



TUGAS AKHIR - TM 145502

ANALISA KEKUATAN POROS IMPACT CRUSHER DI PT SEMEN INDONESIA (PERSERO) Tbk.

TAUFIQ PRAMUDIA
NRP 10 2114 000 00 046

Dosen Pembimbing
Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc
NIP. 19610714 198803 1 003

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM 145502

**ANALISA KEKUATAN POROS IMPACT CRUSHER DI PT
SEMEN INDONESIA (PERSERO) Tbk**

**Taufiq Pramudia
NRP. 10 2114 000 00 046**

**Counselor Lecturer:
Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc.
NIP. 19610714 198803 1 003**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Vocational
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145502

**STRENGTH ANALYSIS OF IMPACT CRUSHER SHAFT
IN PT SEMEN INDONESIA (PERSERO) Tbk.**

**Taufiq Pramudia
NRP. 10 2114 000 00 046**

**Counselor Lecturer:
Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc.
NIP. 19610714 198803 1 003**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Vocational
Sepuluh Nopember Institute of Technology**

Surabaya 2018

**ANALISA KEKUATAN POROS IMPACT CRUSHER
DI PT SEMEN INDONESIA (PERSERO) Tbk.**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh:

TAUFIQ PRAMUDIA
NRP. 10 2114 000 00 046

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Dosen Pembimbing



Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc
NIP. 19610714 198803 1 003

**SURABAYA
JULI 2018**

Halaman ini sengaja di kosongkan”

ANALISA KEKUATAN POROS IMPACT CRUSHER

DI PT SEMEN INDONESIA (PERSERO) Tbk.

Nama Mahasiswa : Taufiq Pramudia
NRP : 10 2114 00000 046
Jurusan : D3 Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing : Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc.

Abstrak

Suatu industri semen secara umumnya menghasilkan produk jadi semen yang bermacam-macam, mulai dari semen portland tipe I, tipe II, tipe III, tipe V, portland pozzoland cement, portland composite cement, super masonry cement, oil well cement, special blended cement. Proses pembuatan semen ini memerlukan beberapa tahapan, diantaranya meliputi : pemilihan bahan baku, pemilihan bahan tambahan, pembakaran bahan baku dan tambahan, pendinginan clinker, penggilingan akhir. Untuk proses pendinginan clinker terdapat alat yang bernama hammer crusher yang berfungsi untuk mengecilkan ukuran clinker agar mempermudah kerja hydraulic roll crusher dan finish mill.

Hammer crusher menggunakan prinsip impact crusher dalam pengoperasiannya, hammer yang diletakkan di poros crusher berayun dengan putaran yang mengikuti poros yang tersambung pada pulley, pulley sendiri di gerakkan oleh motor listrik yang memberikan daya untuk berputar. Dikarenakan kerja dari impact crusher yang terus menerus dan beban yang diberikan terlalu besar maka terjadi pelendutan pada poros. Untuk itu perlu dilakukan analisa pada poros impact crusher sehingga dapat diketahui penyebab kelendutan pada poros, setelah itu dapat diketahui apakah kelendutan yang dialami poros masih pada batas amannya atau tidak. Pada tugas akhir ini penulis berfokus pada analisa kekuatan poros pada impact crusher,

sehingga dapat diketahui penyebab terjadinya lendutan dan batas aman lendutan.

Analisa kekuatan poros impact crusher diawali dengan observasi data di lapangan dan setelah itu mulai membuat tahapan analisa untuk mengetahui penyebab kelendutan pada poros. setelah di lakukan perhitungan tegangan yang terjadi adalah 32,59Mpa dan lendutan yang terjadi sebesar 13,298mm, hal ini menandakan tegangan dan lendutan yang terjadi pada poros masih dalam batas aman.

Kata Kunci : poros, impact crusher, lendutan.

STRENGTH ANALYSIS OF IMPACT CRUSHER SHAFT IN PT SEMEN INDONESIA (PERSERO) Tbk.

Student Name : Taufiq Pramudia
NRP : 10 2114 00000 046
Department : D3 Teknik Mesin Industri
Counselor Lecturer : Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc.

Abstract

A cement industry generally produces a variety of finished cement products, ranging from portland type I, Type II, type III, type V, portland pozzolana cement, portland composite cement, super masonry cement, oil well cement, special blended cement. The process of making this cement requires several stages, including: selection of raw materials, selection of additional materials, burning of raw materials and additions, cooling clinker, grinding for clinker cooling process there is a tool called hammer crusher that serves to shrink the size of clinker to facilitate the work hydraulic roll crushers and finish mill.

This tool uses the principle of impact crusher in operation, the hammer is placed in a swinging crusher shaft with a rotation following the shaft connected to the pulley, the pulley itself is driven by an electric motor that gives power to spin due to the work of the impact crusher is continuous and the load is too large then the burden on the shaft is necessary to do the analysis on the impact crusher shaft so it can know the cause of the deflection on the shaft, after it can be known whether the deflection experienced by the shaft is still at the safe limit or not, In this final project the author focuses on shaft strength analysis on impact crusher, so that it can be known the causes of deflection and Deflection Safe limits

Strength analysis of the impact crusher shaft begins with observation of data in the field and after that begins to make analysis steps to determine the causes of slope on the shaft. After doing the calculation of the stress that occurs is 32.59Mpa and the deflection that occurs is 13.298mm, this indicates voltage and deflection what happens to the shaft is still within safe limits.

Keywords: shaft, impact crusher, deflection.

KATAPENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan pada Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini yang berjudul :

ANALISA KEKUATAN POROS IMPACT CRUSHER

DI PT SEMEN INDONESIA (PERSERO) Tbk.

Dalam penyusunan Tugas akhir ini penulis telah mendapat bantuan dari berbagai pihak baik secara moril maupun materi, sehingga dalam penulisan Tugas Akhir ini bisa terselesaikan. Saya dengan hormat mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc. selaku Dosen Pembimbing I Tugas Akhir yang telah memberikan saran, masukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Suhariyanto selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi-ITS
3. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku ketua Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi-ITS.
4. Tim dosen penguji tugas akhir, yang telah memberikan saran dan masukan dalam menyelesaikan tugas akhir.
5. Bapak Eka selaku pembimbing lapangan di PT. PETROKIMIA Gresik, yang senantiasa sabar membantu dan memberikan masukan dalam penyelesaian tugas akhir.
6. Semua pihak yang belum saya sebutkan yang telah membantu dalam penyelesaian tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa Laporan Tugas Akhir ini masih begitu banyak kekurangannya, oleh karena itu kritik dan saran sangat diharapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini. Akhir kata, penyusun berharap semoga Tugas Akhir ini dapat

bermanfaat bagi semua pihak yang membacanya.

Surabaya, Januari 2018

Penyusun

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Tugas Akhir.....	2
1.5 Manfaat Tugas Akhir.....	2
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Beban	5
2.1.1 jenis beban	5
2.2 Tegangan.....	6
2.3 Regangan	7
2.4 Diagram tegangan regangan	7
2.5 Modulus geser	9
2.6 Possion ratio.....	10
2.7 Modulus elastisitas.....	12
2.8 Faktor keamanan.....	13
2.9 Poros.....	15
2.9.1 jenis-jenis poros.....	15
2.10 hal penting dalam perencanaan poros.....	18
2.11 perhitungan pada poros	19
BAB III METODOLOGI	29
3.1 Lingkup Perencanaan	29
3.2 Skema Prosedur Analisa.....	29
3.3 Diagram Alir.....	29
BAB IV PEMBAHASAN	31
4.1 Deskripsi Mesin Impact Crusher.....	31

4.11 Prinsip Kerja.....	32
4.1.2 Bagian-Bagian Utama Crusher.....	33
4.2 Prosedur Analisa Kekuatan Shaft.....	34
4.2.1 Data Hasil Observasi Lapangan.....	35
4.3 Menggambar Free Body Diagram.....	35
4.4 Menentukan Gaya Yang Terjadi Pada Shaft.....	35
4.5 Defleksi Pada Shaft.....	41
BAB V	43
5.1 KESIMPULAN	43
5.2 SARAN.....	43

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Rantai Yang Terkena Beban.....	5
Gambar 2.2 Tegangan Yang Terjadi Pada Sebuah Silinder.....	6
Gambar 2.3 Regangan	7
Gambar 2.4 Diagram Tegangan Regangan.....	8
Gambar 2.5 Gaya Geser.....	10
Gambar 2.6 Perubahan Bentuk Akibat Gaya Tarik Dan Tekan.....	11
Gambar 2.7 Poros Transmisi.....	16
Gambar 2.8 Spindel.....	17
Gambar 2.9 Gandar.....	17
Gambar 3.1 Diagram Alir.....	30
Gambar 4.1 Clinker Hammer.....	31
Gambar 4.2 Proses Penghancuran Terak Oleh Hammer Crusher.....	32
Gambar 4.3 Bagian Utama Crusher.....	33
Gambar 4.4 Free Body Diagram Pada Shaft.....	35
Gambar 4.5 Potongan Free Body Diagram.....	37
Gambar 4.6 Penampang Poros	40

Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Beberapa Harga E Dari Bahan Teknik.....	9
Tabel 2.2 Harga V Beberapa Material	11
Tabel 2.3 Harga Faktor Keamanan Beberapa Material.....	14
Tabel 2.4 Harga Dan Untuk Beberapa Beban.....	25

“Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Suatu industri semen secara umumnya menghasilkan produk jadi semen yang bermacam-macam, mulai dari semen portland tipe I, tipe II, tipe III, tipe V, portland pozzolana cement, portland composite cement, super masonry cement, oil well cement, special blended cement,. Proses pembuatan semen ini memerlukan beberapa tahapan, diantaranya meliputi : pemilihan bahan baku, pemilihan bahan tambahan, pembakaran bahan baku dan tambahan, pendinginan clinker, penggilingan akhir.

Untuk proses pendinginan klinker terdapat alat yang bernama hammer crusher yang berfungsi untuk mengecilkan ukuran klinker agar mempermudah kerja hydraulic roll crusher dan finish mill , alat ini menggunakan prinsip impact crusher dalam pengoperasiannya, hammer yang diletakkan di poros crusher berayun dengan putaran yang mengikuti poros yang tersambung pada pulley, pulley sendiri di gerakkan oleh motor listrik yang memberikan daya untuk berputar .dikarenakan kerja dari impact crusher yang terus menerus dan beban yang diberikan terlalu besar maka terjadi pelendutan pada poros.untuk itu perlu di lakukan analisa pada poros impact crusher sehingga dapat diketahui penyebab kelendutan pada poros, setelah itu dapat diketahui apakah kelendutan yang dialami poros masih pada batas amannya atau tidak. Pada tugas akhir ini penulis berfokus pada analisa kekuatan poros pada impact crusher, sehingga dapat diketahui penyebab terjadinya lendutan dan batas aman lendutan.

Analisa kekuatan poros impact crusher diawali dengan observasi data di lapangan dan setelah itu mulai membuat tahapan analisa untuk mengetahui penyebab kelendutan pada poros

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang didapat oleh penulis dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana cara menghitung beban-beban yang terjadi pada shaft impact crusher
2. Membandingkan besarnya beban yang terjadi pada shaft dengan batas aman beban shaft
3. Menghitung besarnya kelendutan pada shaft
4. Membandingkan besarnya kelendutan pada shaft dengan batas aman kelendutan shaft

1.3 Batasan Masalah

Untuk mempermudah pengerjaan tugas akhir ini maka penulis memberikan batasan-batasan masalah sebagai berikut:

1. Tugas akhir ini berfokus pada analisa beban yang terjadi pada shaft impact crusher.
2. Batasan lain ada dalam pembahasan bila diperlukan.

1.4 Tujuan Tugas akhir

Tujuan pada tugas akhir tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui beban-beban yang terjadi pada shaft impact crusher
2. Dapat membandingkan beban yang terjadi pada shaft dengan batas aman beban shaft
3. Dapat mendhitung besarnya kelendutan pada shaft
4. Dapat membandingkan besarnya kelendutan pada shaft dengan batas aman kelendutan shaft

1.5 Manfaat Tugas akhir

Dari tugas akhir ini penulis berharap tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis sendiri dan pembaca khususnya mahasiswa yang ingin belajar mengenai analisa kekuatan elemen mesin, antara lain:

1. Dapat memahami kekuatan material elemen mesin (shaft) dalam perindustrian.
2. Dapat dijadikan sebagai bahan referensi karya tulis ilmiah.

1.6 Sistematika Penulisan

Untuk menghasilkan suatu laporan yang tersusun secara sistematis, maka dalam penyusunan laporan tugas akhir ini digunakan sistematika penulisan sebagai berikut :

- **BAB I PENDAHULUAN**

Pada bab ini membahas tentang latar belakang, rumusan masalah, tujuan, manfaat dan sistematika penulisan tugas akhir ini.

- **BAB II DASAR TEORI**

Pada bab ini menguraikan teori yang akan dijadikan landasan untuk pengerjaan tugas akhir. Teori yang dijabarkan di dalam bab ini mencakup teori yang menjadi filosofis dasar yang penting bagi analisa kekuatan elemen mesin (shaft)

- **BAB III METODOLOGI**

Bab ini menjelaskan metodologi dalam analisa kekuatan shaft pada impact crusher, yakni termasuk prosedur identifikasi beban yang terjadi, perhitungan beban yang terjadi dan membandingkan dengan batas aman.

- **BAB IV PEMBAHASAN**

Pada bab ini dituliskan pembahasan mengenai analisa kekuatan shaft pada impact crusher.

Dalam pembahasan ini dijabarkan secara sistematis tahapan identifikasi beban yang terjadi pada shaft, serta perhitungan beban dan lendutan yang terjadi sehingga

diketahui apakah beban dan lendutan yang terjadi masih dalam batas aman.

- **BAB V PENUTUP**

Bab ini memberikan kesimpulan dari hasil tugas akhir ini.

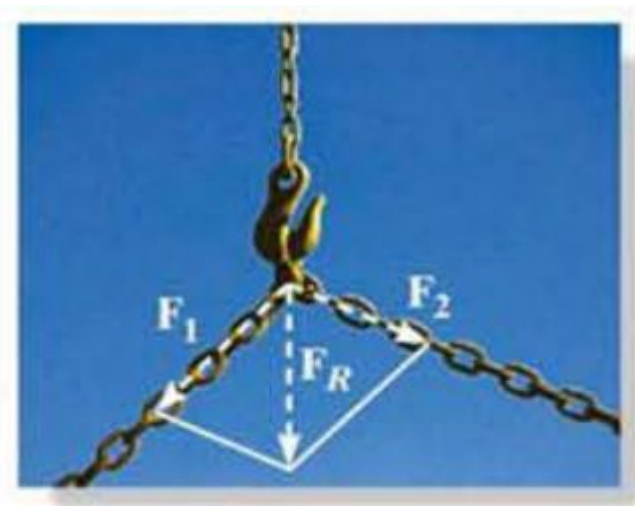
- **DAFTAR PUSTAKA**

- **LAMPIRAN**

BAB II DASAR TEORI

2.1 Beban

Beban merupakan muatan yang diterima oleh suatu struktur/konstruksi/komponen yang harus diperhitungkan sedemikian rupa sehingga struktur/konstruksi/komponen tersebut aman.



Gambar 2.1 rantai yang terkena beban (Hibbeler, 2017)

2.1.1 Jenis Beban

Jenis beban yang diterima oleh elemen mesin sangat beragam, dan biasanya merupakan gabungan dari beban dirinya sendiri dan beban yang berasal dari luar.

a) Beban berdasarkan sifatnya

1. Beban konstan (steady load)
2. Beban tidak konstan (unsteady load)

3. Beban kejut (shock load)
 4. Beban tumbukan (impact)
- b) **Beban berdasarkan cara kerja**
1. Gaya aksial (F_a) = gaya tarik dan gaya tekan
 2. Gaya radial (F_r)
 3. Gaya geser (F_s)
 4. Torsi (momen puntir) T
 5. Momen lentur (M)

2.2 Tegangan (σ)

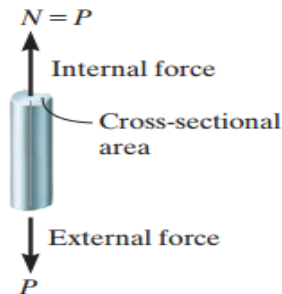
Tegangan (stress) secara sederhana dapat didefinisikan sebagai gaya persatuan luas penampang.

$$\sigma = \frac{F}{A} (\text{N/m}^2)$$

F : gaya (N)

A : luas penampang (m^2)

- a) Tegangan tarik (σ) : tegangan akibat gaya tarik
- b) Tegangan geser (τ) : tegangan akibat gaya geser.



Gambar 2.2 Tegangan yang terjadi pada sebuah silinder (Hibbeler,2017)

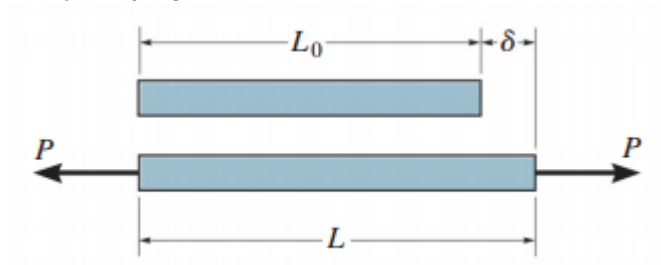
2.3 Regangan

Regangan (strain) merupakan pertambahan panjang suatu struktur atau batang akibat pembebanan.

$$\delta = \frac{\Delta L}{L_0}$$

ΔL : Pertambahan panjang (m)

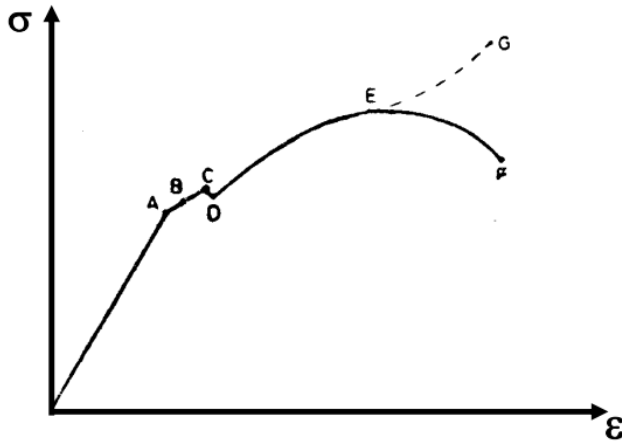
L_0 : Panjang mula-mula (m)



Gambar 2.3 Regangan (Hibbeler,2017)

2.4 Diagram Tegangan Regangan

Secara umum hubungan antara tegangan dan regangan dapat dilihat pada diagram tegangan – regangan berikut ini :



Gambar 2.4 Diagram tegangan dan regangan (Agustinus, 2009)

Keterangan :

A : Batas proporsional

B : Batas elastis

C : Titik mulur

D : σ_y : tegangan luluh

E : σ_μ : tegangan tarik maksimum

F : Putus

Dari diagram tegangan regangan pada Gambar 1 di atas, terdapat tiga daerah kerja sebagai berikut :

- Daerah elastis merupakan daerah yang digunakan dalam desain konstruksi mesin.
- Daerah plastis merupakan daerah yang digunakan untuk proses pembentukan material.
- Daerah maksimum merupakan daerah yang digunakan dalam proses pemotongan material

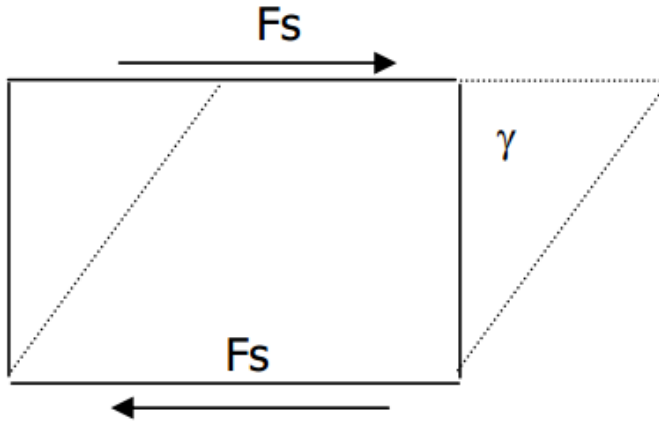
Tabel 2.1. Beberapa harga E dari bahan teknik (Agustinus, 2009)

No.	Material	E(GPa)
1	Steel and nickel	200-220
2	Wrought iron	190-200
3	Cast iron	100-160
4	Copper	90-110
5	Brass	80-90
6	Aluminium	60-80
7	Timber	10

2.5 Modulus Geser (G)

Modulus geser merupakan perbandingan antara tegangan geser dengan regangan geser.

$$\tau = G\gamma$$



Gambar 2.5 Gaya geser (Agustinus, 2009)

Keterangan :

γ : sudut geser (radian)

τ : tegangan geser

G : modulus geser

γ : regangan geser

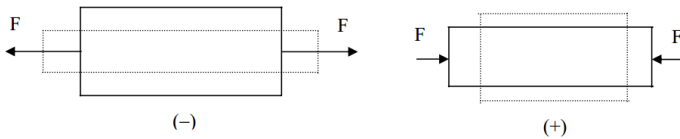
Fs : Gaya geser

2.6 Possion Ratio (V)

Suatu benda jika diberi gaya tarik maka akan mengalami deformasi lateral(mengecil).Jika benda tersebut ditekan maka akan mengalami pemuaiian ke samping (menggelembung). Penambahan dimensi lateral diberi tanda (+) dan pengurangan dimensi lateral diberi tanda(-).

Possion ratio merupakan perbandingan antara regangan lateral dengan regangan aksial dalam harga mutlak.

$$v = \frac{\text{regangan lateral}}{\text{regangan aksial}} = - \frac{\text{regangan lateral}}{\text{regangan aksial}}$$



Gambar 2. 6 Perubahan bentuk akibat gaya tarik dan tekan
(Agustinus, 2009)

Harga ν berkisar antara : 0,25 s/d 0,35

Harga ν tertinggi adalah dari bahan karet dengan nilai 0,5 dan harga ν terkecil adalah beton dengan nilai : 0,1.

Efek ν yang dialami bahan tidak akan memberikan tambahan tegangan lain, kecuali jika deformasi melintang dicegah.

$$\nu = \frac{\epsilon_e}{\epsilon_a}$$

Tabel 2.2. Harga ν beberapa material (Agustinus, 2009)

No.	Material	ν
1	Steel	0,25-0,33
2	Cast iron	0,23-0,27
3	Copper	0,34-0,34
4	Brass	0,32-0,42
5	Aluminium	0,32-0,36
6	Concrete	0,08-0,18
7	Rubber	0,45-0,50

Dalam desain komponen mesin yang membutuhkan kondisi konstruksi yang kuat dan kaku, maka perlu dipertimbangkan hal-hal sebagai berikut :

- Daerah kerja : daerah elastis atau daerah konstruksi mesin.
- Beban yang terjadi atau tegangan kerja yang timbul harus lebih kecil dari tegangan yang diijinkan.

- Konstruksi harus kuat dan kaku, sehingga diperlukan deformasi yang elastis yaitu kemampuan material untuk kembali ke bentuk semula jika beban dilepaskan.
- Perlu safety factor (SF) atau faktor keamanan sesuai dengan kondisi kerja dan jenis material yang digunakan

2.7 Modulus Elastisitas (E)

Perbandingan antara tegangan dan regangan yang berasal dari diagram tegangan regangan dapat dituliskan sebagai berikut :

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Menurut Hukum Hooke tegangan sebanding dengan regangan, yang dikenal dengan deformasi aksial :

$$\sigma = E \varepsilon$$

Thomas Young (1807) membuat konstanta kesebandingan antara tegangan dan regangan yang dikenal dengan Modulus Young (Modulus Elastitas) : E

Variasi hukum Hooke diperoleh dengan substitusi regangan ke dalam persamaan tegangan.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

$$\sigma = E \varepsilon$$

$$\frac{F}{A} = E \frac{\Delta L}{L}$$

$$\Delta L = \frac{FL}{AE}$$

$$\Delta L = \frac{\sigma L}{E}$$

$$\Delta L = \delta = \frac{F.L}{AE}$$

Syarat yang harus dipenuhi dalam pemakaian persamaan di atas adalah sebagai berikut :

- Beban harus merupakan beban aksial
- Batang harus memiliki penampang tetap dan homogen
- Regang tidak boleh melebihi batas proporsional

2.8 Faktor Keamanan (SF)

Faktor keamanan didefinisikan sebagai sebagai berikut :

- a) Perbandingan antara tegangan maksimum dan tegangan kerja aktual atau tegangan ijin.

$$SF = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{kerja}}$$

- b) Perbandingan tegangan luluh dengan tegangan kerja atau tegangan ijin.

$$SF = \frac{\sigma_Y}{\sigma}$$

- c) Perbandingan tegangan ultimate dengan tegangan kerja

$$SF = \frac{\sigma_u}{\sigma}$$

Dalam desain konstruksi mesin, besarnya angka keamanan harus lebih besar dari 1 (satu). Faktor keamanan diberikan agar desain konstruksi dan komponen mesin dengan tujuan agar desain tersebut mempunyai ketahanan terhadap beban yang diterima.

Pemilihan SF harus didasarkan berdasarkan beberapa hal berikut :

- Jenis beban
- Jenis material
- Proses pembuatan / manufactur

- Jenis tegangan
- Jenis kerja yang dilayani
- Bentuk komponen

Makin besar kemungkinan adanya kerusakan dalam komponen mesin, maka angka keamanan diambil makin besar. Angka keamanan beberapa material dengan berbagai beban dapat dilihat pada tabel 3.

Tabel 2.3. Harga Faktor Keamanan Beberapa Material
(Agustinus,2009)

No	Material	Steady load	Live load	Shock load
1	Cast iron	5-6	8-12	16-20
2	Wrought iron	4	7	10-15
3	Steel	4	8	12-16
4	Soft material & alloys	6	9	15
5	Leather	9	12	15
6	Timber	7	10-15	20

Faktor keamanan adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan dari suatu bagian mesin. Misalnya sebuah mesin diberi efek yang disebut sebagai F, diumpamakan bahwa F adalah suatu istilah yang umum dan bisa saja berupa gaya.

Kalau F dinaikkan, sampai suatu besaran tertentu, sedemikian rupa sehingga jika dinaikkan sedikit saja akan mengganggu kemampuan mesin tersebut, untuk melakukan fungsinya secara semestinya. Jika menyatakan batasan ini sebagai batas akhir, harga F sebagai F_u , maka faktor keamanan dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$SF = \frac{F_u}{F}$$

Bila “ F ” sama dengan “ F_u ” maka $FS = 1$, dan pada saat ini tidak ada keamanan. Akibatnya sering dipakai istilah batas keamanan (margin of safety). Batas keamanan dinyatakan dengan persamaan :

$$M = FS - 1$$

Istilah faktor keamanan, batas keamanan dan F_u banyak digunakan dalam perancangan. Faktor keamanan untuk memperhitungkan ketidaklenturan yang mungkin terjadi atas kekuatan suatu bagian mesin dan ketidaklenturan yang mungkin terjadi atas beban yang bekerja pada bagian mesin tersebut.

2.9 Poros

Poros merupakan salah satu komponen terpenting dari suatu mesin yang membutuhkan putaran dalam pengoperasiannya. Secara umum poros digunakan untuk meneruskan gaya dan putaran

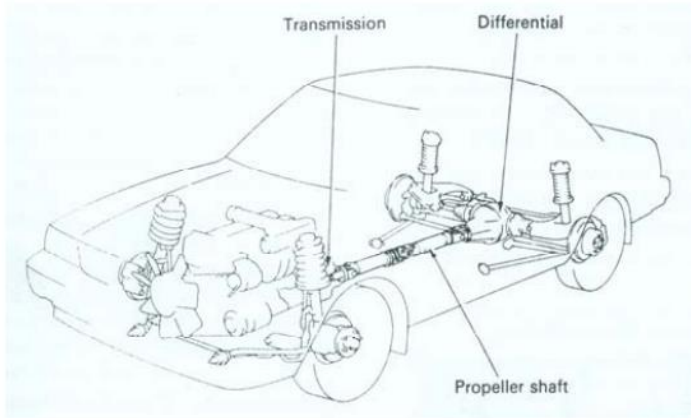
2.9.1 Jenis – Jenis Poros

Berdasarkan jenisnya poros dibagi menjadi tiga yaitu:

a) Poros Transmisi

- Beban berupa momen puntir dan momen lengan

- Daya dapat ditransmisikan melalui kopling, roda gigi, belt, rantai.



Gambar 2.7 Poros transmisi (Agustinus, 2009)

b) Spindel

- Poros transmisi yang relatif pendek, misal : poros utama mesin perkakas dengan beban utama berupa puntiran.
- Deformasi yang terjadi harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti



Gambar 2.8 Spindel

c) **Gandar**

- Poros yang tidak berputar
- Menerima beban lentur, terutama pada roda-roda kereta



Gambar 2.9 Gandar

2.10 Hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Ada beberapa hal yang harus dipertimbangkan dalam perencanaan poros, diantaranya :

a) Kekuatan Poros

- Beban poros transmisi : puntir, lentur, gabungan puntir dan lentur, beban tarikan atau tekan (misal : poros baling-baling kapal, turbin)
- Kelelahan, tumbukan, konsentrasi tegangan seperti pada poros bertingkat dan beralur pasak.
- Poros harus didesain dengan kuat.

b) Kekakuan poros

- Untuk menerima beban lentur atau defleksi akibat puntiran yang lebih besar

c) Putaran Kritis

- Jika suatu mesin putarannya dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa. Putaran ini disebut putaran kritis.
- Putaran kerja harus lebih kecil dari putaran kritis ($n < n_s$)

d) Korosi

- Perlindungan terhadap korosi untuk kekuatan dan daya tahan terhadap beban.

e) Bahan Poros

- Disesuaikan dengan kondisi operasi

- Baja konstruksi mesin, baja paduan dengan pengerasan kulit tahan terhadap keausan, baja krom, nikel, baja krom molibden dll.

f) Standar Diameter Poros Transmisi

- 25 s/d 60 mm dengan kenaikan 5 mm
- 60 s/d 110 mm dengan kenaikan 10 mm
- 110 s/d 140 mm dengan kenaikan 15 mm
- 140 s/d 500 mm dengan kenaikan 20 mm

2.11 Perhitungan Pada Poros

Ada beberapa rumus yang ada dan diterapkan pada kondisi tertentu pada poros, diantaranya adalah:

a) Poros Bulat Pejal

- $\frac{T}{J} = \frac{\tau}{r}$

T: torsi (N.m)

J: momen inersia polar (m^4)

τ : tegangan geser torsional (N/m^2)

r: jari-jari poros (m)

- $J = \frac{\pi}{32} d^4$

- $\frac{T}{\frac{\pi}{32} D^4} = \frac{\tau}{\frac{d}{2}}$

- $T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$

- $d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \cdot \tau}}$ (rumus diameter poros beban torsi murni)

Syarat pemakaian rumus :

- Beban torsi murni
- Poros bulat, pejal, masif
- Beban lain tidak diperhitungkan.
- Diameter poros yang dihasilkan merupakan diameter poros minimum, sehingga harus diambil yang lebih besar.

b) Untuk Poros Berlubang Dengan Beban Puntir Murni

d_0 : diameter luar

d_i : diameter dalam

$$J = \frac{\pi}{32} (d_0^4 - d_i^4)$$

$$r = \frac{d_0}{2}$$

maka

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{\frac{d_0}{2}}$$

$$\frac{T}{\frac{\pi}{32} d_0^4 - d_i^4} = \frac{\tau}{\frac{d_0}{2}}$$

$$\begin{aligned}
 16T d_0 &= \pi \cdot \tau (d_0^4 - d_i^4) \\
 &= \pi \cdot \tau \cdot d_0^4 \left(1 - \left[\frac{d_i}{d_0}\right]^4\right) \\
 &= \pi \cdot \tau \cdot d_0^4 (1 - k^4)
 \end{aligned}$$

K adalah faktor diameter ratio = $\frac{d_i}{d_0}$

Catatan :

- Hubungan: torsi, daya, putaran :

$$T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ (n.m)}$$

- Untuk belt drive besar T :

$$T: (T_1 - T_2)R \text{ (n.m)}$$

R : jari jari puli

T_1, T_2 : tegangan tali

c) Poros Dengan Beban Lenturan Murni

◆ Poros Pejal Dengan Beban Lentur Murni

- $\frac{M}{I} = \frac{\sigma_b}{y}$

M = momen lentur (n.m)

I = momen inersia (m^4)

σ_b = tegangan lentur : n/m^2

$$y = \frac{d}{2}$$

- $I = \frac{\pi}{64} d^4$

- $\frac{M}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{\sigma_b}{\frac{d}{2}}$

- $M = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma_b \cdot d^3$

$$\bullet \quad d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \cdot \sigma_b}}$$

d) Poros Berlubang Dengan Beban Lentur Murni

$$\bullet \quad I = \frac{\pi}{64} (d_0^4 - d_i^4), \quad k = \frac{d_i}{d_0}$$

$$I = \frac{\pi}{64} d_0^4 (1 - k^4)$$

$$\bullet \quad \frac{M}{\frac{\pi}{64} d_0^4 (1 - k^4)} = \frac{\sigma_b}{\frac{d}{2}}$$

$$\bullet \quad M = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma_b \cdot d_0^3 (1 - k^4)$$

e) Poros Dengan Kombinasi Beban Puntir Dan Lentur

- Teori penting yang digunakan :
 - i. Teori guest : teori tegangan geser maksimum, digunakan untuk material yang ductile (liat) misal mild steel.
 - ii. Teori *Rankine* : teori tegangan normal maksimum, digunakan untuk material yang *brittle* (getas) seperti *cast iron*.

◆ Teori Tegangan Geser Maksimum

$$i. \quad \tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

$$ii. \quad \sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$iii. \quad \tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$iv. \quad \tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$= \frac{16}{\pi d^3} (\sqrt{M^2 + T^2})$$

note : $\sqrt{M^2 + T^2} = T_e =$ torsi ekvivalen

$$v. \quad T_e = \frac{\pi}{16} \tau d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau}}$$

(Rumus diameter poros beban kombinasi basis T_e)

◆ **Teori Tegangan Normal Maksimum :**

$$i. \quad \sigma_{b(\max)} = \frac{1}{2} \sigma_b + \sqrt{\left(\frac{1}{2} \sigma_b\right)^2 + \tau^2}$$

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{32M}{\pi d^3}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{2} \cdot \frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^2}\right)^2}$$

$$= \frac{32}{\pi d^3} \left[\frac{1}{2} (M + \sqrt{(M^2 + T^2)})\right]$$

$$ii. \quad \text{Jika : } \frac{1}{2} (M + \sqrt{(M^2 + T^2)}) = M_e$$

M_e : momen lentur ekvivalen

σ_b : tegangan lentur ijin bahan poros

$$iii. \quad M_e = \frac{\pi}{32} \sigma d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi \sigma}} \text{ (rumus)}$$

iv. Rumus diameter poros beban kombinasi basis M_e

● **Untuk Poros Berlubang Dengan Beban Lentur Dan Puntir**

$$i. \quad T_e = \sqrt{T^2 + M^2} = \frac{\pi}{16} \tau d_0^3 (1 - 4k^4)$$

$$\text{ii. } M_e = \frac{1}{2} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) = \frac{\pi}{32} \cdot \sigma \cdot d_0^3 (1 - k^4)$$

$$\text{Dengan ; } k = \frac{d_i}{d_o}$$

f) Poros Dengan Beban Berfluktuasi

Pembahasan yang telah dilakukan di atas adalah poros dengan beban torsi dan momen lentur konstan. Jika terjadi fluktuasi beban baik torsi maupun lentur, maka perlu ditambahkan faktor yang berkaitan dengan fluktuasi torsi maupun lenturan.

Jika :

- k_m : faktor momen lentur akibat kombinasi beban *shock* dan *fatigue*.
- k_t : faktor torsi/puntiran akibat kombinasi beban *shock* dan *fatigue*.

Maka :

$$\text{i. } T_e = \sqrt{(k_t \cdot T)^2 + (k_m \cdot M)^2}$$

$$\text{ii. } M_e = \frac{1}{2} (k_m \cdot M + \sqrt{(k_t \cdot T)^2 + (k_m \cdot M)^2})$$

Tabel 2.4. Harga k_m dan k_t Untuk Beberapa Beban (Agustinus, 2009)

Beban	k_m	k_t
1. Poros statis :	1,0	1,0
i. <i>Gradually applied load</i> (perlahan)		
ii. <i>Suddenly applied load</i> (tiba-tiba)	1,5 – 2,0	1,5 – 2,0
2. Poros berputar :	1,5	1,5
i. <i>Gradually applied load</i>		
ii. <i>Suddenly applied load</i> <i>with minor shock</i>	1,5 – 2,0	1,5 – 2,0
iii. <i>Suddenly applied load</i> <i>with major shock</i>	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

g) Poros Dengan Beban Aksial Dan Kombinasi Torsi Lentur

- Contoh : poros baling-baling, poros *worm gear*

- $\frac{M}{I} = \frac{\sigma}{y}$

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} d^4} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

- Tegangan akibat gaya aksial
Poros solid,

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{f}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{4F}{\pi d^2}$$

Poros berlubang,

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(d_0 - d_i)} = \frac{4}{\pi(d_0 - d_i)}$$

- Total tegangan (tarik atau tekan) :

Poros pejal :

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{32M}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \\ &= \frac{32}{\pi d^3} \left(M + \frac{F \cdot d}{8} \right) \\ &= \frac{32M_1}{\pi d^3} \text{ jika } M_1 = M + \frac{F \cdot d}{8}\end{aligned}$$

Poros berlubang :

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{32M}{\pi d_0^3(1-k^2)} + \frac{4F}{\pi d_0^2(1-k^2)} \\ &= \frac{32M}{\pi d_0^3(1-k^4)} \left(M + \frac{F \cdot d_0(1+k^2)}{8} \right) \\ &= \frac{32M_1}{\pi d_0^3(1-k^4)} \text{ dimana } M_1: M + \frac{F \cdot d_0(1+k^2)}{8}\end{aligned}$$

- Pada kasus poros yang panjang (*slender shaft*) perlu diperhitungkan adanya *column*

factor (α)

- Tegangan akibat beban tekan :

$$\text{Poros pejal, } \sigma_c = \frac{\alpha \cdot 4F}{\pi d^2}$$

$$\text{Poros berlubang, } \sigma_c = \frac{\alpha \cdot 4F}{\pi d_0^2(1-k^2)}$$

- Harga kolom factor (α):

$$\alpha = \frac{1}{1-0,0044(L/K)} \text{ jika } \frac{L}{K} < 115$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y}{C \cdot \pi^2 \cdot E} \left(\frac{L}{K} \right)^2 \text{ jika } \frac{L}{K} > 115$$

Keterangan :

L : panjang poros antar bantalan

k : jari-jari girasi

σ_y : tegangan luluh bahan

C : koefisien Euler (tumpuan)

=1 (engsel)

=2,25(jepit)

=1,6 (bantalan)

- $$T_e = \sqrt{\left(km M + \frac{\alpha F \cdot d_0 (1+K^2)}{8} \right)^2 + (k_t T)^2}$$

$$= \frac{\pi}{16} \tau d_0^3 (1 - k^2)$$
- $$M_e = \frac{1}{2} \left(km M + \frac{\alpha F (1+k^2)}{8} + \sqrt{\left(km \cdot M + \frac{\alpha F (1+k^2)}{8} \right)^2 + (k_t T)^2} \right)$$

$$= \frac{\pi}{32} \sigma d_0^2 (1 - k^2)$$

Catatan :

K : 0 dan $d_0 = d_i$ untuk poros pejal

F=0 jika tidak ada gaya aksial

$\alpha = 1$ jika gaya aksial merupakan gaya tarik

Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

3.1 Lingkup Perancangan

Tujuan penulisan tugas akhir ini adalah untuk menganalisa kekuatan shaft sehingga dapat diketahui apakah shaft bekerja pada kondisi yang diijinkan atau tidak. Mengacu pada buku *mechanics of material* karya R.C Hibbeler

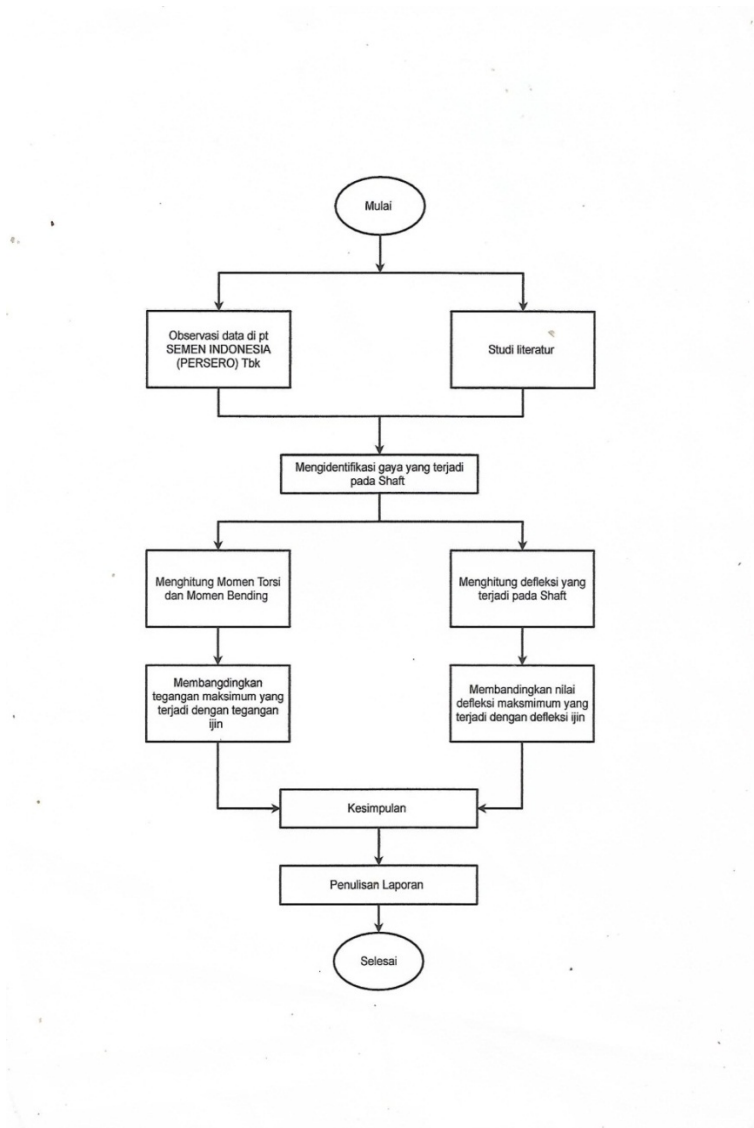
3.2 Skema Prosedur analisa

Acuan yang digunakan oleh penulis untuk menganalisa kekuatan poros pada impact crusher adalah sebagai berikut:

1. Observasi data di PT. Semen Indonesia (Persero) Tbk.
Pengerjaan tugas akhir ini diawali dengan observasi data dengan wawancara langsung dengan mentor terkait cara kerja mesin dan melihat langsung kondisi mesin Impact crusher
2. Studi literatur
Melakukan pencarian data yang berhubungan dengan mesin impact crusher
3. Mengidentifikasi gaya yang terjadi pada shaft
4. Menghitung momen torsi dan momen bending
5. Membandingkan tegangan maksimum dengan tegangan ijin
6. Menghitung defleksi yang terjadi pada shaft .
7. Membandingkan nilai defleksi maksimum dengan defleksi ijin

3.3 Diagram Alir

Prosedur dan alur pengerjaan pada penulisan tugas akhir ini dapat dijelaskan dengan menggunakan diagram alir (flow chart). Diagram alir ini merupakan urutan penulisan tugas akhir, mulai dari pencarian data di PT SEMEN INDONESIA (PERSERO) Tbk sampai didapatkan data hasil perhitungan. Adapun urutan dari diagram alir adalah sebagai berikut:



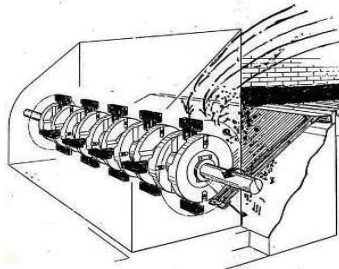
Gambar 3.1 diagram alir pengerjaan

BAB IV

PEMBAHASAN

4.1 Deskripsi Mesin Impact Crusher

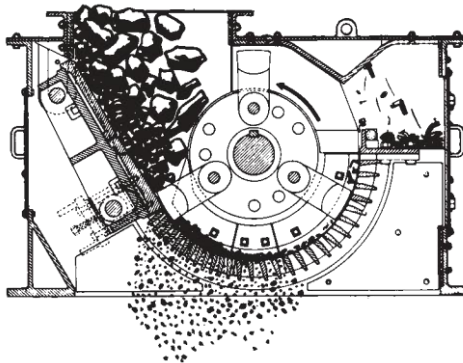
Diujung belakang (discharge) cooler dipasang hammer yang berputar untuk memecah ukuran clinker yang besar menjadi kecil, dengan tujuan agar kerja Hydraulic Roll Crusher dan Finish Mill dan mengolah hasil terak dapat lebih efisien, serta pengefektifan ruang Clinker Doom. Terdapat dua unit clinker hammer yang terpasang pada grate cooler ini, yang mana keduanya saat berputar pada porosnya ditumpu pada kedua sisinya dengan bearing. Terdiri dari segment rotor disk yang diantaranya dipasangkan hammer dengan posisi seimbang agar pada saat perputar tidak sampai menimbulkan vibrasi. Sebelum masuk ke hammer maka clinker melewati grizly yang terdiri dari square bar tertata berjajar dengan jarak tertentu sebagai penyaring material halus dan kasar sekaligus pengarah clinker untuk masuk ke clinker hammer. Karena seringnya mentransmisikan daya untuk menghancurkan clinker maka shaft pada impact crusher menjadi melendut (deflection). Hingga saat ini penyebab dari melendutnya shaft tidak diketahui, dan apakah kelendutan yang terjadi masih dalam batas aman ataukah tidak



Gambar 4.1 Clinker hammer

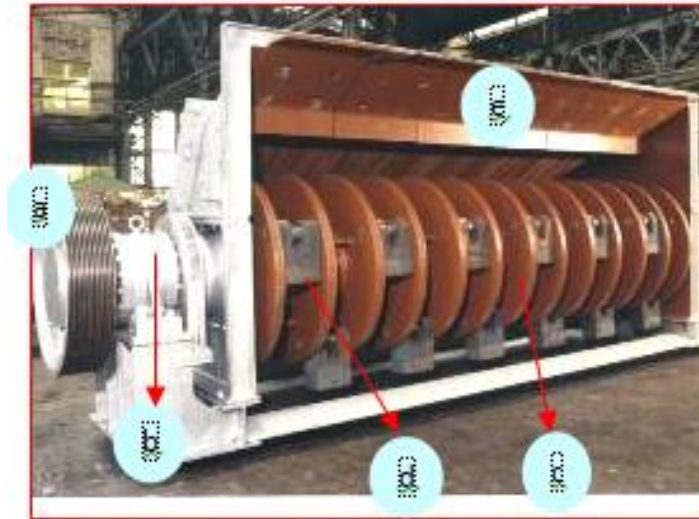
4.1.1 Prinsip Kerja

Crusher Terak yang dipakai di pabrik Semen Gresik Tuban ini bertipe Impact Crusher yang memanfaatkan putaran poros untuk membantu mengayunkan hammer pada porosnya, dan dengan dibantu dengan berat hammernya sendiri untuk memperbesar percepatan sudut hammer serta gaya impact, sehingga hentakan pukulan hammer ke terak menjadi cukup besar untuk memecahkan terak yang memiliki tingkat kekerasan sedang, karena itulah kekuatan hammer amat bergantung pada besarnya putaran rotor dan berat hammer, sedangkan untuk ukuran terak yang dihasilkan, amat bergantung pada gap antara ujung hammer dengan grizzly screen, karena grizzly screen ini juga berfungsi sebagai landasan untuk menggerus material. Seiring dengan penggunaan dengan kondisi temperatur terak yang hampir 200°C dan kapasitas yang terus ditambah, sehingga mengakibatkan tibulnya keausan pada hammer yang dapat berpengaruh pada produk crusher ini, dan untuk itu setiap 4000 jam kerja hammer harus diganti



Gambar 4.2 Proses penghancuran terak oleh hammer crusher

4.1.2 Bagian-Bagian Utama Crusher



Gambar 4.3 Bagian utama crusher

a) **Pulley**

Pulley berfungsi sebagai pengubah besarnya putaran yang diterima dari motor penggerak, yang diteruskan oleh V- Belt yang berjumlah 3 buah. Motor penggerak yang digunakan adalah motor 75 KW dengan kecepatan putar 1500 rpm. Sedangkan ratio diameter pulleynya yaitu 5 : 15, yang berarti besarnya putaran yang diterima dari motor akan diperkecil hingga 3 kalinya.

b) **Shaft**

Shaft berfungsi sebagai penerus putaran dari pulley ke rotor, dan juga sebagai tempat kedudukan bagi impeler. Shaft yang digunakan berdiameter 275 mm dan berbahan manganese steel

c) **Hammer Disk**

Hammer disk berfungsi sebagai tempat didudukkan bagi poros dan hammer, berdiameter 254 mm dan berbahan manganese steel, namun akhir – akhir ini diganti dengan bahan Ferro Carbon FC25

d) Hammer

Hammer berfungsi sebagai penghancur material. Material Hammer adalah bimetal, yang memiliki dua kandungan material yang berbeda, dimana pada bagian bawah, menggunakan cast iron dan dibagian atasnya menggunakan Manganese Steel yang memiliki kekerasan 55 HRC, berbobot ± 50 kg per buah dan memiliki lifetime 4000 jam operasional.

e) Casing

Casing berfungsi sebagai rumah bagi hammer dan menjaga agar pecahan material tidak berhamburan ke lingkungan sekitar.

4.2 Prosedur Analisa Kekuatan Shaft

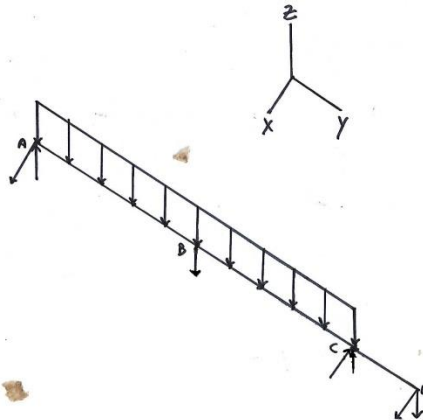
- Menggambar free body diagram pada shaft
- Menentukan besar gaya gaya yang dialami oleh shaft dan Menghitung momen bending dan momen torsi yang terjadi pada shaft
- Membandingkan tegangan geser maksimum yang terjadi akibat momen bending dan momen torsi dengan tegangan geser ijin
- Menghitung defleksi maksimum yang terjadi pada shaft dan membandingkan dengan besarnya defleksi ijin

4.2.1 Data Hasil Observasi Lapangan

Dalam tahap ini penulis mendapatkan cukup data yang akan digunakan untuk membuat analisa kekuatan poros impact hammer

- Gambar teknik impact crusher (lihat lampiran)
- Data suhu clinker yaitu $200^{\circ}c$
- Dan data penunjang lainnya

4.3 Menggambar Free Body Diagram



Gambar 4.4 Free body diagram pada shaft

4.4 Menentukan Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Shaft Dan Menghitung Momen Bending Dan Momen Torsi Pada Shaft

- Data- data yang diketahui

- $w = 488N/m$
- $W \text{ total tanpa pulley} = 9682,22 * 9.8$
 $= 94885,756 \text{ (N)}$

Jadi W total keseluruhan adalah

$$\begin{aligned} &W \text{ tanpa pulley} + w.L \\ &= 94885,756 + (488)5,57 \\ &= 97607,97 \text{ N} \end{aligned}$$

- $W \text{ pulley} = 1859,844 \text{ N}$
 - $W \text{ crusher} = 96745,6 \text{ N}$
1. Identifikasi gaya yang terjadi satu persatu

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

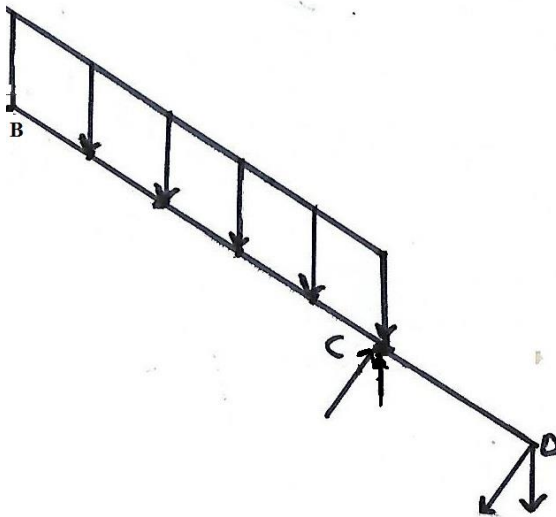
$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_x = -F_{Ax} + F_{Cx} - F_{Dx}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_z = -W_{\text{total keseluruhan}} - F_{Dz} + F_{Az} + F_{Cz}$$

- Momen bending yang terjadi dilihat dari potongan titik B ke kanan, dikarenakan pada titik B terjadi pembebanan terbesar yang akan menyebabkan defleksi



Gambar 4.5 potongan free body diagram

$$M_x = M_{Cx} - M_{Dx}$$

$$M_z = M_{Cz} + M_{Dz}$$

- $M_{Dx} = F_{Dx} * 3,285m$

$$F_{Dx} = \frac{T_{pulley}}{r_{pulley}}$$

$$T_{pulley} = \frac{60P}{2\pi n} = \frac{60 * 75000}{2 * 3,14 * 500} = \frac{4500000}{3140} = 1433,121 \text{ (N.m)}$$

$$F_{Dx} = \frac{1433,121}{0,63} = 2274,79 \text{ N}$$

$$M_{Dx} = 2274,79 * 3,285 = 7472,685 \text{ Nm}$$

- $M_{Cx} = F_{Cx} * 2,785m$

F_{Cx} dapat dicari dari momen pada titik A (lihat gambar 4.4)

$$\sum M = 0$$

$$(F_{Dx} * 6,07) - (F_{Cx} * 5,57) = 0$$

$$F_{Cx} = \frac{F_{Dx} * 6,07}{5,57} = \frac{2274,79 * 6,07}{5,57} = 2478,99 \text{ N}$$

$$M_{Cx} = 2478,99 * 2,785 = 6903,98 \text{ N.m}$$

- $M_x = M_{Cx} - M_{Dx}$
 $= 6903,98 - 7472,685$
 $= -568,705 \text{ N.m}$

- $M_z = M_{Cz} + M_{Dz}$

- $M_{Dz} = W_{pulley} * 6,070m$
 $= 189 * 9,8 * 6,07$
 $= 1124,854 \text{ Nm}$

- $M_{Cz} = F_{Cz} * 2,785m$

- F_{Cz} dapat diketahui melalui moment di titik A

$$\sum M = 0$$

$$-M_B + M_C - M_D = 0$$

$$M_C = M_B + M_D$$

- $F_{CZ} * 5,570 = (97607,97 * 2,785) + (1859,844 * 6,070)$

$$F_{CZ} = \frac{271838,19 + 11242,854}{5,570} = 50822,45N$$
- $M_{Cz} = F_{CZ} * 2,785m$

$$= 50822,45 * 2,785$$

$$= 141540.525N.m$$
- $M_z = M_{Cz} + M_{Dz}$

$$= 141540,525 - 11242,854$$

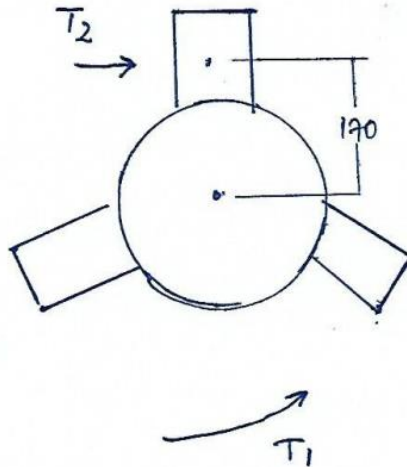
$$= 130297,671N.m$$
- $M_C = \sqrt{M_x^2 + M_z^2}$

$$= \sqrt{(-568,705)^2 + (130297,671)^2}$$

$$= \sqrt{323425,37 + 16977483068.024}$$

$$= \sqrt{16977806493,394}$$

$$= 130298,91Nm$$



Gambar 4.6 Penampang poros

- $T_1 = 1433,121Nm$
- $T_2 = \dot{m} * w * r^2$
 $= \frac{1000000}{3600} * \frac{500 * 2\pi rad}{60} * 0,17^2$
 $= \frac{1000000}{3600} * \frac{500 * 2 * 3,14 rad}{60} * 0,17^2$
 $= 420,12 Nm$
- $\Sigma T = T_1 - T_2$
 $= 1433 - 420,12$
 $= 1013,001Nm$
- Tegangan geser maksimum

$$T_{max} = \frac{2}{\pi c^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{2}{3,14(137,5 \cdot 10^{-3})^3} * \sqrt{130298,91^2 + 1013,001^2} \\
&= \frac{2}{18906,25 \cdot 10^{-9}} * \sqrt{16977805947,188 + 1026171,026} \\
&= 32598654,5 \text{ Pa} \\
&= 32,59 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Berdasarkan shigley besarnya tegangan maksimal yang diijinkan adalah 0,6 UTS dimana sama dengan $0,6 * (740 \text{ MPa}) = 444 \text{ MPa}$, ini mengidentifikasi bahwa shaft bekerja pada titik aman.

4.6 defleksi pada shaft

Bisa dikatakan poros mendapatkan gaya terdistribusi dimana pusat gaya terdistribusi berada di tengah shaft dengan besar

- $wl = w \text{ total keseleruhan}$

$$wl = 97607,97 \text{ N}$$

$$v_{max} = \frac{-5wl(l^3)}{384EI}$$

$$= \frac{-5 \cdot 97607,97 \cdot (5,57)^3}{384(165 \cdot 10^9) \cdot \frac{\pi}{4} (1,37 \cdot 10^{-1})^4}$$

$$= -13,298 \text{ mm} \text{ (tanda minus menunjukkan defleksi ke bawah)}$$

Deflection ijin pada shaft adalah $\delta = 0,001L \text{ sampai } 0,003L$
 $= 0,001 (5570) \text{ sampai } 0,003(5570)$
 $= 5,57 \text{ sampai } 16,71 \text{ (mm)}$

Hal ini menunjukkan bahwa shaft masih pada batas aman.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil pembahasan yang pada bab IV maka dapat disimpulkan:

1. Perencanaan ulang desain sistem kendali elektrohidrolik dengan menggunakan acuan buku Electropneumatic Basic Level - Festo memberikan hasil yang baik dan sistematis.
2. Simulasi sirkuit elektrik dapat berjalan dengan baik dengan menyederhanakan sirkuit utama yang ada.
3. Sistem kendali otomatis dan manual dapat dijalankan dengan baik pada simulasi.

5.2 Saran

Karena minimnya pegawai dari PT. PETROKIMIA Gresik yang memahami sistem hidrolik maka perlu dilakukan pelatihan khusus untuk pegawai yang terkait agar penanganan alat yang berhubungan dengan perawatan mesin ini dapat dilaksanakan dengan baik.

“Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Agustinus Purna Irawan, 2009, **Diktat Elemen Mesin**, Universitas Tarumanegara
- [2] Budynas, Nisbett Shigley's , 2015, **Mechanical Engineering Design Ten Edition**, Mcgrawhill Education.
- [3] Juvinall, Marshek, 2012, **Fundamental Of Machine Elements Design Fifth Edition**, John Willey And Sons
- [4] R.C Hibbeler, 2017, **Mechanics Of Materials Ten Edition**, Pearson Education

“Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Taufiq Pramudia merupakan nama lengkap penulis tugas akhir ini. Lahir di Kabupaten Jember pada 28 Oktober 1994.

Penulis memulai pendidikan formalnya dari SD Negeri kencong 7 Jember, SMP Negeri 1 Kencong dan SMA Negeri 1 Kencong. Pada tahun 2014 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D3 Teknik Mesin Reguler

yang masih dalam naungan Fakultas Teknologi Industri, ITS Surabaya dengan NRP 10 2114 000 000 46.

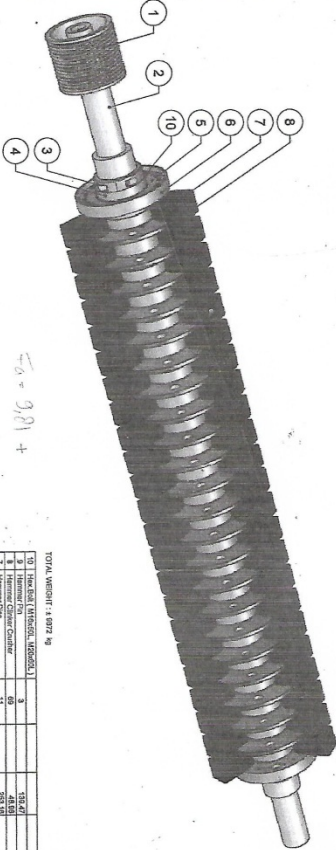
Di Program Studi D3 Teknik Mesin, penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir di bidang elemen mesin.

Selain itu penulis juga aktif di berbagai kegiatan dalam kampus maupun luar kampus. Seperti pelatihan-pelatihan yang pernah diikuti oleh penulis selama menjadi mahasiswa, diantaranya adalah pelatihan pengembangan diri UKM Maritime Challenge, HIPMI Perguruan Tinggi, dll.

Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui e-mail : pramudia.taufiq@gmail.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan

R E V I S E D		
REV	NO	DESCRIPTION



56 = 281 +

SURFACE FINISHES		SURFACE FINISHES	
FIN	OLD NEW	FIN	OLD NEW
25	V	0.2	0.2
12.5	V	0.1	0.1
6.3	V	0.05	0.05
3.2	V	0.025	0.025
1.6	V	0.0125	0.0125

FOR APPROVAL

NOTE:
 - All dimension $\frac{1}{16}$ in. increments for
 - Reference and referenced including to
 - Dimensioned to 625 \rightarrow H/25
 - Dimensioned to 625 \rightarrow H/25
 -0.00

TOTAL WEIGHT: 1.4372 kg

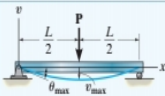
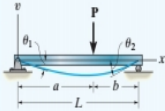
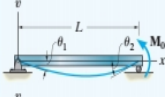
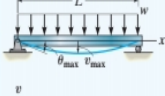
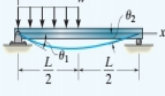
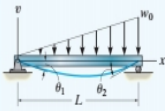
NO	DESCRIPTION	QTY/SET	MATERIAL	TYPICAL	REMARKS
1	ROLLER CORE	1	SAE 5140		
2	ROLLER CORE NUT	1	SAE 5140		
3	ROLLER CORE LOCK WASHER	1	SAE 5140		
4	ROLLER CORE LOCK WASHER	1	SAE 5140		
5	ROLLER CORE LOCK WASHER	1	SAE 5140		
6	ROLLER CORE LOCK WASHER	1	SAE 5140		
7	ROLLER CORE LOCK WASHER	1	SAE 5140		
8	ROLLER CORE LOCK WASHER	1	SAE 5140		
9	ROLLER CORE LOCK WASHER	1	SAE 5140		
10	ROLLER CORE LOCK WASHER	1	SAE 5140		

PT. Hansa Pratama
 Family & Engineering

The Design is Property of PT.HANSA PRATAMA. No use or repeat without permission.

APPENDIX C

SLOPES AND DEFLECTIONS OF BEAMS

Simply Supported Beam Slopes and Deflections			
Beam	Slope	Deflection	Elastic Curve
	$\theta_{\max} = \frac{-PL^2}{16EI}$	$v_{\max} = \frac{-PL^3}{48EI}$	$v = \frac{-Px}{48EI} (3L^2 - 4x^2)$ $0 \leq x \leq L/2$
	$\theta_1 = \frac{-Pab(L+b)}{6EIL}$ $\theta_2 = \frac{Pab(L+a)}{6EIL}$	$v \Big _{x=a} = \frac{-Pba}{6EIL} (L^2 - b^2 - a^2)$	$v = \frac{-Pbx}{6EIL} (L^2 - b^2 - x^2)$ $0 \leq x \leq a$
	$\theta_1 = \frac{-M_0L}{6EI}$ $\theta_2 = \frac{M_0L}{3EI}$	$v_{\max} = \frac{-M_0L^2}{9\sqrt{3}EI}$ at $x = 0.5774L$	$v = \frac{-M_0x}{6EIL} (L^2 - x^2)$
	$\theta_{\max} = \frac{-wL^3}{24EI}$	$v_{\max} = \frac{-5wL^4}{384EI}$	$v = \frac{-wx}{24EI} (x^3 - 2Lx^2 + L^3)$
	$\theta_1 = \frac{-3wL^3}{128EI}$ $\theta_2 = \frac{7wL^3}{384EI}$	$v \Big _{x=L/2} = \frac{-5wL^4}{768EI}$ $v_{\max} = -0.006563 \frac{wL^4}{EI}$ at $x = 0.4598L$	$v = \frac{-wx}{384EI} (16x^3 - 24Lx^2 + 9L^3)$ $0 \leq x \leq L/2$ $v = \frac{-wL}{384EI} (8x^3 - 24Lx^2 + 17L^2x - L^3)$ $L/2 \leq x < L$
	$\theta_1 = \frac{-7w_0L^3}{360EI}$ $\theta_2 = \frac{w_0L^3}{45EI}$	$v_{\max} = -0.00652 \frac{w_0L^4}{EI}$ at $x = 0.5193L$	$v = \frac{-w_0x}{360EIL} (3x^4 - 10L^2x^2 + 7L^4)$



Advanced Sustainable Foundry
19-21 May 2014 • Palacio Euskalduna, BILBAO

An Overview on high manganese steel casting

C.S Mahlami*, X.Pan**

*Metal Casting Technology Station, University of Johannesburg, Johannesburg, South Africa

**Department of Metallurgy, University of Johannesburg, Johannesburg, South Africa

Copyright 2014 World Foundry Organization

ABSTRACT

Hadfield steel invented in 1882 has an enormous capacity for work-hardening upon impact and it is commonly used for railroad components such as frogs and crossings and for rock-handling equipment. It has nominal composition of iron, 1.0 to 1.4 % carbon and 10 to 14% manganese in a 1 to 10 ratio. The present paper deals with a comprehensive analysis on the overview of high manganese steel casting. The effect of chemical composition was analysed highlighting how different alloying element can affect the final mechanical properties of high manganese steel casting. Good and bad practices were reviewed, looking at how high melting temperature can cause micro and macro segregation at the grain boundaries resulting in uneven wear rate and loss of strength and impact of the said steel. A Proper heat treatment cycle was discussed and typical mechanical properties and work hardening rate of the steel was also emphasised on, so as to know on which application is the steel best suited for.

Keywords: Austenitic Manganese steel, Melting temperature, Work hardening rate

INTRODUCTION

Manganese increases the ductility of the metal and adds greatly to its toughness and resistance to abrasive action. Sir Robert Abbott Hadfield was an English metallurgist noted for his 1882 discovery of manganese steel, one of the first alloys steel. His invention was based on adding large percentage of manganese to molten iron whereby producing a steel that have good toughness and hardness while possess distinguished characteristics [8].

After a number of experiments performed by sir Hadfield, a conclusion was made that a steel having good toughness and hardness while possess distinguished characteristics can be found when the Mn content is between 11-13% Mn and 1-1.3% carbon with a Mn/C ratio of 10:1. The table below shows the effect of different manganese content on the mechanical properties of Hadfield steel.

Table 1: Mechanical properties for different Mn content [16]

Mn (%)	YS (MPa)	TS (MPa)	EI (%)	Hardness
Mn13	414	995	40	225Hv
Mn16	335	740	53	178Hv
Mn26	250	610	67	130HV