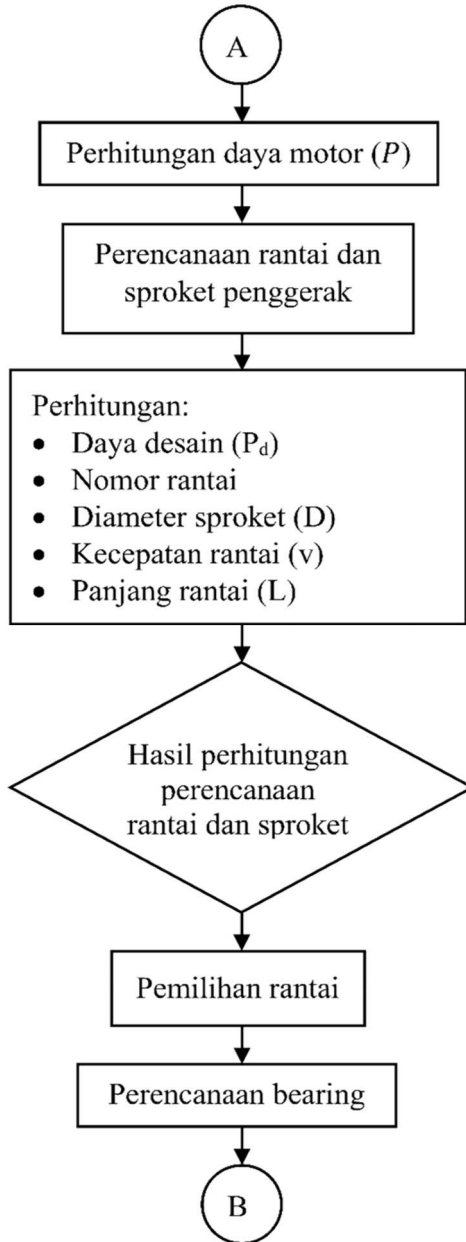
5. Penyusunan Laporan

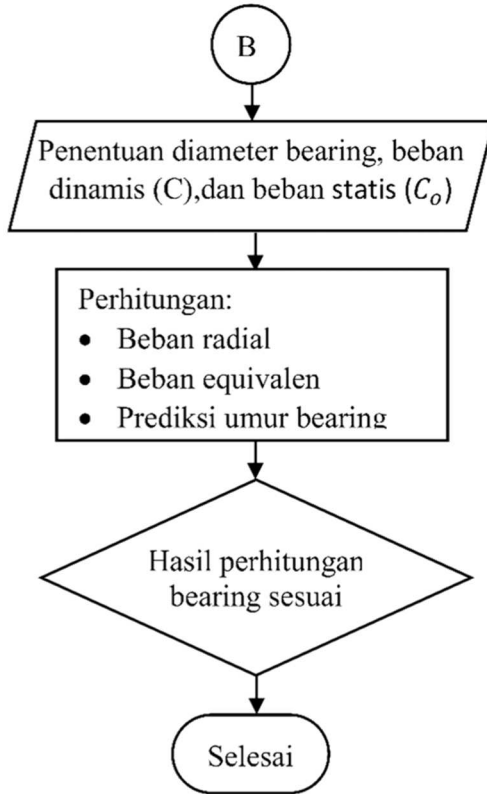
Tahap ini dilakukan penulisan laporan yang berisi perhitungan serta analisa yang kemudian dapat ditarik kesimpulan yang didapat dari hasil penelitian yang telah dilakukan.

3.2 Diagram Alir Perhitungan

Alur dari perhitungan pada komponen yang direncanakan pada tugas akhir ini dapat dilihat pada gambar diagram alir di bawah ini







Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan

Penjelasan diagram alir perhitungan:

1. Perencanaan *chain conveyor*

Perencanaan *chain conveyor* meliputi perhitungan gaya pada rantai utama konveyor, massa rantai utama, panjang rantai utama dan diameter sproket konveyor. Dari perhitungan ini akan didapatkan spesifikasi *chain conveyor* sesuai dengan yang diinginkan dan juga digunakan untuk perhitungan daya motor penggerak.

2. Perencanaan rantai dan sproket

Perencanaan rantai dan sproket transmisi meliputi perhitungan daya desain, diameter sproket transmisi, dan kecepatan rantai. Dari perhitungan tersebut didapatkan panjang rantai yang di butuhkan, lalu dapat ditentukan jenis dan tipe rantai yang akan digunakan.

3. Perencanaan bearing

Perencanaan bearing dapat dilakukan setelah mengetahui diameter poros maka dapat ditentukan diameter bearing dan mendapatkan data dari tabel untuk dilakukan perhitungan beban ekuivalen untuk memprediksi umur bearing yang digunakan.

3.3 Prinsip Kerja *Chain Conveyor* Pengangkut Abu Ampas Tebu di PG Tjoekir

Abu ampas tebu berasal dari stasiun ketel cheng chen yang membakar ampas tebu. Ampas tebu yang telah menjadi abu tersebut kemudian dipindahkan ke gudang ampas menggunakan *chain conveyor* dengan jenis *scraper*. *chain conveyor* digerakkan dengan motor penggerak yang menggerakkan sproket, sproket yang berputar menarik rantai konveyor, sehingga konveyor mulai berjalan membawa abu ampas tebu.

3.4 Tempat dan Waktu

Obeservasi dilakukan pada bulan september 2019 di PG Tjoekir.

3.5 Komponen Mesin *Chain Conveyor* di PG Tjoekir

1. Rantai utama



Gambar 3.3 Rantai Utama Di PG Tjoekir

Rantai yang digunakan adalah roller chain yang berguna sebagai pengangkut abu ampas tebu dari ketel menuju ke pembuangan.

2. *Scraper*

Scraper dikaitkan ke rantai dengan menggunakan attachment yang berguna untuk menarik abu ampas tebu yang ada di bawah menuju ke gudang ampas sehingga abu bisa bergerak mengikuti putaran rantai.



Gambar 3.4 *Scraper* Di PG Tjoekir

3. Motor penggerak dan *Gearbox*



Gambar 3.5 Motor Pengerak dan *Gearbox* Di PG Tjoekir

Menggunakan motor 3 kW atau 4 HP dengan putaran 1420 rpm dan gearbox *worm reducer* model ASS single

worm untuk mengurangi putaran dengan ratio 1:60 sehingga putarannya menjadi 23,7 rpm

4. Rantai dan sproket transmisi



Gambar 3.6 Rantai dan Sproket Transmisi Di PG Tjoekir

Menggunakan rantai dan sproket yang berfungsi untuk mentransmisikan daya motor kepada sproket rantai utama sehingga dapat menggerakkan rantai utama

5. Poros dan pasak

Poros berfungsi sebagai transmisi putaran sproket transmisi menuju ke sproket rantai utama dan pasak berfungsi untuk menyatukan poros dengan sproket transmisi dan sproket conveyor

6. Bearing

Berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk menahan gaya yang terjadi pada poros.

BAB IV

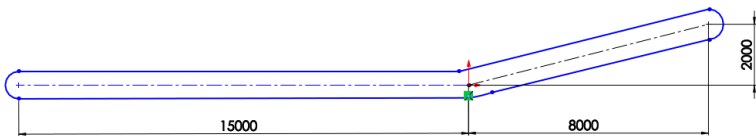
HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dilakukan pembahasan tentang perhitungan dan perencanaan komponen *chain conveyor* yaitu: rantai utama konveyor, rantai dan sproket transmisi penggerak dan juga *bearing*.

4.1 Data Hasil Observasi

Setelah dilakukan observasi lapangan, didapatkan beberapa data yang dapat mendukung perhitungan *chain conveyor*. Adapun data-data tersebut sebagai berikut:

Kapasitas chain konveyor (Q)	:	20 ton/jam
Kecepatan konveyor (v)	:	20 m/min
Panjang lintasan horizontal (L)	:	15 m
Panjang lintasan miring (H)	:	8 m
Tinggi lintasan miring (I)	:	2 m
Panjang lintasan keseluruhan	:	23 m
Benda yang di angkut	:	Abu ampas tebu
Jenis konveyor	:	<i>Scraper</i>
Dimensi konveyor:		
Tinggi	:	40 cm
Lebar	:	70 cm



Gambar 4.1 Lintasan *Chain Conveyor*

4.2 Perencanaan Rantai dan Sproket Utama

Rantai Utama adalah rantai yang digunakan untuk membawa benda dengan bantuan *scraper* yang dihubungkan dengan rantai tersebut dan terletak pada bak penampungan

(lihat gambar 3.3). Perhitungan dapat dilakukan dengan data awal yang diperlukan untuk perencanaan rantai utama adalah kecepatan (v), kapasitas (Q), panjang lintasan (L), massa seluruh komponen bergerak (M).

4.2.1 Kapasitas Conveyor

Massa muatan persatuan panjang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2 berdasarkan luasan penampang dan massa jenis dari muatan curah yang diangkut dari tabel 2.1 didapat $0,5 \text{ ton/m}^3$.

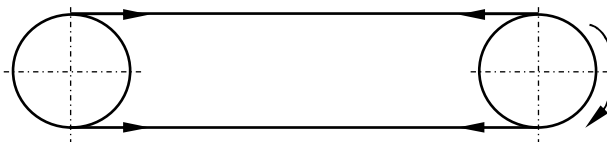
$$q = 1000 A \gamma$$

$$q = 1000 (0,7 \text{ m} \cdot 0,4 \text{ m}) 0,5 \text{ ton/m}^3$$

$$q = 140 \text{ kg/m}$$

4.2.2 Gaya Tarik Maksimum pada Konveyor

Gaya tarik maksimum pada konveyor dilakukan dengan dua persamaan yaitu gaya tarik pada konveyor bidang horizontal (F_{ch}) dan bidang miring (F_{ci}) kemudian dijumlahkan sehingga dapat diketahui berapa gaya tarik maksimum yang terjadi pada konveyor. Nilai M pada perhitungan ini menggunakan nilai maksimum.



Gambar 4.2 Konveyor Bidang Horizontal

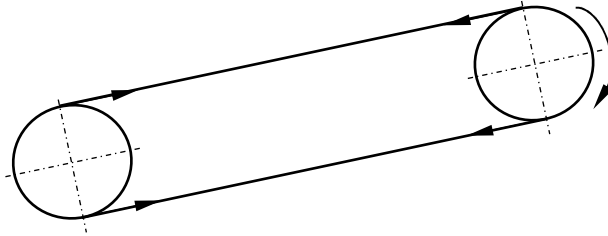
Menggunakan persamaan 2.1

$$f_1 = 0,19 \text{ (Tabel 2.2)}$$

$$f_2 = 0,65 \text{ (Tabel 2.3)}$$

$$F_{ch} = \left(16,7 \cdot \frac{20 \text{ ton/jam}}{20 \text{ m/min}} \cdot 0,65 + 2,1 \cdot 100 \text{ kg/m} \cdot 0,19 \right) \times 15 \text{ m} \cdot \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} = 7,466 \text{ kN}$$

Gaya yang terjadi pada konveyor yang bergerak pada bidang horizontal adalah 7,466 kN karena dalam konveyor terdiri dari dua untaian rantai maka satu rantai mempunyai gaya tarik sebesar $F/2$ sehingga besar tegangan yang dimiliki satu rantai adalah 3,733 kN.



Gambar 4.3 Konveyor Bidang Miring

Menggunakan persamaan 2.2

$$f_1 = 0,19 \text{ (Tabel 2.2)}$$

$$f_2 = 0,65 \text{ (Tabel 2.3)}$$

$$\begin{aligned} F_{ci} &= 16,7 \frac{20 \text{ ton/jam}}{20 \text{ m/min}} (8 \text{ m} \cdot 0,65 + 2 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &\quad + 100 \text{ kg/m} (8 \text{ m} \cdot 0,19 + 2 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &\quad + 1,1 \cdot 100 \text{ kg/m} (8 \text{ m} \cdot 0,19 - 2 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &= 8,428 \text{ kN} \end{aligned}$$

Gaya pada konveyor yang bergerak pada bidang miring adalah 8,428 kN karena terdapat dua untaian rantai pada konveyor maka satu rantai memiliki gaya tarik sebesar $F/2$ sehingga gaya tarik sebesar 4,214 kN.

Dengan demikian gaya tarik rantai maksimum yang ada pada konveyor berdasarkan persamaan 2.3.

$$\begin{aligned} F_c &= 3,733 \text{ kN} + 4,214 \text{ kN} \\ &= 7,214 \text{ kN} \end{aligned}$$

4.2.3 Pemilihan Nomor Rantai Utama

Dengan gaya tarik maksimal 7,947 kN dan safety factor dari rantai utama yang bergerak (K_s) adalah 7 dari tabel 2.5 dan konveyor bekerja diatas 10 jam dan tidak dilumasi servise faktor (K_e) adalah 1,4 dari tabel 2.6 maka kekuatan tarik dari rantai utama dapat di hitung dari persamaan 2.4.

$$F_R = \frac{F_c}{2} \cdot K_s \cdot K_e$$
$$F_R = \frac{7,947 \text{ kN}}{2} \cdot 7 \cdot 1,4$$
$$F_R = 66,756 \text{ kN}$$

Kekuatan tarik yang didapat sebesar 66,756 kN maka dapat menggunakan rantai utama DK09150R dari tabel lampiran 2 massa dari rantai 5,8 kg/m

4.2.4 Perhitungan Massa Rantai Utama

Berdasarkan tabel DID catalog pada lampiran didapatkan massa *chain* 5,8 kg/m, *attachment* SA2 0,2 kg/m pemasangan setiap 300 mm dan *scraper* 140 kg/m. Jumlah konfigurasi dari rantai utama pada konveyor terdiri dari dua untaian sehingga dapat dihitung massa komponen rantai utama dengan persamaan 2.5.

$$M = M_{\text{scraper}} + 2 \left(M_{\text{chain}} + \frac{M_{\text{att}}}{x} \right)$$
$$M = 140 \text{ kg/m} + 2 \left(5,8 \text{ kg/m} + \frac{0,2 \text{ kg}}{0,3 \text{ m}} \right)$$
$$M = 152,93 \text{ kg/m}$$

4.2.5 Perhitungan Gaya Tarik Berdasarkan Nomor Rantai yang Dipilih

Menggunakan tipe rantai utama DK09150R maka gaya tarik yang sebenarnya terjadi sebagai berikut.

$$M = 152,93 \text{ kg/m}$$
$$f_1 = 0,19 \text{ (Tabel 2.2)}$$
$$f_2 = 0,65 \text{ (Tabel 2.3)}$$

Untuk bidang horizontal

Menggunakan persamaan 2.1

$$\begin{aligned} F_{ch} &= \left(16,7 \cdot \frac{20 \text{ ton/jam}}{20 \text{ m/min}} \cdot 0,65 + 2,1 \cdot 152,93 \text{ kg/m} \cdot 0,19 \right) \\ &\quad \times 15 \text{ m} \cdot \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &= 10,573 \text{ kN} \end{aligned}$$

Untuk bidang miring

Menggunakan persamaan 2.2

$$\begin{aligned} F_{ci} &= 16,7 \frac{20 \text{ ton/jam}}{20 \text{ m/min}} (8 \text{ m} \cdot 0,65 + 2 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &\quad + 152,93 \text{ kg/m} (8 \text{ m} \cdot 0,19 + 2 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &\quad + 1,1 \cdot 152,93 \text{ kg/m} (8 \text{ m} \cdot 0,19 - 2 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &= 12,265 \text{ kN} \end{aligned}$$

Gaya tarik yang terjadi pada rantai dapat dihitung dengan persamaan 2.3.

$$\begin{aligned} F_c &= F_{ch} + F_{ci} / z \\ &= 10,573 \text{ kN} + 12,265 \text{ kN} / 2 \\ &= 11,419 \text{ kN} \end{aligned}$$

4.2.6 *Safety Factor* yang Digunakan

Safety factor dari rantai dapat ditentukan dengan perhitungan dibawah ini.

$$\begin{aligned} \frac{F_{rantai}}{Sf} &= \frac{F_c}{z} \\ Sf &= \frac{F_{max} \cdot z}{F_h + F_i} \\ Sf &= \frac{88,2 \text{ kN} \cdot 2}{3,995 \text{ kN} + 4,141 \text{ kN}} = 15 \end{aligned}$$

4.2.7 Diameter Pitch Sprocket Konveyor

Pemilihan jumlah (N_t) sproket bisa dilihat pada gambar 2.23 didapat N_t mempunyai nilai 10. Berdasarkan jumlah gigi sproket dan pitch yang diperlukan pada rantai maka ukuran sproket dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.6.

$$D_p = \frac{p}{\sin(180/N_t)}$$

$$D_p = \frac{150 \text{ mm}}{\sin(180/10)}$$

$$D_p = 485,4 \text{ mm}$$

4.2.8 Kecepatan Putaran Sproket Konveyor

Kecepatan putaran sproket per menit dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.7.

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D}$$

$$n = \frac{20 \text{ m/min}}{\pi \cdot 0,485 \text{ m}}$$

$$n = 13,1 \text{ rpm}$$

4.2.9 Panjang Rantai Utama

Panjang rantai utama konveyor dapat ditentukan melalui persamaan 2.8. Dengan cara sebagai berikut.

Untuk bidang horizontal

$$L_{ph} = N + \frac{2C}{p}$$

$$L_{ph} = 10 + \frac{2 \cdot 15 \text{ m}}{0,15 \text{ m}}$$

$$L_{ph} = 210 \text{ pitch}$$

$$L_{ph} = 31,5 \text{ m}$$

Untuk bidang miring

$$L_{pi} = N + \frac{2C}{p}$$

$$L_{pi} = 10 + \frac{2 \cdot 8 \text{ m}}{0,15 \text{ m}}$$

$$L_{pi} = 116,6 = 117 \text{ pitch}$$

$$L_{pi} = 17,5 \text{ m}$$

$$L_p = L_{ph} + L_{pi}$$

$$L_p = 31,5 \text{ m} + 17,5 \text{ m}$$

$$L_p = 49 \text{ m}$$

Jadi panjang rantai keseluruhan adalah 49 m dari *head* sampai *tail* konveyor.

4.2.10 Perhitungan Daya yang Dibutuhkan

Daya yang dibutuhkan oleh konveyor dapat dihitung dengan persamaan 2.9 dan 2.10 sebagai berikut.

Untuk lintasan Horizontal

$$P_h = \frac{F_{ch} v}{52,2 \eta}$$

$$P_h = \frac{10,573 \text{ kN} \cdot 20 \text{ m/s}^2}{52,2 \cdot 0,6}$$

$$P_h = 6,751 \text{ kW}$$

Untuk lintasan miring

$$P_i = \frac{v}{52,2 \eta} \left\{ F_{ci} - M(I-H f_1) \frac{g}{1000} \right\}$$

Apabila $(I - H \cdot f_1)$ kurang dari 0 maka nilai tersebut bisa diabaikan atau sama dengan 0.

$$P_i = \frac{20 \text{ m/s}^2}{52,2 \cdot 0,6} (12,265 \text{ kN} - 152,93 \text{ kg/m} \cdot (2\text{m} - 8\text{m} \cdot 0,19) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000})$$

$$P_i = 7,372 \text{ kW}$$

Jadi daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan konveyor adalah $P_h + P_i = 14,124 \text{ kW}$

4.3 Perencanaan Rantai dan Sproket Penggerak

Pada sub bab ini akan dibahas perencanaan penggerak konveyor dari motor listrik menggerakkan poros menuju ke rantai utama menggunakan rantai dan sproket. Data yang diperlukan sebagai berikut:

Jumlah gigi sproket kecil (Nt_1)	13
Jumlah gigi sproket besar (Nt_2)	50
Rpm sproket kecil (n_1)	26,7 rpm
Rpm sproket besar (n_2)	13,1 rpm
Pitch (p) (lampiran 6)	38,10 mm
jarak poros (C)	80 cm

4.3.1 Menghitung Daya Desain

Besarnya daya yang didesain (P_d) dapat dihitung dengan persamaan 2.11 sebagai berikut.

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$f_c : 1,3 \text{ dari tabel 2.6}$$

$$P_d = 1,3 \cdot 14,124 \text{ kW}$$

$$P_d = 18,36 \text{ kW}$$

$$P_d = 24,26 \text{ HP}$$

4.3.2 Menghitung Rasio pada Sproket Penggerak

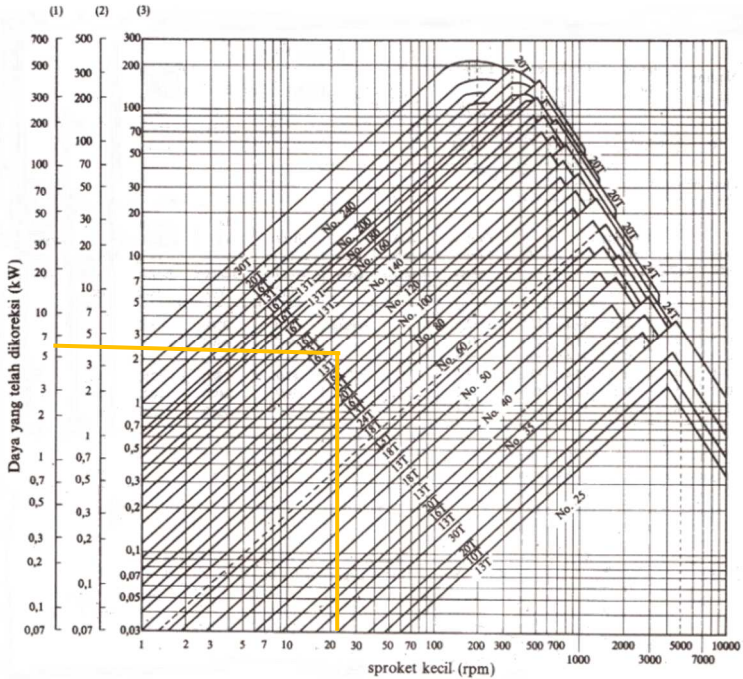
Perbandingan sproket terdiri dari diameter, rpm, jumlah gigi sproket yang dapat dihitung dengan persamaan 2.12 sebagai berikut.

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Nt_1}{Nt_2}$$

$$i = \frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{13}{50} = 0,26$$

4.3.3 Memilih Nomor Rantai Penggerak

Rantai yang dipilih berdasarkan nilai Pd 6,59 kW dan n_1 23,7 rpm



Gambar 4.1 Grafik Pemilihan Nomor Rantai

Berdasarkan grafik di atas nomor rantai yang digunakan untuk penggerak konveyor adalah No. 120. Berdasarkan DID Catalog menggunakan rantai dengan nomor rantai DID 120

4.3.4 Panjang Rantai Penggerak

Panjang rantai penggerak konveyor dihitung dengan menggunakan persamaan 2.15 sebagai berikut.

$$L = p \left[\frac{2C}{p} + \frac{(N_{t1} + N_{t2})}{2} + \frac{(N_{t2} - N_{t1})}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \right]$$

$$L = 3,81 \left[\frac{2 \cdot 80 \text{ cm}}{3,81} + \frac{(13 + 50)}{2} + \frac{(50 - 13)}{4\pi^2 \frac{80 \text{ cm}}{3,81}} \right]$$

$$L=3,81 [41,99+31,5+0,0446]$$

$$L=280,166 \text{ cm}$$

$$L=2,8 \text{ m}$$

4.3.5 Kecepatan Rantai Penggerak

kecepatan rantai pada penggerak konveyor dapat dihitung dari persamaan 2.13 sebagai berikut.

$$v=\pi \cdot D_1 \cdot n_1$$

$$v=N_{t1} \cdot p \cdot n_1$$

$$v=13 \cdot 0,0381 \text{ m} \cdot 26,7 \text{ rpm}$$

$$v=13,22 \text{ m/min}$$

4.3.6 Diameter *Pitch* Sproket Penggerak

Diameter *pitch* dapat dihitung dengan menggunakan jumlah gigi dan *pitch* yang didapatkan dari persamaan sebagai berikut.

Untuk sproket kecil penggerak.

$$D_1 = \frac{p}{\sin(180/N_{t1})}$$

$$D_1 = \frac{38,10 \text{ mm}}{\sin(180/13)} = 159,2 \text{ mm}$$

Untuk sproket besar penggerak

$$D_2 = \frac{p}{\sin(180/N_{t2})}$$

$$D_2 = \frac{38,10 \text{ mm}}{\sin(180/50)} = 606,778 \text{ mm}$$

4.4 Perencanaan *Bearing*

Pada perencanaan *bearing* data awal yang diperlukan adalah sebagai berikut.

Diameter dalam *bearing* 60 mm

Putaran 13,1 rpm

Faktor putaran (V) ring dalam 1,0

Bearing yang menggunakan jenis *Cylindrical roller bearing*. Beban bantalan hanya terdapat pada beban radial sehingga beban aksial = 0

4.4.1 Beban Radial

Beban radial dapat ditentukan nilainya berdasarkan persamaan 2.16 sebagai berikut. Data yang didapat dari lampiran 5.

$$F_r = \frac{0,5 \text{ kg} \cdot 9,83 \text{ m/s}^2}{2}$$

$$F_r = 4,905 \text{ kN}$$

Menghitung d_m dengan persamaan 2.17 yang nanti hasil perhitungan digunakan untuk menghitung F_{rm}

$$d_m = \frac{1}{2} (60 \text{ mm} + 95 \text{ mm})$$

$$d_m = 77,5 \text{ mm}$$

Selanjutnya menghitung beban radial minimal (F_{rm}) berdasarkan lampiran 5, hasil perhitungan d_m , dan kecepatan melalui persamaan 2.18 sebagai berikut.

$$F_{rm} = 0,15 \left(6 + \frac{4 \cdot 16,4 \text{ rpm}}{8000 \text{ rpm}} \right) \left(\frac{77,5 \text{ mm}}{100} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0,5 \text{ kN}$$

4.4.2 Beban Ekuivalensi *Bearing*

Beban ekuivalensi *bearing* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.20 sebagai berikut.

$$P = 1,0 \cdot 4,905 \text{ kN}$$

$$P = 4,905 \text{ kN}$$

4.4.3 Prediksi Umur *Bearing*

Diasumsikan putaran konstan, nilai b pada roller *bearing* adalah 10/3 nilai C dapat dilihat pada lampiran 5 dan beban ekuivalensi yang bekerja pada bantalan, maka umur

bearing dapat diprediksikan dengan persamaan 2.21 sebagai berikut.

$$L_{10h} = \left(\frac{30 \text{ kN}}{4,905 \text{ kN}} \right)^{10/3} \frac{10^6}{60 \cdot 16,4 \text{ rpm}}$$
$$L_{10h} = 532.335 \text{ jam kerja}$$

4.5 Pembahasan

Perencanaan ulang *chain conveyor* dengan jenis *scraper*. Konveyor yang menjadi bahan perencanaan ulang berada di PG Tjoekir Jombang yang berfungsi sebagai pengangkut abu sisa proses pembakaran pada ketel cheng chen. Data awal yang digunakan didapat secara langsung dari observasi lapangan dan data *sheet* dari bagian instalasi. Perhitungan gaya tarik maksimum dari data awal didapatkan nilai sebesar 7,214 kN untuk setiap untaian rantai utama. Nomor rantai utama yang dapat menggunakan DK09150R dari *DID Catalog* (lampiran 2) berdasarkan perhitungan sehingga didapat nilai F_{rantai} sebesar 66,756 kN untuk perencanaan rantai utama. Perhitungan gaya tarik yang disesuaikan dengan nomor rantai yang didapat, maka nilai yang telah dihitung adalah 11,419 kN pada setiap untaian rantai utama dan mempunyai nilai *safety factor* 15. Ukuran diameter sproket konveyor berdasarkan jumlah gigi (Nt) dan pitch dari lampiran 8 dapat dihitung sehingga mendapat ukuran sebesar 485,4 mm. Kecepatan putaran sproket dapat ditentukan dari diameter *pitch* sproket melalui perhitungan mendapatkan nilai sebesar 13,1 rpm. Kebutuhan panjang rantai utama yang dibutuhkan dari head sampai tail dari perhitungan didapat sebesar 49 m. Daya motor yang di butuhkan untuk menggerakkan konveyor sebesar 14,124 kW dari perhitungan yang telah dilakukan.

Perencanaan rantai dan sproket penggerak dilakukan agar dapat memaksimalkan kerja dari konveyor tersebut. Rasio

perbandingan sproket yang digunakan adalah 0,26. Nomor rantai penggerak dapat dilihat pada gambar 4.1 dilihat dari nilai P_d 18,36 kW dan n_1 26,7 rpm maka nomor rantai yang digunakan sebagai penggerak adalah nomor 120. Rantai penggerak yang dibutuhkan sepanjang 2,8 m dari perhitungan. Diameter pitch sproket penggerak kecil dan besar masing-masing 159,2 mm dan 606,778 mm.

Perencanaan bearing menggunakan jenis *cylindrical roller bearing* dengan diameter dalam 60mm. Beban radial dari perhitungan bearing didapat nilai sebesar 4,905 kN. Beban ekivalensi dari perhitungan mendapat hasil 4,905 kN sama seperti beban radial dikarenakan $P=F_r$. Prediksi umur bearing berdasarkan beban ekivalensi (P), bearing mempunyai jam kerja sebesar 532.335 jam kerja.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. *Chain conveyor* membutuhkan daya motor penggerak sebesar 14,124 kW untuk dapat menggerakkan rantai utama sehingga diperlukan daya motor perencanaan sebesar 18,36 kW supaya konveyor dapat berjalan dengan baik.
2. Spesifikasi perencanaan *chain conveyor* adalah sebagai berikut:
 - Kapasitas maksimum : 20 ton/jam
 - Kecepatan konveyor : 20 m/min
 - Jenis rantai konveyor : *Scraper*
- a. Rantai dan sproket utama konveyor
 - Diameter *pitch* sproket : 485,4 mm
 - Nomor rantai : DK09150R
 - Jenis *roller* : R-roller
 - Jenis *attachment* : SA2
 - *Safety factor* : 15
 - Kecepatan putaran : 13,1 rpm
 - Panjang rantai : 49 m
 - Daya yang dibutuhkan : 14,372 kW
- b. Rantai dan sproket penggerak konveyor
 - Daya desain : 18,36 kW
 - Diameter sproket besar : 606,778 mm
 - Putaran sproket besar : 13,1 rpm
 - Besar sproket kecil : 159,2 mm
 - Putaran sproket kecil : 26,7 rpm
 - Nomor rantai : 120

- *Pitch* : 38,10 mm
- Panjang rantai : 2,8 m

c. *Bearing*

- Diameter dalam *bearing* : 60 mm
- Jenis *bearing* : *cylindrical roller bearing*
- Beban radial : 4,905 kN
- Beban ekivalensi : 4,905 kN
- Prediksi umur *bearing* : 532,335 jam kerja

5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat dilakukan untuk penelitian lebih lanjut.

1. Disarankan menggunakan varisasi kecepatan konveyor yang lebih cepat untuk mendapatkan kapasitas yang lebih besar.
2. Melakukan pemilihan rantai menggunakan katalog berbeda agar dapat dibandingkan.
3. Disarankan untuk menggunakan jenis *bearing* yang berbeda supaya didapatkan umur *bearing* yang lebih lama.

DAFTAR PUSTAKA

- American Chain Association. 2006. *Standart Book of Chains : Chain for Power Transmission and Material Handling*. Boca Raton: CRC Press Taylor & Francis.
- Suga, Kiyokatsu dan Sularso. 1980. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
- DAIDO KOGYO CO.,LTD. 2007. *General Catalog: Power Transmission & Conveyor Chain*. Jepang : D.I.D CO.,LTD
- Tsubaki inc. 1997. *The Complete Guide of Chain*. Jepang : Kogyo Chosakai Publishing Co
- Aaron Deutschment. 1975. *Machine Design Theory*. London : Collier Macmillan International Edition.
- SKF BEARING CO. 2018. *General Catalog Rolling Bearing. Swedia*. SKF Publising.
- Ardiansyah, M. Fahmi. 2019. *Perencanaan Ulang Chain Conveyor pengangkut abu ampas tebu dengan kapasitas 75 ton/jam di PG Gempol Kerep*. (Tugas Akhir. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember).
- Wahyu, Annisa. 2018. *Perencanaan Ulang Belt Conveyor untuk Mesin Penghancur Batu dengan Kapasitas 30 ton/jam* (Tugas Akhir. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh nopember).
- Satria, Dian Putra. 2015. *Analisa Umur Bearing (3213 A) Pompa Feed Crude (Tag. No. 946-P-1A) di PT. Pertamina RU II Sei. Pakning* (Laporan Akhir. Riau. Universitas Riau)
- <https://www.wippermann.com/en/products/industrial-chains/brands/biathlon-chains>
- <http://www.macchain.com/products/chains/wr82>
- <https://www.entecom.be/conveyor-chains/bi-planar-chain>
- <https://www.amazon.com/Morse-Sintered-Bushing-21000lbs-Strength/dp/B009D4LPA8>

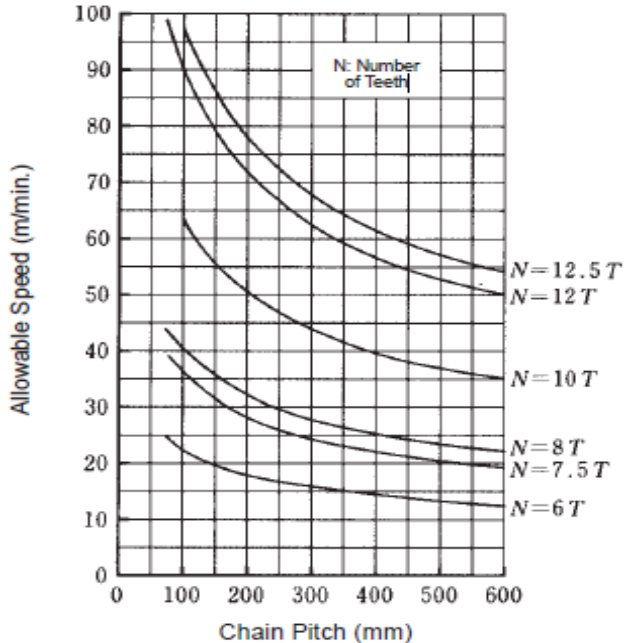
<https://www.renold.com/products/conveyor-chain/>
<http://www.johnkingchains.com/product/bs-and-us-standard-cast-link-chains/steel-and-cast-combination-chains/>
<https://www.peerchain.com/product/combination-chains/>
<https://chains.ustsubaki.com/item/steel-bushed-chains-2/steel-bushed-plain-chains/110>
<https://www.peerchain.com/products/engineering-chain/cast-chain/>
<https://www.carwashsuperstore.com/Product/1489/D88K-Conveyor-Chain,-Steel-Pintle-Chain>
<http://machineryscene.com/product/26ft-drag-chain-conveyor-box-chain-conveyor/>

LAMPIRAN

Lampiran 1 Data Sheet Ash Conveyor PG Tjoekir

NO.	STASIUN / NAMA ALAT	TYPE / MERK	DATA TEKNIS	KAPASITAS
Ash Conveyor A - Gearbox - EM		Sackle TA / CHENTA FBFG / TATUNG	Ratio : 1 : 60 Hp : 4 HP Kw : 3,0 Kw Rpm : 1420 Rpm A : 11,4 A & 6,6 Amp	20 ton/ jam
		Ash Conveyor B - Gearbox - EM	TA / CHENTA FBFG / TATUNG	
Ash Conveyor C - Gearbox - EM		CT. MA 70	Ratio : 82 : 9 Hp : 4 HP Kw : 3,0 Kw Rpm : 1420 Rpm A : 11,4 A & 6,6 Amp	
Pompa Transfer I / II - EM		TORISIHIMA	H : 100 Meter	
Tanki Condensat		MMO 65 / 2	kapasitas : 60 m ³ /jam	
EI. Motor		M E Z	Kw : 30,0 Kw Rpm : 2900 Rpm	
Header Steam utama			Ø pipa : 750 mm Panjang pipa : 7500 mm	
Header Steam Ketel I + II			Ø pipa : 800 mm Panjang pipa : 6000 mm	

Lampiran 2 Grafik Pemilihan Jumlah Gigi Sproket Konveyor



Lampiran 3 Tabel Beban Ekuivalensi Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact anguler α , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Anguler Contact Ball Bearing								
5	0,014	0,56	2,30	Use X,Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	0,78	2,78	3,74	0,23
	0,028		1,99			2,40	3,23	0,26
	0,056		1,71			2,07	2,78	0,30
	0,085		1,55			1,87	2,52	0,34
	0,110		1,45			1,75	2,36	0,36
	0,170		1,31			1,58	2,13	0,40
	0,280		1,15			1,39	1,87	0,45
	0,420		1,04			1,26	1,69	0,50
	0,560		1,00			1,21	1,63	0,52
10	0,014	0,46	1,88	1,0	0,75	2,18	2,30	0,19
	0,029		1,71			1,98	1,99	0,22
	0,057		1,52			1,76	1,71	0,26
	0,086		1,41			1,63	1,55	0,28
	0,110		1,34			1,55	1,45	0,30
	0,170		1,23			1,42	1,31	0,34
	0,290		1,10			1,27	1,15	0,38
	0,430		1,01			1,17	1,04	0,42
	0,570		1,00			1,16	1,00	0,44

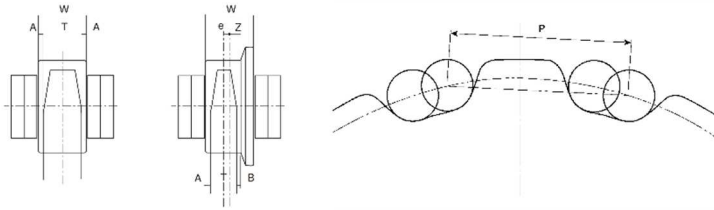
Catatan :

(Fa/V.Fr) = e , maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 5 Datasheet sproket utama konveyor (DID Catalog, 2007)

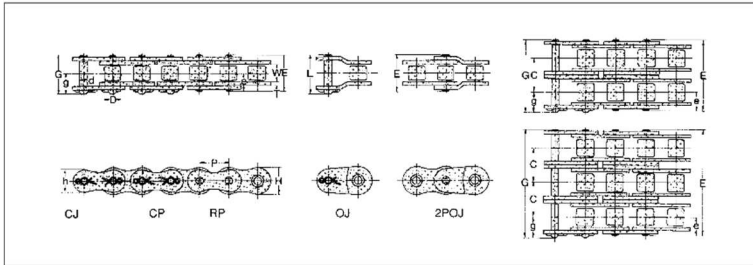
Tooth Width of Conveyor Chain Sprockets (Standard)



Chain No.	Pitch	W	R-roller		S-roller		M-roller		e	Z	F-roller			
			T	A	T	A	T	A			T	A	B	
DK03075	75	15.9												
DK03100	100		12	1.95	12	1.95	—	—	2	3.3	9	1.45	0.8	
DK03125	125		(12)	(1.95)	(12)	(1.95)	(—)	(—)			(9)	(1.45)	(0.8)	
DK03150	150													
DK07075	75	22	16	3	16	3	—	—	2.5	4.5	12	2.5	1	
DK07100	100		(16)	(3)	(16)	(3)	(—)	(—)			(12)	(2.5)	(1)	
DK07125	125		(17)	(2.5)	(16)	(3)	(—)	(—)			(11)	(3)	(1.5)	
DK07150	150													
DK09100	100	25.6	19	3.3	19	3.3	19	3.3	3	5	12	3.8	2	
DK09125	125		(20)	(2.8)	(20)	(2.8)	(20)	(2.8)			(13)	(3.3)	(1.5)	
DK09150	150													
DK11100	100	30.6	22	4.3	22	4.3	22	4.3	3.5	6.5	16	3.8	2	
DK11125	125		(24)	(3.3)	(23)	(3.8)	(23)	(3.8)			(17)	(3.3)	(1.5)	
DK11200	200													
DK13150	150	36.5	28	4.25	28	4.25	28	4.25	4	8	19	4.75	2.5	
DK13200	200		(29)	(3.75)	(28)	(4.25)	(28)	(4.25)			(19)	(4.75)	(2.5)	
DK19200	200	36.5	28	4.25	28	4.25	28	4.25	4	8	19	4.75	2.5	
DK19250	250		(30)	(3.25)	(29)	(3.75)	(29)	(3.75)			(20)	(4.25)	(2)	
DK19300	300													
DK25200	200	51.8	40	5.9	40	5.9	40	5.9	5	12.5	28	6.9	3.5	
DK25250	250		(43)	(4.4)	(42)	(4.9)	(42)	(4.9)			(30)	(5.9)	(2.5)	
DK25300	300													
DK32200	200	57.6	45	6.3	45	6.3	45	6.3	6	13.5	32	6.8	3.5	
DK32250	250		(48)	(4.8)	(47)	(5.3)	(47)	(5.3)			(34)	(5.8)	(2.5)	
DK32450	450													
DK50250	250	67.4	55	6.2	55	6.2	55	6.2	7	15	36	8.7	4	
DK50300	300		(56)	(5.7)	(56)	(5.7)	(56)	(5.7)			(36)	(8.7)	(4)	
DK50450	450													
DK50600	600													
DK65300	300	75	65	5	65	5	65	5	8	16.5	43	8	3	
DK65450	450		(65)	(5)	(65)	(5)	(65)	(5)			(43)	(8)	(3)	
DK05101	101.6	22.2	16	3.1	16	3.1	—	—	—	—	—	—	—	
			(17)	(2.6)	(17)	(2.6)	(—)	(—)			(—)	(—)	(—)	
DK08066	66.27	27.6	—	—	22	2.8	22	2.8	—	—	—	—	—	
			(—)	(—)	(21)	(3.3)	(21)	(3.3)			(—)	(—)	(—)	
DK08101	101.6	27.6	22	2.8	22	2.8	22	2.8	3	6.5	—	—	—	
			(21)	(3.3)	(21)	(3.3)	(21)	(3.3)			(—)	(—)	(—)	
DK09101	101.6	27.6	22	2.8	22	2.8	22	2.8	—	—	—	—	—	
			(21)	(3.3)	(21)	(3.3)	(21)	(3.3)			(—)	(—)	(—)	
DK11152	152.4	30.8	22	4.4	22	4.4	22	4.4	3	7.5	16	4.4	2.5	
			(24)	(3.4)	(24)	(3.4)	(24)	(3.4)			(17)	(3.9)	(2)	
DK13101	101.6	31	25	3	25	3	25	3	—	—	—	—	—	
			(25)	(3)	(25)	(3)	(25)	(3)			(—)	(—)	(—)	
DK19152	152.4	36.5	28	4.25	28	4.25	28	4.25	4	8	19	4.75	2.5	
			(30)	(3.25)	(29)	(3.75)	(29)	(3.75)			(21)	(3.75)	(1.5)	
DK25152	152.4	37.5	28	4.75	28	4.75	28	4.75	4	8.5	19	5.25	3	
			(30)	(3.75)	(30)	(3.75)	(30)	(3.75)			(20)	(4.75)	(2.5)	

Lapiran 6 Datasheet rantai penggerak (DID Catalog, 2007)

DID 120 standard roller chain



Dimensions

Chain No.	Pitch	Roller Link Width W	Roller dia. D	Pin			Taper Pin		Plate		JIS		DID		DID		Approx. Weight (kg/m)						
				d	E	G	L	e	g	C	T	H	h	Min. Tensile Strength kN	Min. Tensile Strength kgf	Avg. Tensile Strength kN		Max. Allowable Load kN					
DID 120	120			49.8	53.8	56.1						137.1	13,980	147.1	15,000	166	17,000	30.4	3,100	5.49			
DID120-2	120x2			75.4	99.2	99.6						274.2	27,960	294.2	30,000	333	34,000	51.6	5,270	11.0			
DID120-3	120x3	38.10	25.40	223.3	111.1	140.6	143.9	145.0	24.9	28.9	45.4	4.80	362	312	411.3	41,940	441.3	45,000	500	51,000	76.0	7,750	16.5
DID120-4	120x4			186.1	189.4	190.5						548.4	55,920	588.4	60,000	666	68,000	100	10,200	22.0			
DID120-5	120x5			231.5	234.8	235.9						685.5	69,900	735.5	75,000	833	85,000	118	12,090	27.5			

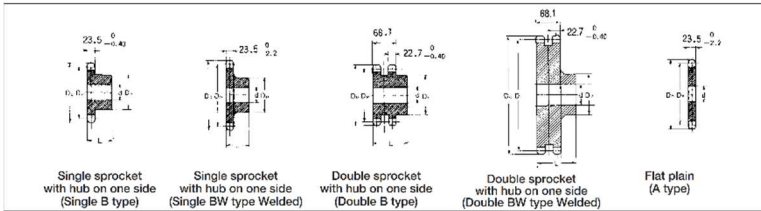
Note: The values of average tensile strength and Max. allowable tension are for chains.

Max. Kilowatt Ratings DID 120

Type of Lubrication No. of Teeth of Small Sprocket	Small Sprocket revolutions per minute (rpm) (See P132 for the details of type of lubrication A, B and C.)																								
	A					B					C														
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100
11	1.51	3.45	6.45	12.0	17.3	22.5	32.3	41.9	51.2	43.5	34.6	28.3	23.7	20.2	17.5	15.4	13.7	12.2	11.0	10.0	9.13	8.38	7.73	7.15	6.65
12	1.66	3.79	7.08	13.2	19.0	24.7	35.5	46.0	56.3	49.6	39.4	32.2	27.0	23.1	20.0	17.5	15.6	13.9	12.6	11.4	10.4	9.55	8.80	8.15	
13	1.81	4.14	7.72	14.4	20.8	26.9	38.7	50.2	61.3	55.9	44.4	36.3	30.5	26.0	22.5	19.8	17.5	15.7	14.2	12.8	11.7	10.8	9.93	9.19	
14	1.96	4.48	8.36	15.6	22.5	29.1	42.0	54.4	66.4	62.5	49.6	40.6	34.0	29.1	25.2	22.1	19.6	17.5	15.8	14.4	13.1	12.0	11.1	10.3	
15	2.12	4.83	9.01	16.8	24.2	31.4	45.2	58.6	71.6	69.3	55.0	45.0	37.7	32.2	27.9	24.5	21.7	19.5	17.5	15.9	14.5	13.3	12.3		
16	2.27	5.18	9.66	18.0	26.0	33.6	48.5	62.8	76.7	76.4	60.6	49.6	41.6	35.5	30.8	27.0	24.0	21.4	19.3	17.5	16.0	14.7	13.6		
17	2.42	5.53	10.3	19.3	27.7	35.9	51.7	67.0	81.9	83.6	66.4	54.3	45.5	38.9	33.7	29.6	26.2	23.5	21.2	19.2	17.5	16.1	14.8		
18	2.58	5.88	11.0	20.5	29.5	38.2	55.0	71.3	87.2	91.1	72.3	59.2	49.6	42.4	36.7	32.2	28.6	25.6	23.1	20.9	19.1	17.5	16.2		
19	2.73	6.23	11.6	21.7	31.3	40.5	58.3	75.6	92.4	98.8	78.4	64.2	53.8	45.9	39.8	34.9	31.0	27.7	25.0	22.7	20.7	19.0			
20	2.89	6.59	12.3	22.9	33.0	42.8	61.7	79.9	97.7	107	84.7	69.3	58.1	49.6	43.0	37.7	33.5	30.0	27.0	24.5	22.4	20.5			
21	3.04	6.94	13.0	24.2	34.8	45.1	65.0	84.2	103	115	91.1	74.6	62.5	53.4	46.3	40.6	36.0	32.2	29.1	26.4	24.1	22.1			
22	3.20	7.30	13.6	25.4	36.6	47.5	68.4	88.6	108	123	97.7	80.0	67.0	57.2	49.6	43.5	38.6	34.6	31.3	28.3	25.8	23.7			
23	3.36	7.66	14.3	26.7	38.4	49.8	71.7	92.9	114	132	104	85.5	71.7	61.2	53.0	46.5	41.3	36.9	33.3	30.2	27.6				
24	3.52	8.02	15.0	27.9	40.2	52.1	75.1	97.3	119	140	111	91.1	76.4	65.2	56.5	49.6	44.0	39.4	35.5	32.2	29.4				
25	3.68	8.38	15.6	29.2	42.1	54.5	78.5	102	124	146	118	96.9	81.2	69.3	60.1	52.7	46.8	41.9	37.7	34.3	31.3				
28	4.15	9.47	17.7	33.0	47.5	61.6	88.7	115	140	165	140	115	96.2	82.2	71.2	62.5	55.4	49.6	44.7	40.6					
30	4.47	10.2	19.1	35.6	51.2	66.3	95.5	124	151	178	156	127	107	91.1	79.0	69.3	61.5	55.0	49.6						
32	4.80	10.9	20.4	38.1	54.9	71.1	102	133	162	191	171	140	118	100	87.0	76.4	67.7	60.6							
35	5.29	12.1	22.5	42.0	60.5	78.4	113	146	179	211	196	160	135	115	99.5	87.4	77.5								
40	6.11	13.9	26.0	48.5	69.9	90.5	130	169	206	243	240	196	164	140	122										
45	6.93	15.8	29.5	55.1	79.3	103	148	192	234	276	286	234	196	167											

Lampiran 7 Datasheet sproket penggerak (DID Catalog, 2007)

DID 120 Standard Sprocket



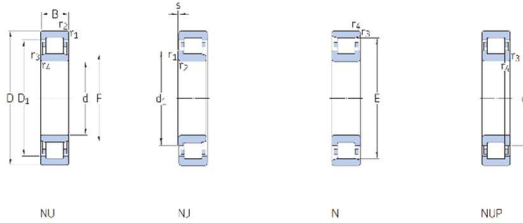
Number of teeth	Pitch dia. Tip dia.		Single sprocket with hub on one side (B type/ BW type)				Double sprocket with hub on one side (B type/ BW type)				Flat plain (A type)			Unit (mm)		
	Dp	Do	Bore Stock	d	Hub		Bore Stock	d	Hub		Stock	d	Material	Number of teeth		
					(Dia)	Dh (Length) L			(Dia)	Dh (Length) L					Approx. weight (Kg)	Material
10	123.29	140	25	50	78	56	3.20		26	50	80	100	25	1.80	10	
11	135.24	152	25	60	91	56	4.00		26	60	90	100	25	2.27	11	
12	147.21	165	25	65	98	56	4.80		28	71	103	100	25	2.60	12	
13	159.20	177	25	70	98	56	5.30		28	80	115	100	25	3.20	13	
14	171.22	190	25	70	107	56	6.30		28	75	120	100	25	3.67	14	
15	183.25	202	25	80	117	63	7.80		33	80	120	100	25	4.22	15	
16	195.29	214	25	80	117	63	8.40		33	80	140	100	25	5.00	16	
17	207.35	227	25	80	117	63	9.10		33	80	140	100	25	5.60	17	
18	219.41	239	25	80	117	63	9.90		33	89	150	100	25	6.25	18	
19	231.48	251	25	80	117	63	10.70		33	89	150	100	25	7.00	19	
20	243.55	263	25	89	127	63	12.10		33	89	150	100	25	7.84	20	
21	255.63	276	25	89	127	63	13.00		33	89	150	100	25	8.90	21	
22	267.72	288	30	89	127	63	13.40						30	9.80	22	
23	279.80	300	30	89	127	63	14.30						30	10.50	23	
24	291.90	312	30	89	127	63	15.20		30	110	157	100	30	11.50	24	
25	303.99	324	30	89	127	63	16.20						30	12.56	25	
26	316.09	337	30	89	127	63	17.20						30	14.00	26	
27	328.19	349	30	89	127	63	18.30						15.50		27	
28	340.29	361	30	95	137	71	21.84						30	16.50	28	
30	364.50	385	30	95	137	71	23.20		30	110	157	100	30	19.00	30	
32	388.71	410	30	95	137	71	25.70						30	21.50	32	
35	425.04	446	30	95	137	71	29.70		30	110	157	100	56.80		35	
36	437.15	458	30	95	137	71	30.70						SS400 Welded	30	27.50	36
38	461.38	483	30	95	137	71	34.70							30	31.00	38
40	485.60	507	30	103	147	80	38.20		30	125	177	140	81.30		40	
42	509.84	531	30	103	147	80	42.00							30	38.00	42
45	546.19	568	30	103	147	80	47.60		30	125	177	140	96.50		45	
48	582.54	604	30	103	147	80	53.00							30	49.00	48
50	606.78	628	30	103	147	100	62.87								50	
54	655.26	677	30	103	147	100	71.72							30	60.00	54
60	727.99	750	30	118	167	100	75.00		30	125	177	160	131.60		60	
65	788.60	811	30	118	167	100	81.00								65	
70	849.22	871	30	118	167	112	82.30								70	
75	909.84	932	30	118	167	112	90.40								75	

Lampiran 8 persamaan *Loads* SKF *Bearing*

Loads		
	Single row, high-capacity and single row full complement bearings	Double row full complement bearings
Minimum load For additional information → page 106	$F_{rim} = k_i \left(6 + \frac{4n}{n_c} \right) \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$	
Equivalent dynamic bearing load For additional information → page 91	Non-locating bearings $P = F_r$ Locating bearings $F_{a0}/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_{a0}/F_r > e \rightarrow P = 0,92 F_r + Y F_{a0}$ F_a must not exceed 0,5 F_r .	$F_{a0}/F_r \leq 0,15 \rightarrow P = F_r$ $F_{a0}/F_r > 0,15 \rightarrow P = 0,92 F_r + 0,4 F_{a0}$ F_a must not exceed 0,25 F_r .
Equivalent static bearing load For additional information → page 105	$P_0 = F_r$	
	Symbols d_m bearing mean diameter [mm] = 0,5 (d + D) e limiting value = 0,2 for bearings in the 10, 18, 19, 2, 3 and 4 series = 0,3 for bearings in the 12, 20, 22, 23, 28, 29, 30 and 39 series F_a axial load [kN] F_r radial load [kN] F_{rim} minimum radial load [kN] k_i minimum load factor (product tables, page 516) n rotational speed [r/min] n_r reference speed [r/min] (product tables) For scaled double row full complement bearings with seals removed and oil lubrication → 1,3 times the limiting speed P equivalent dynamic bearing load [kN] P_0 equivalent static bearing load [kN] Y axial load factor = 0,6 for bearings in the 10, 18, 19, 2, 3 and 4 series = 0,4 for bearings in the 12, 20, 22, 23, 28, 29, 30 and 39 series	

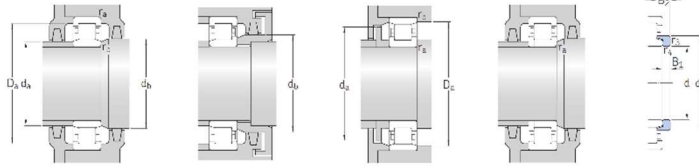
Lampiran 9 Datasheet SKF Bearing (bagian 1)

6.1 Single row cylindrical roller bearings d 55 – 65 mm



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	Alternative	
d	D	B	C	C ₀	P ₀₄	Reference speed	Limiting speed		Bearing with standard cage	standard cage ¹⁾	
mm			kN		kN	r/min		kg	–		
55 cont.	120	29	156	143	18,6	6 000	7 000	1,5	▶ NUP 311 ECP	J, M, ML	
	120	43	232	232	30,5	6 000	7 000	2,25	▶ NJ 2311 ECP	ML, PH	
	120	43	232	232	30,5	6 000	7 000	2,25	▶ NU 2311 ECP	ML, PH	
	120	43	232	232	30,5	6 000	7 000	2,3	▶ NUP 2311 ECP	ML, PH	
	140	33	142	140	18,6	5 600	6 300	2,5	▶ NU 411	–	
	140	33	142	140	18,6	5 600	6 300	2,55	▶ NJ 411	–	
	60	95	18	37,4	44	5,3	8 000	13 000	0,5	▶ NU 1012 ML	–
		110	22	108	102	13,4	6 700	7 500	0,79	▶ N 212 ECP	M
		110	22	108	102	13,4	6 700	7 500	0,8	▶ NU 212 ECP	J, M, ML
		110	22	108	102	13,4	6 700	7 500	0,82	▶ NJ 212 ECP	J, M, ML
		110	22	108	102	13,4	6 700	7 500	0,86	▶ NUP 212 ECP	J, M, ML
		110	28	146	153	20	6 700	7 500	1,05	▶ NU 2212 ECP	J, M, ML, PH
110		28	146	153	20	6 700	7 500	1,1	▶ NJ 2212 ECP	J, M, ML, PH	
110		28	146	153	20	6 700	7 500	1,1	▶ NUP 2212 ECP	J, M, ML, PH	
130		31	173	160	21,2	5 600	6 700	1,75	▶ N 312 ECP	J, M	
130		31	173	160	21,2	5 600	6 700	1,85	▶ NU 312 ECP	J, M, ML, PH	
130		31	173	160	21,2	5 600	6 700	1,85	▶ NJ 312 ECP	J, M, ML, PH	
130		31	173	160	21,2	5 600	6 700	1,9	▶ NUP 312 ECP	J, M, ML, PH	
130		46	260	265	34,5	5 600	6 700	2,75	▶ NU 2312 ECP	M, ML, PH	
130		46	260	265	34,5	5 600	6 700	2,8	▶ NJ 2312 ECP	M, ML, PH	
130		46	260	265	34,5	5 600	6 700	2,85	▶ NUP 2312 ECP	M, ML, PH	
150		35	168	173	22	5 000	6 000	3	▶ NU 412	–	
150		35	168	173	22	5 000	6 000	3,05	▶ NJ 412	–	
65		100	18	38	46,5	5,5	7 500	12 000	0,51	▶ NU 1013 ML	–
	100	18	62,7	81,5	9,8	7 500	7 500	0,45	▶ NU 1013 ECP	PH	
	120	23	122	118	15,6	6 300	6 700	1	▶ NU 213 ECP	J, M, ML, PH	
	120	23	122	118	15,6	6 300	6 700	1,05	▶ N 213 ECP	–	
	120	23	122	118	15,6	6 300	6 700	1,05	▶ NJ 213 ECP	J, M, ML, PH	
	120	23	122	118	15,6	6 300	6 700	1,05	▶ NUP 213 ECP	J, M, ML, PH	
	120	31	170	180	24	6 300	6 700	1,4	▶ NU 2213 ECP	J, ML, PH	
	120	31	170	180	24	6 300	6 700	1,45	▶ NJ 2213 ECP	J, ML, PH	
	120	31	170	180	24	6 300	6 700	1,45	▶ NUP 2213 ECP	J, ML, PH	
	140	33	212	196	25,5	5 300	6 000	2,2	▶ N 313 ECP	M	
	140	33	212	196	25,5	5 300	6 000	2,2	▶ NU 313 ECP	J, M, ML, PH	
	140	33	212	196	25,5	5 300	6 000	2,3	▶ NJ 313 ECP	J, M, ML, PH	

Lampiran 10 Datasheet SKF Bearing (bagian 2)



Angle ring

Dimensions				Abutment and fillet dimensions										Calculation factor k_f	Angle ring Designation	Mass	Dimensions	
d	d ₁	D ₁	F, E	r _{1,2} min.	r _{3,4} min.	s max.	d ₅ min.	d ₆ max.	D ₇ , D ₈ min.	D ₉ max.	r ₁₀ max.	r ₁₀ max.	kg				B ₁	B ₂
mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		mm	mm		
55 cont.	77,5	100,3	70,5	2	2	-	65	-	80	109,2	2	-	0,15	-	-	-	-	
	77,5	100,3	70,5	2	2	3,5	65	68	80	109,2	2	-	0,25	HJ 2311 EC	0,19	9	15,5	
	-	100,3	70,5	2	2	3,5	65	68	73	109,2	2	2	0,25	HJ 2311 EC	0,19	9	15,5	
	77,5	100,3	70,5	2	2	-	65	-	80	109,2	2	-	0,25	-	-	-	-	
	-	109,45	77,2	2,1	2,1	2,6	69	74	79	126	2	2	0,15	-	-	-	-	
	85,2	109,45	77,2	2,1	2,1	2,6	69	74	88	126	2	-	0,15	-	-	-	-	
60	-	81,8	69,5	1,1	1	2,9	64,6	68	71	88	1	1	0,15	-	-	-	-	
	77,5	-	100	1,5	1,5	1,4	68	98	102	103	1,5	1,5	0,12	-	-	-	-	
	-	95	72	1,5	1,5	1,4	68	70	74	101	1,5	1,5	0,15	HJ 212 EC	0,1	6	10	
	77,5	95	72	1,5	1,5	1,4	68	70	80	101	1,5	-	0,15	HJ 212 EC	0,1	6	10	
	77,5	95	72	1,5	1,5	-	68	-	80	101	1,5	-	0,15	-	-	-	-	
	-	95	72	1,5	1,5	1,4	68	70	74	101	1,5	1,5	0,2	HJ 212 EC	0,1	6	10	
	77,5	95	72	1,5	1,5	1,4	68	70	80	101	1,5	-	0,2	HJ 212 EC	0,1	6	10	
	77,5	95	72	1,5	1,5	-	68	-	80	101	1,5	-	0,2	-	-	-	-	
	84,3	-	115	2,1	2,1	2,1	72	113	118	119	2	2	0,12	-	-	-	-	
	-	108,5	77	2,1	2,1	2,1	72	74	79	118,1	2	2	0,15	HJ 312 EC	0,23	9	14,5	
	84,3	108,5	77	2,1	2,1	2,1	72	74	87	118,1	2	-	0,15	HJ 312 EC	0,23	9	14,5	
	84,3	108,5	77	2,1	2,1	-	72	-	87	118,1	2	-	0,15	-	-	-	-	
	-	108,5	77	2,1	2,1	3,6	72	74	79	118,1	2	2	0,25	HJ 2312 EC	0,24	9	16	
	84,3	108,5	77	2,1	2,1	3,6	72	74	87	118,1	2	-	0,25	HJ 2312 EC	0,24	9	16	
	84,3	108,5	77	2,1	2,1	-	72	-	87	118,1	2	-	0,25	-	-	-	-	
	-	118,5	83	2,1	2,1	2,5	74	80	85	136	2	2	0,15	-	-	-	-	
	91,8	118,5	83	2,1	2,1	2,5	74	80	94	136	2	-	0,15	-	-	-	-	
	65	-	86,6	74,5	1,1	1	2,9	69,6	72	76	94	1	1	0,15	-	-	-	-
		-	88,5	74	1,1	1	1	69,6	72	76	94	1	1	0,1	-	-	-	-
		-	103,2	78,5	1,5	1,5	1,4	74	76	81	110,6	1,5	1,5	0,15	HJ 213 EC	0,12	6	10
		84,4	-	108,5	1,5	1,5	1,4	74	106	111	112	1,5	1,5	0,12	-	-	-	-
		84,4	103,2	78,5	1,5	1,5	1,4	74	76	87	110,6	1,5	-	0,15	HJ 213 EC	0,12	6	10
		84,4	103,2	78,5	1,5	1,5	-	76	-	87	110,6	1,5	-	0,15	-	-	-	-
		-	103,2	78,5	1,5	1,5	1,9	74	76	81	110,6	1,5	1,5	0,2	HJ 2213 EC	0,12	6	10,5
84,4		103,2	78,5	1,5	1,5	1,9	74	76	87	110,6	1,5	-	0,2	HJ 2213 EC	0,12	6	10,5	
84,4		103,2	78,5	1,5	1,5	-	74	-	87	110,6	1,5	-	0,2	-	-	-	-	
90,5		-	124,5	2,1	2,1	2,2	77	122	127	129	2	2	0,12	-	-	-	-	
-		117,4	82,5	2,1	2,1	2,2	77	80	85	127,8	2	2	0,15	HJ 313 EC	0,27	10	15,5	
90,5		117,4	82,5	2,1	2,1	2,2	77	80	93	127,8	2	-	0,15	HJ 313 EC	0,27	10	15,5	

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Novian Try Kurniawan lahir di Jombang tanggal 03 November 1998. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh yaitu; RA Perwanida, MI Muhammadiyah 10 Jombang, SMP Negeri 1 Tembelang, SMA Negeri 3 Jombang.

Pada tahun 2016 penulis mengikuti ujian masuk mandiri program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa diprogram studi Diploma III Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 10211600000 063

Penulis aktif dalam mengikuti berbagai pelatihan leadership dan organisasi. Pelatihan yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain: LKMM Pra-TD FTI ITS, PKTI (Penulisan Karya Tulis Ilmiah). Organisasi yang pernah diikuti penulis meliputi staff HMDM (2017-2018), Kepanitiaan Service gratis bengkel D3MITS 2018 dan pernah melakukan kerja praktik di PT. PERKEBUNAN NUSANTARA X Unit PG Tjoekir Jombang.

yiankurniawan98@gmail.com

0857-3207-9399

Halaman ini sengaja dikosongkan