



TUGAS AKHIR - VM 180629

**PERENCANAAN ULANG *CHAIN CONVEYOR*
UNTUK MENGANGKUT AMPAS TEBU
DENGAN KAPASITAS 7 TON/JAM DI PG
TJOEKIR**

**RAHMAT ZAKI ZAMANI
NRP. 102116 00000 082**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, M.Sc
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 *CHAIN CONVEYOR*
PENGANGKUT AMPAS TEBU DENGAN
KAPASITAS 7 TON/JAM DI PG CUKIR**

**RAHMAT ZAKI ZAMANI
NRP. 102116 00000 082**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, M.Sc
NIP. 19620424 1989031 1 005**

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



TUGAS AKHIR - VM 180629

**REPLANNING CHAIN CONVEYOR CARRIER
SUGAR CANE WASTE CAPACITY 7
TON/HOUR IN PG TJOEKIR**

**RAHMAT ZAKI ZAMANI
NRP. 102116 00000 082**

**Conselor Lecture
Ir. Suhariyanto, M.Sc
NIP. 19620424 1989031 1 005**

**DIPLOME III MECHANICAL ENGINEERING
INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2020**

**PERENCANAAN ULANG *CHAIN CONVEYOR*
PENGANGKUT AMPAS TEBU DENGAN
KAPASITAS 7 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:

RAHMAT ZAKI ZAMANI

NRP 1021160000082

Disetujui oleh pembimbing Tugas Akhir



Ir. Suhariyanto, M.T.

NIP 19620424 198903 1 005

SURABAYA, Januari 2020

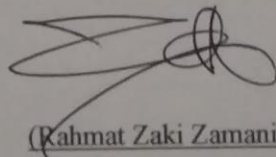
PERNYATAAN TIDAK MELAKUKAN PLAGIAT

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Rahmat Zaki Zamani
NRP : 1021160000082
Program Studi : Diploma III Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin Industri
Fakultas : Vokasi

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

Surabaya, Januari 2020
Yang membuat pernyataan,



(Rahmat Zaki Zamani)
(NRP: 1021160000082)

ABSTRAK

Di PG Tjoekir dibutuhkan pesawat pengangkat untuk mengangkut bahan sisa produksi untuk memindah ampas tebu ini dipergunakan *chain conveyor*. Namun di PG Tjoekir didapatkan rantai yang digunakan pada *chain conveyor* sudah banyak berkarat sehingga menurunkan efektifitas dari *chain conveyor*. Dalam buku ini akan dibahas tentang perhitungan *chain conveyor* meliputi pemilihan rantai utama, daya yang dibutuhkan rantai, 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, besar sproket rantai utama, panjang rantai utama, perencanaan rantai dan sproket transmisi.

Hasil perhitungan menunjukkan *Conveyor* ini memiliki panjang rantai 23,7 meter dengan kecepatan 20 m/min menggunakan rantai nomor DK 100-152, roller jenis S, attachment gk 2. Dari data perhitungan diperlukan daya sebesar 4,442 kW, dengan rantai transmisi no 80 besar sproket besar 72 cm putaran 12,73 rpm dan sproket kecil 12 cm putaran 47,75 rpm.

Kata kunci : *chain conveyor*, *bearing*, rantai dan sproket transmisi.

ABSTRACT

In PG Tjoekir, a lifting aircraft is needed to transport the remaining production materials to move the bagasse ash to the conveyor chain. However, in PG Tjoekir, the chain used in the chain conveyor has been corroded, reducing the effectiveness of the conveyor chain. In this book, we will discuss the chain conveyor calculation, including the selection of the main chain, the required power, the chain and also the shaft drive sprocket and the bearing.

To achieve the above objectives, literature studies and field observations were carried out. After that data collection and planning are carried out. The planning includes the type of chain used, speed of the conveyor, large main chain sprocket, main chain length, chain planning and transmission sprocket, and bearings.

The calculation results show this conveyor has a chain length of 23,7 meters with a speed of 20 m/min using a chain number DK 100-152, roller type S, attachment no 2. From the calculation data, the power is 4,442 kW, with transmission chain No. 80 large sprocket 72 cm 12,73 rpm rotation and small sprocket 12 cm round 47,75 rpm.

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

KATA PENGANTAR

AlhamdulillahRobbil'Alamin, Segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat-Nya, sehingga penyusunan Tugas Akhir yang berjudul "PERENCANAAN ULANG CHAIN CONVEYOR PENGANGKUT AMPAS TEBU DENGAN KAPASITAS 7 TON/JAM di PG TJOEKIR MOJOKERTO".

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh perkuliahan di Program Studi D3 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 kedua kakak kandung atas kasih sayang, doa dan dukungannya yang tiada hentinya kepada penulis.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc. Selaku Koordinator Tugas Akhir dan Dosen Pembimbing 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. Syamsul Hadi, MT. 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. Seluruh keluarga D3MITS Angkatan 2016 yang selalu membantu dan memberikan semangat untuk menyelesaikan tugas akhirnya kepada penulis.
7. 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

HALAMANJUDUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iii
LEMBAR PERNYATAAN TIDAK PLAGIAT	iv
ABSTRAK INDONESIA	v
ABSTRAK INGGRIS	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR TABEL	xii
DAFTAR GAMBAR	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	2
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Kajian Pustaka	5
2.2 Pengertian <i>Chain Conveyor</i>	5
2.3 Komponen Utama Chain Conveyor	6
2.4 Tipe-tipe chain	8
2.4.1 Jenis Rantai Utama	10
2.5 Muatan Dan Berat Permeter Yang Diangkut.....	22
2.6 Pemilihan Rantai Utama	23
2.6.1 Gaya Pada Rantai Utama	23
2.6.2 Berat Rantai Utama	27
2.6.3 Besar Sprocket	27
2.6.4 Panjang Rantai Utama	29
2.6.5 Daya Yang Dibutuhkan	29
2.7 Rantai Dan Sproket Penggerak Poros	30
2.7.1 Transmisi Dan Daya Rantai	31

2.7.2	Pemilihan Rantai	34
2.7.3	Diameter Dan Jumlah Gigi Sprocket	35
2.7.4	Kecepatan, Panjang Dan Gaya Rantai	35
2.8	Bearing	37
2.8.1	Beban Radial	37
2.8.2	Beban Ekivalen	38
2.8.3	Prediksi Umur Bearing	38
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		
3.1	Diagram alir penelitian	39
3.2	Diagram alir perhitungan	41
3.3	Prinsip kerja <i>Chain Conveyor</i> Pengangkut Ampas Tebu di PG Tjoekir	45
3.4	Tempat dan Waktu	46
3.5	Komponen Mesin Chain Konveyor.....	46
BAB IV HASIL PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN		
4.1	Data Hasil Observasi	49
4.2	Perencanaan Rantai Utama	50
4.2.1	Berat Muatan Persatuan panjang	50
4.2.2	Gaya Tarik Maksimum Pada Rantai	51
4.2.3	Pemilihan Rantai	53
4.2.4	Kecepatan Putaran Sproket.....	54
4.2.5	Jari-Jari Sproket Rantai Utama	55
4.2.6	Panjang Rantai Utama	56
4.2.7	Perhitungan Daya yang Dibutuhkan	56
4.3	Perencanaan Tipe dan panjang Rantai Penggerak Poros	56
4.3.1	Menghitung Daya Desain	57
4.3.2	Menghitung Ratio pada Sprocket	57
4.3.3	Jaraj Pitch dan Jumlah Gigi Sproket	57
4.3.4	Mencari Putaran Sproket Kecil	58
4.3.5	Pemilihan Nomor Rantai	58
4.3.6	Kecepatan Rantai	59

4.3.7 Panjang Rantai	60
4.4 Perencanaan Bearing	60
4.4.1 Beban Radial	60
4.4.2 Beban Ekvivalen Bearing	61
4.4.3 Menghitung Prediksi Umur Bearing.....	62
BAB V	
KESIMPULAN	
5.1 Kesimpulan	63
5.2 Saran.....	64
DAFTAR PUSTAKA	65
LAMPIRAN	67
BIODATA PENULIS	73

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tabel kelas-kelas konveyor	8
Tabel 2.2 rekomendasi operasi kecepatan rantai	23
Tabel 2.3 koefisien gesek rantai dan jalur	25
Tabel 2.4 koefisien gesek benda yang diangkut dan jalur ..	25
Tabel 2.5 safety factor K_s	26
Tabel 2.6 safety factor K_e	26
Tabel 2.7 Faktor koreksi untuk rantai	33

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, tebu akan digiling menjadi ampas tebu 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 rantai yang digunakan pada chain conveyor sudah banyak berkarat serta kurangnya perawatan dan seiring bertambahnya usia sehingga menurunkan efektifitas dari konveyor. menurun kapasitas angkutnya

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, sproket konveyor, sproket dan 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 diinginkanya, adapun rumusan masalah tersebut ialah :

1. Bagaimana pemilihan jenis rantai utama dan rantai penggerak poros pada Chain conveyor dan menghitung daya motor yang digunakan.
2. Bagaimana perencanaan dan prediksi umur bearing yang di gunakan.
3. Bagaimana sketsa gambar chain conveyor.

1.3. Tujuan Penelitian

Adapaun tujuan yang diharapkan dalam penilitan tugas akhir ini yaitu :

1. Untuk menentukan daya motor juga menentukan tipe rantai utama dan rantai penggerak poros konveyor
2. Untuk memilih bearing dan menghitung umur bearing.
3. Membuat gambar sketsa bagian chain conveyor.

1.4. Batasan Masalah

Untuk menyelesaikan permasalahan - permasalahan dalam penelitian ini, diperlukan batasan - batasan dengan tujuan memudahkan dalam penitik beratan permasalahan dan agar pembahasan berlangsung dengan baik dan benar.

Batasanbatasan masalah tersebut adalah sebagai berikut :

1. Tidak membahas getaran.
2. Komponen chain conveyor yang dibahas yaitu chain conveyor, rantai, dan bearing.
3. Tidak membahas pasak, rangka penopang dan lintasan 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 di bangku 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

Pada bab ini menjelaskan metodologi penelitian, diagram langkah penelitian, dan langkah proses pengujian-pengujian yang dilakukan.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini terdapat pembahasan hasil pengujian dan perhitungan.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

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

DAFTAR PUSTAKA

Berisi tentang referensi-referensi yang terkait dengan materi pembahasan berupa buku, jurnal, tugas akhir terdahulu maupun website 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 antara lain:

1. Muhammad Fahmi Ardiansyah (2019)

Teknik Mesin Industri Fakultas Vukasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember

PERENCANAAN ULANG CHAIN CONVEYOR PENGANGKUT ABU AMPAS TEBU DENGAN KAPASITAS 75 TON/JAM DI PG GEMPOL KEREK Chain conveyor membutuhkan daya sebesar 11,247 kW untuk dapat menggerakkan rantai utama sehingga diperlukan daya motor perencanaan sebesar 14,620 kW supaya konveyor dapat berjalan dengan sempurna.

2. Angrian Rante, Stenly Tangkuman, & Michael Rembet

Penelitian ini berjudul perancangan chain conveyor kapasitas 8 ton/jam pada penelitian tersebut berisi tentang perbandingan konveyor hasil perancangan dan konveyor di lokasi studi lapangan, didapatkan bahwa daya motor listrik penggerak yang digunakan lebih besar dari yang dibutuhkan, sehingga kecepatan rantai yang ada masih dapat ditingkatkan guna meningkatkan kapasitas produksi.

2.2. Pengertian Chain Conveyor

Chain conveyor bisa diartikan sebagai [rantai](#) berjalan, karena terdiri dari rangkaian rantai

yang dirancang bergerak secara memutar. Bisa bergerak - berputar naik lalu turun atau menyamping kanan dan kiri. Chain conveyer terdiri dari blok bantalan pendukung yang menjaga kesatuan mata rantai saat berputar.

Chain conveyer merupakan conveyer dengan rantai yang tidak terputus untuk melakukan tarikan dari unit penggerak. Chain conveyer atau mesin konveyor rantai cocok untuk menahan debu, penyilangan kecil, kombinasi garis horizontal dan vertikal, dan temperatur tinggi.

Dalam dunia industri penggunaan konveyor rantai mengalami penurunan karena perawatan yang tinggi dan banyaknya masalah yang dihadapi.

2.3. Komponen Utama Chain Conveyer

Komponen utama pada chain conveyer adalah:

1. Pin

Peran paling penting dari pin adalah menghubungkan tautan dalam ke tautan luar. Seiring dengan piring, ia menerima rantai Ketegangan di sepanjang arah perjalanan saat menerima vertikal kekuatan reaktif dari barang yang disampaikan. Diameter luar pin mengalami keausan karena meluncur ke bagian dalam bushing diameter ketika rantai berartikulasi. Pin sangat penting bagian bantalan kekuatan dan membutuhkan ketahanan aus yang tinggi.

2. Bushing

Bushing adalah bagian yang menahan kekuatan, menerima ketegangan dari rantai selama keterlibatan sproket, tetapi peran utamanya adalah sebagai bagian bantalan. Diameter luar busung mengalami keausan karena tergelincir terhadap diameter dalam roller selama rotasi roller,

sedangkan diameter dalam bushing mengalami keausan karena meluncur terhadap diameter luar pin ketika rantai berartikulasi. Bushing keausan diameter dalam langsung diekspresikan sebagai perpanjangan pitch.

3. Roller

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

4. Plate

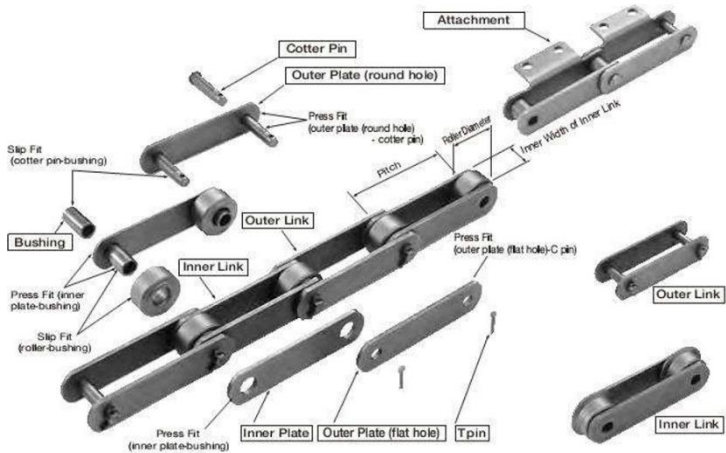
Pelat terutama menerima beban tarik di sepanjang arah rantai perjalanan sambil menerima gaya reaktif vertikal sambil mendukung barang yang disampaikan. Pelat luar dan pelat dalam bergeser satu sama lain selama artikulasi rantai, serta terhadap sisi gigi sproket selama keterlibatan sproket. Lubang pelat bisa bulat atau datar.

5. Attachments

Attachment digunakan untuk mengikat benda seperti bucket ke rantai.

6. Split Pin

Setelah pelat luar ditekan pas ke pin, pin T dimasukkan dan ditekuk untuk mencegah pin jatuh.



Gambar 2.1 komponen utama chain konveyor (TSUBAKI CO,2007)

2.4. Tipe-tipe Chain

Pertimbangan dalam perencanaan erat hubungannya terhadap jenis konveyor adalah kelas konveyor. Empat kelas konveyor telah ditentukan pada dasar faktor friksi/gesekan yang disertakan dengan pergerakan rantai (penyorong atau penggulangan) dan pergerakan material (penyorongan atau dibawah).

Empat kelas ini digambarkan pada istilah rantai dan pergerakan material pada tabel berikut ini:

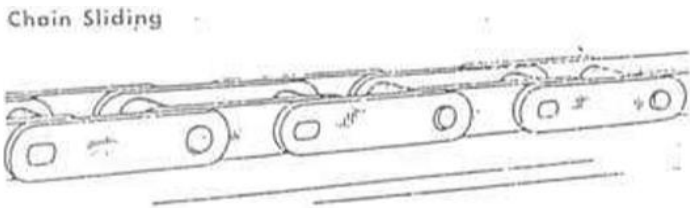
Tabel 2.1 Tabel kelas-kelas konveyor

No.	Class chain type	Material	Conveyor
1.	Sliding, with or without	Sliding	Scraper drag
2.	Rolling	Sliding	Scraper
3.	Sliding & pan	Carried	Apron

4.	Rolling & pan	Carried	Apron
----	---------------	---------	-------

1. Chain Sliding (Penyorongan Rantai)

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, baik/cocok untuk pengaruh kondisi. Peralatn daya kuda adalah lebih tinggi daripada untuk ranantai penggulung.

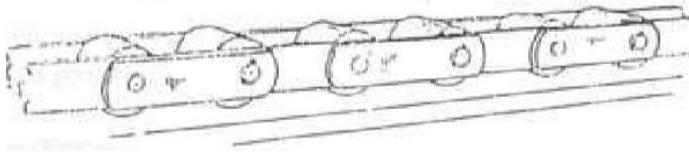


Gambar 2.2 sliding chain

2. Chain Rolling (Penggulungan Rantai)

Metode ini memiliki operasi yang lebih halus, pulsasi yang lebih sedikit bila dibandingkan dengan penyorongan rantai. 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 penggulungan.

Chain Rolling



Gambar 2.3 rolling chain

2.4.1. Jenis Rantai Utama

Rantai utama adalah rantai yang digunakan untuk menggerakkan komponen utama pada suatu alat.

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 untai 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 yang umum digunakan adalah:

1. Rantai Lingkaran yang dapat dilepaskan

Rantai ini adalah rantai lunak pertama yang kembangkan daa adalah yang paling sederhana dari seluruh rantai konveyor. Hal ini agaknya rectagular 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 tranmisi 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 2.4 hollow chain

2. Rantai Pintle Kelas 400

Rantai ini dikembangkan untuk perbaikan pada rantai yang dapat dilepas dan 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 sprocket/ roda rantai yang sama. Kisar bergerak lagi kira-kira 1 “- 3/8” hingga 5000 lbs.



Gambar 2.5 pintle steel chain

3. Rantai Penggilingan “H”

Adalah perbaikan lebih lanjut dari rantai pintle yang pada dasarnya memiliki lingkaran offset yang sama hubungan pena, tetapi memiliki peralatan pengunci yang lebih baik untuk memegang 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 2.6 Rantai penggilingan H

4. Rantai Tarikan “H”

Rantai ini dimodifikasikan jenis penggilingan “H” tetapi adalah lebih luas dan memiliki permukaan pemakain 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, bilah, 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 2.7 rantai tarikan H

5. Rantai Tarikan “C”

Jenis kombinasi rantai tarikan “C” sama dengan jenis “H” kecuali pada kekuatan yang lebih tinggi, yang memiliki pena 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 2.8 rantai tarikan C

6. Rantai Tarikan “SD”

Jenis rantai ini adalah sama dengan tarikan rantai “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, flat 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 2.9 Rantai tarikan SD

7. Rantai PINTLE KELAS 700

Rantai ini sama pada kontruksi terhadap kelas 400 atau rantau penggilingan “H” Kecuali pada kisar lebih panjang. Hal ini adalh paling luas digunakan sebagai rantai kisar 6” dengan cantelan F (lihat Pencantelan) dan adalah pembalutan rantau besi lunak pada kontruksi offset dan sambungan tertutup, digunakan secar luas pada perlakuan pembungan limbah dan pengumpulan limbah juga pada peralata elevator bocket tertntu kekuatan pekerjaannya adalah pada 3200 lbs hingga 3800 lbs.



Gambar 2.10 Rantai pintle kelas 700

8. Rantai Bushed kelas 800

Rantai bushed 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 disingskapkan untuk kontak dengan sporcket 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 2.11 Bushed chain

9. Rantai Kombinasi

Rantai kombinasi adalah yang dikembangkan untuk industri kayu pulp. Hal ini hanya sebagai nama yang digunakan, dimana pusat pusat lingkaran blok adalah pembalut besi lunak, secar pilihan dihungkan dengan sidrbar

baja dan pena. Rantai ini masih luas digunakan pada elevator bucket dan berlari dari 2,609” hingga 6”. Memiliki kekuatan pekerjaan kira-kira 2000 lbs hingga 8300 lbs.



gambar 2.12 Combination chain

10. Rantai Penggulung Lunak / Roller Chain

Dengan jelas lebih sedikit gesekan disertakan, maka semakin sedikit rantai menarik. Rantai penggulung lunak adalah dengan demikian dipolakan sejak 1882 dan adalah paling sedikit biayanya pada beberapa rantai penggulung pada penggunaan. Halini secara lain adalah jenis terkesa rantai penggulung sekarang ini. Rantai ini dikonstruksikan dimana penggulung menyertai kembali kepada bos yang mana pembalut integral dengan sidebar. Boss bertindak sebagai bushing thimble dan seluruhnya dikunci bersama-sama dengan pena kepala.

Bergerak dengan kisar 2” sampai 6” dan dari 700 lbs hingga 4700 lbs pada kekuatan pekerjaan. Penggunaan utama mereka adalah pada tugas cahaya apron atau konveyor pengikis.



Gambar 2.13 Roller chain

11. Rantai Baja Mesin Yang Dibushingkan

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 dirivetkan. 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 2.14 cast steel bushing chain

12. Rantai Tanpa Paku Yang Ditempa

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



Gambar 2.15 Rantai tanpa paku yang ditempa

13. Rantai Baja Yang Dilas

Jenis rantai ini pembaharuan relatif baru dan dikembangkan untuk mempersiapkan line superior rantai untuk menggantikan dan dapat dilepaskan, pernggilingan dan jenis kombinasi dengan yang lebih kuat, poemakaian yang lebih baik dan line 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 pena yang diperlakuak panas. Merek direncanakan untuk bergerak secara dasar roda rantai sama sebagaimana rantai pembalut 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 hinga 15000 lbs.



Gambar 2.16 Welded chain

14. Rantai Khusus

Rantai khusus adalah rantai yang digunakan untuk pekerjaan dengan beban yang sangat berat.

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 kirakira beberapa jenis rantai yang dapat atau mungkin dibutuhkan. Rantai sudah ditentukan untuk kontruksi pengoperasian pintu gerbang bendungan besar, juga banyak untuk peralatan khusus pada penggilingan baja untuk kumparan, bar, plat, material panas sehingga temperatur 1300 F dan diatasnya. Rantai ini telah dibuat dengan kekuatan dasar 3.000.000 lb. memperlihatkan jenis tempat rantai yang sungguh populer di Eropa untuk tujuan penyampain, disebut rsntai lingkaran Fork. Secara umum dibuat darai 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 2.17 Special chain

2.5 Muatan Dan Berat Permeter Yang Diangkut

Ampas tebu adalah tebu yang diperoleh dari hasil penggilingan batang tebu yang telah diperas niranya. Adapun proses terjadinya ampas tebu adalah sebagai berikut :

1. Setelah tebu ditebang kemudian diangkut ke pabrik gula.
2. Batang-batang tebu tersebut kemudian digiling untuk dikeluarkan air gulanya sehingga tersisa ampas tebu yang dalam keadaan kering.
3. Ampas tebu ini kemudian dengan peralatan mekanik diangkut ke dapur pembakaran ketel-ketel uap.
4. Apabila ampas tebu tersebut telah terbakar halus/ habis abu tersebut dikeluarkan dari dapur pembakaran untuk kemudian dibuang.

Dari data yang diambil di PG Tjoekir kapasitas dari ketel konveyor pengangkat ampas tebu adalah 7 ton/jam. Dari data tersebut maka dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Q = 1000 \cdot A \cdot Y$$

Dimana, $Y = 0,5 \text{ ton/m}^3$

Q = kapasitas konveyor

A = luas penampang

Untuk mencari data kecepatan maka dapat menggunakan tabel dibawah ini:

Tabel 2.2 rekomendasi operasi kecepatan rantai

Tipe konveyor	Kecepatan (ft/min)
Slat or flat-top conveyor	50-150
Carrier conveyor	50-150
Assembly line conveyor	5-15
Drag and scraper conveyor	50-100
Apron conveyor	10-60

Dari tabel diatas konveyor yang digunakan adalah scraper konveyor dengan kecepatan rantai konveyor yang di rekomendasikan 50-100 ft/min maka dapat digunakan kecepatan konveyor adalah 75 ft/min

2.6. Pemilihan Rantai Utama

Untuk pemilihan rantai utama pada scraper konveyor data awal yang dibutuhkan adalah kapasitas konveyor (Q), kecepatan rantai konveyor, panjang konveyor, sudut kemiringan, berat scraper.

2.6.1. Gaya Pada Rantai Utama

Gaya 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)

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

Dimana, F_{ch} = gaya tarikan pada rantai horizontal, kN

Q = kapasitas konveyor, ton/jam

v = kecepatan rantai, m/s

f_1 = koefisien gesek antara rantai dan jalur

f_2 = koefisien gesek benda yang diangkut

L = jarak poros sprocket, m

M = jumlah berat seluruh elemen rantai yang bergerak, kg/m

g = percepatan gravitasi, m/s^2

Untuk konveyor lintasan bersudut

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

Dimana, F_{ci} = gaya tarikan pada rantai miring

Q = kapasitas konveyor, ton/jam

v = kecepatan rantai, m/s

f_1 = koefisien gesek rantai dan jalur

f_2 = koefisien gesek benda yang diangkut

L = jarak poros sprocket, m

M = jumlah berat seluruh elemen rantai yang bergerak, kg/m

H = jarak horizontal poros

V = jarak vertikal poros

g = percepatan gravitasi, m/s^2

untuk menentukan f_1 maka dapat menggunakan tabel berikut ini:

Tabel 2.3 koefisien gesek rantai dan jalur
(DID Catalog,2007)

Roller diameter	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 (rantai langsung bersentuhan dengan lintasan)	0,2-0,3	0,30-0,45
Roller dengan menggunakan bearing	0,02-0,03	

untuk menentukan f_2 maka dapat menggunakan tabel berikut ini:

Tabel 2.4 koefisien gesek benda yang diangkut dan jalur
(DID Catalog,2007)

Beban yang diangkut	f_2 (ton/ m^3)
Coal	0.30-0.70
Coke	0.35-0.70

Ash	0.45-0.65
Sand	0.55-0.90
Sandstone	0.55-0.70
Oat	0.40-0.50
Cement	0.60-0.75
Cereal	0.35-0.45
Limestone	0.35-0.55

Untuk menentukan nomor chain yang digunakan dapat dilihat dari tabel dengan menggunakan kekuatan gaya tarik rantai, tabel dan persamaan yang digunakan sebagai berikut:

$$F_R = F \cdot K_s \cdot K_e$$

Dimana F_c = gaya tarikan rantai, kN

K_s = safety factor rantai dengan kecepatan

K_e = safety factor rantai akibat kerja

Berikut adalah tabel K_s

Tabel 2.5 safety factor K_s (DID catalog,2007)

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

Untuk penentuan K_e maka perlu diperhatikan kondisi dari beberapa factor yaitu:

1. Laju benda yang diangkut.
2. Ada atau tidaknya gaya kejut saat beroperasi atau tidak.

3. Kondisi lingkungan bagus (temperatur dan faktor korosi yang ada).
4. Pelumasan yang dilakukan.

Tabel 2.6 safety factor K_e

Kondisi	Safety factor K_e	
	Operasi rantai per hari	
	10 jam atau kurang	10-24 jam
Good	1.0	1.2
Fair	1.2	1.4
bad	1.5-2.0	1.8-2.5

2.6.2. Berat Rantai Utama

Berat rantai pengangkut adalah berat keseluruhan rantai. mulai dari rantai, attachment, roller. Yang dapat di hitung dengan rumus :

$$M = M_{scrapper} + M_{chain} + M_{roller} + M_{att}$$

Dimana M = berat rantai, kg/m

$M_{scrapper}$ = berat scraper, kg/m

M_{chain} = berat rantai, kg/m

M_{roller} = berat roller, kg/m

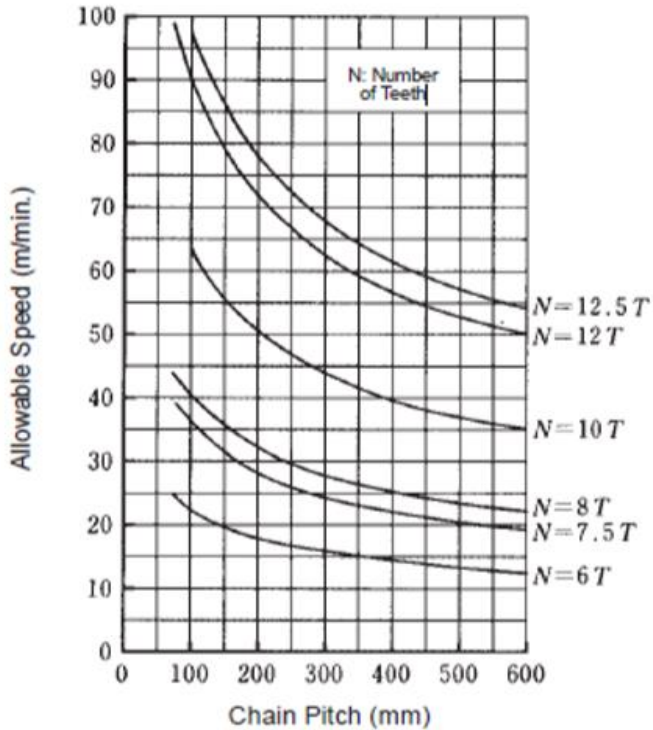
M_{att} = berat attachment, kg/m

Tabel spesifikasi rantai dapat dilihat di lampiran

2.6.3. Besar Sprocket

Besar sprocket dapat dicari dengan data awal yang dibutuhkan adalah panjang pitch, jumlah gigi, dan kecepatan

rantai. Dari grafik maka dapat ditentukan berapa jumlah gigi dari sprocket konveyor.



Gambar 2.18 grafik pemilihan jumlah gigi sprocket (U.S Tsubaki inc,1997)

Dari grafik diatas dengan pitch rantai sebesar 150 mm maka jumlah gigi sprocket konveyor adalah 12 Dengan demikian maka jari jari sporcket dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$R = \frac{N.p}{2\pi}$$

Dimana R = jari-jari sprocket, mm

N = jumlah gigi

p = panjang pitch, mm

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

$$v = \pi D n$$

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

Dimana = kecepatan rantai, m/min

D = diameter sprocket ,m

n = putaran, rpm

2.6.4. Panjang Rantai Utama

Panjang rantai yang diperlukan untuk conveyor dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

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

(American Chain Asosiation, 2006)

Dimana Lp = pajang rantai, pitch

N = jumlah gigi sprocket

C = jarak poros, mm

p = pitch, mm

2.6.5. 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 penampang horizontal

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

Untuk penampang miring

$$P = \frac{v}{52,2 \times \eta} \left\{ F_{ci} - (V - H f_1) \frac{g}{1000} \right\}$$

Dimana, F_{ci} = gaya tarikan pada rantai miring

F_{ch} = gaya tarikan pada rantai horizontal

v = kecepatan rantai, m/s

f_1 = koefisien gesek rantai dan jalur

η = efisiensi

M = jumlah berat seluruh elemen rantai yang bergerak, kg/m

H = jarak horizontal poros

ϑ = jarak vertikal poros

g = percepatan gravitasi, m/s^2

2.7. Rantai Dan Sproket Penggerak Poros

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

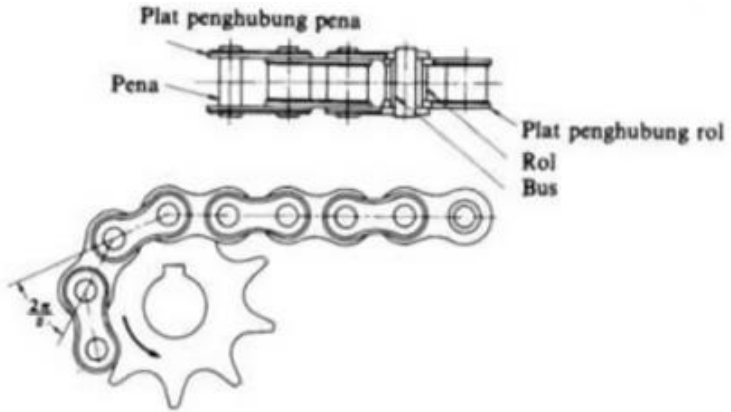
yang mengait mata rantai. Karena kekurangan-kekurangan ini maka rantai tidak dipakai untuk kecepatan tinggi, kecepatannya hanya sampai 600 m/min untuk rantai rol, sedangkan untuk kecepatan yang lebih tinggi dipakai silent chain.

Dasar pemikiran menggunakan rantai adalah sebagai berikut:

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

2.7.1. Transmisi Dan Daya Rantai

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



Gambar 2.19 Rantai roll

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

$$P_d = F_c \cdot P$$

Dimana,

P_d :Daya perencanaan

F_c :Faktor perencanaan

P :Daya yang ditransmisikan (N), kW

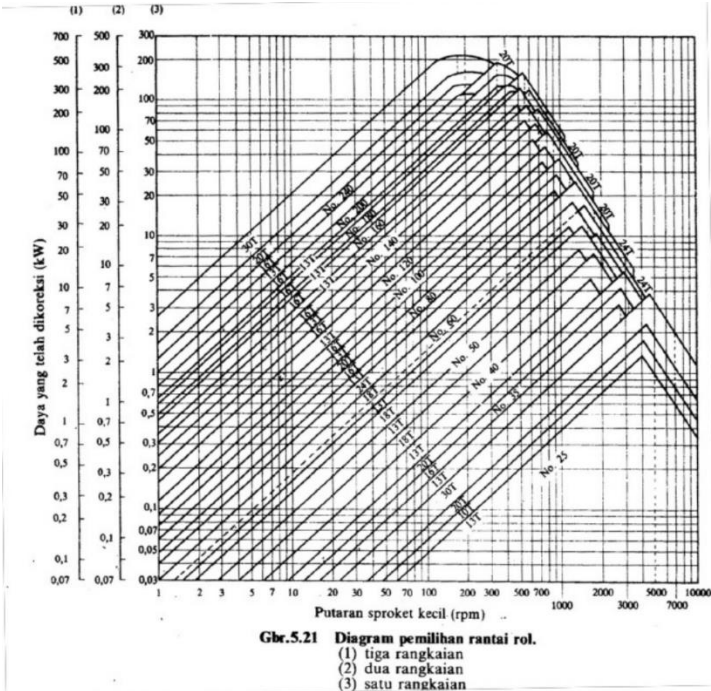
Tumbukan	Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal, blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum, dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
Sedang	sedang Kompresor sentrifugal,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

Tabel 2.7 Faktor koreksi untuk rantai

2.7.2. Pemilihan Rantai

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 kusus seperti: panjang pena, batas kekuatan tarik, dan sebagainya yang dapat dilihat pada lampiran.

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, $Pd = 19,851$ kW dan menggunakan satu buah rantai yang cocok untuk kasus tersebut adalah rantai nomor 100.



Gambar 2.20 diagram nomor rantai

2.7.3. Diameter Dan Jumlah Gigi Sproket

Besarnya diameter dan jumlah gigi sproket sangat ditentukan oleh perubahan putaran yang diinginkan, sehingga sebelum menggunakan rumus-rumus rantai, menggunakan dulu rumus umum perbandingan kecepatan.

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

Dimana p = pitch

γ = sudut pitch

D = diameter sproket

Nt = jumlah gigi

Pitch dapat di hitung dengan menggunakan jumlah gigi dan diameter sprocket kecil yang didapatkan dari persamaan.

$$D_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right)}$$

2.7.4. Kecepatan, Panjang Dan Gaya Rantai

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

$$v = \pi D n$$

Dimana, D : diameter sproket, m

n : putaran, rpm

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

$$\frac{L}{p} = \left[\frac{2C}{p} + \frac{(Nt_1 + Nt_2)}{2} + \frac{(Nt_2 + Nt_1)}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \right]$$

Dan jika panjang rantai bernilai dengan satuan panjang maka persamaan yang digunakan adalah:

$$L = p \left[\frac{2C}{p} + \frac{(Nt_1 + Nt_2)}{2} + \frac{(Nt_2 + Nt_1)}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \right]$$

Dimana: L = panjang rantai, cm

p = pitch, cm

C = jarak poros sprocket, cm

Pada rantai tidak ada gaya F_1 dan F_2 seperti halnya pada belt, yang ada hanya F yaitu gaya pada sisi yang kencang, sedang pada sisi yang kendur dianggap sama dengan nol karena nilainya berbeda jauh dengan sisi yang kencang.

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

Dimana: Pd = daya desain, kW

v = kecepatan rantai, m/s

2.8 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.

2.8.1 Beban Radial

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

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

Di mana, F_r : beban radial, kN
 m : massa bearing, kg
 g : gravitasi, m/s²
 z : jumlah bantalan

Hitung diameter rata-rata bantalan dengan persamaan berikut.

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

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.

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

Dimana, k_r : minimum *load factor* (lampiran 3)
 n : putaran mesin, rpm
 n_r : referensi kecepatan, rpm (lampiran 2)

Sehingga $F_{r \text{ actual}}$ adalah hasil dari perkalian F_{rm} dan F_r .
 Persamaan 2.19

$$F_{r \text{ actual}} = F_{rm} \cdot F_r$$

2.8.2. 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:

$$P = . Fr$$

Dimana: Fr = gaya radial bantalan, lbf

V = faktor putaran konstan

= 1,0 apabila ring dalam berputar

= 1,2 apabila ring luar berputar

2.8.3 . Prediksi Umur Bearing

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan:

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

Dimana:

L_{10} : umur bearing, jam

b : konstanta yang tergantung tipe beban. ($b = 3$ untuk ball bearing dan $b = 3,333$ untuk roller bearing)

C : beban dinamis (dapat dilihat dari tabel) dengan menggunakan diameter dalam bearing, lbf

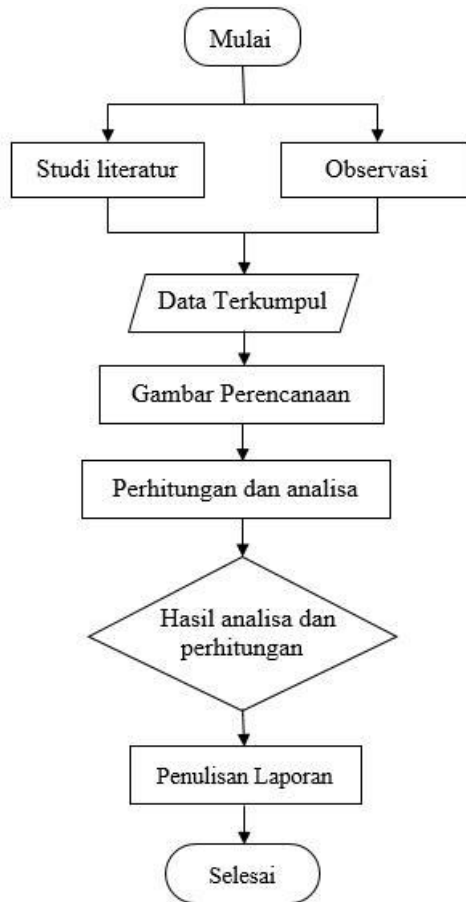
P : beban ekuivalen, lbf

n : putaran poros, rpm

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. Dasaran teori dan juga segala jenis perhitungan yang dilakukan berdasarkan beberapa bahan pustaka yang didapat dari buku, jurnal, 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 conveyor, panjang lintasan, jarak sprocket, jenis rantai yang digunakan, penampang lintasan, diameter sprocket rantai transmisi jumlah gigi sprocket rantai transmisi, dan jarak sumbu poros pada sprocket rantai transmisi yang nantinya berguna untuk perencanaan chain conveyor pengangkut abu ampas tebu di PG Tjoekir.

3. Perencanaan chain Conveyor

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

4. Perhitungan dan Analisa

Pada tahap ini dilakukan perhitungan untuk mengetahui perencanaan chain dan sprocket pada chain conveyor, perhitungan elemen mesin pada poros, pasak,

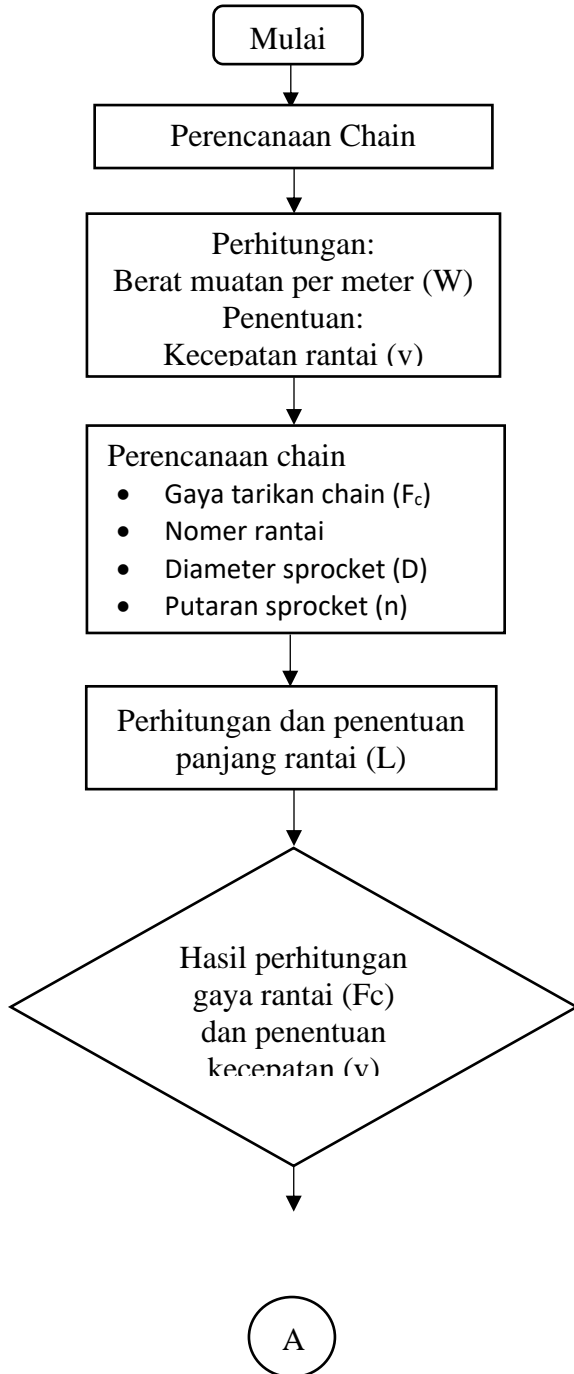
rantai transmisi, sprocket transmisi, dan perhitungan daya motor yang tepat untuk perencanaan chain conveyor pengangkut abu ampas tebu di PG Tjoekir.

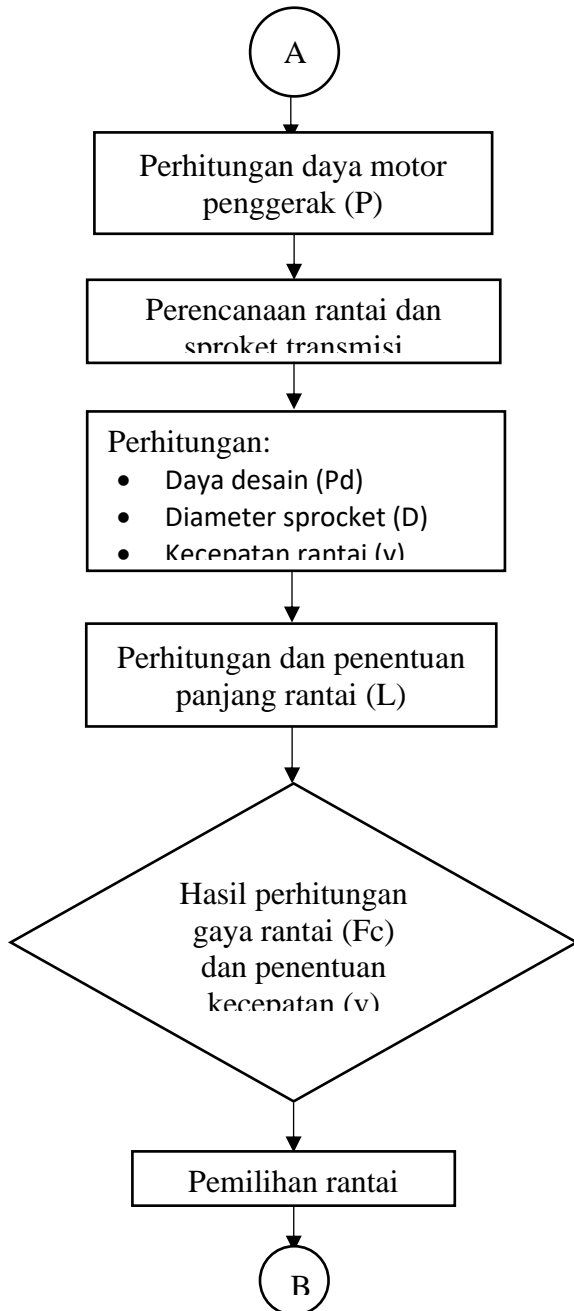
5. Penyusunan Laporan

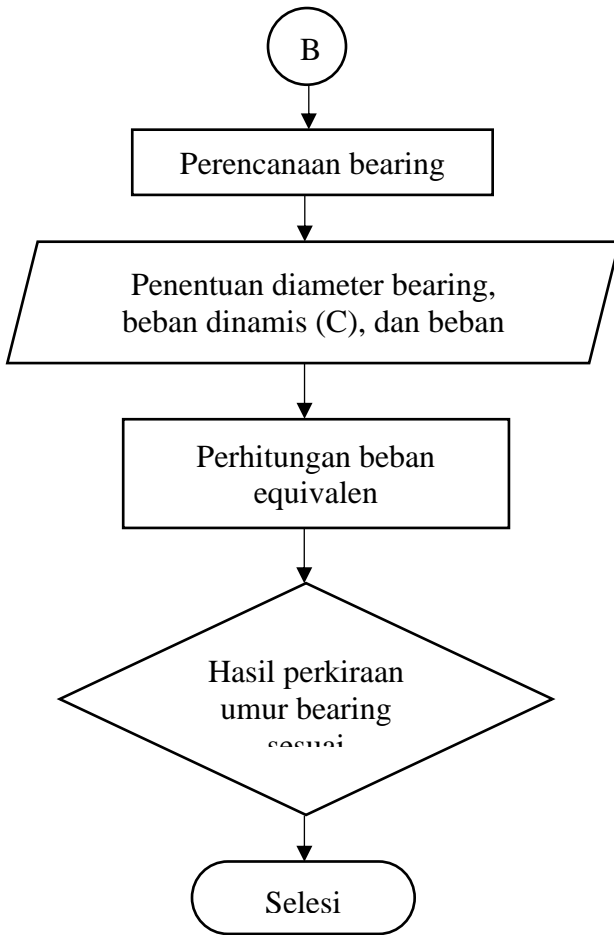
Tahap ini dilakukan penulisan laporan yang berisi perhitungan serta analisa yang kemudian dapat ditarik kesimpulan yang didapat dari hasil penelitian yang telah dilakukan.

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 *belt* dan *roller conveyor*

Perencanaan *belt* meliputi perhitungan luas penampang muatan, berat muatan per meter dan berat *belt* per meter. Perencanaan *roller idler* meliputi perhitungan diameter dalam dan berat *roll* per meter. Dari perhitungan ini akan didapatkan spesifikasi belt conveyor sesuai dengan yang diinginkan dan juga digunakan untuk perhitungan daya motor penggerak.

2. Perencanaan rantai dan sproket

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

3. Perencanaan bearing

Setelah didapatkan 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 Ampas Tebu di PG Cukir

Ampas tebu berasal dari tebu yang sudah digiling. Tebu yang telah menjadi ampas tersebut kemudian dipindahkan ke tempat pembakaran menggunakan *chain conveyor*. *chain conveyor* digerakkan dengan motor penggerak yang menggerakkan *sprocket*. *sprocket* yang

berputar menarik *chain*, sehingga *chain* mulai berjalan membawa ampas tebu.

3.4 Tempat dan Waktu

Obeservasi dilakukan pada 30 September s/d 12 Agustus 2019 di PG Tjoekir

3.5 Komponen Mesin *Chain Conveyor*

1. Rantai utama



Gambar 3.3 Rantai utama

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

2. Scrapper



Gambar 3.4 *Scrapper*

Scrapper 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.

3. Rantai dan Sprocket Transmisi



Gambar 3.6 rantai dan sproket transmisi

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

4. 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

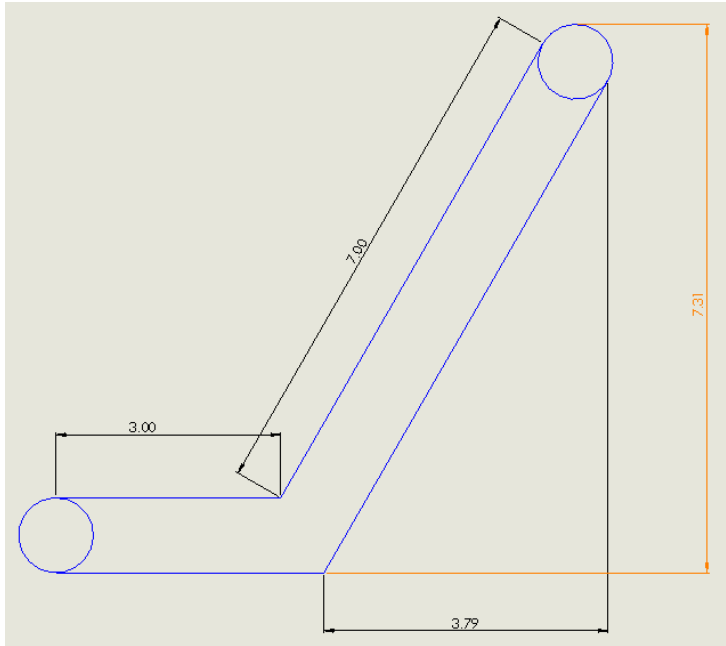
HASIL PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dijabarkan tentang perhitungan dan perencanaan komponen-komponen conveyor yaitu: chain conveyor, rantai dan sprocket penggerak juga bearing.

4.1 Data Hasil Observasi

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

Kapasitas chain konveyor (Q)	7 ton/h
Kecepatan konveyor	20 m/min
Panjang lintasan horizontal	3 m
Panjang lintasan miring	7 m
Tinggi lintasan miring	7,3 m
Sudut kemiringan	60°
Panjang lintasan keseluruhan	10 m
Benda yang diangkut	Ampas tebu
Tipe konveyor	Intermediate carrier
Dimensi rake :	Tinggi 25 cm
Lebar	55 cm



Gambar 4.1 Lintasan chain conveyor

4.2 Perencanaan Rantai Utama

Rantai utama adalah rantai yang berperan penting untuk menggerakkan komponen utama. Pada sub bab ini akan dicari jenis rantai, berat rantai, panjang rantai, diameter sprocket dan daya motor yang diperlukan untuk menggerakkan rantai. Untuk menghitung hal - hal diatas dibutuhkan Data awal yang diperlukan untuk perencanaan rantai untuk chain conveyor adalah: kecepatan (v), kapasitas (Q), panjang lintasan (L), berat seluruh komponen bergerak (M).

4.2.1 Berat muatan per satuan panjang

Berat benda yang diangkut per meter (Q) adalah

$$Q = 1000 \cdot A \cdot Y$$

$$A = \text{luas penampang } 1375 \text{ cm}^2$$

$$Y = 0,5 \text{ ton/m}^3 \text{ (tabel 2.3)}$$

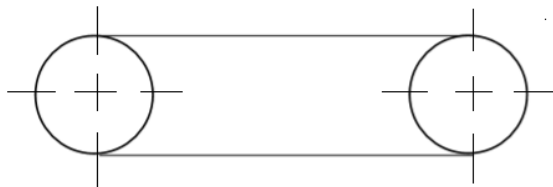
$$= 1000 \cdot 13,75 \text{ m}^2 \cdot 0,5 \text{ ton/m}^3$$

$$= 6,875 \text{ kg/m}$$

Bedasarkan perhitungan diatas berat aktual material yang diangkut per meter (Q) adalah 6,875 kg/m

4.2.2 Gaya tarik maksimum pada konveyor

Untuk mencari tegangan maksimum pada konveyor dilakukan dengan 2 rumus yaitu tegangan pada konveyor horizontal dan pada konveyor dengan sudut kemiringan kemudian diatambahkan dan dapat di ketahui berapa tegangan maksimal yang terjadi pada konveyor.



Gambar 4.2 konveyor arah horizontal

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

Dimana, F_{ch} = gaya tarikan pada rantai horizontal, kN

Q = kapasitas konveyor, ton/jam

v = kecepatan rantai, m/s

f_1 = koefisien gesek antara rantai dan jalur

f_2 = koefisien gesek benda yang diangkut

L = jarak poros sprocket, m

M = jumlah berat seluruh elemen rantai yang bergerak, kg/m

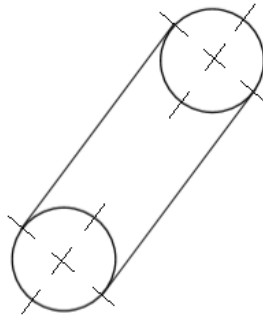
g = percepatan gravitasi, m/s²

persamaan 2.4.1

$$F_{ch} = (16,7 \cdot \frac{7 \text{ ton/h}}{20 \text{ m/min}} \cdot 0,5 + 2,1 \cdot 82,6 \text{ kg/m} \cdot 0,45) \frac{3 \text{ m}}{1000} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$
$$= 2,383 \text{ kN}$$

Gaya yang terjadi pada konveyor yang bergerak pada bidang horizontal adalah 2,383 kN karena dalam konveyor ada dua untaian rantai maka untuk 1 rantai memiliki tegangan sebesar $F/2$ sehingga besar tegangan yang dimiliki 1 rantai adalah 1,191 kN

Untuk lintasan dengan kemiringan perhitungan gaya seperti berikut :



Gambar 4.3 Konveyor arah miring

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

$$\begin{aligned}
& +1,1 \cdot M \cdot (H \cdot f_1 - V) \frac{g}{1000} \\
F_{ci} &= 16,7 \cdot \frac{7 \text{ ton/hr}}{20 \text{ m/min}} (7,3 \text{ m} \cdot 0,5 + 7 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\
& + 82,6 \text{ kg/m} (7,3 \text{ m} \cdot 0,45 + 7 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\
& + 1,1 \cdot 82,6 \text{ kg/m} (7,3 \text{ m} \cdot 0,45 - 7 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\
& = 5,632 \text{ kN}
\end{aligned}$$

Gaya yang terjadi pada konveyor yang bergerak pada bidang miring adalah 5,632 kN karena dalam konveyor ada dua untaian rantai maka untuk 1 rantai memiliki tegangan sebesar $F/2$ sehingga besar tegangan yang dimiliki 1 rantai adalah 2,816 kN

Dengan demikian gaya maksimum yang ada pada rantai adalah

$$\begin{aligned}
F_c &= F_{ch} + F_{ci} \\
&= 2,383 \text{ kN} + 5,632 \text{ kN} \\
&= 8,015 \text{ kN}
\end{aligned}$$

4.2.3 Pemilihan Rantai

1. Mencari nomor rantai berdasarkan gaya yang dibutuhkan

Dengan gaya maksimal 8,015 KN dan safety faktor dari chain yang bergerak adalah 7 dari tabel 2.5 dan konveyor bekerja selama 8 jam dan tidak dilumasi service faktor yang berlaku adalah 1,0 dari tabel 2.7 maka kekuatan tarik dari chain harus:

Dimana F_c = gaya tarikan rantai, kN

K_s = safety factor rantai dengan kecepatan (tabel 2.5)

K_e = safety factor rantai akibat kerja (tabel 2.6)

$$\begin{aligned} F_R &= F_c \cdot K_s \cdot K_e \\ &= 8,015 \text{ k} \cdot 7 \cdot 1,0 \\ &= 56,105 \text{ kN} \end{aligned}$$

Dengan kekuatan tarik 56,105 kN maka menggunakan rantai DK 100-152 dari tabel lampiran 1 maka berat dari rantai 28,7 kg/m.

2. Perhitungan berat penggerak yang berjalan

Dengan menggunakan tabel catalog DID pada lampiran didapatkan berat chain 7,6 kg/m, berat roller s, 28,7 kg/m, berat scraper 10 kg/m, dan attachment tidak memiliki berat dan jumlah untaian rantai sebanyak 2 sehingga dapat dihitung berat penggerak berjalan adalah

$$\begin{aligned} M &= M_{scraper} + M_{chain} + M_{roller} + M_{at} + Q \\ M &= 10 \text{ kg/m} + 2 (28,7 \text{ kg/m} + 7,6 \text{ kg/m} + 0) + 6,875 \text{ kg/m} \\ &= 89,4 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

3. Perhitungan ulang gaya maksimal dengan menggunakan rantai yang di pilih

Dengan rantai DK 100-152 maka tarikan yang sebenarnya terjadi adalah

Untuk penampang horizontal

$$\begin{aligned} F_{ch} &= (16,7 \cdot \frac{7 \text{ ton/h}}{20 \text{ m/min}} \cdot 0,5 + 2,1 \cdot 89,4 \text{ kg/m} \cdot 0,45) \cdot 3 \text{ m} \\ &\frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \end{aligned}$$

$$= 2,572 \text{ kN}$$

Sedangkan pada bidang yang memiliki miring adalah

$$\begin{aligned} F_{ci} &= 16,7 \cdot \frac{7 \text{ ton/hr}}{20 \text{ m/min}} (7,3 \text{ m} \cdot 0,5 + 7 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &+ 89,4 \text{ kg/m} (7,3 \text{ m} \cdot 0,45 + 7 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &+ 1,1 \cdot 89,4 \text{ kg/m} (7,3 \text{ m} \cdot 0,45 - 7 \text{ m}) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \\ &= 6,047 \text{ kN} \end{aligned}$$

Maka gaya yang terjadi pada rantai adalah

$$\begin{aligned} F_C &= \frac{F_{ch} + F_{ci}}{z} \\ &= \frac{2,572 \text{ kN} + 6,047 \text{ kN}}{2} \\ &= 4,309 \text{ kN} \end{aligned}$$

4. Safety factor yang digunakan

Untuk mencari service faktor dari rantai dapat di hitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{F_{rantai}}{sf} &= \frac{F_c}{z} \\ sf &= \frac{F_{rantai} \cdot 2}{F_h + F_i} \\ &= \frac{56,105 \text{ kN} \cdot 2}{2,572 \text{ kN} + 6,047 \text{ kN}} \\ &= 13,018 \end{aligned}$$

4.2.4. Kecepatan putaran sproket konveyor

Kecepatan putaran permenit dapat ditentukan dengan cara sebagai berikut:

$$v = \pi D n$$

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

$$n = \frac{20 \text{ m/min}}{\pi \cdot 0,5 \text{ m}}$$

$$n = 12,73 \text{ rpm}$$

4.2.5. Besar sproket rantai utama

Pemilihan jumlah gigi (N) sproket bisa dilihat pada gambar 2.18 berdasarkan jumlah gigi sprocket dan besar pitch yang di perlukan pada rantai maka ukuran sprocket dapat di hitung sebagai berikut, dimana R : jari-jari sproket, mm

N : jumlah gigi,

p : panjang *pitch*, mm

$$R = \frac{N \cdot p}{2\pi}$$

$$R = \frac{12 \cdot 150 \text{ mm}}{2\pi}$$

$$= 286 \text{ mm}$$

4.2.6 Perhitungan daya yang di butuhkan

Daya yang dibutuhkan oleh konveyor dapat dihitung sebagai berikut:

Untuk penampang horizontal (Persamaan 2.6.7)

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

$$P_h = \frac{2,572 \text{ kN} \cdot 20 \text{ m/min}}{52,2 \cdot 0,8}$$

$$P_h = 1,231 \text{ kW}$$

Untuk penampang miring

$$P_i = \frac{v}{52,2 \times \eta} \{ F_{ci} - M (V - H \cdot f_1) \frac{g}{1000} \}$$

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

$$P_i = \frac{20 \text{ m/min}}{52,2 \cdot 0,8} \{ 6,047 \text{ kN} - 89,4 \text{ kg/m} (7,3 \text{ m} - 3,79 \cdot 0,45) \frac{9,81 \text{ m/s}^2}{1000} \}$$

$$= 2,186 \text{ kW}$$

Jadi daya yang di butuhkan oleh konveyor adalah $P_{ch} + P_{ci} = 3,417 \text{ kW}$

4.3. Perencanaan Tipe dan Panjang Rantai kecil

Pada sub bab ini akan dibahas perencanaan transmisi chain conveyor dari motor listrik menggerakkan poros menuju ke rantai utama menggunakan rantai dan sprocket.

Data data yang diperlukan adalah:

Diameter pitch sprocket besar (D2) 72 cm

Diameter pitch sprocket kecil (D1) 12 cm

Jumlah gigi sprocket kecil (N1) 10

Rpm sprocket besar (n2) 12,73 rpm

4.3.1. Menghitung Daya Desain

Besarnya daya yang di desain (P_d) dapat dihitung dengan rumus (Persamaan 2.7.1.) sebagai berikut:

Nilai f_c ada pada tabel 2.7

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$P_d = 1,3 \cdot 3,417 \text{ kW}$$

$$P_d = 4,442 \text{ kW}$$

$$P_d = 6,22 \text{ HP}$$

4.3.2. Menghitung Ratio Pada Sprocket

Perbandingan sprocket terdiri dari diameter, rpm, jumlah gigi sprocket yang dapat di hitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}i &= \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Nt_1}{Nt_2} \\i &= \frac{D_1}{D_2} \\i &= \frac{12 \text{ cm}}{72 \text{ cm}} \\&= \frac{1}{6} \\&= 0,16\end{aligned}$$

4.3.3. Jarak Pitch dan Jumlah Gigi Sprocket

Pitch dapat di hitung dengan menggunakan jumlah gigi dan diameter sprocket kecil yang didapatkan dari persamaan 2.7.3.

$$\begin{aligned}D_1 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right)} \\p &= D_1 \cdot \sin\left(\frac{180}{Nt_1}\right) \\p &= 12 \text{ cm} \times \sin\left(\frac{180}{10}\right) \\p &= 3,708 \text{ cm}\end{aligned}$$

Jumlah gigi sprocket besar Nt_2 dapat dicari dari rumus berikut:

$$\begin{aligned}i &= \frac{Nt_1}{Nt_2} \\ \frac{1}{6} &= \frac{10}{Nt_2} \\ Nt_2 &= 60\end{aligned}$$

4.3.4. Menghitung Besar Putaran Sprocket Kecil

Dengan putaran sprocket besar sebesar D2 16,02 rpm maka dapat di hitung besar putaran sprocket kecil dengan persamaan sebagai berikut:

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

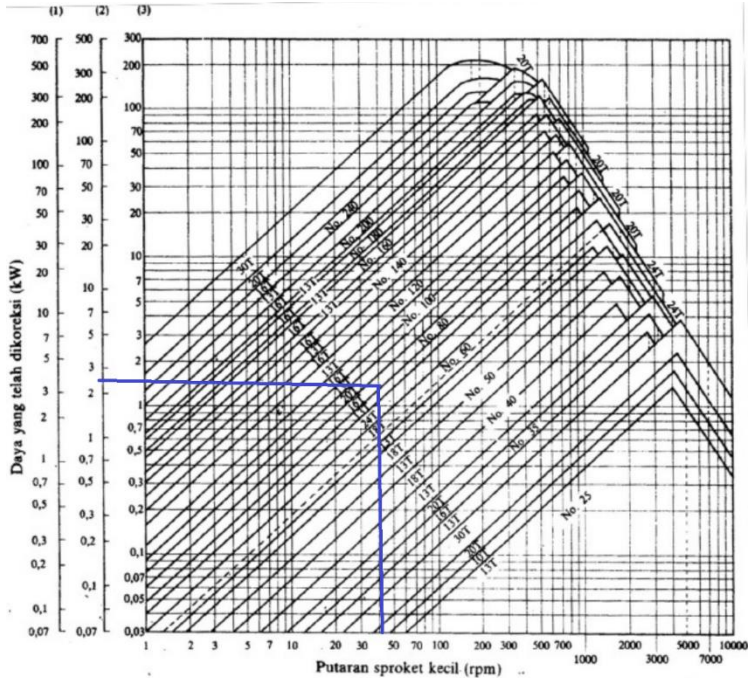
$$\frac{n_2}{i} = n_1$$

$$\frac{7,64 \text{ rpm}}{0,16} = n_1$$

$$47,75 \text{ rpm} = n_1$$

4.3.5. Memilih Nomor Rantai

Rantai yang dipilih dengan Pd 4,6384 kW dan n_1 47,75 rpm



Gambar 4.4 Pemilihan rantai

Maka nomor rantai yang di gunakan untuk transmisi adalah no 80.

4.3.6. Kecepatan Rantai

Kecepatan rantai pada penggerak konveyor dapat dihitung dari rumus (Persamaan 2.7.4) berikut:

Pada diameter sproket kecil (D_1) dan putaran sproket kecil (n_1)

$$v = \pi D_1 n_1$$

$$v = \pi 0,12 m 47,75$$

$$v = 18 m/min$$

$$v = 0,3 m/s$$

Pada diameter sprocket besar (D_2) dan putaran sprocket besar (n_2)

$$v = \pi D_2 n_2$$

$$v = \pi 0,72 \text{ m } 12,73$$

$$v = 28,79 \text{ m/min}$$

$$v = 0,479 \text{ m/s}$$

4.3.7. Panjang Rantai

Panjang rantai penggerak konveyor dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$L = p \left[\frac{2C}{p} + \frac{(Nt_1 + Nt_2)}{2} + \frac{(Nt_2 + Nt_1)}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \right]$$

$$L = 3,708 \text{ c } \left[\frac{2 \cdot 72 \text{ cm}}{3,708 \text{ cm}} + \frac{(10+60)}{2} + \frac{(60-10)}{4\pi^2 \frac{72 \text{ cm}}{3,708 \text{ cm}}} \right]$$

$$L = 3,708 \text{ cm } [38,83 + 35 + 0,065]$$

$$L = 274 \text{ cm}$$

4.4. Perencanaan Bearing

Pada perencanaan bearing data awal yang diperlukan adalah sebagai berikut:

$$\text{Diameter bearing} = 70 \text{ mm}$$

$$\text{Putaran} = 12,73 \text{ rpm}$$

$$\text{Faktor putaran (V) ring dalam} = 1,0$$

Bearing yan digunakan adalah spherical roller bearing. Beban bantalan hanya terdapat pada beban radial sehingga beban pada axial = 0

4.4.1 Beban Radial

Beban radial dapat ditentukan nilainya berdasarkan persamaan 2.8.1a sebagai berikut. Data yang didapat dari lampiran 2,

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

$$F_r = \frac{0,7 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{2}$$

$$F_r = 3,433 \text{ kN}$$

Menghitung d_m dengan persamaan 2.8.1b yang nanti hasil perhitungan digunakan untuk menghitung F_{rm}

Di mana, d_m : rata-rata diameter bantalan, mm
 d : diameter dalam bantalan, mm
 D : diameter luar bantalan, mm

$$d_m = \frac{1}{2} (70 \text{ mm} + 110 \text{ mm})$$

$$d_m = 90 \text{ mm}$$

Selanjutnya menghitung beban radial minimal (F_{rm}) berdasarkan lampiran 5, hasil perhitungan d_m , dan kecepatan melalui persamaan 2.8.1c sebagai berikut.

Dimana, k_r : minimum *load factor* (lampiran 3)
 n : putaran mesin, rpm
 n_r : referensi kecepatan, rpm (lampiran 2)

$$F_{rm} = 0,025 \left(6 + \frac{4 \cdot 12,73 \text{ rpm}}{11000 \text{ rpm}} \right) \left(\frac{90 \text{ mm}}{100} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0,121 \text{ kN}$$

Sehingga nilai F_r *actual* berdasarkan persamaan 2.8.1d dapat dihiung sebagai berikut.

$$F_r \text{ actual} = 0,121 \text{ kN} \cdot 3,433 \text{ kN}$$

$$F_r \text{ actual} = 0,415 \text{ kN}$$

4.4.2 Beban Ekuivalensi *Bearing*

Beban ekuivalensi *bearing* dapat dihitung menggunakan persamaan 2.8.2 sebagai berikut.

Dimana: F_r = gaya radial bantalan, lbf

V = faktor putaran konstan

= 1,0 apabila ring dalam berputar

= 1,2 apabila ring luar berputar

$$P = 1,0 \cdot 0,415 \text{ kN}$$

$$P = 0,415 \text{ kN}$$

$$P = 93,29 \text{ lbf}$$

4.4.3 Prediksi Umur *Bearing*

Diasumsikan putaran konstan, nilai b pada roller *bearing* adalah $10/3$ nilai C dapat dilihat pada lampiran 2 dan beban ekuivalensi yang bekerja pada bantalan, maka umur *bearing* dapat diprediksikan dengan persamaan 2.8.3 sebagai berikut.

$$L_{10h} = \left(\frac{10800}{93,29} \right)^{10/3} \frac{10^6}{60 \cdot 12,73 \text{ rpm}}$$

$$L_{10h} = (7443,3) 131,24$$

$$= 976858,6 \text{ jam kerja}$$

Jika konveyor bekerja 6 bulan selama 1 tahun dan 24 jam dalam 1 hari maka hasil perhitungan umur bearing adalah 976858,6 jam kerja.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

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

1. *Chain conveyor* membutuhkan daya sebesar 3,417 kW untuk dapat menggerakkan rantai utama sehingga di perlukan daya motor perencanaan sebesar 4,442 kW supaya konveyor dapat berjalan dengan sempurna.
2. Spesifikasi perencanaan *chain conveyor* adalah sebagai berikut:
 - a. Spesifikasi *chain conveyor*
 - Kapasitas maksimum : 7 ton/jam
 - Kecepatan konveyor : 20 m/min
 - Diameter sproket : 57,2 cm
 - Jenis rantai : *intermediate*
 - Nomor rantai : DK 100-152
 - Panjang rantai : 23,7 m
 - b. Rantai dan sproket penggerak konveyor
 - Diameter sproket
 - besar : 72 cm
 - Putaran sproket besar : 12,73 rpm
 - Diameter sproket
 - kecil : 12 cm

- Putaran sproket kecil : 47,75 rpm
- Nomor rantai : 80
- Panjang rantai : 274 cm

c. Bearing

Diameter dalam

- bearing : 70 mm
- Jenis bearing : *spherical roller bearing*
- Perkiraan umur bearing : 976858,6 jam kerja

5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat dilakukan untuk penelitian lebih lanjut.

1. Disarankan menggunakan variasi kecepatan konveyor yang lebih cepat untuk mendapatkan kapasitas yang lebih besar.
2. Melakukan pemilihan rantai menggunakan katalog berbeda agar dapat dibandingkan.
3. Melakukan perhitungan reaksi poros dengan cara manual agar bisa dibandingkan.
4. Disarankan untuk menggunakan jenis bearing yang berbeda supaya didapatkan umur bearing yang lebih lama.

DAFTAR PUSTAKA

Aaron Deutschment. 1975. Machine Design Theory. London : Collier Macmillan International Edition.

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.

Bima , Bagus . 2019. Perencanaan Transmisi Mobil Nogogeni V EVO dengan Menggunakan Planetary Gear (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.

<https://www.wippermann.com/en/products/industrialchains/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-21000lbsStrength/dp/B009D4LPA8>

<https://www.renold.com/products/conveyor-chain/86>

<http://www.johnkingchains.com/product/bs-and-us-standardcast-link-chains/steel-and-cast-combination-chains/>

<https://www.peerchain.com/product/combination-chains/>

<https://chains.ustsubaki.com/item/steel-bushed-chains-2/steelbushed-plain-chains/110>

<https://www.peerchain.com/products/engineering-chain/castchain/>

<https://www.carwashsuperstore.com/Product/1489/D88KConveyor-Chain,-Steel-Pintle-Chain>

<http://machineryscene.com/product/26ft-drag-chain-conveyorbox-chain-conveyor/>

<https://www.can-amchains.com/>

<http://omegatech-store.com/?p=60>

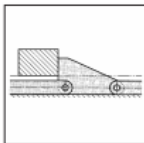
Lampiran 1 : Pemilihan Rantai Utama DID Catalog

DK Specialty Conveyor Chains **Conveyor Chain Exclusive for Specific Conveyance**

Type of dogs

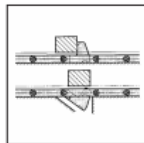
1. Fixed dog

A protrusion is provided on a block or outer plate for conveyance.



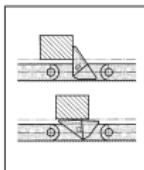
3. Duck dog

A duck dog applies pressure on a conveyed article on a guide rail. At the position where the guide rail ends, the dog ducks (drops), leaving the article at that position while passing under it.



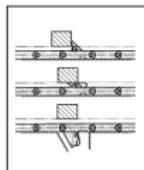
2. Tilt dog

A conveyed article in front of the dog is pushed by a dog, such as a fixed dog. When a conveyed article comes from the rear or when the chain travels reversely, the dog is tilted forward, allowing the article to pass. After the article has passed, the dog automatically returns to its original position.



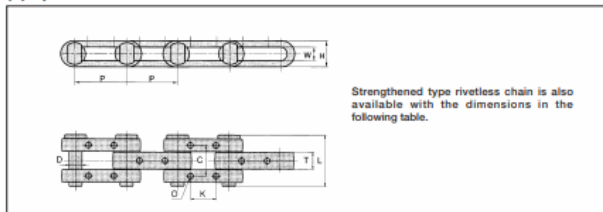
4. Tilt duck dog

A tilt duck dog has both the functions of a tilt dog and a duck dog. As it travels on a guide rail, it maintains pressure on a conveyed article. When a conveyed article comes from the rear, the dog tilts to allow it to pass. At the position where the guide rail ends, it ducks to leave the article at that position, while passing under it.



DK Specialty Conveyor Chains
Specialized Application Conveyor Chain

(b) Special Rivetless Chain



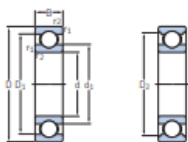
Chain No.	Pitch P	L	D	T	H	W	K	C	O	Unit (mm)		
										Avg. tensile strength		Approx. weight
										kN	kgf	(kg/m)
DK 100-152	152.4	158	30	45	60	32	64	92	13	980	100,000	28.7

Note: Ask us for the delivery time.

Lampiran 2: katalog bearing skf

1.1 Single row deep groove ball bearings d 65 – 70 mm

1.1



Principal dimensions	Basic load ratings				Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations		
	d	D	B	C		G ₀	P ₀			Reference speed	Limiting speed ¹⁾
mm					kN	kN	r/min	kg	-	-	-
65 cont.	120	23	58.5	40.5	1.73	-	12 000	7 500	1	• 6213	-
	120	23	58.5	40.5	1.73	-	12 000	3 600	1.05	• 6213-2RS1	6213-8S1
	120	23	58.5	40.5	1.73	-	12 000	6 000	1.05	• 6213-2Z	6213-2
	120	31	55.9	40.5	1.73	-	10 000	3 600	1.4	• 62213-2RS1	-
	140	33	97.5	60	2.5	-	10 000	6 700	2.55	6313 M	-
	140	33	97.5	60	2.5	-	10 000	6 700	2.1	• 6313	-
	140	33	97.5	60	2.5	-	10 000	3 200	2.15	• 6313-2RS1	6313-8S1
	140	33	97.5	60	2.5	-	10 000	5 300	2.15	• 6313-2Z	6313-2
	140	48	92.3	60	2.5	-	-	3 200	3	62313-2RS1	-
	160	37	119	78	3.45	-	9 500	6 000	3.35	6413	-
70	90	10	12.4	13.2	0.56	-	15 000	4 300	0.14	• 61814-2RS1	-
	90	10	12.4	13.2	0.56	-	15 000	7 500	0.14	• 61814-2RZ	-
	90	10	12.4	13.2	0.56	-	15 000	9 000	0.14	• 61814	-
	100	16	23.8	18.3	0.9	-	14 000	8 500	0.34	• 61914	-
	100	16	23.8	21.2	0.9	-	14 000	4 000	0.35	• 61914-2RS1	-
	100	16	23.8	21.2	0.9	-	14 000	7 000	0.35	• 61914-2RZ	-
	130	13	29.1	25	1.06	-	13 000	8 000	0.44	• 6014	-
	130	20	39.7	31	1.32	-	13 000	11 000	0.7	6214 M	-
	130	20	39.7	31	1.32	-	13 000	8 000	0.64	• 6014	-
	110	20	39.7	31	1.32	-	11 000	3 600	0.63	• 6014-2RS1	6014-8S1
	110	20	39.7	31	1.32	-	13 000	6 300	0.64	• 6014-2Z	6014-2
	125	24	60.5	45	1.9	-	11 000	10 000	1.3	6214 M	-
	125	24	63.7	45	1.9	-	11 000	7 000	1.1	• 6214	-
	125	24	63.7	45	1.9	-	11 000	3 400	1.1	• 6214-2RS1	6214-8S1
125	24	63.7	45	1.9	-	11 000	5 600	1.15	• 6214-2Z	6214-2	
125	31	60.5	45	1.9	-	11 000	3 400	1.4	62214-2RS1	-	
150	35	111	68	2.75	-	9 500	6 300	2.55	• 6314	-	
150	35	111	68	2.75	-	9 500	6 300	3.1	6314 M	-	
150	35	111	68	2.75	-	9 500	3 000	2.6	• 6314-2RS1	6314-8S1	
150	35	111	68	2.75	-	9 500	5 000	2.65	• 6314-2Z	6314-2	
150	51	104	68	2.75	-	9 500	3 000	3.75	62314-2RS1	-	
180	42	143	104	3.9	-	8 500	5 300	4.95	6414	-	

SD Explorer bearing

• Popular item

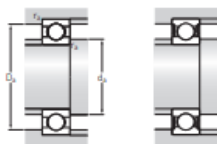
¹⁾ For bearings with only one side or non-contact seal (Z, RZ) the limiting speeds of the open bearings are valid.

284

SKF®

Lampiran 3: kaatalog bearing skf

1.1



Dimensions					Abutment and fillet dimensions				Calculation factors		
d	d ₁	d ₂	D ₁	D ₂	r _{1,2}	d ₄	d ₅	D ₅	r ₄	k _r	f ₀
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	-
65	83,3	-	-	106	1,5	74	-	111	1,5	0,025	15
	83,3	-	-	106	1,5	74	83	111	1,5	0,025	15
	83,3	-	-	106	1,5	74	83	111	1,5	0,025	15
	83,3	-	-	106	1,5	74	83	111	1,5	0,025	15
	88,3	-	-	122	2,1	77	-	128	2	0,03	13
	88,3	-	-	122	2,1	77	-	128	2	0,03	13
	88,3	-	-	122	2,1	77	88	128	2	0,03	13
	88,3	-	-	122	2,1	77	88	128	2	0,03	13
	88,3	-	-	122	2,1	77	88	128	2	0,03	13
	88,3	-	-	122	2,1	77	88	128	2	0,03	13
	94	-	131	-	2,1	79	-	146	2	0,035	12
	70	76,4	-	-	85,5	0,6	74	76	86	0,6	0,015
76,4		-	-	85,5	0,6	74	76	86	0,6	0,015	17
76,4		-	83,9	-	0,6	74	-	86	0,6	0,015	17
79,8		-	-	92,9	1	75	-	95	1	0,02	14
79,8		-	-	92,9	1	75	79	95	1	0,02	16
79,8		-	-	92,9	1	75	79	95	1	0,02	16
83,3		-	96,8	-	0,6	76	-	104	0,6	0,02	16
82,8		-	-	99,9	1,1	76	-	104	1	0,025	16
82,8		-	-	99,9	1,1	76	-	104	1	0,025	16
82,8		-	-	99,9	1,1	76	82	104	1	0,025	16
82,8		-	-	99,9	1,1	76	82	104	1	0,025	16
87		-	-	111	1,5	79	-	116	1,5	0,025	15
87		-	-	111	1,5	79	-	116	1,5	0,025	15
87		-	-	111	1,5	79	87	116	1,5	0,025	15
87		-	-	111	1,5	79	87	116	1,5	0,025	15
87		-	-	111	1,5	79	87	116	1,5	0,025	15
94,9		-	-	130	2,1	82	-	138	2	0,03	13
94,9		-	-	130	2,1	82	-	138	2	0,03	13
94,9	-	-	130	2,1	82	94	138	2	0,03	13	
94,9	-	-	130	2,1	82	94	138	2	0,03	13	
94,9	-	-	130	2,1	82	94	138	2	0,03	13	
103	-	146	-	3	86	-	164	2,5	0,035	12	

SKF

Product data online → skf.com/no17000-1-1

285

Lampiran 4: Tabel C dan Co Bearing

Table 9-1
Standard Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings (C₀ = basic static load rating, lb; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Size d	Outside dia. D			Ball Radius, mm	Width B			Dimension Series 02					Dimension Series 22, 22.2			Dimension Series 23			
	mm	in.	mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
4	0.1575	13	0.5118	0.012	5	0.1969	—	128	248	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	0.1969	16	0.6596	0.012	5	0.1969	—	118	211	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	0.2362	19	0.7874	0.012	5	0.1969	—	435	415	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	0.2756	22	0.9150	0.012	6	0.2362	146	460	304	365	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	0.3150	—	—	0.012	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	0.3543	26	1.0236	0.024	8	0.3150	206	465	440	785	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	0.3937	30	1.1811	0.024	9	0.3543	300	990	440	805	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	0.4330	32	1.2598	0.024	10	0.3937	332	965	865	1180	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	0.4724	35	1.3380	0.024	10	0.3937	332	1,250	790	1,220	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	0.5118	40	1.5748	0.024	12	0.4724	345	1,370	1,000	1,630	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	0.5512	47	1.8594	0.039	14	0.5512	715	1,710	1,390	2,210	1,630	2,470	—	—	—	—	—	—	—
15	0.5906	52	2.0472	0.039	16	0.5906	905	2,100	1,940	2,420	1,940	2,470	—	—	—	—	—	—	—
16	0.6299	57	2.2449	0.039	16	0.6299	1,310	2,210	2,280	3,240	2,420	2,470	—	—	—	—	—	—	—
17	0.6693	60	2.4426	0.039	18	0.6693	1,500	2,390	3,070	3,160	3,160	3,160	—	—	—	—	—	—	—
18	0.7087	68	2.6403	0.039	18	0.7087	1,520	2,490	3,480	3,480	3,480	3,480	—	—	—	—	—	—	—
19	0.7481	76	2.8380	0.039	18	0.7481	1,520	2,590	3,800	3,800	3,800	3,800	—	—	—	—	—	—	—
20	0.7874	84	3.0357	0.039	19	0.7874	1,520	2,690	4,120	4,120	4,120	4,120	—	—	—	—	—	—	—
21	0.8268	90	3.2334	0.039	20	0.8268	1,520	2,790	4,440	4,440	4,440	4,440	—	—	—	—	—	—	—
22	0.8662	100	3.4311	0.039	20	0.8662	1,520	2,890	4,760	4,760	4,760	4,760	—	—	—	—	—	—	—
23	0.9056	110	3.6288	0.039	21	0.9056	1,520	2,990	5,080	5,080	5,080	5,080	—	—	—	—	—	—	—
24	0.9450	120	3.8265	0.039	21	0.9450	1,520	3,090	5,400	5,400	5,400	5,400	—	—	—	—	—	—	—
25	0.9844	130	4.0242	0.039	22	0.9844	1,520	3,190	5,720	5,720	5,720	5,720	—	—	—	—	—	—	—
26	1.0238	140	4.2219	0.039	24	1.0238	1,520	3,290	6,040	6,040	6,040	6,040	—	—	—	—	—	—	—
27	1.0632	150	4.4196	0.039	25	1.0632	1,520	3,390	6,360	6,360	6,360	6,360	—	—	—	—	—	—	—
28	1.1026	160	4.6173	0.039	26	1.1026	1,520	3,490	6,680	6,680	6,680	6,680	—	—	—	—	—	—	—
29	1.1420	170	4.8150	0.039	28	1.1420	1,520	3,590	7,000	7,000	7,000	7,000	—	—	—	—	—	—	—
30	1.1814	180	5.0127	0.039	30	1.1814	1,520	3,690	7,320	7,320	7,320	7,320	—	—	—	—	—	—	—
31	1.2208	190	5.2104	0.039	30	1.2208	1,520	3,790	7,640	7,640	7,640	7,640	—	—	—	—	—	—	—
32	1.2602	200	5.4081	0.039	32	1.2602	1,520	3,890	7,960	7,960	7,960	7,960	—	—	—	—	—	—	—
33	1.3000	210	5.6058	0.039	32	1.3000	1,520	3,990	8,280	8,280	8,280	8,280	—	—	—	—	—	—	—
34	1.3394	220	5.8035	0.039	32	1.3394	1,520	4,090	8,600	8,600	8,600	8,600	—	—	—	—	—	—	—
35	1.3788	230	6.0012	0.039	32	1.3788	1,520	4,190	8,920	8,920	8,920	8,920	—	—	—	—	—	—	—
36	1.4182	240	6.1989	0.039	32	1.4182	1,520	4,290	9,240	9,240	9,240	9,240	—	—	—	—	—	—	—
37	1.4576	250	6.3966	0.039	32	1.4576	1,520	4,390	9,560	9,560	9,560	9,560	—	—	—	—	—	—	—
38	1.4970	260	6.5943	0.039	32	1.4970	1,520	4,490	9,880	9,880	9,880	9,880	—	—	—	—	—	—	—
39	1.5364	270	6.7920	0.039	32	1.5364	1,520	4,590	10,200	10,200	10,200	10,200	—	—	—	—	—	—	—
40	1.5758	280	6.9897	0.039	32	1.5758	1,520	4,690	10,520	10,520	10,520	10,520	—	—	—	—	—	—	—
41	1.6152	290	7.1874	0.039	32	1.6152	1,520	4,790	10,840	10,840	10,840	10,840	—	—	—	—	—	—	—
42	1.6546	300	7.3851	0.039	32	1.6546	1,520	4,890	11,160	11,160	11,160	11,160	—	—	—	—	—	—	—
43	1.6940	310	7.5828	0.039	32	1.6940	1,520	4,990	11,480	11,480	11,480	11,480	—	—	—	—	—	—	—
44	1.7334	320	7.7805	0.039	32	1.7334	1,520	5,090	11,800	11,800	11,800	11,800	—	—	—	—	—	—	—
45	1.7728	330	7.9782	0.039	32	1.7728	1,520	5,190	12,120	12,120	12,120	12,120	—	—	—	—	—	—	—
46	1.8122	340	8.1759	0.039	32	1.8122	1,520	5,290	12,440	12,440	12,440	12,440	—	—	—	—	—	—	—
47	1.8516	350	8.3736	0.039	32	1.8516	1,520	5,390	12,760	12,760	12,760	12,760	—	—	—	—	—	—	—
48	1.8910	360	8.5713	0.039	32	1.8910	1,520	5,490	13,080	13,080	13,080	13,080	—	—	—	—	—	—	—
49	1.9304	370	8.7690	0.039	32	1.9304	1,520	5,590	13,400	13,400	13,400	13,400	—	—	—	—	—	—	—
50	1.9698	380	8.9667	0.039	32	1.9698	1,520	5,690	13,720	13,720	13,720	13,720	—	—	—	—	—	—	—
51	2.0092	390	9.1644	0.039	32	2.0092	1,520	5,790	14,040	14,040	14,040	14,040	—	—	—	—	—	—	—
52	2.0486	400	9.3621	0.039	32	2.0486	1,520	5,890	14,360	14,360	14,360	14,360	—	—	—	—	—	—	—
53	2.0880	410	9.5598	0.039	32	2.0880	1,520	5,990	14,680	14,680	14,680	14,680	—	—	—	—	—	—	—
54	2.1274	420	9.7575	0.039	32	2.1274	1,520	6,090	15,000	15,000	15,000	15,000	—	—	—	—	—	—	—
55	2.1668	430	9.9552	0.039	32	2.1668	1,520	6,190	15,320	15,320	15,320	15,320	—	—	—	—	—	—	—
56	2.2062	440	10.1529	0.039	32	2.2062	1,520	6,290	15,640	15,640	15,640	15,640	—	—	—	—	—	—	—
57	2.2456	450	10.3506	0.039	32	2.2456	1,520	6,390	15,960	15,960	15,960	15,960	—	—	—	—	—	—	—
58	2.2850	460	10.5483	0.039	32	2.2850	1,520	6,490	16,280	16,280	16,280	16,280	—	—	—	—	—	—	—
59	2.3244	470	10.7460	0.039	32	2.3244	1,520	6,590	16,600	16,600	16,600	16,600	—	—	—	—	—	—	—
60	2.3638	480	10.9437	0.039	32	2.3638	1,520	6,690	16,920	16,920	16,920	16,920	—	—	—	—	—	—	—
61	2.4032	490	11.1414	0.039	32	2.4032	1,520	6,790	17,240	17,240	17,240	17,240	—	—	—	—	—	—	—
62	2.4426	500	11.3391	0.039	32	2.4426	1,520	6,890	17,560	17,560	17,560	17,560	—	—	—	—	—	—	—
63	2.4820	510	11.5368	0.039	32	2.4820	1,520	6,990	17,880	17,880	17,880	17,880	—	—	—	—	—	—	—
64	2.5214	520	11.7345	0.039	32	2.5214	1,520	7,090	18,200	18,200	18,200	18,200	—	—	—	—	—	—	—
65	2.5608	530	11.9322	0.039	32	2.5608	1,520	7,190	18,520	18,520	18,520	18,520	—	—	—	—	—	—	—
66	2.6002	540	12.1299	0.039	32	2.6002	1,520	7,290	18,840	18,840	18,840	18,840	—	—	—	—	—	—	—
67	2.6396	550	12.3276	0.039	32	2.6396	1,520	7,390	19,160	19,160	19,160	19,160	—	—	—	—	—	—	—
68	2.6790	560	12.5253	0.039	32	2.6790	1,520	7,490	19,480	19,480	19,480	19,480	—	—	—	—	—	—	—
69	2.7184	570	12.7230	0.039	32	2.7184	1,520	7,590	19,800	19,800	19,800	19,800	—	—	—	—	—	—	—
70	2.7578	580	12.9207	0.039	32	2.7578	1,520	7,690	20,120	20,120	20,120	20,120	—	—	—	—	—	—	—
71	2.7972	590	13.1184	0.039	32	2.7972	1,520	7,790	20,440	20,440	20,440	20,440	—	—	—	—	—	—	—
72	2.8366	600	13.3161	0.039	32	2.8366	1,520	7,890	20,760	20,760	20,760	20,760	—	—	—	—	—	—	—
73	2.8760</																		

Lampiran 5: Tabel Beban Ekuivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact angular 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								
	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
5	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			
	0,014	0,46	1,88	1,0	0,75	2,18	2,30	0,19
10	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 6: Tabel Kecepatan dan Gigi Sproket Utama

Speed correction factors

NUMBER OF TEETH	CONVEYOR SPEED / FEET PER MINUTE														
	10	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	400	500
6	.917	1.09	1.37	1.66	2.00	2.40	2.91	3.57	4.41	5.65	7.35	10.6	16.7		
7	.855	.971	1.13	1.27	1.44	1.61	1.81	2.04	2.29	2.60	2.96	3.42	3.95	8.62	
8	.813	.909	1.04	1.16	1.26	1.37	1.49	1.63	1.76	1.93	2.10	2.29	2.48	3.62	6.21
9	.794	.870	.980	1.07	1.17	1.26	1.36	1.45	1.55	1.65	1.76	1.88	2.00	2.56	2.94
10	.775	.840	.943	1.02	1.09	1.16	1.24	1.31	1.37	1.45	1.53	1.61	1.68	2.03	2.41
11	.758	.820	.901	.971	1.03	1.09	1.15	1.22	1.28	1.34	1.40	1.46	1.52	1.78	2.05
12	.741	.787	.862	.926	.990	1.05	1.10	1.16	1.21	1.26	1.32	1.37	1.42	1.63	1.84
14	.735	.769	.833	.885	.935	.980	1.02	1.07	1.11	1.15	1.19	1.24	1.28	1.47	1.61
16	.725	.763	.813	.855	.893	.935	.971	1.01	1.05	1.08	1.12	1.16	1.19	1.34	1.48
18	.719	.752	.800	.833	.877	.909	.943	.980	1.01	1.04	1.08	1.11	1.14	1.27	1.40
20	.719	.746	.787	.826	.855	.893	.917	.952	.980	1.01	1.04	1.07	1.10	1.22	1.34
24	.714	.735	.769	.800	.820	.847	.877	.901	.935	.962	.980	1.01	1.04	1.15	1.26

BIODATA



Penulis bernama Rahmat Zaki Zamani lahir di Gresik, 13 November 1997. Penulis merupakan anak terakhir dari 3 bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh yaitu TK MAHKOTA, MINU TERATE Gresik, SMPN 2 Gresik, dan SMA NU 1 Gresik. Pada tahun 2016 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi Diploma III Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 102116 000 000 82. Penulis aktif dalam mengikuti berbagai pelatihan leadership dan organisasi. Pelatihan yang pernah diikuti oleh penulis, antara lain: LKMM Pr- TD FTI ITS, PKTI (Penulisan Karya Tulis Ilmiah). Organisasi yang pernah diikuti oleh penulis, yaitu: staff ahli Kominfo HMDM (2016-2017) dan pernah melakukan kerja praktek di PT PETROKIMIA – Gresik.

