



TUGAS AKHIR – TM 145502

**PERENCANAAN ULANG MESIN PUNCH
DI PT. OMETRACO ARYA SAMANTA
SURABAYA**

**DADANG TRIAWAN
NRP 2112 030 089**

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

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**



TUGAS AKHIR – TM 145502

**PERENCANAAN ULANG MESIN PUNCH
DI PT. OMETRACO ARYA SAMANTA
SURABAYA**

**DADANG TRIAWAN
NRP 2112 030 089**

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

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT – TM 145502

**REDESIGN PUNCH MACHINE IN
PT. OMETRACO ARYA SAMANTA
SURABAYA**

**DADANG TRIAWAN
NRP 2112 030 089**

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

**Diploma III Study Program
Mechanical Engineering Of Department
Technology Industry Faculty
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN ULANG MESIN PUNCH DI PT. OMETRACO ARYA SAMANTA SURABAYA

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
pada

Bidang Studi Manufaktur
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industry
Institute Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

DADANG TRIAWAN
NRP. 2112 030 089

Mengetahui / Menyetujui :



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

Surabaya, Januari 2016

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN ULANG MESIN PUNCH DI PT. OMETRACO ARYA SAMANTA SURABAYA

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
pada

Bidang Studi Manufaktur
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industry
Institute Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

DADANG TRIAWAN

NRP. 2112 030 089

Mengetahui/Menyetujui :

1. Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc.  (Pembimbing)
NIP. 19610714 198803 1 003
2. Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.  (Dosen Penguji 1)
NIP. 19610602 198701 1 001
3. Ir. Nur Husodo, MSc.  (Dosen Penguji 2)
NIP. 19610421 198701 1 001
4. Ir. Subowo, MSc.  (Dosen Penguji 3)
NIP. 19581024 198701 1 001

Surabaya, Januari 2016

REDESAIN MESIN PUNCH DI PT. OMETRACO ARYA SAMANTA SURABAYA

Nama Mahasiswa : Dadang Triawan
NRP : 2112 030 089
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc

Abstrak

Salah satu mesin yang ada di PT. Ometraco Arya Samanta, Surabaya adalah mesin *punch* dengan kapasitas mesin 63 ton yang mampu untuk melubangi sebuah plat dengan ketebalan mencapai 6 mm dan diameter lubang sampai 18 mm. PT. Ometraco Arya Samanta yang bergerak dalam bidang konstruksi baja biasanya menggunakan mesin *punch* untuk membuat sebuah ring pelat pada body water dispenser atau dapat diganti sesuai dengan kebutuhan. Mesin *punch* ini menggunakan sistem hidrolik.

Sistem *electrohydraulic* dalam mesin *punch* berfungsi untuk mengubah energi electric / listrik menjadi energi mekanik. Dengan menggunakan sistem *electrohydraulic* ini lebih mempermudah pekerjaan untuk melubangi sebuah pelat. Pada tugas akhir ini akan dilakukan redesain sistem *electrohydraulic* pada mesin *punch*. Parameter yang akan dianalisis diantaranya silinder hidrolik, pompa, motor listrik, gaya untuk proses *punching* dan simulasi sistem hidroliknya.

Setelah dilakukan analisis didapat gaya yang bekerja pada silinder hidrolik adalah 784532 N atau 80 ton, tekanan pada silinder hidrolik adalah $2927573,46 \frac{N}{m^2}$, head loss total yang terjadi system hidrolik adalah 1032,62 m, daya motor listrik yang diperlukan adalah 1,5 HP. Sehingga kapasitas pompa yang dibutuhkan adalah 0,96 liter/detik. Dari sistem *electrohydraulic*, dilakukan simulasi dengan menggunakan fluidsim.

Kata kunci : *punch, electrohydraulic, punching*

REDESIGN PUNCH MACHINE IN PT. OMETRACO ARYA SAMANTA SURABAYA

Student Name : Dadang Triawan
Student Number : 2112 030 089
Department : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Final Report Advisor : Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc

Abstract

One of the machines in the PT. Ometraco Arya Samanta, Surabaya is a punch machine with a capacity of 63 ton machine that is able to perforate a plate with a thickness up to 6 mm and the diameter of the hole to 18 mm. PT. Ometraco Arya Samanta engaged in steel construction typically use punch machines to create a ring plate in the body of water dispenser or can be replaced as needed. This punch machine using a hydraulic system.

Electrohydraulic system in the punch machine serves to convert electric energy / electricity into mechanical energy. By using this electrohydraulic system further facilitate work to perforate a plate. In this final project will be redesigning the electrohydraulic system in the punch machine. The parameters to be analyzed include hydraulic cylinders, pumps, motors electricity, style for the punching and hydraulic system simulation.

After analyzing the obtained forces acting on the hydraulic cylinder is 784 532 N or 80 tons, the pressure on the hydraulic cylinder is 2,287,508.824 N /m², the total head loss that occurs is 1032,62 m hydraulic system, electric motor power needed is 1.5 HP, So that the required pump capacity is 0.96 liters / sec. From electrohydraulic system, carried out simulations using fluidsims.

Keywords: *punch, electrohydraulic, punching*

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr.Wb.

Dengan mengucapkan puji syukur kehadiran Allah SWT, yang telah melimpahkan segala berkah, hidayah dan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi sebelum menyelesaikan pendidikan di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang merupakan integrasi dari semua materi yang telah diberikan selama perkuliahan.

Adapun keberhasilan penulisan dalam penyusunan laporan ini tidak lepas dari berbagai pihak yang telah banyak memberikan bantuan, motivasi, masukan, saran dan dukungan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak **Ir. Arino Anzip, M.Eng.Sc** selaku dosen pembimbing yang telah memberikan saran serta bimbinganya kepada penulis sehingga penulis mampu menyelesaikan pengerjaan tugas akhirnya dan se bagai Koordinator Program Studi Diploma D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Ibu **Liza Rusdiyana, ST, MT** selaku koordinator Tugas Akhir Progam Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapak **Yusuf Wibowo, ST** dan Bapak **Budi, ST** selaku pembimbing Tugas Akhir di PT. Ometraco Arya Samanta.
4. Semua **dosen** dan **karyawan** Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. **Bapak** dan **Ibu** tercinta atas kasih sayang, doa, dukungannya serta dukungan finansial yang tak ada henti - hentinya diberikan kepada penulis.
6. Teman – teman di PT. Ometraco Arya Samanta, **Syafa', Shodiq, Arif, Saiful, Hendrik, Abbi, Rio, Sandro, Candra, Udin, Anto, Agus, dan Endi.**
7. Semua **rekan seperjuangan D3 Teknik Mesin** terima kasih atas bantuan yang diberikan.

8. **Mawartiningsih**, terima kasih atas semangat yang diberikan selama mengerjakan tugas akhir.
9. Semua pihak yang tidak dapat kami sebutkan satu persatu, kami ucapkan terima kasih.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa penyusunan laporan tugas akhir ini masih jauh dari sempurna, maka dari itu kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan penulis. Akhir kata penulis berdoa agar segala bantuan yang diberikan akan mendapat balasan dan rahmat dari Allah SWT. Dan semoga hasil dari laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagaimana yang diharapkan. Amin

Wassalamu'alaikum Wr.Wb.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|-----------------------------|------------|
| HALAMAN JUDUL | |
| HALAMAN PENGESAHAN | |
| ABSTRAK | i |
| ABSTRACT | ii |
| KATA PENGANTAR | iii |
| DAFTAR ISI | v |
| DAFTAR GAMBAR | vii |
| DAFTAR TABEL | ix |

BAB I PENDAHULUAN

| | |
|--------------------------------|---|
| 1.1 Latar Belakang..... | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah..... | 2 |
| 1.3 Batasan Masalah..... | 2 |
| 1.4 Tujuan Penelitian..... | 2 |
| 1.5 Sistematika Penulisan..... | 3 |

BAB II DASAR TEORI

| | |
|---|----|
| 2.1 Sheet Metal Forming..... | 5 |
| 2.1.1 Karakteristik Proses Sheet Metal Forming..... | 5 |
| 2.1.2 Mesin Punch..... | 10 |
| 2.1.3 Tonnage Calculation..... | 14 |
| 2.1.4 Kapasitas Mesin..... | 15 |
| 2.2 Sistem Hidrolik..... | 17 |
| 2.2.1 Persamaan Darcy..... | 31 |
| 2.2.2 Head Loss Mayor untuk Aliran Laminer..... | 32 |
| 2.2.3 Head Loss Mayor untuk Aliran Turbulen..... | 32 |
| 2.2.4 Head Loss Minor..... | 22 |
| 2.3 Sistem Elektrohidrolik..... | 35 |
| 2.4 Komponen Sistem Elektrohidrolik..... | 37 |

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

| | |
|----------------------------------|----|
| 3.1 Obyek Penelitian..... | 46 |
| 3.2 Metode Pengambilan Data..... | 47 |
| 3.3 Parameter Penelitian..... | 47 |
| 3.4 Metode Perhitungan..... | 47 |

| | |
|---|----|
| 3.5 Metode Simulasi | 48 |
| 3.6 Analisis Hasil Simulasi | 49 |
| 3.7 Hasil Pengembangan dan Kesimpulan | 50 |

BAB IV ANALISIS DAN SIMULASI

| | |
|--|----|
| 4.1 Analisis Mesin Punch | 51 |
| 4.2 Pemilihan Komponen-Komponen Sistem Hidrolik..... | 55 |
| 4.3 Mencari Head Loss Pada Sistem Hidrolik | 58 |
| 4.3.1 Mencari Head Loss Mayor dan Minor..... | 59 |
| 4.4 Pemilihan Pompa Hidrolik dan Motor Listrik..... | 67 |
| 4.5 Simulasi Sistem Elektrohidrolik | 70 |

BAB V PENUTUP

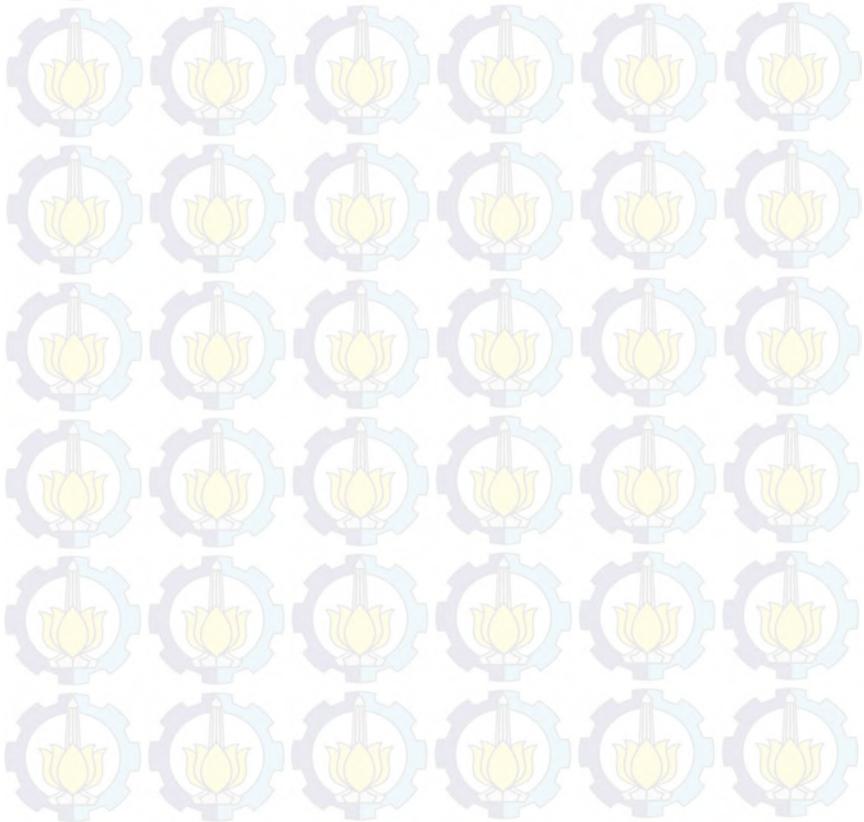
| | |
|---------------------|----|
| 5.1 Kesimpulan..... | 77 |
| 5.2 Saran..... | 77 |

**DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN**

DAFTAR GAMBAR

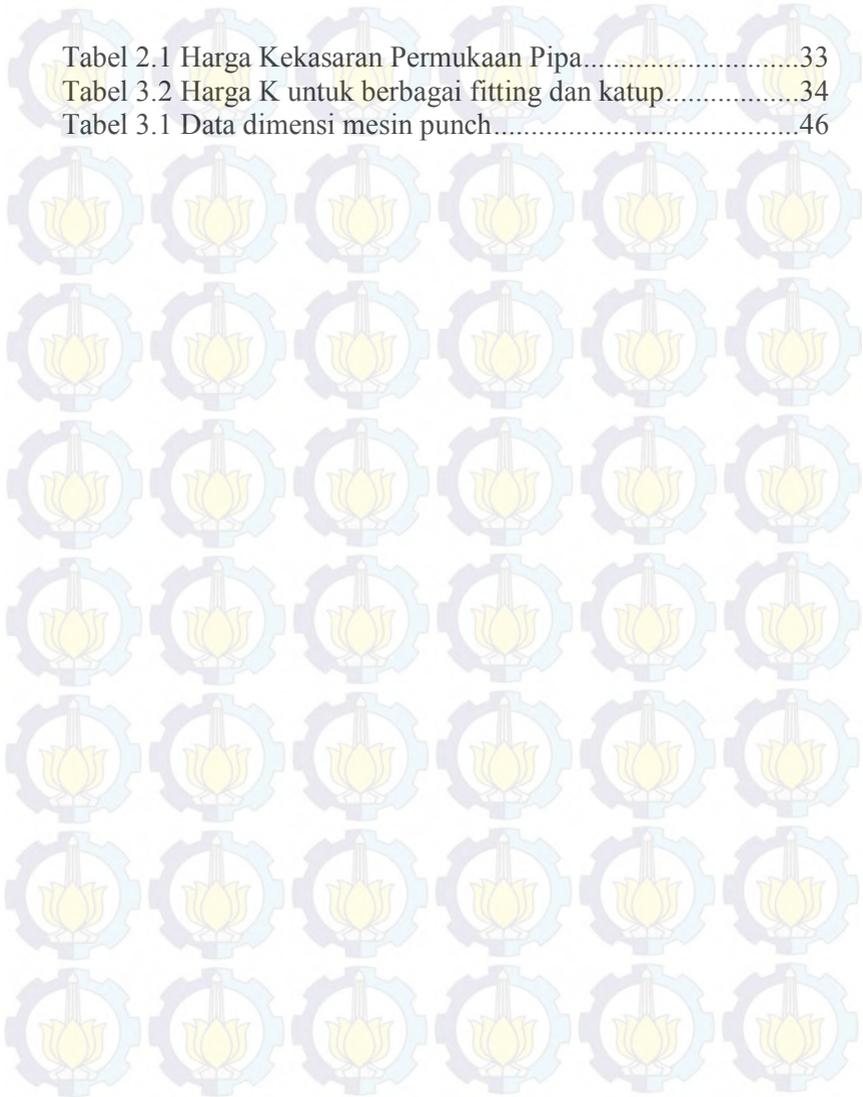
| | |
|--|----|
| Gambar 2.1 Mekanisme proses <i>sheet metal forming</i> secara garis besar | 6 |
| Gambar 2.2 Blanking Die..... | 7 |
| Gambar 2.3 Hole Punching Die..... | 7 |
| Gambar 2.4 Blank and Punch Die | 8 |
| Gambar 2.5 Multi Stage Stamping | 9 |
| Gambar 2.6 Progressive Die..... | 9 |
| Gambar 2.7 <i>Mesin Punch</i> di PT. Ometraco Arya Samanta Surabaya..... | 12 |
| Gambar 2.8 Hasil dari <i>Mesin Punch</i> di PT. Ometraco Arya Samanta Surabaya | 13 |
| Gambar 2.9 Proses <i>Mesin Punch</i> di PT. Ometraco Arya Samanta Surabaya..... | 14 |
| Gambar 2.10 <i>Tonnage Calculation</i> untuk parameter lubang | 15 |
| Gambar 2.11 <i>prinsip hukum pascal</i> | 18 |
| Gambar 2.12 <i>Hydraulic Power pack</i> | 25 |
| Gambar 2.13 <i>Gear pump</i> | 28 |
| Gambar 2.14 <i>Vane pump</i> | 29 |
| Gambar 2.15 <i>Axial Piston pump</i> | 30 |
| Gambar 2.16 <i>Radial Piston pump</i> | 30 |
| Gambar 2.17 <i>Transfer Energy dalam System hidraulic</i> | 31 |
| Gambar 2.18 Skema <i>Sistem Elektrohidrolik</i> | 35 |
| Gambar 2.19 <i>Sistem Elektrohidrolik secara umum</i> | 36 |
| Gambar 2.20 <i>Push Button Switch</i> | 37 |
| Gambar 2.21 <i>Limit Switch</i> | 39 |
| Gambar 2.22 <i>Pressure Switch</i> | 40 |
| Gambar 2.23 <i>Hydraulic Directional Solenoid valve</i> | 41 |
| Gambar 2.24 <i>Contactory relay</i> | 42 |
| Gambar 2.25 <i>Timers</i> | 43 |
| Gambar 2.26 <i>Temperature switch</i> | 44 |

| | |
|--|----|
| Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Redesain Mesin Punch | 46 |
| Gambar 3.2 <i>Flowchart</i> Metode Perhitungan sistem hidrolik | 48 |
| Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> simulasi sistem elektrohidrolik mesin punch..... | 49 |
| Gambar 4.1 Mesin Punch 63 Ton..... | 51 |
| Gambar 4.2 Bagian Punch and die | 52 |
| Gambar 4.3 Bagian Sistem Hidrolik..... | 52 |
| Gambar 4.4 Definisi Silinder Hidrolik | 56 |
| Gambar 4.5 Sirkuit Hidrolik..... | 70 |
| Gambar 4.5 Sirkuit Listrik..... | 72 |



DAFTAR TABEL

| | |
|---|----|
| Tabel 2.1 Harga Kekasaran Permukaan Pipa..... | 33 |
| Tabel 3.2 Harga K untuk berbagai fitting dan katup..... | 34 |
| Tabel 3.1 Data dimensi mesin punch..... | 46 |

A decorative background pattern consisting of a grid of light blue gears. Inside each gear is a yellow lotus flower. The pattern is repeated across the page, with the table of contents text overlaid on the top row.

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Punching adalah mesin potong yang menggunakan tenaga hidraulic untuk menekan atau menghentakkan *tool punch* dengan berbagai bentuk tool sesuai bentuk / potongan yang diharapkan. Mesin Punch ialah salah satu mesin yang digunakan untuk mengurangi volume benda kerja (plat), yang tidak menghasilkan geram (*chip*) atau sisa benda kerja biasanya digunakan untuk membuat benda kerja (plat) secara massal dalam bentuk yang sama dan dikerjakan secara beruntun.

Adapun mesin punch yang digunakan di PT. Ometraco arya Samanta, menggunakan sistem elektrohidrolik. Mesin punch ini memiliki gaya tonase sampai 63 ton. Untuk mengerjakan plat dengan ketebalan sampai 6 mm dan diameter 18 mm. Serta mampu untuk menambah kapasitas mesin.

Pada sistem mesin punch yang sudah ada, masih memiliki permasalahan seperti, gaya tonase yang kurang, proses loading dan unloading yang kurang mengutamakan K3, tempat pembuangan minyak hidrolik yang kurang diperhatikan, dan mesin punch hanya mampu untuk digunakan pada ketebalan plat maksimum 6 mm saja dengan diameter lubang 18 mm. Berbagai masalah di atas membuat sistem mesin punch kurang produktif untuk skala besar dalam proses permesinan sehingga perlu adanya redesign mesin punch tersebut.

Oleh karena itu Tugas Akhir ini akan membahas mengenai redesign sistem elektrohidrolik yang sesuai pada mesin punch. Sehingga mesin punch memiliki kapasitas yang besar dan mampu untuk proses punching dengan ketebalan lebih dari 6 mm dan meningkatkan gaya tonase yang sudah ada. Dengan adanya sistem elektrohidrolik yang baik diharapkan mesin punch ini mampu memenuhi kapasitas mesin yang akan datang dan kapasitas mesin yang lebih besar.

1.2. Rumusan Masalah

Dalam perancangan sistem elektrohidrolik mesin punch muncul beberapa permasalahan yaitu:

1. Bagaimana hasil evaluasi sistem elektrohidrolik mesin punch yang sudah ada
2. Bagaimana rancangan sistem hidrolik untuk memperoleh gaya tonase 80 ton
3. Bagaimana kapasitas mesin punch yang diperlukan untuk proses punching dengan ketebalan $> 6\text{mm}$.
4. Berapa gaya silinder hidrolik yang diperlukan untuk mesin punch 80 ton
5. Bagaimana spesifikasi pompa dan motor listrik yang diperlukan untuk mesin punch 80 ton
6. Bagaimana simulasi sistem elektrohidrolik yang menghasilkan *kapasitas mesin*

1.3. Batasan Masalah

Batasan-batasan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Membahas cara kerja mesin punch manual dengan mekanisme kerjanya
2. Gaya-gaya yang diakibatkan pengaruh clearance pada saat proses punching
3. Diameter *Punch and die* yang digunakan 18 mm
4. *Tensile strength* dari material diabaikan
5. Mesin punch tidak mengalami trouble saat pengoperasian punching

1.4. Tujuan Penelitian

1. Memperoleh data hasil evaluasi mesin punch yang sudah ada sebagai acuan dalam perencanaan redesain
2. Memperoleh rancangan sistem elektrohidrolik yang memiliki kapasitas lebih besar sehingga sesuai dengan kapasitas mesin yang diinginkan
3. Memperoleh data silinder hidrolik untuk mesin punch dengan kapasitas 80 ton
4. Memperoleh data pompa yang sesuai untuk mesin punch kapasitas 80 ton

5. Memperoleh data motor listrik yang sesuai untuk mesin punch kapasitas 80 ton
6. Memperoleh simulasi sistem elektrohidrolik mesin punch yang menggambarkan kapasitas mesin

1.5. Sistematika Penulisan

BAB I Pendahuluan

Pada bab ini menguraikan tentang latar belakang pembuatan tugas akhir kapasitas dari mesin punch yang ada di PT. Ometraco Arya Samanta, penggalan masalah yang ada pada yang lama, melakukan pembatasan masalah pada kondisi kerja kendaraan, menentukan tujuan, dan sistematika penulisan laporan tugas akhir.

BAB II Dasar Teori

Pada bab ini berisi tentang dasar teori pada sistem elektrohidrolik mesin punch yang digunakan sebagai pendukung perhitungan didalam tugas akhir ini.

BAB III Metodologi Penelitian

Pada bab ini dijelaskan tentang bagaimana proses perencanaan dan simulasi sistem elektrohidrolik mesin punch hingga didapat hasil yang baik.

BAB IV Pembahasan

Pada bab ini terdapat uraian perencanaan dalam pembuatan sistem elektrohidrolik mesin punch yang mencakup semua perhitungan dengan batasan masalah yang telah di tentukan.

BAB V Kesimpulan

Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari keseluruhan perencanaan dan analisis sistem elektrohidrolik mesin punch yang dilakukan.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

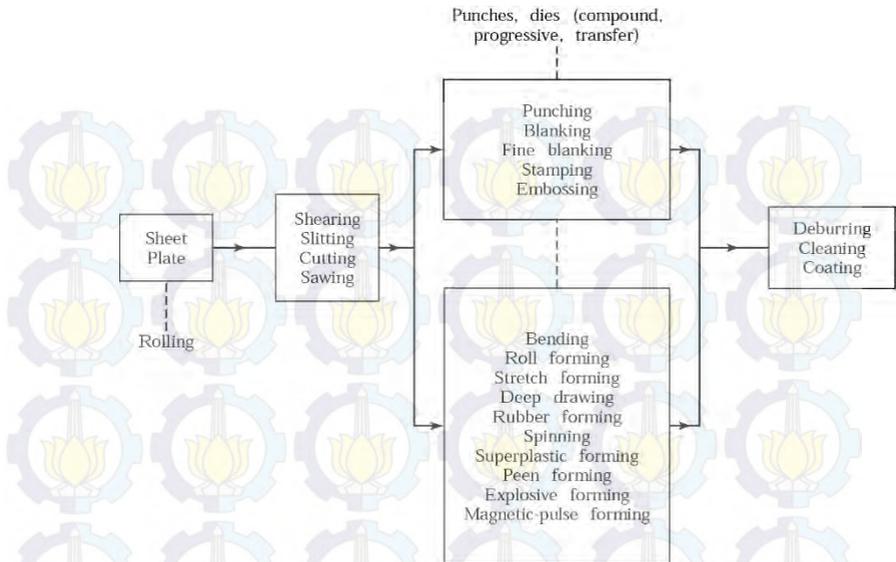
2.1. Sheet Metal Forming

Yang dimaksud dengan sheet metal forming adalah proses pengerjaan plat dengan berbagai macam pengerjaan sehingga menjadi bentuk permanen namun bukan proses pemotongan. Dalam proses pembentukan, plat akan melalui beberapa tahapan yang dimulai saat punch menyentuh permukaan plat, adapun tahapan itu antara lain :

- a. Tekanan dalam daerah elastis. Dimana bahan akan mengalami perubahan bentuk sementara, jika tekanan ini dibatalkan maka plat akan kembali pada bentuk semula. Maka proses pembentukan belum selesai.
- b. Tekanan melewati daerah elastis dan masuk kedalam daerah plastis. Pada daerah ini akan diperoleh bentuk yang permanen, apabila pengerjaan menginginkan proses pembentukan maka pada tahap inilah dapat dicapai.
- c. Tekanan melewati daerah plastis. Apabila proses dilanjutkan sampai melewati daerah plastis maka akan terjadi proses retak, selanjutnya retakan akan bertemu sehingga proses ini akan menghasilkan proses pemotongan.

2.1.1. Karakteristik Proses Sheet Metal Forming

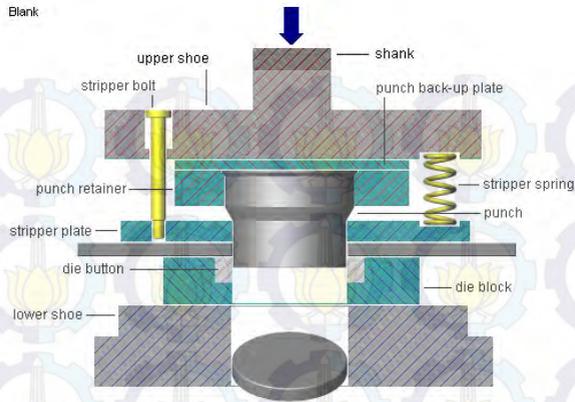
- a. Proses Sheet Metal Forming
Proses ini secara umum yang biasa digunakan dalam dunia industry kontruksi baja.



Gambar 2.1. Mekanisme proses *sheet metal forming* secara garis besar (Kalpakjian 2001, hal 381)

b. *Blanking Die*

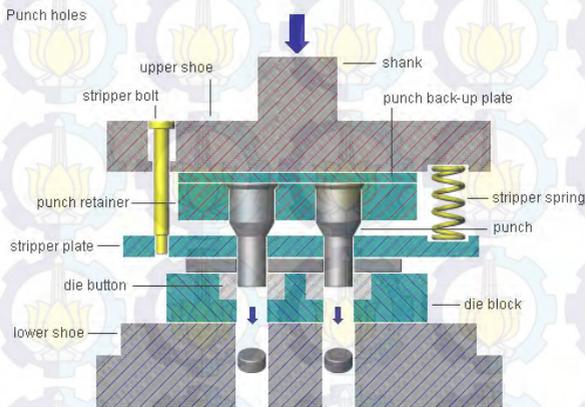
Blanking atau penembukan pada prinsipnya adalah proses penguntingan pelat dengan gaya geser antara punch dan dies. Pelat diletakkan diantara punch dan dies. Posisi dies di bawah dan tetap, sementara punch terletak pada bagian atas dan bergerak ke bawah pemotong bagian pelat sesuai dengan bentuk punch yang ada.



Gambar 2.2. Blanking Die (Kalpakjian 2009, hal 382)

c. *Hole Punching Die*

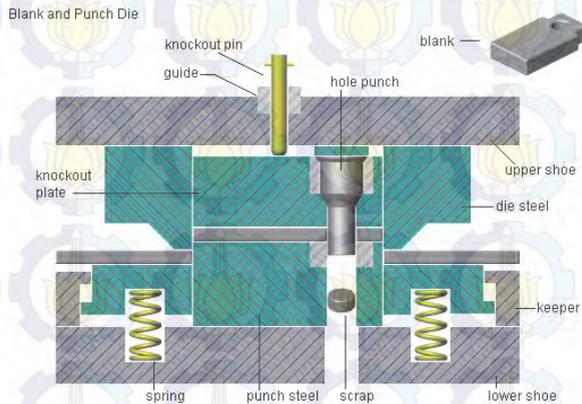
Pada dasarnya prinsipnya sama dengan blanking die namun Hole Punching Die menggunakan 2 punch dan 2 die (die block), yang dapat sekaligus membuat 2 lubang dalam sekali proses.



Gambar 2.3. *Hole Punching Die* (Kalpakjian 2009, hal 284)

d. *Blank and Punch Die*

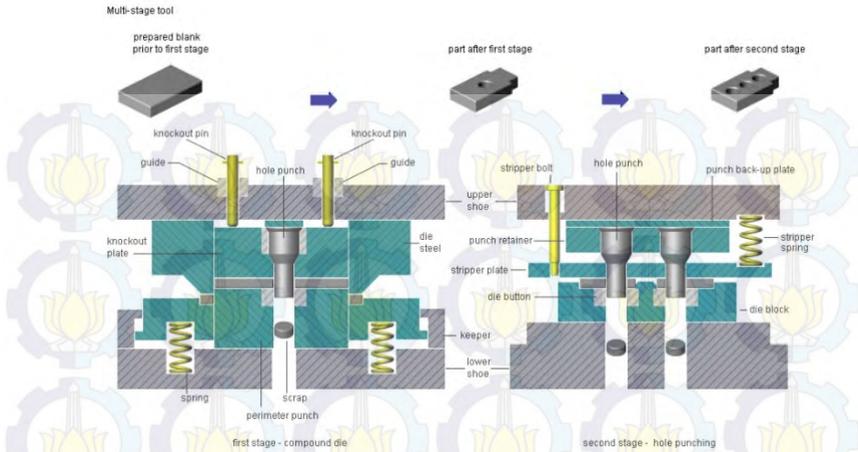
Pada dasarnya prinsipnya sama dengan blanking die namun yang membedakan hanya desain dan spring yang digunakan saja. Untuk blank and punch die menggunakan 2 spring untuk menjaga keseimbangan dalam proses punch.



Gambar 2.4. *Blank and Punch Die* (Kalpakjian 2009, hal 286)

e. *Multi Stage Stamping*

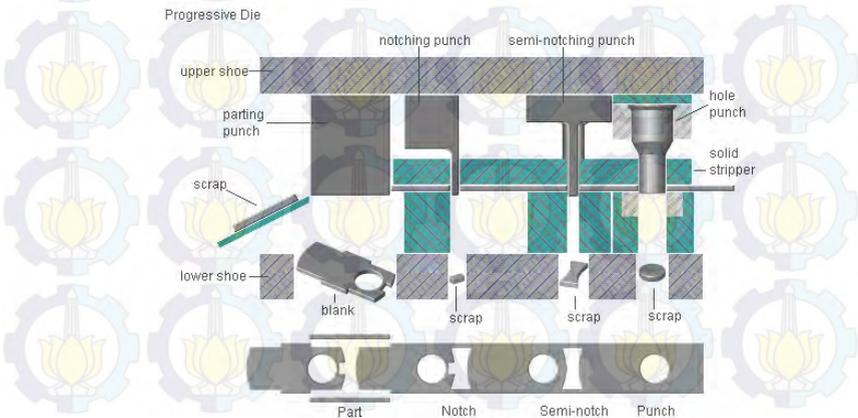
Jenis ini biasa digunakan dalam mesin punch yang berbasis CNC (*computer numerical control*), yang dapat memproses suatu benda kerja (plat) dalam sekali proses terdapat stamping dan membuat lubang.



Gambar 2.5. *Multi Stage Stamping* (Kalpakjian 2009, hal 287)

f. *Progressive Die*

Progressive die adalah salah satu jenis die set yang prinsip operasionalnya berjalan secara progressive, sehingga sangat cocok diaplikasikan untuk continuous production line. Progressive die dapat diaplikasikan dalam banyak sektor industri, misal perhiasan (emas), automotive dan lain-lain.



Gambar 2.6. *Progressive Die* (Kalpakjian 2009, hal 286)

2.1.2. Mesin Punch

a. Mesin Punch (Tekan)

Jenis perkakas tekan (*press tool*) biasanya disesuaikan dengan jenis proses yang dikerjakan. Misalnya jika perkakas tekan hanya berfungsi untuk membuat blank maka disebut *Blanking Tool*. Secara lebih jelas, jenis-jenis perkakas tekan akan dibahas seperti berikut ini :

- a) *Blanking tool* adalah perkakas tekan untuk membuat *blank*. Secara umum dikenal dua macam *blanking tool* ditinjau dari konstruksinya, yaitu konstruksi biasa dan konstruksi terbalik. Konstruksi biasa ialah konstruksi perkakas tekan yang pada umumnya *punch* dipasang pada *top plate* dan *die* dipasang pada *bottom plate*, dimana *blank* jatuh melewati lubang *die*. Yang kedua ialah konstruksi terbalik, kebalikan dari susunan perkakas tekan pada umumnya. Pada konstruksi terbalik *punch* dipasang pada *bottom plate* dan *die* dipasang pada *top plate*, sehingga ketika kerja pemotongan selesai *blank* jatuh diatas plat yang dipotong.
- b) *Piercing tool* merupakan dasar perancangan jenis perkakas ini sama dengan *blanking tool* konstruksi biasa. Perbedaannya terletak pada yang dikerjakan, yaitu kalau *blanking tool* memotong plat berupa gulungan atau lembaran sedangkan *piercing tool* mengerjakan satu keping benda kerja bidang berupa *blank*. Fungsi *piercing tool* adalah untuk membuat lubang. Oleh karena itu bentuk dan ukuran lubang ditentukan oleh *punch*. Untuk menepatkan kedudukan benda kerja biasanya dipakai *nest* yang merupakan susunan beberapa pin atau plat. Sedangkan untuk memudahkan pengambilan *keeping* benda kerja bisa dibuat tangga pada tepi *die* dengan pengerjaan mesin. Untuk memudahkan penepatan kedua alat pelubang

(*punch dan die*) paling tidak diperlukan pemasangan dua buah pin penepat, namun akan lebih baik jika menggunakan *die – set*. Tentu saja penggunaan *die – set* akan lebih mahal, namun hasilnya lebih memuaskan.

- c) *Progressive tool* merupakan dua atau lebih kerja pemotongan sederhana dikombinasikan dalam satu perkakas dan prosesnya merupakan proses yang bersambung secara langsung, perkakas tekan tersebut dinamakan *progressive tool*. Yang dimaksud *progressive* disini adalah kerja langkah demi langkah dari proses pertama hingga terakhir terbentuk benda yang dikehendaki. Setelah setiap langkah pemotongan plat didorong atau diumpamakan dengan panjang langkah yang tepat dan sama setiap pengumpan. Pengumpan bahan berhenti tersebut dinamakan *staton*. Pada langkah terakhir dari *progressive tool* biasanya berupa proses *blanking, parting, atau cropping*.
- d) *Compound tool* terdapat dua atau lebih kerja pemotongan setiap langkah pemotongan pada satu *station*. Proses pemotongan kebanyakan gabungan antara *blanking* dengan *piercing*. Dua macam operasi tersebut adalah berseberangan, yaitu *piercing punch* dipasang pada *top plate* dan *piercing die* dipasang pada *bottom plate*, sedangkan *blanking punch* yang juga berfungsi sebagai *piercing die* pada bagian tengah penampangnya dipasang pada *bottom plate*, dan *blanking die* dipasang pada *top plate*.
- e) *Gang tool* merupakan dua atau lebih komponen yang sejenis atau sama dibuat dalam satu langkah, hal ini disebut *gang tool*. Perkakas jenis ini dipakai jika komponen dengan bentuk yang tidak rumit akan dibuat dalam jumlah yang sangat banyak dengan kecepatan kerja yang tinggi. Penampang

punch dan *die* yang rumit potensial rusak sehingga sering menunda kelanjutan produksi.

- f) *Group tool* adalah dalam satu unit perkakas tekan terdapat dua atau lebih *station* yang terpisah dan berdiri sehingga tidak digunakan proses pengumpanan bahan. Biasanya tidak lebih dari dua jenis operasi yang digabung pada satu *die – set*. Oleh karena peletakan plat dan pengambilan hasil potongan dengan tangan, maka alat ini kurang ekonomis.



Gambar 2.7. *Mesin Punch* di PT. Ometraco Arya Samanta Surabaya

- b. Proses penekanan (punching)

Mesin punch pada umumnya digunakan untuk membuat lubang atau istilah lainnya adalah pengeplongan, ada beberapa jenis mesin punch yang digerakkan secara mekanik maupun

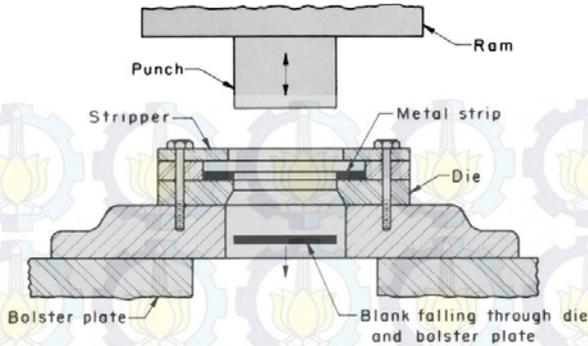
secara hidrolik. Untuk mesin punch (hydrabend) sering digunakan dalam proses produksi ini, misal untuk pembuatan ring plat pada Body Water Dispenser atau dapat diganti sesuai dengan kebutuhan. Mesin ini dapat melubangi plat dengan ketebalan 2mm – 6mm. Mesin punch (hydrabend) dan hasilnya proses punch ini dapat dilihat pada gambar 2.6.



Gambar 2.8. Hasil dari *Mesin Punch* di PT. Ometraco Arya Samanta Surabaya

Pada gambar diatas terdapat mesin punch dengan proses blanking. Proses blanking adalah proses pengguntingan plat dengan gaya geser antara punch dan dies. Prinsip kerja mesin punch ini adalah Plat diletakkan diantara punch dan dies. Posisi dies di bawah dan tetap sementara punch terletak pada bagian atas dan bergerak ke bawah pemotong bagian plat sesuai dengan bentuk punch yang ada. Plat yang diletakkan di atas dies ini dijepit dengan stopper. Stopper ini berfungsi menekan pelat agar pada saat penekanan dengan punch ini tidak terjadi pergeseran yang menyebabkan bahan pelat menjadi keriput. Dies dan punch merupakan komponen utama pada proses blanking ini. Bentuk dan dies disesuaikan dengan bentuk-bentuk komponen dari bahan pelat yang diinginkan. Antara dies dan punch mempunyai kelonggaran (clearance). Kelonggaran ini disesuaikan dengan tebal bahan dan jenis dari bahan pelat yang akan di blanking.

Proses blanking dapat dilakukan sekaligus dengan menggunakan dies dan punch dalam sekali jalan contoh proses blanking ini dapat dilihat pada gambar 5.14 dibawah ini :



Gambar 2.9. Proses *Mesin Punch* di PT. Ometraco Arya Samanta Surabaya (Kalpakjian 2009, hal 288)

Pada gambar diatas terlihat proses blanking pada pembuatan ring plat untuk baut dan mur. Pembuatan ring pelat ini dilakukan dengan proses penekanan secara terus menerus, dimana bahan pelat yang menjadi bahan baku ring ini di potong arah memanjang. Pelat digerakkan secara lurus sambil mengikuti langkah turunnya punch menekan dan melobangi pelat.

2.1.3. Tonnage Calculation

Tonnage calculation adalah satuan ton untuk menentukan suatu kapasitas mesin. Dalam hal ini yang akan dibahas gaya tonase mesin punch yang ada di PT. Ometraco Arya Samanta, Surabaya. Gaya tonase dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut.

$$F = \frac{p \times t \times \sigma}{1000}$$

Dimana :

F = Gaya Tonase Mesin Punch (ton)

p = parameter lubang (mm)

t = tebal material / plat (mm)

σ = shear factor (kgf/mm²)

* shear factors (σ): Aluminium 22 -25 kgf/mm²
 Mild Steel 40 kgf/mm²
 Stainless Steel 60 kgf/mm²

Tonnage calculation

Calculation of the circumference :

Round : $C = \pi * d$
 Square : $C = 4 * a$
 Rectangle : $C = 2 * l + 2 * w$
 Obround : $C = \pi * w + 2 * (l-w)$

| Material shear factors (σ) : | |
|---------------------------------------|----------------------------|
| Aluminum | = 22-25 kp/mm ² |
| Mild steel | = 40 kp / mm ² |
| Stainless steel | = 60 kp /mm ² |

18

Gambar 2.10. *Tonnage Calculation* untuk parameter lubang berdasarkan *Basic Punching Theory*

2.1.4. Kapasitas Mesin

Untuk menentukan suatu kapasitas mesin punch dapat dihitung dengan mencari gaya potong, gaya stripper dan gaya mesin atau kapasitas mesin. Dengan begitu barulah tahu kapasitas mesin yang sebenarnya. Berikut adalah penjelasannya:

1. Gaya Potong

Gaya potong adalah gaya yang dibutuhkan pada saat penetrasi *punch* terhadap material. Jika *die* terdiri dari lebih dari satu *punch* untuk penetrasi terhadap material secara simultan maka gaya potongnya adalah penjumlahan dari gaya-gaya pada masing-masing *punch*. Tujuan utama untuk menghitung gaya potong dari suatu proses pemotongan adalah untuk menentukan besarnya

daya mesin press yang digunakan dalam proses produksi. Pada umumnya perusahaan sudah memiliki sejumlah mesin press dengan kapasitas tertentu serta *loading* yang bervariasi sehingga perancangan *press dies* dapat menyesuaikan dengan kondisi perusahaan. Selain itu, pengetahuan tentang gaya potong sangat penting untuk mencegah *overload press* atau kegagalan dalam menggunakan kapasitas mesin press. Gaya F untuk *punch* dan *die* dengan pemotongan paralel dapat di estimasikan dalam persamaan sebagai berikut. Gaya potong dalam pengerjaan logam lembaran dapat ditentukan dengan :

$$F = 0,7 \times t \times L \times UTS$$

Dimana :

F = Gaya potong mesin punch (N)

t = tebal material plat (mm)

L = parameter bentuk lubang (mm)

UTS = *ultimate tensile strength* (N/mm²)

- $L = \pi \times d$

Parameter bentuk Lubang (L) menurut buku *Manufacturing Engineering and Technology* (by Kalpakjian & Schmid) 6th, sama dengan parameter lubang (p) berdasarkan *Basic Punching Theory* dari perusahaan manufaktur MATE Precision Tooling. Dengan begitu rumus Gaya Potong menjadi seperti dibawah ini :

$$F = 0,7 \times t \times p \times UTS$$

Dimana :

p = parameter lubang (mm)

2. Gaya Stripper

Seperti telah diketahui sebelumnya bahwa fungsi dari *stripper* adalah untuk menjepit atau menahan material agar material tidak bergerak ketika proses pemotongan atau pembentukan sedang berlangsung. Selain berfungsi sebagai penjepit atau penahan material, *stripper* elastis juga berfungsi mengarahkan ujung *punch* terhadap *die* ketika terjadi proses pemotongan sehingga *buckling* pada ujung *punch* dapat

terhindarkan. Jenis *stripper* elastis ini adalah *stripper* pegas dan *stripper urethane*.. Dalam perhitungan bisa menggunakan rumus :

$$F_{st} = 2.5\% \sim 20\% \times F$$

Dimana :

$$F_{st} = \text{Stripping force (N)}$$

3. Gaya Mesin

Gaya mesin merupakan jumlah gaya potong dijumlahkan dengan gaya *stripper* dan dikalikan *safety factor* sehingga diperoleh rumus berikut:

$$F_m = (F + F_{st}) \times sf$$

2.2.Sistem Hidrolik

Sistem hidrolik adalah suatu system pemindah tenaga dengan menggunakan zat cair atau fluida sebagai perantara. Sistem hydraulic ini mempunyai banyak keunggulan dibanding jika menggunakan sistem mekanikal. Adapun keuntungannya adalah sebagai berikut:

- a. Dapat menyalurkan torque dan gaya yang besar
- b. Pencegahan overload tidak sulit
- c. Kontrol gaya pengoperasian mudah dan cepat.
- d. Pergantian kecepatan lebih mudah
- e. Daya tahan lebih lama.

Sistem hidrolik juga merupakan suatu bentuk perubahan atau pemindahan daya dengan menggunakan media penghantar berupa fluida cair untuk memperoleh daya yang lebih besar dari daya awal yang dikeluarkan. Dimana fluida penghantar ini dinaikan tekanannya oleh pompa pembangkit tekanan yang kemudian diteruskan ke silinder kerja melalui pipa-pipa saluran dan katup-katup. Gerakan translasi batang piston dari silinder kerja yang diakibatkan oleh tekanan fluida pada ruang silinder dimanfaatkan untuk gerak maju dan mundur.

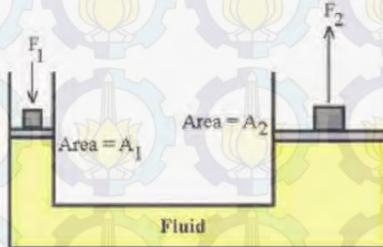
Dasar- dasar Sistem Hidrolik

a. Hukum Pascal

Prinsip dasar sistem hidrolik berasal dari hukum pascal, dimana tekanan dalam fluida statis harus mempunyai sifat-sifat sebagai berikut:

- 1) Tekanan bekerja tegak lurus pada permukaan bidang.
- 2) Tekanan disetiap titik sama untuk semua arah.
- 3) Tekanan yang diberikan kesebagian fluida dalam tempat tertutup, merambat secara seragam ke bagian lain fluida.

Menurut hukum ini, penambahan tekanan sebanding dengan luas rasio penampang silinder kecil dan silinder besar.



Gambar 2.11. *prinsip hukum pascal*

Tekanan yang bekerja pada fluida statis dalam ruang tertutup akan diteruskan ke segala arah dengan sama rata, artinya besar tekanan yang menekan wadah sama besar di setiap tempat, hal ini dikenal sebagai ***prinsip pascal***.

Tinjau sistem kerja penekan hidrolik seperti pada di atas. Apabila dikerjakan tekanan P_1 pada penampang A_1 maka tekanan yang sama besar akan diteruskan ke penampang A_2 sehingga memenuhi $P_1 = P_2$ dan diperoleh perumusan sebagai berikut:

$$\text{Karena } P_1 = P_2 \text{ maka } F_1/A_1 = F_2/A_2$$

Atau jika beban yang akan diangkat berupa gaya berat, maka:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{W_2}{A_2}$$
$$W_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1$$

Dengan :

F_1 = gaya tekan (missal pada dongkrak) N

A_1 = luas penampang kecil (m^2)

W_2 = beban yang akan dinagkat (missal mobil) N

A_2 = luas penampang dua (m^2)

b. Komponen Sistem Hidrolik

Komponen hidrolik dalam system pemindah tenaga dengan system hidrolik sangat penting untuk diketahui, fungsi dan cara kerjanya. Pembacaan simbol simbol hidrolik sangatlah sederhana namun sangat lengkap dan mewakili sesuai dengan kerja komponen yang sebenarnya.

Sebagai contoh pada symbol pompa, maka symbol digambar sama persis dengan cara kerja pompa yang sebenarnya .
Komponen dan Simbol .

1. Hidrolik Tangki / *Hydraulic Reservoir*

Tangki hydraulic sebagai wadah oli untuk digunakan pada sistem hidrolik. Oli panas yang dikembalikan dari sistem/actuator didinginkan dengan cara menyebarkan panasnya. Dan menggunakan oil cooler sebagai pendingin oli, kemudian kembali ke dalam tangki. Gelembung-gelembung udara dari oli mengisi ruangan diatas permukaan oli. Untuk mempertahankan kondisi oli baik selama mesin operasi, dilengkapi dengan saringan yang bertujuan agar kotoran jangan masuk kembali tangki.

Hidrolik tangki diklasifikasikan sebagai *Vented Type reservoir* atau *pressure reservoir*, dengan adanya tekanan di dalam tangki, masuknya debu dari udara akan berkurang dan oli akan didesak masuk kedalam pompa.

2. Pompa

Pompa hydraulic berfungsi seperti jantung dalam tubuh manusia adalah sebagai pemompa darah. Pompa hidrolik merupakan komponen dari sistem hidrolik yang membuat oli mengalir atau pompa hidrolik sebagai sumber tenaga yang mengubah tenaga mekanis menjadi tenaga hidrolik.

2.1. Klasifikasi pompa

- a) *Non Positive Displacement pump* : mempunyai penyekat antara lubang masuk/inlet port dan lubang keluar/out port, sehingga cairan dapat mengalir di dalam pompa apabila ada tekanan.

Contoh : Pompa air termasuk disebut juga tipe non positive displacement.

- b) *Positive displacement pump* : Memiliki lubang masuk/inlet port dan lubang keluar/outlet port yang di sekat di dalam pompa. Sehingga pompa jenis ini dapat bekerja dengan tekanan yang sangat tinggi dan harus di proteksi terhadap tekanan yang berlebihan dengan menggunakan pressure relief valve.

Contoh : Pompa hidrolik alat-alat berat

- c) *Fixed displacement pump* : mempunyai sebuah ruang pompa dengan volume tetap (fixed volume pumping chamber) Outputnya hanya bisa diubah dengan cara merubah kecepatan kerja (drive speed)

- d) *Variable displacement pump* : mempunyai ruang pompa dengan volume bervariasi, outputnya dapat diubah dengan cara merubah displacement atau drive speed, fixed displacement pump maupun variable pump dipakai pada alat-alat pemindah tanah.

3. Motor

Simbol untuk Fixed displacement motor adalah sebuah lingkaran dengan sebuah segitiga di dalamnya. Simbol pompa mempunyai segitiga yang menunjukkan arah aliran., dan simbol motor memiliki segitiga yang mengarah ke dalam Simbol untuk Single elemen pump / motor yang juga termasuk reversible memiliki dua segitiga di dalam lingkaran, masing-masing menunjukkan arah aliran. Sebuah variable displacement pump/motor diperlihatkan sebagai simbol dasar dengan tanda anak panah yang digambarkan menyilang.

4. Saluran Hose / Pipa

Ada tiga macam garis besar yang dipergunakan dalam penggambaran symbol grafik untuk melambangkan pipa, selang dan saluran dalam sehubungan dengan komponen-komponen hidrolik. Splid line digunkan melambangkan pipa kerja hidrolik. Pipa kerja ini menyalurkan aliran utama oli dalam suatu sistem hidrolik. Dashed line digunakan untuk mlambangkan pipa control hidrolik. Pipa control ini menyalurkan sejumlah kecil oli yang dipergunakan sebagai aliran bantuan untuk menggerakkan atau mengendalikan komponen hidrolik. Suatu ilustrasi simbol grafik terdiri dari line kerja, Line control dan line buang yang saling berpotongan.

Perpotongan di gambarkan dengan sebuah setengah lingkaran pada titik perpotongan antara satu garis dengan garis line, atau digambarkan sebagai dua garis yang saling bepotongan.

Hubungan antara dua garis tidak dapat diduga kecuali jika diperhatikan dengan sebuah titik penghubung. Titik penghubung di gunakan untuk memperlihatkan suatu ilustrasi dimana garis-garis berhubungan.

Jika sambungan terjadi pada bentuk T , titik penghubung dapat diabaikan karena hubungan garis antara kedua garis tersebut terlihat jelas.

Bila diperlihatkan suatu arah aliran tertentu, tanda kepala panah bisa ditambahkan pada garis di dalam gambar yang menunjukkan arah aliran oli.

5. Silinder Hidrolik

Silider hidrolik merubah tenaga zat cair menjadi tenaga mekanik. Fluida yang tertekan , menekan sisi piston silinder untuk menggerakkan beberapa gerakan mekanis.

- Single acting cylinder hanya mempunyai satu port, sehingga fluida bertekanan hanya masuk melalui satu saluran, dan menekan ke satu arah. Silinder ini untuk gerakan membalik dengan cara membuka valve atau karena gaya gravitasi atau juga kekuatan spring.

- Double acting cylinder mempunyai port pada tiap bagian sehingga fluida bertekanan bias masuk melalui kedua bagian sehingga bias melakukan dua gerakan piston.

Kecepatan gerakan silinder tergantung pada fluid flow rate (gallon / minute) dan juga volume piston. Cycle time adalah waktu yang dibutuhkan oleh silinder hidrolik untuk melakukan gerakan memanjang penuh. Cycle time adalah hal yang sangat penting dalam mendiagnosa problem hidrolik.

Volume = Area x Stroke

CYCLE TIME = (Volume/Flow Rate) x 60

6. Pressure Control Valve

Tekanan hidrolik dikontrol melalui penggunaan sebuah valve yang membuka dan menutup pada waktu yang berbeda berdasar aliran fluida by pass dari tekanan tinggi ke tekanan yang lebih rendah. Tanda panah menunjukkan arah aliran oli. Pressure control valve bisanya tipe pilot, yaitu bekerja secara otomatis oleh tekanan hidrolik, bukan oleh manusia. Pilot oil ditahan oleh spring yang biasanya bias di adjust. Semakin besar tegangan spring, maka semakin besar pula tekanan fluida yang dibutuhkan untuk menggerakkan valve.

7. Pressure Relief Valve

Pressure Relief Valve membatasi tekanan maksimum dalam sirkuit hidrolik dengan membatasi tekanan maksimum pada komponen-komponen dalam sirkuit dan di luar sirkuit dari tekanan yang berlebihan dan kerusakan komponen.

Saat Pressure relief valve terbuka, Oli bertekanan tinggi dikembalikan ke reservoir pada tekanan rendah. Pressure Relief valve biasanya terletak di dalam directional control valve.

Ada dua macam relief valve yang digunakan yaitu :

Direct Acting Relief Valve yang menggunakan sebuah pegas kuat untuk menahan aliran dan membuka pada saat tekanan hidrlrik lebih besar daripada tekanan pegas *Pilot Operated relief valve* yang menggunakan tekanan pegas dan tekanan oli untuk menjalankan relief valve dan merupakan jenis yang lebih umum dipakai.

8. *Directional Control Valve*

Aliran fluida hidrolik dapat dikontrol dengan menggunakan valve yang hanya memberikan satu arah aliran. Valve ini sering dinamakan dengan check valve yang umumnya menggunakan system bola.

Simbol directional control valve ada yang berupa gabungan beberapa symbol. Valve ini terdiri dari bagian yang menjadi satu blok atau juga yang dengan blok yang terpisah. Garis putus putus menunjukkan pilot pressure. Saluran pilot pressure ini akan menyambung atau memutuskan valve tergantung dari jenis valve ini normally close atau normally open.

Spring berfungsi untuk mengkondisikan valve dalam posisi normal. Jika tekanan sudah build up pada sisi flow side valve, saluran pilot akan akan menekan dan valve akan terbuka. Ketika pressure sudah turun kembali maka spring akan mengembalikan ke posisi semula dibantu pilot line pada sisi satunya sehingga aliran akan terputus. Valve ini juga umum digunakan sebagai flow divider atau sebagai flow control valve.

9. Flow Control Valve

Fungsi katup pengontrol aliran adalah untuk mengontrol arah dari gerakan silinder hidrolik atau motor hidrolik dengan merubah arah aliran oli atau memutuskan aliran oli.

Flow control valve ada beragam macam, tergantung dari berapa posisi, sebagai contoh: Flow control valve dua posisi biasanya digunakan untuk mengatur aliran ke actuator pada system hidrolik sederhana.

Simbol symbol flow control valve dibawah ini menunjukkan beberapa jenis cara pengoperasiannya, ada yang menggunakan handle, pedal, solenoid dan lain sebagainya.

10. Flow Control Mechanis

Ada kalanya system hidrolik membutuhkan penurunan laju aliran atau menurunkan tekana oli pada beberapa titik dalam sistem. Hal ini bias dilakukan dengan memasang restrictor. Restrictor digambarkan seperti pengecilan dalam system, dapat

berupa fixed dan juga variable, bahkan bias dikontrol dengan system lain.

11. Simbol pengkodisian zat cair

Pengkodisian oli bisa dilakukan dengan berbagai cara, biasanya berupa filter, pemanas dan pendingin.

Ada 2 jenis saringan yang umum dipakai yaitu :

a) Strainer

Terbuat dari saringan kawat yang berukuran halus. Saringan ini hanya memisahkan partikel-partikel kasar yang ada didalam oli. Saringan ini biasanya di pasang di dalam reservoir tank pada saluran masuk ke pompa.

b) Filter

Terbuat dari kertas khusus. Saringan ini memisahkan partikel-partikel halus yang ada di dalam oli Saringan ini biasanya terdapat pada saluran balik ke reservoir tank Tugas Hidrolik Oil filter Menapis kotoran, partikel logam dsb.

Kotoran dapat menyebabkan cepat terjadinya keausan Oil Pump, Hydrlic Cylinder dan Valve.

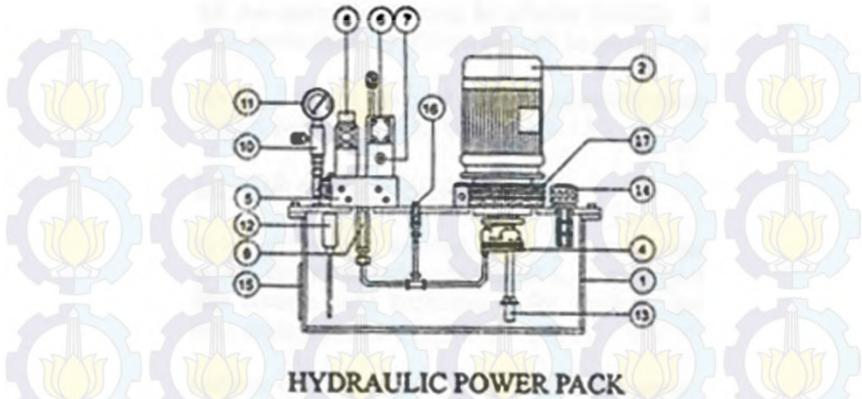
Saringan filter yang halus akan menjadi buntu secara berangsur-angsur sejalan dengan jam operasi mesin, maka elemennya perlu diganti secara berkala.

Dilengkapi dengan by pass valve sehingga bila filter buntu, oli dapat lolos dari filter dan kembali ke tangki. Hal ini dapat mencegah terjadinya tekanan yang berlebihan dan kerusakan pada sistem tersebut.

12. Akumulator

Akumulator berfungsi sebagai peredam kejut dalam system. Biasanya akumulator terpasang paralel dengan pompa dan komponen lainnya. Akumulator menyediakan sedikit aliran dalam kondisi darurat pada sistem steering dan juga rem, menjaga tekanan konstan dengan kata lain sebagai pressure damper. Umumnya pada sistem hidrolik modern digunakan akumulator dengan tipe gas.

c. Cara Kerja Sistem Hidrolik



Gambar 2.12. *Hydrolic Power pack*

1. [Tekanan Hidrolik](#) menggunakan sebuah pompa (gear pump piston pump No.4) di dalam tangki hidrolik yang digerakkan oleh sebuah motor yang terpasang vertikal diatas [tangki hidrolik](#).
2. Minyak hidrolik didorong oleh Radial Piston Pump (No.4) melalui sebuah [Check Valve](#) (No.9) yang berfungsi agar minyak hidrolik tidak kembali ke pompa penghisap menuju ke [Pressure Control Valve/Relief Valve](#) (No. 7) melalui Four Way 2 Ball Valve-Manifold Block (No. 5).
3. [Minyak hidrolik](#) yang berada di dalam Pressure Control Valve dapat diatur secara manual oleh sebuah Hand Control Valve (No.6) ini, berfungsi mengatur dengan tangan terhadap posisi hidrolik silinder maju dan mundur, apabila sistem otomatis maju mundur tidak bisa bekerja lagi atau rusak.
4. Tekanan minyak dalam Pressure Control Valve (No.7) digabung dengan sebuah [Solenoid Unloading Valve](#) (No.8) yang dipasang diatas [Manifold Block](#) (No.5) mendapat perintah dari Amplifier Card (Relay Control) untuk membuka katupnya pada saat beban screw press naik dan menutupnya pada saat beban screw press turun, sehingga sumbu silinder dapat maju mundur sesuai dengan beban yang distel di

amplifier card (relay control) yang dapat mendeteksi ampere screw press melalui sebuah CT yang terpasang di dalam kotak starter.

5. Silinder hidrolis mempunyai dua jalur sambungan, satu di depan dan satu di belakang. Tekanan minyak yang masuk ke jalur depan, sumbu silinder hidroliknya mundur, dan yang masuk ke jalur belakang sumbu hidroliknya maju.
6. Minyak hidrolis dapat disirkulasi secara otomatis dan teratur oleh pompa hidrolis ke dalam tangki hidrolis, didinginkan melalui sebuah Integral Oil Cooler (No.17), kemudian disaring oleh Return Line Filter (No.12). Minyak hidrolis harus tetap bersih dan tidak berkurang.
7. Untuk menambah (atau berkurang) tekanan hidrolis dapat dibuka dengan cara memutar baut yang terdapat di Pressure Control Valve/Relief Valve (No.7) secara perlahan-lahan hingga mencapai 45 bar. Untuk mengetahui besarnya tekanan minyak dapat melihat penunjuknya pada [Pressure Gauge](#) (No.11). Pressure Control Valve/Relief Valve (No.7) dan [Solenoid Unloading Valve](#) (No.11) berfungsi untuk mengatur arus tekanan ke hidrolis silinder, dan [Shut Off Valve](#) (No.10) yang berfungsi untuk menutup [tekanan hidrolis ke Pressure Gauge](#) (No.11).
8. Ketinggian level dan suhu minyak hidrolis didalam tangki dapat dilihat pada Fluid Level Gauge (No.15).
9. Pengoperasian sistem hidrolis tersebut diatas, jika menghendaki [Elektro Motor Hidrolis](#) (No.2) dapat berhenti pada tekanan kerja tertentu dan berjalan kembali apabila tekanan kerja berkurang, maka untuk itu harus dipasang sebuah Pressure Switch .
10. Untuk menstabilkan tekanan kerja agar tetap apabila elektro motor berhenti, harus pula dipasang akumulator (integral oil cooler No.17 ditiadakan). (catatan: tanpa akumulator sistem hidrolis diatas, tekanan kerja juga stabil dan konstan karena pompa hidrolis tetap bekerja).
11. (Point 9 dan 10 diatas) Dengan menggunakan pressure switch dan akumulator dalam sistem hidrolis ini agar elektrik motor dan pompa hidrolis dapat berhenti sejenak (5-30detik)

sangatlah tidak efisien karena biaya perawatannya mahal dan tidak memperoleh hasil yang setimpal.

Adapun elektrik motor dan pompa hidrolis selalu dalam keadaan ON/OFF seketika karena beban ampere terlalu tinggi dan suhu panas sehingga mudah terbakar.

Pompa yang digerakkan via fleksibel kopling selalu disentak oleh ON/OFF electric motor, maka gigi dan piston pompa cepat rusak dan sempel.

Perawatan akumulator tidak dapat dilakukan sendiri setelah beroperasi selama 1-2 tahun, karena harus diulang dengan gas nitrogen setiap tahun dengan alat suntik khusus *-charging kit*.

d. Klasifikasi Pompa Hidrolik

Semua pompa menimbulkan aliran (flow). Prinsipnya operasinya disebut *displacement* dimana zat cair atau fluida diambil dan dipindahkan ke tempat lain. Secara umum pompa mengubah tenaga mechanical menjadi tenaga fluida hidrolik. Sedangkan yang dimaksud dengan *displacement* adalah volume zat cair yang dipindahkan tiap cycle (putaran) dari pompa. Pada dasarnya pompa hidrolik diklasifikasikan menjadi :

a. Non positive displacement

Yang dimaksud dengan pompa *non positive displacement* ialah bila pompa mempunyai karakteristik :

- Internal leakage besar.
- Perubahan tekanan mempunyai pengaruh yang besar terhadap kapasitasnya

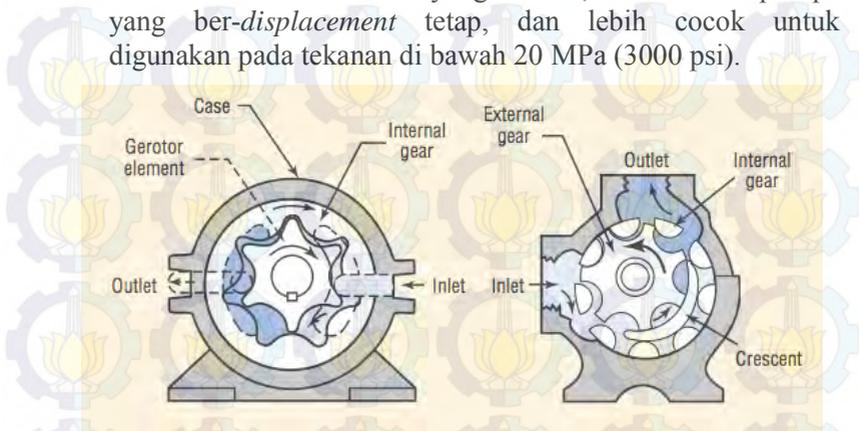
b. Positive displacement.

Yang dimaksud dengan pompa *positive displacement* ialah bila pompa mempunyai karakteristik :

- Internal leakage kecil (untuk mendapatkan ini dibuat SEAL atau presisi).
- Perubahan tekanan berpengaruh kecil terhadap kapasitasnya (dengan dibuatnya presisi / SEAL, akan melawan kebocoran pada saat tekanan naik).

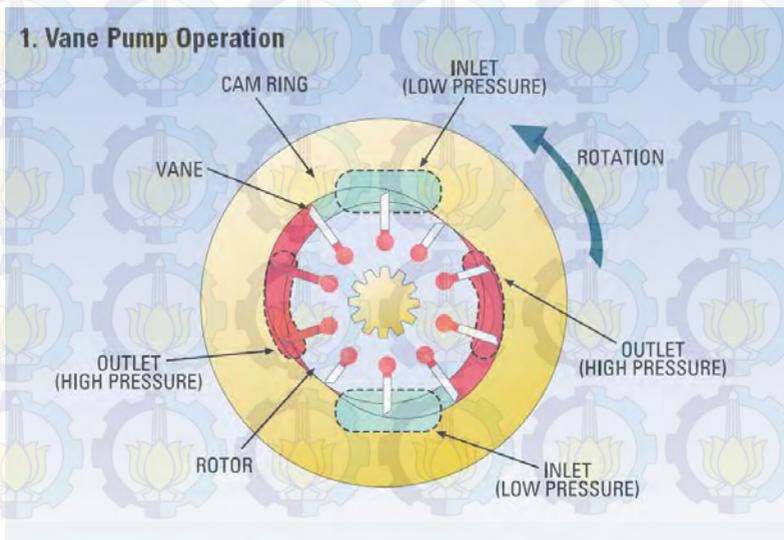
Pompa positive displacement sendiri terbagi menjadi beberapa type, yaitu:

- 1) *Gear pump* : bersifat murah, memiliki ketahanan yang lama (awet), sederhana pengoperasiannya. Tetapi kelemahannya adalah memiliki efisiensi yang rendah, karena sifat pompa yang ber-*displacement* tetap, dan lebih cocok untuk digunakan pada tekanan di bawah 20 MPa (3000 psi).



Gambar 2.13. *gear pump*

- 2) *Vane pump* : murah dan sederhana, biaya perawatan yang rendah, dan baik untuk menghasilkan aliran tinggi dengan tekanan yang rendah.



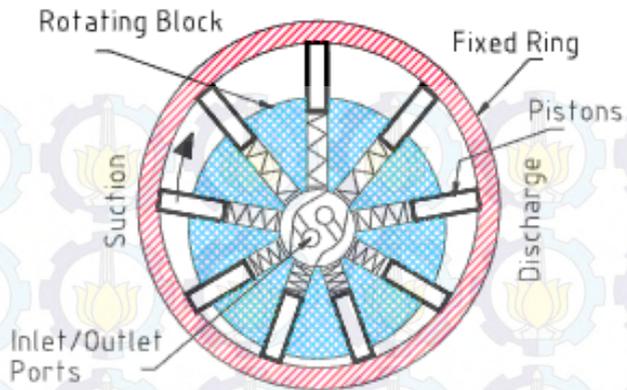
Gambar 2.14. *Vane pump*

- 3) *Axial piston pump* : Satu jenis pompa hidrolik yang menarik adalah *axial piston pump*. Pompa ini dapat berjenis *swashplate* atau juga *checkball*. Jenis pompa ini didesain untuk dapat bekerja pada *displacement* yang bervariasi, sehingga dapat menghasilkan aliran dan tekanan fluida hidrolik yang bervariasi sesuai dengan kebutuhan. Jenis yang paling banyak digunakan adalah *swashplate pump*. Pompa ini dapat kita ubah sudut *swashplate*-nya untuk menghasilkan langkah piston yang bervariasi tiap putaran. Jika sudut semakin besar, akan menghasilkan debit aliran yang besar dengan besar tekanan yang lebih kecil, dan begitu pula sebaliknya.



Gambar 2.15. *axial piston pump*

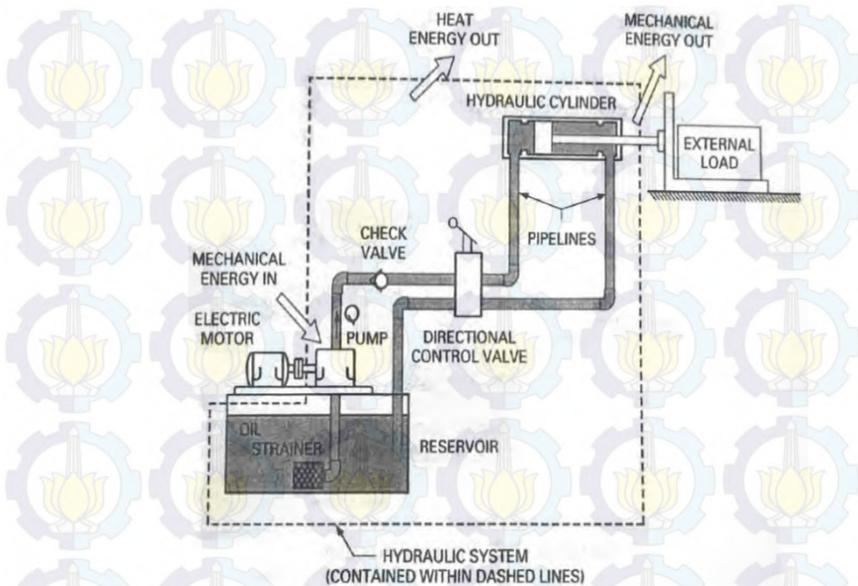
- 4) *Radial Piston Pump* : digunakan untuk menghasilkan tekanan fluida hidrolik yang tinggi dengan debit aliran yang rendah.



Radial Piston Pump

Gambar 2.16. *Radial piston pump*

e. Transfer Energi dalam Sistem Hidrolik



Gambar 2.17. *Transfer Energy dalam System hidraulic* (Esposito 2009)

Gambar diatas menerangkan bahwa aliran energi pada sistem hidrolik dimana pompa mendapatkan energi dari motor listrik. Kemudian pompa mengirimkan energi hidrolik dalam pelumas ke silinder dengan mengubah energi hidrolik menjadi energi mekanik sementara itu pada saat yang sama membuang energi panas ke lingkungan sebagai akibat adanya gesekan pelumas pada pipa / selang yang digunakan.

2.2.1. Persamaan Darcy

Kerugian gesek merupakan penyebab utama kerugian energi (energy losses) di sistem hidrolik. Persamaan Darcy ini digunakan untuk menghitung besarnya kerugian gesek yang terjadi pada instalasi hidrolik.

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

Dimana :

f = factor gesekan

L = panjang pipa (m)

D = diameter dalam pipa (m)

v = kecepatan rata-rata fluida (m/s)

g = percepatan gravitasi

(m/s²)

Persamaan Darcy ini dapat digunakan untuk menghitung head loss yang terjadi akibat adanya gesekan baik untuk aliran laminar maupun turbulen.

2.2.2. Head Loss Mayor untuk Aliran Laminer

Merupakan kerugian tekanan karena gesekan pada dinding pipa yang mempunyai luas penampang tetap yang terjadi dalam pipa.

$$f = \frac{64}{N_R}$$

Sehingga persamaan Darcy menjadi :

$$H_L = \frac{64}{N_R} \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

2.2.3. Head Loss Mayor untuk Aliran Turbulen

Untuk aliran turbulen besarnya f tergantung pada N_R dan kekerasan relative (relative roughness) dari pipa yang digunakan. Kekerasan tersebut didefinisikan sebagai hasil bagi antara absolute roughness ε dan diameter dalam pipa D , maka :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{\varepsilon}{D}$$

Harga kekasaran untuk berbagai pipa dapat dilihat pada tabel di bawah ini :

| TYPE OF PIPE | ABSOLUTE ROUGHNESS | |
|----------------------------------|--------------------|-----------------|
| | ϵ (in) | ϵ (mm) |
| GLASS OR PLASTIC | SMOOTH | SMOOTH |
| DRAWN TUBING | 0.00006 | 0.0015 |
| COMMERCIAL STEEL OR WROUGHT IRON | 0.0018 | 0.046 |
| ASPHALTED CAST IRON | 0.0048 | 0.12 |
| GALVANIZED IRON | 0.006 | 0.15 |
| CAST IRON | 0.0102 | 0.26 |
| RIVETED STEEL | 0.072 | 1.8 |

Tabel 2.1. Harga Kekasaran Permukaan Pipa (Esposito 2009, hal. 130)

Setelah harga N_R dan Relative Roughness dapat dihitung maka besarnya f dapat ditentukan dengan menggunakan Diagram Moody (terdapat pada lampiran).

2.2.4 Head Loss Minor

Kerugian minor merupakan kerugian gesekan yang terjadi pada katup atau fitting seperti tee, elbow, dan bengkokan (bends) yang besarnya adalah sama dengan :

$$H_{Lm} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

Dimana :

K = factor K untuk berbagai macam katup dan fitting yang besarnya dapat di lihat pada tabel 2.2

v = kecepatan rata-rata fluida

(m/s)

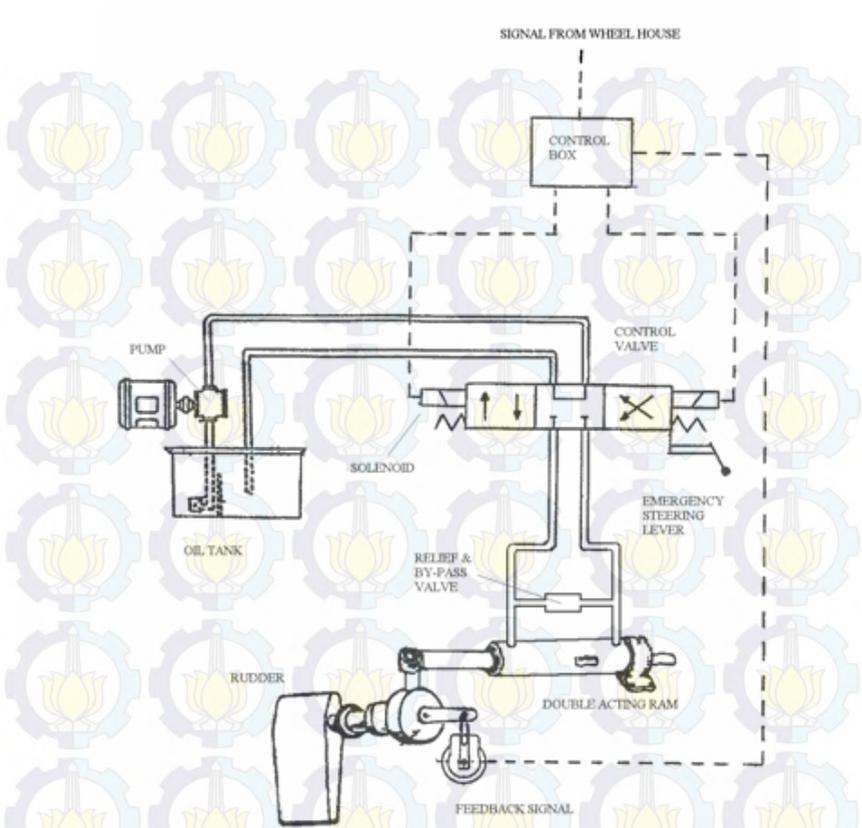
g = percepatan gravitasi

(m/s²)

| VALVE OR FITTING | K FACTOR |
|------------------------|----------|
| GLOBE VALVE: WIDE OPEN | 10.0 |
| 1/2 OPEN | 12.5 |
| GATE VALVE: WIDE OPEN | 0.19 |
| 3/4 OPEN | 0.90 |
| 1/2 OPEN | 4.5 |
| 1/4 OPEN | 24.0 |
| RETURN BEND | 2.2 |
| STANDARD TEE | 1.8 |
| STANDARD ELBOW? | 0.9 |
| 45° ELBOW | 0.42 |
| 90° ELBOW | 0.75 |
| BALL CHECK VALVE | 4.0 |

Tabel 2.1. Harga K untuk Berbagai Fitting dan Katup (Esposito 2009, hal. 130)

2.3.Sistem Elektrohidrolik

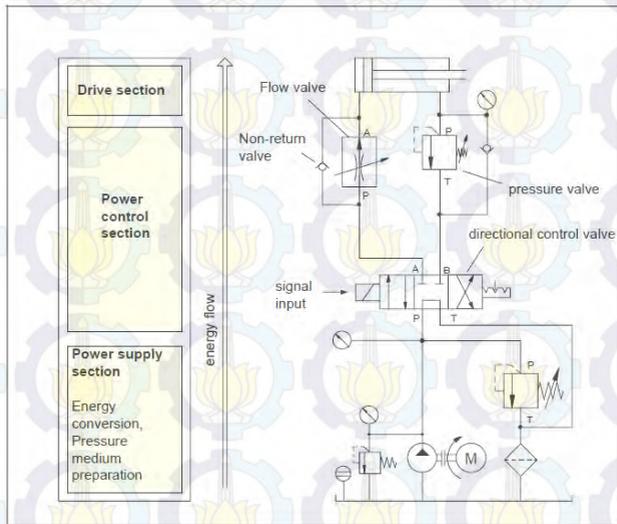


Gambar 2.18. Skema Sistem Elektrohidrolik (Hope 2008)

Sistem elektrohidrolik ini memiliki keuntungan bahwa sinyal dari ruang kemudi (*Wheel house*) dapat disalurkan oleh kabel listrik. Selanjutnya sistem ini menggunakan pompa *uni-directional* yang lebih mudah dan lebih murah dibandingkan pompa *bi-directional*. Pompa akan mengalirkan minyak / *oil* dengan laju konstan ke DCV (*Directional Control Valve*) yang biasanya di posisikan di *steering flat*.

Katup terdiri dari tiga posisi dan tergantung pada posisi, yang akan mengalirkan *oil hydraulic* ke kedua *double acting ram*

(silinder hidrolis). Ketika dalam posisi netral *oil hydraulic* terkunci di silinder hidrolis sehingga mempertahankan sudut kemudi yang diberikan, sementara aliran pompa beredar kembali ke tangki. Katup dioperasikan oleh solenoid yang dikendalikan dari ruang kemudi melalui *Control box*. Seperti pada sistem sebelumnya ada *by-pass* dan *relief valve* dipasang antara sisi kiri dan kanan dari silinder hidrolis tersebut. Emergency steering dapat dilakukan dengan mengoperasikan tuas kemudi darurat yang terletak pada *steering flat*.



Gambar 2.19. Sistem Elektrohidrolik secara umum (Loffler dkk, 2006)

Pada gambar diatas di jelaskan bahwa dari power supply energy akan dialirkan menuju drive section dengan langkah awal melewati power control section.

2.4. Komponen Sistem Elektrohidrolik

Komponen dasar sistem elektrohidrolik yang perlu diketahui ada 7 komponen dasar yaitu :

1. Push Button Switches

Push button switch (saklar tombol tekan) adalah perangkat / saklar sederhana yang berfungsi untuk menghubungkan atau memutuskan aliran arus listrik dengan sistem kerja tekan unlock (tidak mengunci). Sistem kerja unlock disini berarti saklar akan bekerja sebagai device penghubung atau pemutus aliran arus listrik saat tombol ditekan, dan saat tombol tidak ditekan (dilepas), maka saklar akan kembali pada kondisi normal.



Gambar 2.20. *Push Button Switch*

Sebagai device penghubung atau pemutus, push button switch hanya memiliki 2 kondisi, yaitu On dan Off (1 dan 0). Istilah On dan Off ini menjadi sangat penting karena semua perangkat listrik yang memerlukan sumber energi listrik pasti membutuhkan kondisi On dan Off.

Karena sistem kerjanya yang unlock dan langsung berhubungan dengan operator, push button switch menjadi device paling utama yang biasa digunakan untuk memulai dan

mengakhiri kerja mesin di industri. Secanggih apapun sebuah mesin bisa dipastikan sistem kerjanya tidak terlepas dari keberadaan sebuah saklar seperti push button switch atau perangkat lain yang sejenis yang bekerja mengatur pengkondisian On dan Off.

Berdasarkan fungsi kerjanya yang menghubungkan dan memutuskan, push button switch mempunyai 2 tipe kontak yaitu NC (Normally Close) dan NO (Normally Open).

- NO (Normally Open), merupakan kontak terminal dimana kondisi normalnya terbuka (aliran arus listrik tidak mengalir). Dan ketika tombol saklar ditekan, kontak yang NO ini akan menjadi menutup (Close) dan mengalirkan atau menghubungkan arus listrik. Kontak NO digunakan sebagai penghubung atau menyalakan sistem circuit (Push Button ON).
- NC (Normally Close), merupakan kontak terminal dimana kondisi normalnya tertutup (mengalirkan arus listrik). Dan ketika tombol saklar push button ditekan, kontak NC ini akan menjadi membuka (Open), sehingga memutus aliran arus listrik. Kontak NC digunakan sebagai pemutus atau mematikan sistem circuit (Push Button Off).

2. Limit Switch

Limit switch (saklar pembatas) adalah saklar atau perangkat elektromekanis yang mempunyai tuas aktuator sebagai pengubah posisi kontak terminal (dari Normally Open/ NO ke Close atau sebaliknya dari Normally Close/NC ke Open). Posisi kontak akan berubah ketika tuas aktuator tersebut terdorong atau tertekan oleh suatu objek. Sama halnya dengan saklar pada umumnya, limit switch juga hanya mempunyai 2 kondisi, yaitu menghubungkan atau memutuskan aliran arus listrik. Dengan kata lain hanya mempunyai kondisi ON atau Off.



Gambar 2.21. *Limit Switch*

Namun sistem kerja limit switch berbeda dengan saklar pada umumnya, jika pada saklar umumnya sistem kerjanya akan diatur/dikontrol secara manual oleh manusia (baik diputar atau ditekan). Sedangkan limit switch dibuat dengan sistem kerja yang berbeda, limit switch dibuat dengan sistem kerja yang dikontrol oleh dorongan atau tekanan (kontak fisik) dari gerakan suatu objek pada aktuator, sistem kerja ini bertujuan untuk membatasi gerakan ataupun mengendalikan suatu objek/mesin tersebut, dengan cara memutuskan atau menghubungkan aliran listrik yang melalui terminal kontakannya.

3. Pressure Switch

Pressure sensor / Pressure Switch adalah alat pendeteksi tekanan, baik tekanan berupa udara, air, oli atau steam, tekanan udara dihasilkan oleh kompresor, tekanan air dihasilkan oleh pompa air, tekanan oli dihasilkan oleh pompa oli atau hydraulic unit, sedangkan tekanan steam dihasilkan dari boiler atau sisa pembakaran generator dan lain-lain. Didalam sensor ini terdapat kontak listrik sebanyak dua buah yaitu A kontak dan B kontak [NO,NC], namun ada juga yang hanya mempunyai satu kontak saja yaitu B kontak, ketika sensor mendeteksi adanya tekanan dibagian input, maka kontak-kontaknya akan bekerja, ini berarti A kontak terhubung dan B kontak terlepas.

Pada bagian dalam sensor terdapat baud "set" untuk mengatur besarnya tekanan yang akan dideteksi, pengaturan ini mempengaruhi cara kerja sensor, contoh sensor di atur pada setting rendah, maka ketika ada press atau tekanan yang masuk beberapa Kg/cm saja, maka sensor sudah dapat bekerja, begitupun sebaliknya.



Gambar 2.22. *Pressure Switch*

4. Solenoids

Solenoid valve merupakan katup yang dikendalikan dengan arus listrik baik AC maupun DC melalui kumparan / selenoida. Solenoid valve ini merupakan elemen kontrol yang paling sering digunakan dalam sistem fluida. Seperti pada sistem pneumatik, sistem hidrolik ataupun pada sistem kontrol mesin yang membutuhkan elemen kontrol otomatis. Contohnya pada sistem pneumatik, solenoid valve bertugas untuk mengontrol saluran udara yang bertekanan menuju aktuator pneumatik(cylinder). Atau pada sebuah tandon air yang membutuhkan solenoid valve sebagai pengatur pengisian air, sehingga tandon tersebut tidak sampai kosong. Dan berbagai contoh-contoh lainnya yang tidak mungkin saya jelaskan satu persatu disini.



Gambar 2.23. *Hydraulic Directional Solenoid valve*

Banyak sekali jenis-jenis dari solenoid valve, karena solenoid valve ini di desain sesuai dari kegunaannya. Mulai dari 2 saluran, 3 saluran, 4 saluran dan sebagainya. Contohnya pada solenoid valve 2 saluran atau yang sering disebut katup kontrol arah 2/2. Memiliki 2 jenis menurut cara kerjanya, yaitu NC dan NO. Jadi fungsinya hanya menutup / membuka saluran karena hanya memiliki 1 lubang inlet dan 1 lubang outlet. Atau pada solenoid 3 saluran yang memiliki 1 lubang inlet , 1 lubang outlet , dan 1 exhaust/pembuangan. Dimana lubang inlet berfungsi sebagai masuknya fluida, lubang outlet berfungsi sebagai keluarnya fluida dan exhaust berfungsi sebagai pembuangan fluida/cairan yang terjebak. Dan solenoid 3 saluran ini biasanya digunakan atau diterapkan pada aktuator pneumatik(cylinder kerja tunggal).

5. Relays

Relay adalah Saklar (*Switch*) yang dioperasikan secara listrik dan merupakan komponen Electromechanical (Elektromekanikal) yang terdiri dari 2 bagian utama yakni Elektromagnet (Coil) dan Mekanikal (seperangkat Kontak

Saklar/Switch). Relay menggunakan Prinsip Elektromagnetik untuk menggerakkan Kontak Saklar sehingga dengan arus listrik yang kecil (*low power*) dapat menghantarkan listrik yang bertegangan lebih tinggi.

Sebagai contoh, dengan Relay yang menggunakan Elektromagnet 5V dan 50 mA mampu menggerakkan Armature Relay (yang berfungsi sebagai saklarnya) untuk menghantarkan listrik 220V 2A.



Gambar 2.24. *Contactor relay*

6. Timers

TDR (Time Delay Relay) adalah suatu piranti yang menggunakan elektromagnet untuk mengoperasikan seperangkat kontak saklar sering disebut juga relay timer atau relay penunda batas waktu banyak digunakan dalam instalasi motor terutama instalasi yang membutuhkan pengaturan waktu secara otomatis. Atau sering disebut juga komponen listrik penghitung waktu. Peralatan kontrol ini dapat dikombinasikan dengan peralatan kontrol lain, contohnya dengan MC (Magnetic Contactor), Thermal Over Load Relay, dan lain-lain.

Ketika waktu yang telah ditentukan tercapai, maka output kontaknya akan bekerja. Output kontak timer biasanya berupa

kontak NO (Normally Open) dan NC (Normally Close). Sinyal timer didapat dari suplai arus listrik pada koil timer yang akan membuat Timer ON. Respon terhadap sinyal tersebut, dapat diatur sesuai dengan fungsi Timer itu sendiri.



Gambar 2.25. Timers

7. Temperature Switch

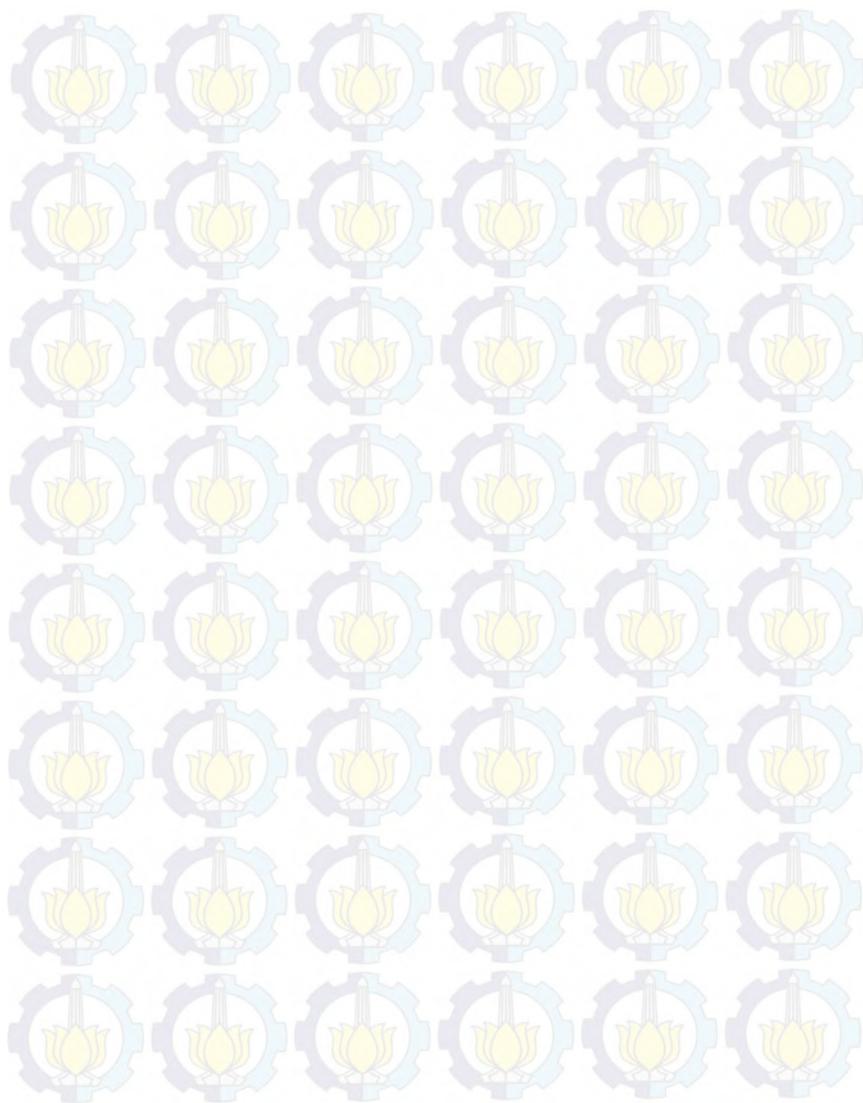
Temperature Switch (Saklar temperatur) disebut thermostat, bekerja berdasarkan perubahan temperatur. Perubahan kontak elektrik di-trigger (dipicu) oleh pemuai cairan yang ada pada chamber yang tertutup (sealed chamber) chamber ini terdiri dari tabung kapiler dan silinder yang terbuat dari stainless steel. Cairan di dalam chamber mempunyai koefisiensi temperatur yang tinggi, sehingga jika silinder memanaskan, cairan akan memuai, dan menimbulkan tekanan pada seluruh lapisan penutup chamber. Tekanan ini menyebabkan kontak berubah status.

Secara fisik saklar ini terdiri dari dua komponen, yaitu bagian yang bergerak/bergeser (digerakkan oleh tekanan) dan bagian kontak. Bagian yang bergerak dapat berupa diafragma atau piston. Kontak elektrik biasanya terhubung pada bagian yang

bergerak, sehingga jika terjadi pergeseran akan menyebabkan perubahan kondisi (On ke Off atau sebaliknya)

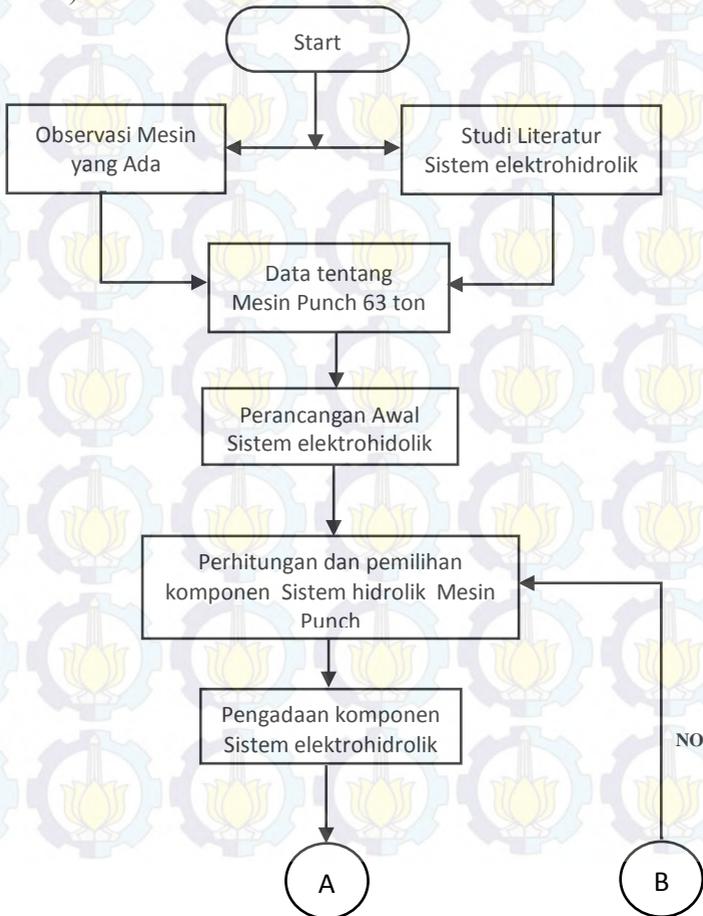


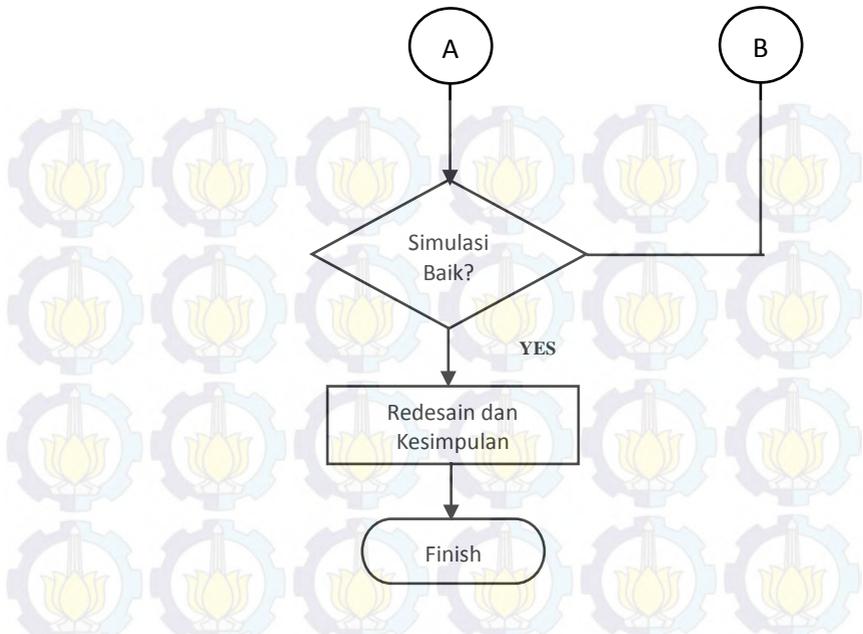
Gambar 2.26. *Temperature switch*



BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi penelitian merupakan suatu kerangka yang dibuat sebagai acuan untuk melakukan proses analisis terhadap sistem elektrohidrolik mesin punch. Dalam hal ini mencakup langkah kerja sistematis yang dilakukan oleh peneliti dalam melakukan perhitungan. Prosedur penelitian dan pelaksanaan penyusunan tugas akhir ini dapat dijelaskan pada diagram alir (*flow chart*) berikut:





Gambar 3.1. *Flow chart* Redesain Mesin Punch

3.1. Obyek Penelitian

Untuk melakukan penelitian tugas akhir, diperlukan suatu obyek yang akan diteliti. Pada penelitian ini yang menjadi obyek penelitian adalah mesin punch yang ada pada PT. Ometraco Arya Samanta Surabaya. Mesin Punch ini digunakan untuk mengerjakan plat yang biasa digunakan dalam pembuatan kontruksi baja untuk gudang dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 3.1. Data dimensi mesin punch

| Variabel | Nilai | Satuan |
|---------------------|-------|--------|
| Panjang keseluruhan | 1200 | mm |
| Lebar keseluruhan | 1500 | mm |
| Tinggi Keseluruhan | 2300 | mm |

3.2. Metode Pengambilan Data

Untuk menyelesaikan tugas akhir ini diperlukan beberapa data yang diambil dari mesin punch sebagai acuan dalam membuat desain baru pada sistem elektrohidroliknya. Data yang ada dilakukan analisis kemudian dilakukan perencanaan ulang untuk mencari desain baru yang lebih baik.

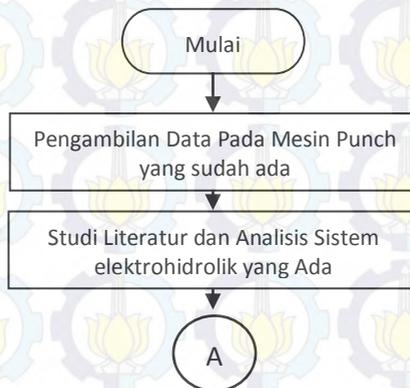
3.3. Parameter Penelitian

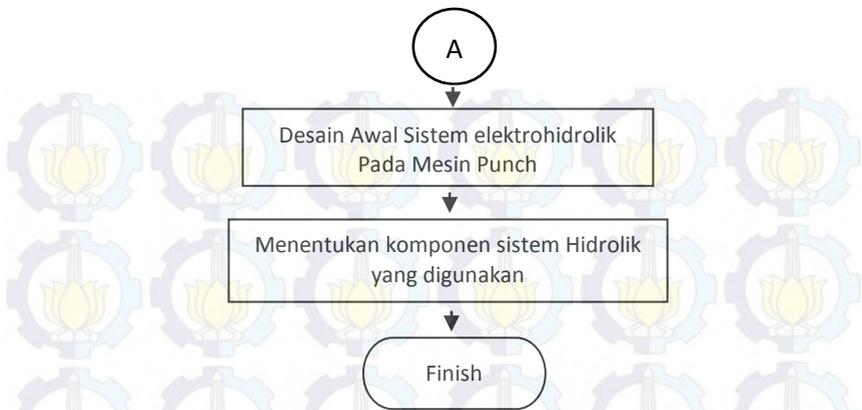
Untuk melakukan perhitungan ulang, perlu beberapa parameter awal yang berhubungan. Parameter tersebut didapat dari pengambilan data pada mesin punch. Parameter-parameter tersebut adalah sebagai berikut:

- a. Massa mesin punch : 250 kg
- b. Diameter punch and die : 18 mm
- c. Ketebalan plat : 6 mm
- d. Shear factor mild steel : 40 kgf/mm^2

3.4. Metode Perhitungan

Setelah mendapat data awal maka dilakukan proses perhitungan. Hasil dari perhitungan akan menjadi bahan evaluasi untuk membuat desain baru sistem elektrohidrolik. Adapun alur metode perhitungan yang digunakan adalah sebagai berikut:

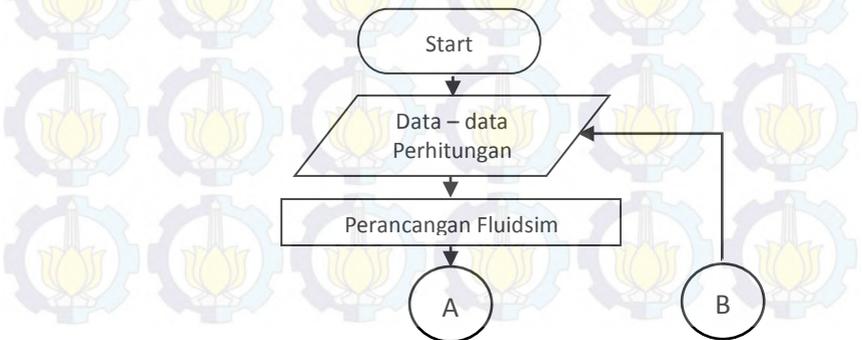


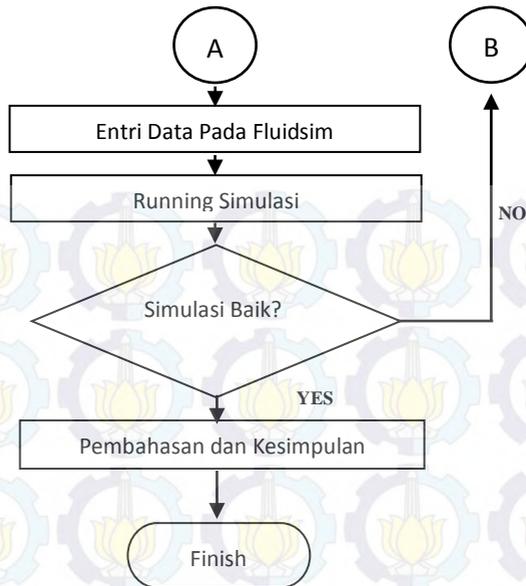


Gambar 3.2. *Flow chart* Metode Perhitungan sistem hidrolik

3.5. Metode Simulasi

Festo FluidSIM 4 adalah piranti lunak komprehensif untuk kreasi, simulasi, instruksi dan penelitian electro pneumatic, electrohydraulic dan sirkuit digital. FluidSim menawarkan sebuah editor sirkuit diagram intuitif dengan detail penggambaran dari semua komponen, bagian pratinjau animasi, foto komponen dan sekuen video. Parameter yang bekerja pada sistem elektrohidrolik mesin punch. Berikut ini adalah *flow chart* dari simulasi sistem elektrohidrolik :





Gambar 3.3. *Flow chart* Simulasi Sistem Elektrohidrolik Mesin Punch

3.6. Analisis Hasil Simulasi

Setelah dilakukan simulasi menggunakan Festo Fluidsim 4, maka dilakukan analisis mengenai performa sistem elektrohidrolik yang sudah dibuat. Hasil dari analisis ini akan menyimpulkan sistem elektrohidrolik ini dianggap baik atau tidak. Bila performa sistem elektrohidrolik mampu memenuhi parameter yang ada misalnya kapasitas mesin, efektifitas dan produktifitas maka sistem elektrohidrolik dianggap berhasil dan bisa dilanjutkan dalam tahapan selanjutnya. Bila gagal maka akan dilakukan proses perancangan awal dan perhitungan kembali hingga diketahui kesalahan yang ada dan dilakukan pembenahan.

3.7. Hasil Redesain dan Kesimpulan

Dalam tahapan ini sistem elektrohidrolik dilakukan analisis perbandingan antara sistem yang lama dengan yang baru. Hasil analisis tersebut akan dilanjutkan ke dalam tahapan redesain sistem elektrohidrolik yang baru. Diharapkan sistem elektrohidrolik yang baru ini memiliki performa yang lebih baik dari pada sistem elektrohidrolik yang lama.



BAB IV ANALISIS DAN SIMULASI

4.1. Analisis Mesin Punch

Mesin Punch yang ada pada PT. Ometraco Arya Samanta merupakan mesin press dengan daya tonase 63 t on dengan menggunakan sistem elektrohidrolik. Jenis perkakas tekan (*press tool*) biasanya disesuaikan dengan jenis proses yang dikerjakan. Misalnya jika perkakas tekan hanya berfungsi untuk membuat blank maka disebut *Blanking Tool*

Namun mekanisme ini mempunyai beberapa kekurangan yaitu, kurang mampu untuk melubangi plat dengan ketebalan 12 mm. Berikut adalah foto mesin punch yang ada di PT. Ometraco Arya Samanta Surabaya :



Gambar 4.1. Mesin Punch 63 ton



Gambar 4.2. Bagian punch and die



Gambar 4.3. Bagian sistem hidrolik

Mesin punch yang sudah ada dilakukan analisis untuk mengetahui kekurangan teknis yang ada pada konstruksi yang lama. Hal yang dianalisis meliputi *tonnage calculation*, system

hidraulik, plat dengan ketebalan 6 mm. Data spesifikasi yang digunakan untuk melakukan analisis pada mesin punch yang lama adalah sebagai berikut :

| | |
|-------------------------------|--------------------------|
| Berat Mesin Punch | = 250 kg |
| Diameter <i>Punch and die</i> | = 18mm |
| Shear factor Mild Steel | = 40 kgf/mm ² |

Data di atas didapat dari hasil pengukuran langsung pada mesin punch. Berikut adalah analisis yang dilakukan pada mesin punch yang lama:

Dalam sistem punch ini dapat dihitung daya tonase dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

A. *Tonnage Calculation*

Untuk mengetahui gaya tonase pada mesin punch mengacu pada rumus sebagai berikut:

$$F = \frac{p \times t \times \sigma}{1000}$$

$$F = \frac{(\pi \times d) \times t \times \sigma}{1000}$$

$$F = \frac{(\pi \times 18 \text{ mm}) \times 6 \text{ mm} \times 40 \text{ kgf/mm}^2}{1000}$$

$$F = 13,5648 \text{ ton}$$

$$F = 13564,8 \text{ kgf}$$

$$F = 135648 \text{ N}$$

Gaya tersebut merupakan gaya tonase yang sudah ada pada mesin punch di PT. Ometraco arya Samanta, Surabaya. Dan akan di redesain dengan gaya 80 ton atau sama dengan $F = 784.532\text{N}$. berikut langkah yang di perlukan untuk meredesain mesin punch 80 ton.

Menghitung gaya potong yang terjadi pada plat baja ST36, kemudian menghitung gaya stripper yang terjadi pada saat proses punching. Berikut adalah cara menghitungnya.

- **Gaya Potong**

Untuk plat baja jenis ST36 memiliki UTS (*ultimate tensile strength*) $36 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$, kemudian parameter lubang L = $(\pi x d)$, maka gaya potong nya sebesar :

$$\begin{aligned} F &= 0,7 \times t \times p \times UTS \\ &= 0,7 \times 6 \text{ mm} \times (\pi \times 18 \text{ mm}) \times 36 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \\ &= 8545,83 \text{ kgf} \\ &= 83805,96 \text{ N} \end{aligned}$$

Selanjutnya menghitung gaya stripper yang terjadi pada saat proses punching.

- **Gaya Stripper**

Merupakan gaya yang terjadi pada penjepit material. Besarnya gaya stripper yaitu gaya untuk menjepit material adalah :

$$\begin{aligned} F_{st} &= 20\% \times F \\ &= 0,2 \times 83805,96 \text{ N} \\ &= 16761,19 \text{ N} \end{aligned}$$

- **Kapasitas Mesin**

Gaya yang diperlukan mesin punch untuk melubangi sebuah plat dengan ketebalan 6mm dan diameter punch 18mm adalah :

Dengan *safety factor* (1,2-1,5)

$$\begin{aligned} F_m &= (F + F_{st}) \times sf \\ &= (83805,96 \text{ N} + 16761,19 \text{ N}) \times 1,3 \\ &= 130737,29 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya mesin yang diperlukan untuk proses punching sebesar 130737,29 N = 13073,729 kgf atau 13,07 ton.

B. Sistem Hidraulik

Untuk mengetahui sistem hidraulik yang dipakai pada mesin punch yang sudah ada mengacu pada setiap komponen hidraulik yang digunakan pada mesin punch. Dengan gaya tonase mencapai 80 t on maka yang di perlukan untuk menghitung sistem hidraulik yang akan dibuat.

- **Kondisi Awal**

Dengan melihat kondisi awal yang sudah ada bi PT. Ometraco Arya Samanta maka dapat di hitung gaya tonase yang sebenarnya pada saat mesin punch 63 ton bekerja. Dengan data sebagai berikut :

- Diameter Silinder Hidrolik = 8in = 203,2 mm = 0,2032 m (Dengan Tekanan Max. 151,72 bar)
- PRV setting = 110 bar (Dengan Pompa Vickers V-10-7 tekanan max. 140 bar)

Maka dapat di cari luas permukaan silinder hidraulik adalah

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (203,2mm)^2 = \frac{\pi}{4} (0,2032m)^2 = 0,03241 m^2$$

Kemudian Gaya yang di dihasilkan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F &= P \times A = 110 \times 10^5 \frac{N}{m^2} \times 0,032 m^2 = 352.000 N \\ &= 35.200 \text{ kgf} \\ &= 35,2 \text{ ton} \end{aligned}$$

- **Kapasitas Mesin 63 Ton**

Dengan melakukan pengecekan ulang, maka kapasitas awal yang sudah ada bi PT. Ometraco Arya Samanta dapat di hitung dari data yang diperoleh dilapangan sebagai berikut :

- Diameter *Punch and die* = 22 mm
- Tebal plat = 24 mm
- Shear factor Mild Steel = 40 kgf/mm²

Maka kapasitas mesin punch yang sudah ada dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$F = \frac{p \times t \times \sigma}{1000}$$

$$F = \frac{(\pi \times d) \times t \times \sigma}{1000}$$

$$F = \frac{(3,14 \times 22 \text{ mm}) \times 24 \text{ mm} \times 40 \text{ kgf/mm}^2}{1000}$$

$$F = 66,3168 \text{ ton}$$

Dengan gaya tonase sebesar 66,3168 ton sudah memenuhi untuk kapasitas yang ada sekarang yaitu 63 ton, namun pada kenyataannya di lapangan tebal plat sebesar 24 mm merupakan tebal plat maximum yang bisa di gunakan untuk proses *punching*.

- **Perencanaan Ulang Mesin Punch**

Untuk melakukan perencanaan ulang (redesain) maka yang diperlukan adalah mengganti silinder hidrauliknya dengan yang lebih besar dan mengganti pompa yang sudah ada sekarang. Berikut adalah penjelasan tentang redesain yang akan dilakukan.

Untuk memenuhi gaya tonase yang di inginkan yaitu 80 ton maka harus diganti dengan silinder hidraulik dengan diameter yang lebih besar yaitu 10 inch (254 mm) dengan *maximum pressure 3.000psi* (206,89 bar), karena PRV setting 110 bar tidak bisa memenuhi gaya tonase 80 ton, dan apabila PRV setting yang sudah ada di naikkan misalnya 175bar maka silinder hidrauliknya akan rusak dikarenakan *maximum operating system* dari silinder hidraulik yang sudah ada hanyalah 151,72 bar. Kemudian berdasarkan data silinder yang baru (perencanaan ulang) dan

dengan PRV setting 175 bar maka akan didapat gaya sebagai berikut :

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (254mm)^2 = \frac{\pi}{4} (0,254m)^2 = 0,05 m^2$$

$$\begin{aligned} F &= P \times A = 175 \times 10^5 \frac{N}{m^2} \times 0,05 m^2 = 875.000 N \\ &= 87.500 \text{ kgf} \\ &= 87,5 \text{ ton} \end{aligned}$$

Dengan gaya tonase tersebut sudah memenuhi untuk mesin punch dengan kapasitas 80 ton. Berikutnya adalah langkah pemilihan komponen sistem hidraulik untuk mesin punch 80 ton.

4.2. Pemilihan Komponen-Komponen Sistem Hidrolik

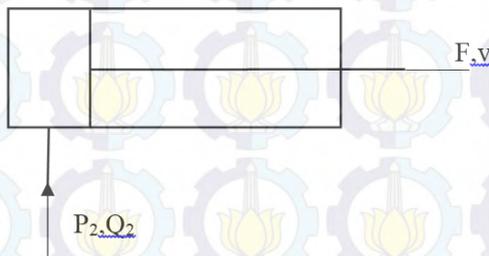
Dari hasil observasi yang dilakukan di PT. Ometraco Arya Samanta yang bertempat di Rungkut, Surabaya. Data inilah yang digunakan untuk meredesain mesin punch. Mengingat gaya yang dibutuhkan untuk melakukan proses punching yang relatif besar maka pemilihan silinder hidraulik untuk melakukan proses ini relatif sulit dan rumit. Selain itu pula pemilihan silinder tersebut juga hanya didasarkan atas kebutuhan panjang langkah atau stroke yang dibutuhkan untuk pemasangan silinder pada kerangka peralatan. Jadi gaya tonase mesin punch sebesar $F = 80.000 \text{ kgf}$ atau $784.532N$ inilah yang digunakan sebagai dasar untuk sistem control elektrohidrolik pada penelitian ini. Dari hasil pengamatan di pabrik didapat bahwa silinder yang digunakan mempunyai panjang langkah atau stroke $s = 16,2$ dan waktu rata-rata proses punching 5 detik, sehingga diperoleh kecepatan proses punching :

$$v = \frac{s}{t} = \frac{16,2cm}{5dt} = \frac{0,162m}{5dt} = 3,24 \times 10^{-2} \frac{m}{dt} = 1,94 \frac{m}{menit}$$

Kemudian dengan melihat pada katalog silinder merk PARKER maka didapatkan data diameter bore silinder sebesar 8 inchi atau 203,2 mm, maka Luas permukaan silinder adalah sebagai berikut :

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} (203,2\text{mm})^2 = \frac{\pi}{4} (0,2032\text{m})^2 = 0,03241 \text{ m}^2$$

Kemudian bilamana dilihat dari kinerja pada silinder hidrolik dimana efisiensi silinder hidrolik $\eta_{sh} = \frac{Fv}{P_2 Q_2}$ dengan besar efisiensi silinder 0,8 – 0,95 (Majumdar, 2002).



Gambar 4.4. Definisi silinder hidrolik

Dengan melihat gambar diatas maka besar kapasitas pelumas Q_2 dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} Q_2 &= vx A = 3,24 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{dt}} \times 0,03241 \text{ m}^2 = 0,00105 \frac{\text{m}^3}{\text{dt}} \\ &= 1,05 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{dt}} \\ &= 63 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{menit}} \\ &= 63 \frac{\text{liter}}{\text{menit}} \end{aligned}$$

Jadi, kebutuhan kapasitas pelumas sebesar 63 liter/menit inilah dibutuhkan untuk menggerakkan silinder sesuai dengan kecepatan yang diinginkan.

Kemudian dengan melihat pada katalog silinder merk PARKER maka didapatkan data diameter bore silinder sebesar 203,2 mm tadi dengan tekanan kerja maksimum 3000psi atau 151 bar, dengan style JJ double acting, rod flange serta panjang langkah atau stroke sebesar 6,38 inchi atau 162 mm. Silinder jenis ini dipilih didasarkan atas sirkuit hidrolik yang telah direncanakan dengan menggunakan silinder double acting. Pada kondisi tekanan kerja maksimum dari silinder tersebut maka akan diperoleh besar gaya silinder teoritis sebesar :

$$F = PA = 151\text{bar} \times \frac{\pi}{4} (0,2032\text{m})^2 = 489391 \text{ N}$$

Gaya silinder sebesar itu pada hakekatnya akan sangat bisa memenuhi gaya mesin punch yang dibutuhkan, jadi silinder dengan diameter 254 mm merk Parker dapat digunakan pada sistem hidrolik untuk proses punching.

Dari hasil pengujian gaya pada mesin punch pada saat proses punching sebesar 784.532N dan diameter silinder hidrolik yang sudah dipilih sebesar 254 mm maka besarnya tekanan silinder yang terjadi adalah sebagai berikut :

Tekanan silinder hidraulik saat penekanan : $\eta_{sh} = \frac{Fv}{P_2 Q_2}$ dengan besar efisiensi silinder 0,85 adalah :

$$P_2 = \frac{Fv}{\eta_{sh} Q_2} = \frac{63000\text{N} \times 4,06 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{dt}}}{0,85 \times 1,05 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{dt}}}$$

$$P_2 = 2287058,824 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P_2 = 22,8 \text{ bar}$$

Jadi tekanan yang dihasilkan pada saat proses punching adalah 22,8 bar.

4.3. Mencari Head Loss Pada Sistem Hidraulik

Dengan melihat skema sistem hidrolik dan mengingat titik 1 ditentukan pada permukaan pelumas dalam reservoir dan titik 2 adalah titik yang diambil sesaat sebelum masuk lubang A (lubang pada bagian atas silinder) pada silinder hidrolik saat proses punching maka proses perhitungan head loss dapat dihitung dengan menggunakan persamaan energy berikut ini.

Dari persamaan Energi yang ada yaitu :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + H_p - H_m - H_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2$$

Dimana asumsi yang diambil adalah :

$$P_1 = 1 \text{ atm} = 0 \text{ gauge}$$

$$V_1 = 0$$

$$H_m = 0 \text{ (karena tidak ada motor hidrolik pada titik 1 dan 2)}$$

Kemudian dari data-data yang diperoleh :

$$Z_1 = 303 \text{ mm}$$

$$Z_{2 \text{ punching}} = 2595 \text{ mm}$$

$$\text{Maka } H_P = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + H_L$$

Data-data yang ada di mesin punch yang akan di redesain adalah :

- $(Z_{2 \text{ punching}} - Z_1) = 2,292 \text{ m}$
- Silinder punching port A dan B masing-masing mempunyai diameter $\frac{3}{4}$ inch = 19,05 mm

- $P_2 = 2287058,824 \frac{N}{m^2}$
- Density minyak hidrolik BP HLP 46 = 880 kg/m^3
- Viscositas Minyak hidrolik BP HLP 46 = $46 \text{ mm}^2/\text{dt}$
- $\gamma_{oil} = SG \times \gamma_{H_2O} = 0,9 \times 8630 \frac{N}{m^3} = 7767 \frac{N}{m^3}$

Dengan menggunakan data-data diameter pipa dan selang yang sudah disebutkan diatas maka selanjutnya dilakukan perhitungan berikut :

1. Perhitungan besarnya $\frac{P_2}{\gamma}$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{2287058,824 \frac{N}{m^2}}{7767 \frac{N}{m^3}} = 294,46 \text{ m}$$

2. Perhitungan besarnya $\frac{v_2^2}{2g}$ pada diameter selang $\frac{3}{4}$ inch :

Mengingat bahwa $Q = A \times v_2$ maka harga v_2 diperoleh besarnya :

$$v_2 = \frac{Q}{A} = \frac{1,28 \times 10^{-2} \frac{m^3}{dt}}{2,8 \times 10^{-4} m^2} = 45,72 \frac{m}{dt},$$

sehingga didapatkan :

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{2090,3184 \frac{m^2}{dt^2}}{20 \frac{m}{dt^2}} = 104,5 \text{ m}$$

4.3.1. Mencari Head Loss Mayor Dan Minor

Head loss pada sistem hidraulik terdiri atas head loss mayor dan head loss minor dimana besarnya head loss

mayor terjadi pada pipa lurus dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$H_L = \frac{64}{N_R} \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

Sedangkan besar head loss minor yang merupakan kerugian gesek yang terjadi pada fitting pipa dan berbagai katup, dapat dicari dengan menggunakan rumus ini :

$$H_{Lm} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

a. Perhitungan head loss mayor

- Pipa yang diukur dari tangki pelumas masuk ke pompa suction (panjang 20 c m dengan diameter $\frac{3}{4}$ inch)

$$\text{Besarnya Reynold Number (RN)} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{1,28 \times 10^{-2} \frac{m^3}{dt}}{2,8 \times 10^{-4} m^2} = 45,72 \frac{m}{dt}, \text{ sehingga didapat}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{2090,3184 \frac{m^2}{dt^2}}{20 \frac{m}{dt^2}} = 104,5 \text{ m}$$

$$RN = \frac{v \times D}{\nu} = \frac{45,72 \frac{m}{dt} \times 0,01905 \text{ m}}{46 \frac{mm^2}{dt}}$$

$$RN = \frac{0,87 \frac{m^2}{dt}}{46 \times 10^{-6} \frac{m^2}{dt}} = 18913 \text{ (aliran turbulen)}$$

Besarnya friction factor (f) dapat dilihat pada diagram Moody :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{\varepsilon}{D}$$

Dimana material pipa adalah *galvanized iron*, $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$ dan diameter pipa $19,05 \text{ mm}$, maka :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{0,15 \text{ mm}}{19,05 \text{ mm}} = 0,0078$$

Dapat dilihat pada diagram moody, ditetapkan bahwa besarnya $f = 0,039$, sehingga didapatkan

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$H_L = 0,039 \left(\frac{0,2 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right) 104,5 \text{ m}$$

$$H_L = 42,78 \text{ m}$$

- Pipa yang diukur dari pompa masuk ke Relief valve (panjang 100 cm dengan diameter $\frac{3}{4} \text{ inch}$)

$$\text{Besarnya Reynold Number (RN)} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{1,28 \times 10^{-2} \frac{\text{m}^3}{\text{dt}}}{2,8 \times 10^{-4} \text{m}^2} = 45,72 \frac{\text{m}}{\text{dt}}, \text{ sehingga didapat}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{2090,3184 \frac{\text{m}^2}{\text{dt}^2}}{20 \frac{\text{m}}{\text{dt}^2}} = 104,5 \text{ m}$$

$$\text{RN} = \frac{v \times D}{\nu} = \frac{45,72 \frac{\text{m}}{\text{dt}} \times 0,01905 \text{ m}}{46 \frac{\text{mm}^2}{\text{dt}}}$$

$$\text{RN} = \frac{0,87 \frac{\text{m}^2}{\text{dt}}}{46 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{dt}}} = 18913 \text{ (aliran turbulen)}$$

Besarnya friction factor (f) dapat dilihat pada diagram Moody :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{\varepsilon}{D}$$

Dimana material pipa adalah *galvanized iron*, $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$ dan diameter pipa $19,05 \text{ mm}$, maka :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{0,15 \text{ mm}}{19,05 \text{ mm}} = 0,0078$$

Dapat dilihat pada diagram moody, ditetapkan bahwa besarnya $f = 0,039$, sehingga didapatkan

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$H_L = 0,039 \left(\frac{1 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right) 104,5 \text{ m}$$

$$H_L = 213,93 \text{ m}$$

- Fleksible hose yang diukur dari solenoid masuk ke pressure gauge (panjang 80 cm dengan diameter $\frac{3}{4} \text{ inch}$)

$$\text{Besarnya Reynold Number (RN)} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{1,28 \times 10^{-2} \frac{\text{m}^3}{\text{dt}}}{2,8 \times 10^{-4} \text{m}^2} = 45,72 \frac{\text{m}}{\text{dt}}, \text{ sehingga didapat}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{2090,3184 \frac{\text{m}^2}{\text{dt}^2}}{20 \frac{\text{m}}{\text{dt}^2}} = 104,5 \text{ m}$$

$$\text{RN} = \frac{v \times D}{\nu} = \frac{45,72 \frac{\text{m}}{\text{dt}} \times 0,01905 \text{ m}}{46 \frac{\text{mm}^2}{\text{dt}}}$$

$$RN = \frac{0,87 \frac{m^2}{dt}}{46 \times 10^{-6} \frac{m^2}{dt}} = 18913 \text{ (aliran turbulen)}$$

Besarnya friction factor (f) dapat dilihat pada diagram Moody :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{\varepsilon}{D}$$

Dimana material pipa adalah *galvanized iron*, $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$ dan diameter pipa $19,05 \text{ mm}$, maka :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{0,15 \text{ mm}}{19,05 \text{ mm}} = 0,0078$$

Dapat dilihat pada diagram moody, ditetapkan bahwa besarnya $f = 0,039$, sehingga didapatkan

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$H_L = 0,039 \left(\frac{0,8 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right) 104,5 \text{ m}$$

$$H_L = 171,15 \text{ m}$$

- Pipa yang diukur dari counter balance masuk ke unloading valve (panjang 30 cm dengan diameter $\frac{3}{4} \text{ inch}$)

$$\text{Besarnya Reynold Number (RN)} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{1,28 \times 10^{-2} \frac{m^3}{dt}}{2,8 \times 10^{-4} m^2} = 45,72 \frac{m}{dt}, \text{ sehingga didapat}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{2090,3184 \frac{m^2}{dt^2}}{20 \frac{m}{dt^2}} = 104,5 \text{ m}$$

$$RN = \frac{v \times D}{\nu} = \frac{45,72 \frac{m}{dt} \times 0,01905 m}{46 \frac{mm^2}{dt}}$$

$$RN = \frac{0,87 \frac{m^2}{dt}}{46 \times 10^{-6} \frac{m^2}{dt}} = 18913 \text{ (aliran turbulen)}$$

Besarnya friction factor (f) dapat dilihat pada diagram Moody :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{\varepsilon}{D}$$

Dimana material pipa adalah *galvanized iron*, $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$ dan diameter pipa $19,05 \text{ mm}$, maka :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{0,15 \text{ mm}}{19,05 \text{ mm}} = 0,0078$$

Dapat dilihat pada diagram moody, ditetapkan bahwa besarnya $f = 0,039$, sehingga didapatkan

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$H_L = 0,039 \left(\frac{0,3 m}{0,01905 m} \right) 104,5 m$$

$$H_L = 64,18 m$$

- Fleksible hose yang diukur dari unloading valve masuk ke silinder hidrolis (panjang 50 cm dengan diameter $\frac{3}{4}$ inch)

$$\text{Besarnya Reynold Number (RN)} = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{1,28 \times 10^{-2} \frac{m^3}{dt}}{2,8 \times 10^{-4} m^2} = 45,72 \frac{m}{dt}, \text{ sehingga didapat}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{2090,3184 \frac{m^2}{dt^2}}{20 \frac{m}{dt^2}} = 104,5 \text{ m}$$

$$RN = \frac{v \times D}{\nu} = \frac{45,72 \frac{m}{dt} \times 0,01905 \text{ m}}{46 \frac{mm^2}{dt}}$$

$$RN = \frac{0,87 \frac{m^2}{dt}}{46 \times 10^{-6} \frac{m^2}{dt}} = 18913 \text{ (aliran turbulen)}$$

Besarnya friction factor (f) dapat dilihat pada diagram Moody :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{\varepsilon}{D}$$

Dimana material pipa adalah *galvanized iron*, $\varepsilon = 0,15 \text{ mm}$ dan diameter pipa $19,05 \text{ mm}$, maka :

$$\text{Relative Roughness} = \frac{0,15 \text{ mm}}{19,05 \text{ mm}} = 0,0078$$

Dapat dilihat pada diagram moody, ditetapkan bahwa besarnya $f = 0,039$, sehingga didapatkan

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$H_L = 0,039 \left(\frac{0,5 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right) 104,5 \text{ m}$$

$$H_L = 106,97 \text{ m}$$

Didapat head loss mayor total = $42,78\text{m} + (2 \times 213,93\text{m}) + (2 \times 171,15\text{m}) + 64,18\text{m} + 106,97\text{m} = 984,09 \text{ m}$

b. Perhitungan head loss minor

Perhitungan head loss minor dimana head loss ini terjadi pada katup dan fitting dari hose yang

digunakan, pada proses punching. Data system punching menunjukkan bahwa :

- Semua katup DCV yang digunakan diasumsikan sama dengan katup dengan merk oilpath. Dimana tiap katup DCV besarnya turunan $\Delta P = 1$ bar dan $h = 11,34$ m. maka jumlah besarnya turunan tekanan adalah $\Delta P = 2$ bar sehingga $h = 22,68$ m.
- Filter yang digunakan mempunyai $\Delta P = 0,5$ bar (Industrial hydraulics manual,1999) sehingga $h = 5,67$ m.
- Elbow 90° sebanyak 6 buah dengan diameter $\frac{3}{4}$ inch maka didapatkan $6 \times k \frac{v^2}{2g} = 6 \times 0,75 \times 1,31$ m, maka diperoleh harga $h = 5,89$ m.
- Manometer atau pressure gauge digunakan satu buah dengan asumsi kerugian tekanan sebesar 1 bar maka kerugian tekanan total adalah 11,34 m.
- Sambungan Tee 3 buah dengan diameter $\frac{3}{4}$ dan kerugian tekanan diasumsikan sama dengan elbow 90° maka didapatkan $3 \times k \frac{v^2}{2g} = 3 \times 0,75 \times 1,31$ m maka didapatkan 2,95 m

Head loss minor total yang terjadi pada system hidrolik adalah $22,68 \text{ m} + 5,67 \text{ m} + 5,89 \text{ m} + 11,34 \text{ m} + 2,95 \text{ m} = 48,53 \text{ m}$.

Jadi Head loss total = head loss mayor + head loss minor = $984,09 \text{ m} + 48,53 \text{ m} = 1032,62 \text{ m}$ atau sama dengan 91 bar gauge.

Pada akhirnya diperoleh besar head pompa (H_p) :

$$H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + H_L$$

$$H_p = 294,46 \text{ m} + 104,5 \text{ m} + 2,292 \text{ m} + 1032,62 \text{ m} = 1516,34 \text{ m}$$

$$H_P = 1516,34 \text{ m} \times 7767 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 11777412,78 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 117 \text{ bar}$$

Dengan hasil head pompa maka bias dipakai untuk perhitungan selanjutnya. Yaitu memilih komponen pompa yang akan digunakan.

4.4. Pemilihan Pompa Hidrolik

$$\text{Efisiensi Pompa } \eta_P = \frac{\text{Daya Hidrolik}}{BHP_B} = \frac{\gamma Q H_P}{BHP_B}, \text{ dimana}$$

BHP_B merupakan daya yang dihasilkan oleh motor listrik dan besar efisiensi pompa yang digunakan adalah 0,8 (Esposito, 2009), sehingga perhitungan selanjutnya menjadi :

$$\begin{aligned} BHP_B &= \frac{7767 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times 1,05 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{dt}} \times 1516,34 \text{ m}}{0,8} \\ &= 1516,85 \text{ watt} \end{aligned}$$

Bila efisiensi mekanis kopling yang digunakan adalah 0,85 maka daya output motor listrik yang digunakan adalah :

$$\frac{1516,85 \text{ watt}}{0,85} = 1784,52 \text{ watt} = 1,78 \text{ KW} = 2,38 \text{ HP}$$

Berdasarkan atas hasil perhitungan diatas maka langkah selanjutnya adalah melakukan pengecekan terhadap hasil perhitungan diatas untuk memastikan bahwa komponen-komponen system hidrolik yang dipilih akan dapat berfungsi dengan benar :

- Pemilihan pompa
Pompa yang dipilih jenis *balanced vane pump*, *fixed displacement* dengan merk VICKERS series dengan model 25VQ-12, kapasitas 40,1 cm³/rev dengan tekanan

kerja maksimum 210 bar serta inlet port diameter 1 ½ inch dan outlet port diameter 1 inch.

$$\text{Mengingat } KW = \frac{PxQ}{\eta_P \times \eta_{mK}} \text{ (Majumdar, 2002)}$$

Dimana :

- P = Tekanan Pompa
- Q = Kapasitas Pompa
- η_P = Efisiensi Pompa
- η_{mK} = Efisiensi Kopling
- KW = Daya output motor listrik

Dengan melihat data silinder hidraulik yang dipilih yaitu mempunyai diameter silinder 10 inch = 0,254 m untuk proses punching dan daya output motor listrik sebesar 1,2KW (dengan merk FHP motors *type foot-flange* MTG TEFC 1,5HP). Sehingga akan didapat perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas Pompa } Q &= 40,1 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \times 1440 \text{ rpm} = 57744 \frac{\text{cm}^3}{\text{menit}} \\ &= 57,744 \frac{\text{liter}}{\text{menit}} \\ &= 0,96 \frac{\text{liter}}{\text{dt}} \end{aligned}$$

Kemudian dari $KW = \frac{PxQ}{\eta_P \times \eta_{mK}}$ maka :

$$P = \frac{KW \times \eta_P \times \eta_{mK}}{Q} = \frac{1200 \text{ watt} \times 0,8 \times 0,85}{9,6 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{dt}}}$$

$$P = 850000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 8,5 \text{ bar}$$

Kemudian data silinder menunjukkan bahwa diameternya adalah 254 mm = 0,254 m, maka besar kecepatan silinder

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{9,6 \times 10^{-4} \frac{m^3}{dt}}{\frac{\pi}{4} \times (0,254 \text{ m})^2} = 1,92 \times 10^{-2} \frac{m}{dt}$$

Selanjutnya dengan mengingat besarnya efisiensi silinder hidrolisik $\eta_{sh} = \frac{Fv}{P_2 Q_2}$ maka akhirnya akan diperoleh besarnya gaya silinder hidraulik :

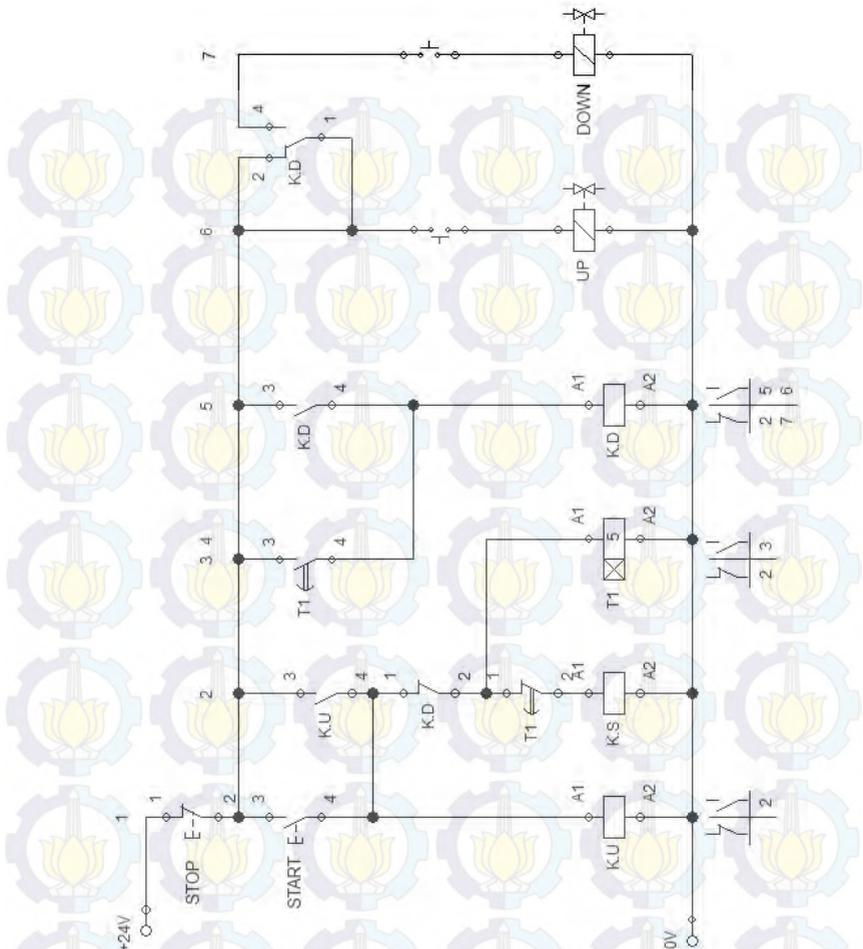
$$F = \frac{P_2 \times Q_2 \times \eta_{sh}}{v} = \frac{2287058,824 \frac{N}{m^2} \times 9,6 \times 10^{-4} \frac{m^3}{dt} \times 0,8}{1,92 \times 10^{-2} \frac{m}{dt}}$$

$$F = 91482,35 \text{ N}$$

Dengan gaya tekan silinder hidrolisik sebesar ini sebenarnya belum memenuhi gaya yang diinginkan untuk proses punching tetapi perhitungan ini sudah memenuhi tekanan dan kecepatan silinder hidrolisik yang diinginkan untuk proses punching tersebut. Dengan mengatur besarnya tekanan pompa yaitu dengan mensetting pressure relief valve yang terdapat didalam pompa maka tekanan yang diinginkan untuk proses punching akan dapat dicapai.

Berikut adalah komponen yang penting dalam sistem hidrolik diatas :

- ✓ *Unloading Valve* : Untuk Mengatur Besarnya Tekanan Yang Diinginkan Dari Pompa Hidraulik.
- ✓ *Counter Balance Valve* : Untuk Menyeimbangkan Posisi Sistem Hidraulik Yang Bekerja Agar Tidak Terjadi Hentakan Tiba-tiba Maupun Shock Pada Saat Terjadi Perbedaan Tekanan.
- ✓ *Relief Valve* : Untuk Membatasi Tekanan Maksimum Dalam Sirkuit Hidrolik Dengan Membatasi Tekanan Maksimum Pada Komponen-komponen Dalam Sirkuit Dan Di Luar Sirkuit Dari Tekanan Yang Berlebihan Dan Kerusakan Komponen.



Gambar 4.6. Sirkuit Listrik

Keterangan :

- K.U = kontaktor utama
- K.S = kontaktor star
- K.D = kontaktor delta
- T1 = Timers (Time Delay Relay)
- UP = solenoid untuk up
- DOWN = solenoid untuk down

Sirkuit ini menggunakan kontaktor star delta, dimana Rangkaian star delta adalah rangkaian instalasi motor dengan sambungan bintang segitiga ($Y\Delta$), atau lebih dikenal dengan nama koneksi star delta.

Prinsip kerja rangkaian star delta sederhana sekali yaitu ketika tombol start ditekan sesaat maka kondisi star akan aktif, sesaat kemudian star akan mati bergantian dengan kondisi delta yang akan menyala. Perpindahan antara kondisi star ke delta di atur waktunya secara otomatis oleh timers, yaitu 5 detik. Sedangkan tombol stop berfungsi untuk memutus aliran listrik keseluruhan rangkaian.



BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

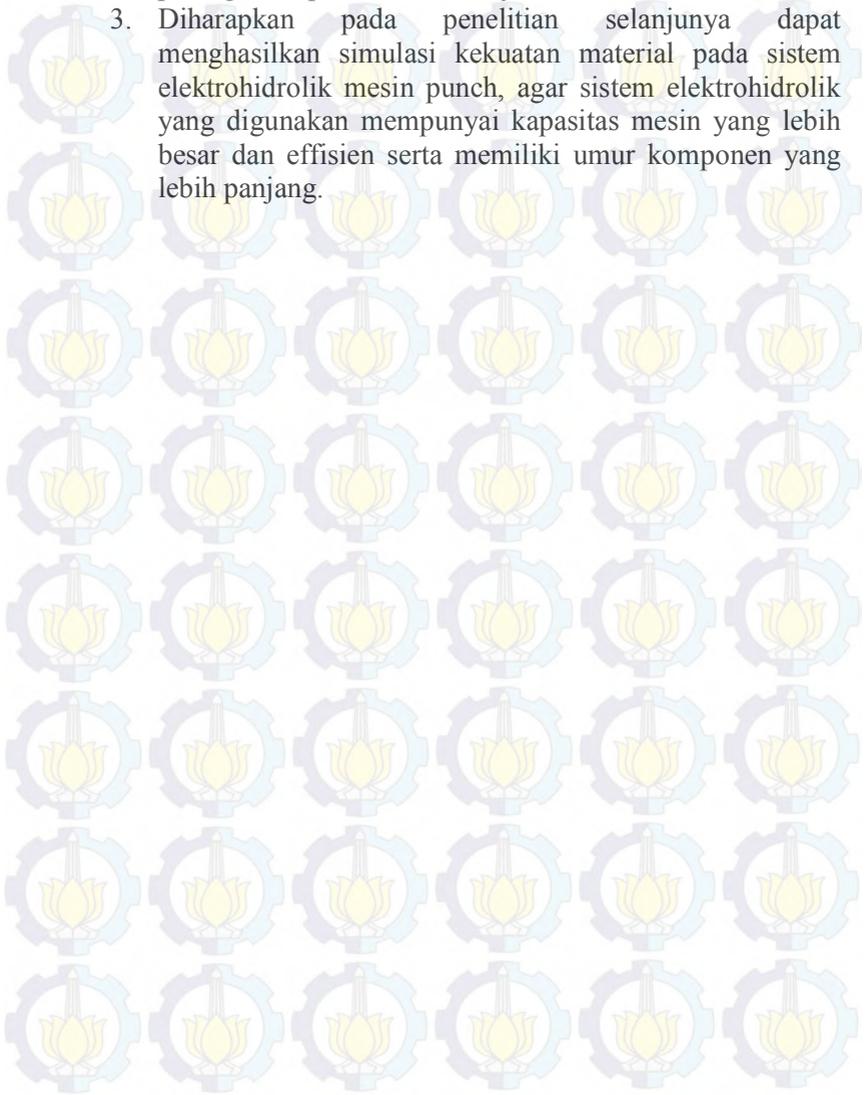
Berdasarkan analisis dan simulasi yang telah dilakukan terhadap sistem elektrohidrolik yang akan diimplementasikan dalam mesin punch dapat disimpulkan bahwa kapasitas meningkat, dinilai dari beberapa parameter yaitu:

7. Hasil evaluasi sistem elektrohidrolik mesin punch yang sudah ada menunjukkan bahwa gaya tonase nya $F = 784532 \text{ N}$ atau 80 ton.
8. Silinder Hidrolik yang diperlukan untuk mesin punch 80 ton dengan merk PARKER model series 3H style JJ (10inch-14inch) dengan Bore size sebesar 254mm dan standart stroke sebesar 8,5in = 2159mm.
9. Pompa yang digunakan adalah VICKERS series dengan model 25VQ-12, kapasitas $40,1 \text{ cm}^3/\text{rev}$ dengan tekanan kerja maksimum 210 bar serta inlet port diameter $1 \frac{1}{2}$ inch dan outlet port diameter 1 inch.
10. Kapasitas pompa yang diperlukan untuk mesin punch 80 ton adalah 0,96 liter/detik.
11. Daya Motor Listrik yang dibutuhkan sebesar 1,5 HP.
12. Minyak hidrolik yang digunakan adalah merk Castrol Hyspin HLP-D 46.
13. Dari simulasi sistem elektrohidrolik dapat diketahui mekanisme proses punching menggunakan simulasi fluidsim.

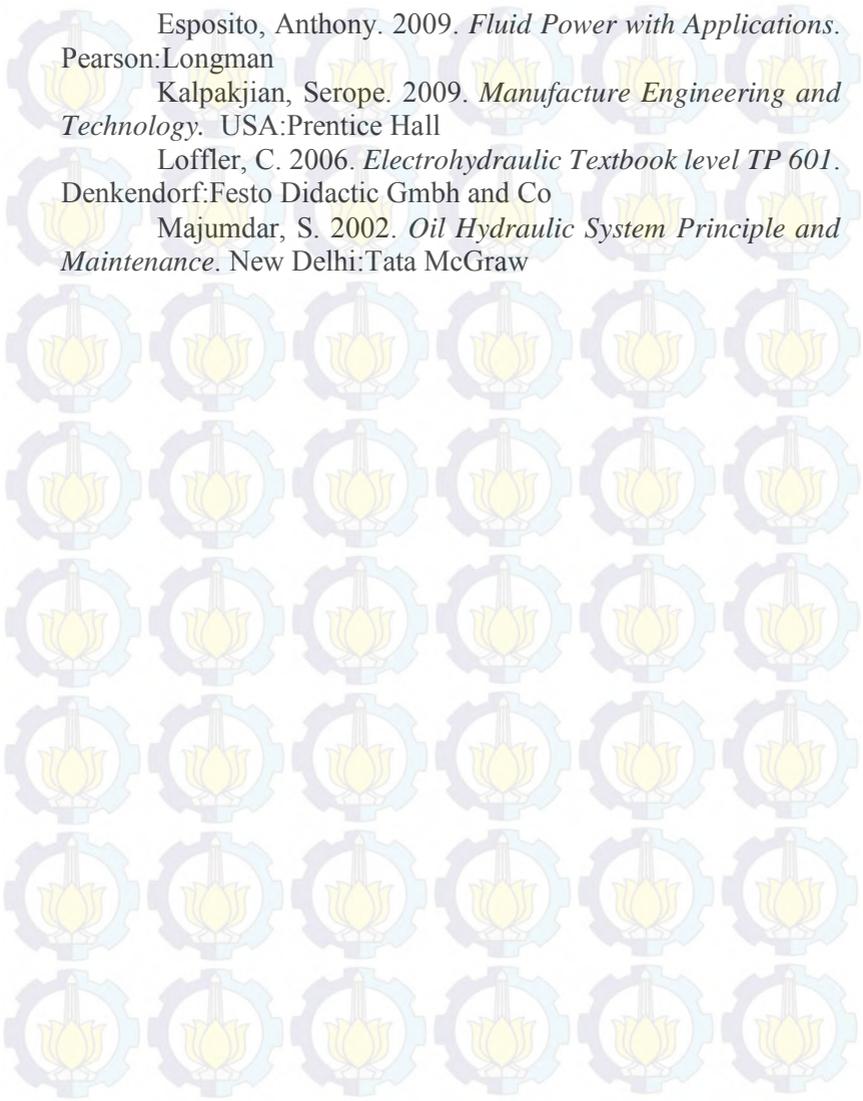
5.2. Saran

1. Dari hasil penelitian ini diharapkan ada penelitian lebih lanjut mengenai model simulasi sistem elektrohidrolik yang berbeda.

2. Selanjutnya diharapkan sistem elektrohidrolik ini dapat diaplikasikan pada mesin punch, supaya terjadi peningkatan produktifitas kerja.
3. Diharapkan pada penelitian selanjunya dapat menghasilkan simulasi kekuatan material pada sistem elektrohidrolik mesin punch, agar sistem elektrohidrolik yang digunakan mempunyai kapasitas mesin yang lebih besar dan effisien serta memiliki umur komponen yang lebih panjang.



DAFTAR PUSTAKA

- 
- Esposito, Anthony. 2009. *Fluid Power with Applications*.
Pearson:Longman
- Kalpakjian, Serope. 2009. *Manufacture Engineering and
Technology*. USA:Prentice Hall
- Loffler, C. 2006. *Electrohydraulic Textbook level TP 601*.
Denkendorf:Festo Didactic Gmbh and Co
- Majumdar, S. 2002. *Oil Hydraulic System Principle and
Maintenance*. New Delhi:Tata McGraw

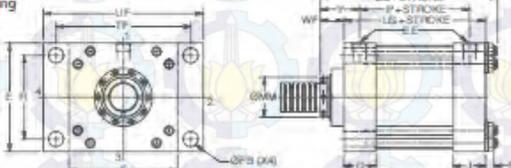
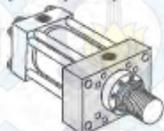
Lampiran 1

Data Silinder Hidraulik yang digunakan

Catalog HY08-1114-4NA
Mounting Information – Large Bore

Heavy Duty Hydraulic Cylinders
Series 3H

Head Rectangular Mounting
Style JJ (10"–14" Bore)
(NFFA Style ME5)



Style JJ (10"–14" Bore) – Dimensional and Mounting Data

| Bore Ø | Rod No. | MM Rod Ø | E | Ports (EE) | | FB Ø | G | J | K | N | TP | UF | WF | Y | Add Stroke | | ZB Max. | |
|-----------|------------|----------------|-------|------------------|------------------------------------|--|------|------|------|------|-------|-------|-------|------|------------|-------|------------|-------|
| | | | | NPT ¹ | SAE Flange Port ² | SAE Straight Thread Port ³ | | | | | | | | LG | P | | | |
| 10.00 | 1 (std.) | 4.500 | 12.83 | 2.00 | 2.00 | 24 | 1.21 | 3.69 | 3.69 | 1.28 | 8.00 | 15.88 | 19.00 | 2.94 | 4.75 | 12.13 | 8.50 | 16.89 |
| | E | 7.000 | 12.83 | 2.00 | 2.00 | 24 | 1.21 | 3.69 | 3.69 | 1.28 | 8.00 | 15.88 | 19.00 | 3.50 | 5.31 | 12.13 | 8.50 | 17.23 |
| | 3 | 5.000 | 12.83 | 2.00 | 2.00 | 24 | 1.21 | 3.69 | 3.69 | 1.28 | 8.00 | 15.88 | 19.00 | 3.19 | 5.00 | 12.13 | 8.50 | 16.94 |
| | 4 | 3.500 | 12.83 | 2.00 | 2.00 | 24 | 1.21 | 3.69 | 3.69 | 1.28 | 8.00 | 15.88 | 19.00 | 3.19 | 5.00 | 12.13 | 8.50 | 16.94 |
| 12.00 | 1 (std.) | 3.500 | 14.89 | 2.50 | 2.50 | 24 | 2.06 | 4.44 | 4.44 | 1.41 | 11.45 | 18.50 | 22.00 | 3.19 | 5.36 | 14.50 | 10.13 | 18.44 |
| | E | 8.000 | 14.89 | 2.50 | 2.50 | 24 | 2.06 | 4.44 | 4.44 | 1.41 | 11.45 | 18.50 | 22.00 | 4.00 | 6.19 | 14.50 | 10.13 | 20.25 |
| | 3 | 7.000 | 14.89 | 2.50 | 2.50 | 24 | 2.06 | 4.44 | 4.44 | 1.41 | 11.45 | 18.50 | 22.00 | 3.50 | 5.89 | 14.50 | 10.13 | 19.73 |
| 14.00 | 1 (std.) | 7.000 | 17.13 | 2.50 | 2.50 | 24 | 2.31 | 4.89 | 4.89 | 1.41 | 13.26 | 21.00 | 25.00 | 3.50 | 5.88 | 15.83 | 10.89 | 20.89 |
| | E | 10.000 | 17.13 | 2.50 | 2.50 | 24 | 2.31 | 4.89 | 4.89 | 1.41 | 13.26 | 21.00 | 25.00 | 4.50 | 6.88 | 15.83 | 10.89 | 21.89 |
| | 3 | 8.000 | 17.13 | 2.50 | 2.50 | 24 | 2.31 | 4.89 | 4.89 | 1.41 | 13.26 | 21.00 | 25.00 | 4.00 | 6.38 | 15.83 | 10.89 | 21.38 |

¹NPT¹ ports are available at no extra charge.

²Optional SAE flange ports may be specified – flange to be supplied by customer. See Optional SAE Flange Port Pattern table for dimensions.

³SAE straight thread ports are standard and are indicated by port number.

Optional SAE Flange Port Pattern



| Nom. Flange Size | A | G | GG | W | X | Z-THD UNO- 2B | AA Min. | SAE |
|------------------------|------|-------|-------|------|------|---------------------|------------|-----|
| E | 2.50 | 3.062 | 1.668 | 1.53 | 0.84 | 1/2-13 | 1.08 | 3C |
| 3 & 4 | 2.50 | 3.500 | 2.000 | 1.73 | 1.00 | 1/2-13 | 1.19 | 4D |



54

www.parker.com/cylinders

Parker Hannifin Corporation
Industrial Cylinder Division
Des Plaines, Illinois, USA

Lampiran 2

Data Pompa yang digunakan

SPERRY VICKERS



BALANCED VANE PUMPS, FIXED DISPLACEMENT

SINGLE PUMPS

LOW COST, HIGH PERFORMANCE TYPE



V200



V10



V20



25VQ
35VQ
45VQ

| Basic Model | Displacement per rev. | | Delivery @ 1200 rpm, 7 bar (100 psi) | | Max. operating pressure bar | Max. speed rpm | Dimensions | | |
|-------------|-----------------------|-------|--------------------------------------|------|-----------------------------|----------------|------------|------|------|
| | cc | cu.in | l/min | gpm | | | L mm | W mm | H mm |
| V200-5 | 17.0 | 1.04 | 29.5 | 5.4 | 140 | 1800 | 194 | | |
| V200-8W | 25.4 | 1.55 | 30.3 | 8 | 140 | 1800 | 200 | 109 | 109 |
| V200-9W | 28.5 | 1.74 | 34.1 | 9 | 140 | 1800 | 200 | | |
| V200-11W | 34.4 | 2.1 | 41.3 | 10.9 | 140 | 1800 | 205 | | |
| V10-1 | 3.3 | 0.20 | 3.8 | 1 | 175 | 4800 | 150 | | |
| V10-2 | 6.8 | 0.40 | 7.6 | 2 | 175 | 4500 | 150 | | |
| V10-3 | 9.8 | 0.60 | 11.4 | 3 | 175 | 4000 | 150 | | |
| V10-4 | 13.1 | 0.80 | 15.2 | 4 | 175 | 3400 | 158 | 76 | 101 |
| V10-5 | 16.4 | 1.00 | 18.9 | 5 | 175 | 3200 | 158 | | |
| V10-6 | 19.5 | 1.19 | 22.7 | 6 | 150 | 3000 | 162 | | |
| V10-7 | 22.8 | 1.39 | 26.5 | 7 | 140 | 2800 | 162 | | |
| V20-6 | 19.5 | 1.19 | 22.7 | 6 | 175 | 3400 | 193 | | |
| V20-7 | 22.8 | 1.39 | 26.5 | 7 | 175 | 3000 | 199 | | |
| V20-8 | 26.5 | 1.62 | 30.3 | 8 | 175 | 2800 | 199 | | |
| V20-9 | 29.6 | 1.81 | 34.1 | 9 | 175 | 2800 | 199 | 111 | 122 |
| V20-11 | 36.4 | 2.22 | 41.7 | 11 | 175 | 2500 | 204 | | |
| V20-12 | 39.0 | 2.38 | 45.5 | 12 | 150 | 2400 | 208 | | |
| V20-13 | 42.4 | 2.59 | 49.2 | 13 | 150 | 2400 | 208 | | |

HIGH SPEED, HIGH PRESSURE TYPE

| Basic model | Displacement per rev. | | Delivery @ 1200 rpm, 7 bar (100 psi) | | Max. operating pressure bar | Max. speed rpm | Dimensions | | |
|-------------|-----------------------|-------|--------------------------------------|-----|-----------------------------|----------------|------------|------|------|
| | cc | cu.in | l/min | gpm | | | L mm | W mm | H mm |
| 25VQ-12 | 40.1 | 2.45 | 45.5 | 12 | 210 | 2700 | | | |
| 25VQ-14 | 45.4 | 2.77 | 53.0 | 14 | 210 | 2700 | 221 | 117 | 140 |
| 25VQ-17 | 55.2 | 3.37 | 64.4 | 17 | 210 | 2500 | | | |
| 25VQ-21 | 67.5 | 4.12 | 79.5 | 21 | 210 | 2500 | | | |
| 35VQ-25 | 81.6 | 4.98 | 94.7 | 25 | 210 | 2500 | | | |
| 35VQ-30 | 97.6 | 5.96 | 113.6 | 30 | 210 | 2500 | 258 | 140 | 152 |
| 35VQ-35 | 112.7 | 6.88 | 132.6 | 35 | 210 | 2400 | | | |
| 35VQ-38 | 121.5 | 7.42 | 143.9 | 38 | 210 | 2400 | | | |
| 45VQ-42 | 138.6 | 8.46 | 159.1 | 42 | 175 | 2200 | | | |
| 45VQ-50 | 162.1 | 9.90 | 189.4 | 50 | 175 | 2200 | 278 | 159 | 176 |
| 45VQ-60 | 193.3 | 11.80 | 227.3 | 60 | 175 | 2200 | | | |

INLET AND OUTLET PORT FLANGES (S.A.E. 4-bolt)

| Pump Model | Suction Inlet | | Delivery Outlet | |
|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| | Flange part number | Size | Flange part number | Size |
| 25VQ | FLI-12-12P-10 | 1 1/2" NPT | FLI-08-08P-10 | 1" NPT |
| 35VQ | FLI-18-16P-10 | 2" NPT | FLI-10-10P-10 | 1 1/2" NPT |
| 45VQ | FLI-24-24P-10 | 3" NPT | FLI-12-12P-10 | 1 3/4" NPT |

Lampiran 3

Data Minyak Hidraulik yang dipakai

Caratteristiche tipiche

| Test | Metodo | Unità | 15 | 32 | 32 | 46 | 68 |
|-------------------------------------|-------------------------|--------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Densità @ 15°C | ISO 12185 / ASTM D4052 | kg/m ³ | 870 | 880 | 880 | 880 | 880 |
| Viscosità @ 40°C | ISO 3104 / ASTM D445 | mm ² /s | 10 | 22 | 32 | 46 | 68 |
| Viscosità @ 100°C | ISO 3104 / ASTM D445 | mm ² /s | 2,55 | 4,25 | 5,4 | 6,8 | 8,9 |
| Indice di viscosità | ISO 2909 / ASTM D270 | - | - | >95 | >95 | >95 | >95 |
| Punto di accostamento | ISO 3016 / ASTM D97 | °C | -30 | -27 | -27 | -24 | -21 |
| Schiumeggiamento Sequenza I | ISO 6247 / ASTM D682 | ml/ml | 50/0 | 50/0 | 50/0 | 50/0 | 50/0 |
| Punto di infiammabilità, PNC | ISO 2719 / ASTM D63 | °C | 180 | 180 | 200 | 200 | 200 |
| FZC grado leggero (API 2GG) | ISO 14635-1 (DIN 51354) | - | - | - | 12 | 12 | 12 |
| Test di Rust (24 ore acqua di mare) | ISO 7213 / ASTM D665 | - | Passato | Passato | Passato | Passato | Passato |

Stoccaggio

Per evitare il deterioramento del prodotto si consiglia di mantenere gli imballaggi sigillati. Evitare qualsiasi ristagno di acqua e presenza del gas. Mantenerlo in un luogo fresco ed asciutto, al riparo dal sole diretto, preferibilmente in contenitori chiusi. Per ulteriori dettagli è consigliabile fare riferimento alla scheda di sicurezza del prodotto.

Castrol, Agip e i Logi Castrol sono marchi di Castrol Limited, usati sotto licenza.

La lubrificante è indicata in molte macchine, rilevanti da parte centrale di riferimento o da produttori originali, come pure ogni altra informazione tecnica o grafica. Per altre notizie si richiama l'elenco, l'agente commerciale autorizzato. Per tutte le richieste non indicate si viene ringraziato e non impegnato in alcun modo la responsabilità della ricerca con i fornitori dei prodotti alle specifiche applicative sul Tabella tecnica illustrata. Le nomenclature sulle etichette rappresentano colori (vedi illustrazioni) che non costituiscono specifiche.

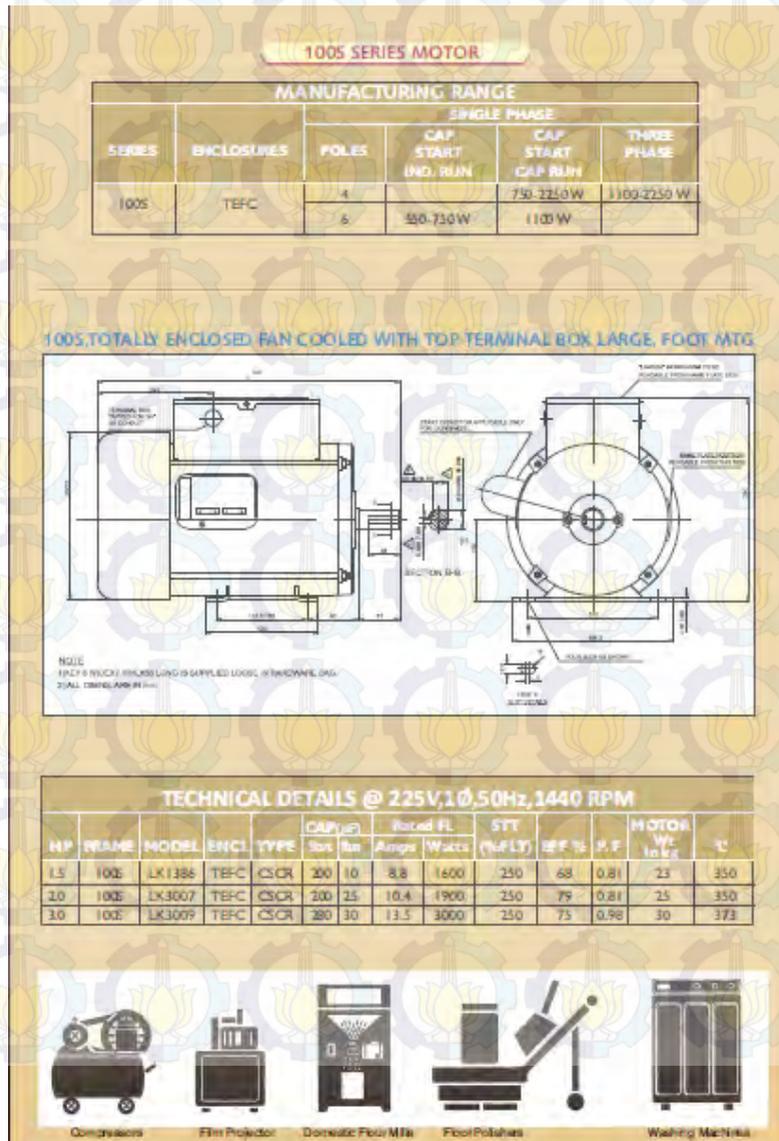
Castrol Italiana - Divisione di SP Italia spa, via A. Cesare, 502 - 20151 Milano
Tel. 02 264811 - Fax 02 2648000
www.castrol.com/industrial

Castrol Fluidi H.P.S.
Pagina 32

08 maggio 2010 versione 10011

Lampiran 4

Data Motor Listrik yang digunakan



BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Nganjuk, 22 Desember 1992, merupakan anak ketiga dari 5 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Candirejo 2 Loceret, SMP Negeri 1 Nganjuk dan SMK Negeri 1 Nganjuk. Pada saat lulus SMK tahun 2010, penulis sempat bekerja dahulu sebelum memutuskan untuk kuliah. Setelah bekerja pada tahun 2012, penulis mendapat kesempatan belajar di D3 Mesin FTI-ITS dengan mengikuti seleksi masuk yang diselenggarakan ITS. Terdaftar pada ITS dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2112 030 089.

Di Prodi D3 Teknik Mesin ini Penulis mengambil Bidang Studi Manufaktur. Penulis tidak aktif di beberapa kegiatan organisasi kemahasiswaan dikarenakan harus kuliah sambil bekerja. Penulis juga aktif mengikuti kegiatan seminar dan pelatihan yang diadakan oleh ITS maupun luar ITS.