

36343/H/09



RSM  
621-815  
Nov  
P-1  
2009

TUGAS AKHIR - RM 0504

**PROTOTIPE MESIN PEMOTONG DAN PELUBANG SANDAL DENGAN SISTEM HIDROLIK**

DICA NOVIANTO  
NRP. 2106 039 014

FERRY ARDIANTO  
NRP. 2106 039 020

Dosen Pembimbing  
Ir. EDDY WIDIYONO, M.Sc.

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	10-8-09
Terima Dari	to H
No. Agenda Prp.	980

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III POLITEKNIK MESIN DISNAKER**  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2009



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

**FINAL PROJECT - RM 0504**

**PROTOTYPE CUTTING MACHINE AND SLIPPER HOLE  
WITH HYDRAULIC SYSTEM**

DICA NOVIANTO  
NRP. 2106 039 014

FERRY ARDIANTO  
NRP. 2106 039 020

Supervisor  
Ir. EDDY WIDIYONO, M.Sc.

**PROGRAM STUDY DIPLOMA III POLYTECHNIC DISNAKER  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT  
Faculty of Industrial Engineering  
Institute Technology of Sepuluh Nopember  
Surabaya 2009**

# **PROTOTYPE MESIN PEMOTONG DAN PELUBANG SANDAL DENGAN SISTEM HIDROLIK**

## **TUGAS AKHIR**

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan  
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin  
Pada  
Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi ITS – Disnaker  
Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

**DICA NOVIANTO**  
NRP. 2106 039 014

**FERRY ARDIANTO**  
NRP. 2106 039 020

Mengetahui/Menyetujui oleh :

Dosen Pembimbing Tugas Akhir



**Ir. Eddy Widivono, M.Sc.**

Nip. 131 651 439

**SURABAYA**  
**AGUSTUS, 2009**

## PROTOTIPE MESIN PEMOTONG DAN PELUBANG SANDAL DENGAN SISTEM HIDROLIK

<b>Nama Mahasiswa</b>	:	1. DICA NOVIANTO 2. FERRY ARDIANTO
<b>NRP</b>	:	1. 2106 039 014 2. 2106 039 020
<b>Jurusan</b>	:	D-3 Politeknik Mesin Disnaker FTI - ITS
<b>Dosen Pembimbing</b>	:	Ir. Eddy Widiyono, M.Sc

### ABSTRAK

Proses pembuatan sandal di Industri kecil diperlukan banyak waktu dan memerlukan proses lanjutan pada mesin pengeboran untuk lubang sandal sehingga efisiensi kerja pembuatan sandal menjadi menurun.

Untuk mengatasi masalah tersebut maka dibuat "*Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik*", digunakan untuk mempercepat proses pembuatan sandal, meningkatkan efisiensi kerja, memperbaiki mesin press manual yang ada pada industri kecil dan di lakukan proses pelubangan sandal sekaligus.

Dari hasil perhitungan dan pengujian didapatkan yaitu : Mesin bekerja dengan baik, motor Listrik : 0,167 kW/ 1450 rpm/ 1 fase (transmisi), 1,492 kW / 1450 rpm/ 3 fase (hidrolik), dengan gaya penekanan sebesar 16.456,52 N, 1.679,24 kg, Pompa yang digunakan adalah tipe Gear pump CB1AF5 WUXI kapasitas 5  $\frac{cc}{rev}$  tekanan sebesar 20 Mpa, Monoblock directional control valve 2 stik, jenis belt tipe A nomor 18 dan 46.

**Kata Kunci** : sandal, mesin press manual, industri kecil.

## **PROTOTYPE CUTTING MACHINE AND SLIPPER HOLE MACHINE WITH HIDROLIC SYSTEM**

**Name of Student** : 1.DICA NOVIANTO  
2.FERRY ARDIANTO

**NRP** : 1. 2106 039 014  
2. 2106 039 020

**Departmen** : D-3 Politeknik Mesin Disnaker  
FTI-ITS

**Supervisor** : Ir.Eddy Widiyono, M.Sc

### **ABSTRACT**

In process to making slipper in home industry need many time and advance process in drilling machine for slipper hole so that work efficiency in making slipper process to be decrease.

To solve this problem we make "Prototype Cutting Machine and Slipper Hole Machine With Hidrolic System",used to accelerate process in making slipper, progress work efficiency, repair manual press machine there is in home industry and do hole process in slipper at the same time.

From calculation and testing result can be conclude that: machine working well, electric motor: 0,167 kW/1450rpm/ 1 fase(transmission), 1,492 kW/1450 rpm/3 fase (hidrolic), with stress force 16.456,52 N, 1.679,24 kg, pump that be used is gear pump type CBIAF5 WUXI with capacity 5 cc/rev and pressure 20 Mpa, Monoblock directional control valve 2 stick, with belt type A number 18 and 46 .

**Key words** : slipper, manual press machine, home industry.

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa, yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini berjudul *“Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik”* dapat diselesaikan dengan baik.

Tugas Akhir merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama Disnaker FTI – ITS untuk bisa dinyatakan lulus. Tugas Akhir dijadikan sebagai fasilitas bagi mahasiswa untuk bisa memiliki rasa kepekaan yang tinggi terhadap permasalahan teknis yang ada di dalam masyarakat. Adapun tujuan dari penyusunan laporan tugas akhir ini adalah sebagai bentuk fisik media komunikasi antara hasil karya mahasiswa dengan akademisi lainnya ataupun masyarakat.

Dalam menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini, tidak lupa penulis ucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Eddy Widiyono, M.Sc. selaku dosen pembimbing.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, M.T. selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin ITS.
3. Bapak R. Soewandi, B.E. S.Pd. selaku Koordinator Program D3 Disnaker-ITS

4. Bapak Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT selaku Koordinator Tugas Akhir Jurusan D3 Teknik Mesin ITS.
5. Bapak Wahyu Kustriratno, S.Pd. selaku instruktur pembimbing di D3 Disnaker.
6. Kedua orang tua penulis atas dukungan moral dan materi kepada penulis.
7. Semua orang yang kucintai, Dinda, yang telah membantu terselesaikannya pembuatan mesin dan penyusunan laporan ini yang tidak bisa penulis sebutkan.

Penulis menyadari bahwa laporan ini masih belum sempurna, mengingat keterbatasan penulis selaku penyusun yang masih dalam taraf belajar. Untuk itu, penulis sangat berharap kritik dan saran yang konstruktif dari para pembaca, sebagai media perbaikan dan pengembangan penulisan di masa mendatang.

Semoga laporan ini dapat memberikan sumbangsih perkembangan IPTEK bagi almamater ITS khususnya, dan bermanfaat bagi seluruh pembaca pada umumnya.

Surabaya, 3 Agustus 2009

Penyusun

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAK.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK.....	x
DAFTAR TABEL.....	xii

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Sistematika Penulisan.....	4

### BAB II DASAR TEORI

2.1 Proses Konversi Energi Sistem Tenaga Hidraulik.....	5
2.2 Hukum Pascal.....	6
2.3 Transmisi Gaya Hidraulik.....	8
2.4 Transmisi Tekanan.....	9
2.5 Persamaan Kontinuitas.....	10
2.6 Daya Hidraulik.....	11
2.7 Persamaan Energi.....	14
2.8 Sistem Distribusi.....	16
2.8.1 Pipa.....	17
2.8.2 Hose.....	19
2.9 Aliran Hidraulik Dalam Pipa.....	20
2.10 Aliran Laminer Dan Turbulen.....	21
2.11 Bilangan Reynolds.....	22
2.12 Persamaan Darcy.....	23
2.12.1 Kerugian Major (major losses).....	23



2.12.1.1	Kerugian Major untuk Aliran Laminer.....	23
2.12.1.2	Kerugian Major untuk Aliran Turbulent.....	24
2.12.2	Kerugian Minor (minor loses).....	25
2.13	Fluida Hidraulik.....	26
2.14	Peralatan Komponen Hidraulik.....	32
2.14.1	Pompa Hidraulik.....	32
2.14.2	Reservoir.....	37
2.14.3	Aktuator.....	39
2.14.4	Katup (valve).....	41
2.14.5	Saringan (strainer).....	47
2.14.6	Pressure Gauge.....	47
2.15	Perencanaan Belt dan Pulley.....	48
2.16	Perencanaan Pasak.....	53
2.17	Perencanaan Bantalan.....	56
2.17.1	Mencari Gaya Radial Bantalan.....	57
2.17.2	Mencari Beban Equivalen.....	57
2.17.3	Menghitung Umur Bantalan.....	58

### **BAB III METODOLOGI**

3.1	Diagram Alir Perencanaan.....	61
3.2	Mekanisme kerja mesin.....	64
3.3	Sket mesin.....	65

### **BAB IV PENGUJIAN DAN ANALISA**

<b>4.1</b>	<b>HIDROLIK.....</b>	<b>67</b>
4.1.1	Perhitungan gaya potong sandal.....	67
4.1.2	Skema hidraulik.....	76
4.1.3	Perhitungan gaya dan tekanan perencanaan pada silinder untuk cutting sandal.....	78
4.1.4	Pemilihan Komponen.....	78
4.1.5	Perhitungan Gaya dan tekanan perencanaan pada silinder untuk pengangkatan mesin bor.....	82

4.1.6 Pemilihan komponen.....	84
4.1.7 Kerugian Tekanan.....	85
4.1.8 Menentukan Pompa.....	92
4.1.9 Menentukan Daya Motor.....	94
<b>4.2 TRANSMISI.....</b>	<b>95</b>
4.2.1 Perhitungan pada proses pengeboran (drilling).....	95
4.2.2 Perhitungan Pulley dan Belt.....	97
4.2.3 Perhitungan Poros.....	111
4.2.4 Pasak.....	118
4.2.5 Bantalan.....	122
<b>BAB V PENUTUP</b>	
5.1 Kesimpulan.....	127
5.2 Saran.....	128

**DAFTAR PUSTAKA**  
**LAMPIRAN**

## DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK

Gambar 2.1 Skema Perubahan Energi Pada Excavator.....	5
Gambar 2.2 Distribusi Tekanan Pada Ruang Tertutup.....	7
Gambar 2.3 Prinsip Hukum Pascal.....	7
Gambar 2.4 Skema Pemindahan Gaya Hidraulik.....	8
Gambar 2.5 Skema Transmisi Tekanan.....	9
Gambar 2.6 Kontinuitas Aliran.....	10
Gambar 2.7 Silinder Hidraulik.....	11
Gambar 2.8 Sistem Pipa untuk Mendapatkan Persamaan Bernoulli.....	14
Gambar 2.9 Tekanan dan Gaya yang Terjadi di Dalam Pipa.....	18
Gambar 2.10 Aliran Laminer.....	21
Gambar 2.11 Aliran Turbulen.....	22
Gambar 2.12 Moody Diagram.....	25
Gambar 2.13 Grafik Effisiensi Hidraulik Sebagai Fungsi dari Viskositas.....	28
Gambar 2.14 Istilah dari Viskositas untuk Operasi Sistem Hidraulik.....	29
Gambar 2.15 Fluida Hidrolik Sebagai Sealing.....	30
Gambar 2.16 Operasi Pompa Roda Gigi Eksternal.....	36
Gambar 2.17 Operasi Pompa Roda Gigi Internal.....	36
Gambar 2.18 Konstruksi dari Reservoir.....	38
Gambar 2.19 Single Acting Cylinder.....	39
Gambar 2.20 Double acting cylinder.....	40
Gambar 2.21 Pressure Relief Valve.....	43
Gambar 2.22 Pressure Reducing valve.....	44
Gambar 2.23 Operasi Check Valve.....	45
Gambar 2.24 Katup 4/3 Spring Centered Manually Actuated.....	46
Gambar 2.25 Katup Four Way Air Pilot Actuated.....	46
Gambar 2.26 Strainer.....	47
Gambar 2.27 Pressure gauge.....	48
Gambar 2.28 Transmisi Belt dan Pulley.....	49
Gambar 2.29 Penampang belt.....	51

Gambar 2.30 Dimensi Pasak dan Gaya – gaya yang bekerja.....	54
Gambar 2.31 Single row ball bearing.....	57
Gambar 3.1 Diagram alir metodologi “Prototipe Progresif Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik”.....	63
Gambar 3.2 Sket mesin “Prototipe Progresif Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik”.....	66
Gambar 4.1 Daerah luasan yang di tekan (yang diarsir).....	68
Gambar 4.2 Perencanaan sistem hidrolik.....	75
Gambar 4.3 Skema Hidrolik.....	77
Gambar 4.4 Profil Alur Sabuk V.....	97
Gambar 4.5 Perhitungan panjang keliling sabuk.....	99
Gambar 4.6 Penampang belt.....	100
Gambar 4.7 Transmisi Belt dan Pulley.....	101
Gambar 4.8 Gaya yang bekerja pada poros.....	112
Gambar 4.9 Gaya horisontal pada poros.....	112
Gambar 4.10 Diagram momen bending poros bidang horizontal.....	114
Gambar 4.11 Gaya vertikal pada poros.....	114
Gambar 4.12 Diagram momen bending poros bidang vertikal.....	116
Gambar 4.13 Dimensi pasak.....	118
Gambar 4.14 Kedudukan Pasak pada poros.....	119
Gambar 4.15 Single Row Ball bearing.....	122

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Diameter Piston Dan Efisiensi.....	14
Tabel 2.2 Harga Kekasaran Permukaan pada berbagai Pipa.....	24
Tabel 2.3 Faktor K untuk Katup dan Fitting.....	26
Tabel 2.4 Kesesuaian Sifat Fluida Hidraulik.....	31
Tabel 2.5 Perbandingan Pada Berbagai Jenis Pompa.....	34
Tabel 2.6 Perbandingan Dari Berbagai Jenis Motor.....	41
Tabel 2.7 Ball Bearing Service Factors, Fs.....	58

# BAB I PENDAHULUAN



Dalam bab ini berisi latar belakang, rumusan masalah, tujuan penulisan, batasan masalah, sistematika penulisan.

## 1.1 Latar Belakang

Pengamatan yang dilakukan di Industri Kecil selama ini menunjukkan proses pembuatan dan pengepresan sandal dilakukan secara manual, yaitu dengan menggunakan mesin press lama. Mesin pres manual sebagai mesin utama dalam proses pengepresan sol sandal, kemudian dilanjutkan mesin bor untuk pelubangan sandal. Mesin press manual dan mesin bor itu sendiri sebenarnya sudah banyak di jumpai di Industri kecil akan tetapi, diperlukan banyak waktu dalam pembuatan sandal lebih lama dan memerlukan proses lanjutan pada mesin pengeboran untuk lubang sandal sehingga efisiensi kerja dalam pembuatan sandal menjadi menurun.

Proses lanjutan pada pembuatan sandal yang memerlukan waktu lama dalam proses pembuatan sandal dan efisiensi kerja yang menurun, maka untuk mempercepat proses pembuatan sandal dan meningkatkan efisiensi kerja maka dalam hal ini kami merancang tugas akhir kami yaitu "*Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik*". Dalam prototipe mesin kami, sistem hidrolik dirancang untuk menggantikan fungsi mesin press manual yang ada di industri kecil dan di lakukan juga inovasi proses pelubangan sandal sekaligus. Adapun tujuan dari perancangan prototipe mesin kami adalah memperbaiki mesin press manual yang telah ada pada industri kecil dan di lakukan proses pelubangan sandal sekaligus sehingga lebih efisien dalam waktu proses produksi sandal, mengurangi biaya proses produksi dan meningkatkan efisiensi kerja dalam pembuatan sandal.

Pada "**Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik**" adalah mesin yang dapat memperpendek waktu produksi pembuatan sandal dan efisiensi kerja proses produksi khususnya sandal karet sehingga tidak membutuhkan 2x alur kerja. Alur yang pertama yaitu dari bahan baku karet lembaran dilakukan proses pemotongan bentuk alur sandal kemudian, alur proses kedua dilakukan proses pelubangan 6 lubang pada satu pasang sandal untuk tali sandal

## 1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian di atas dapat disimpulkan permasalahan yang muncul dari penelitian tugas akhir adalah :

- A. Perancangan sistem hidrolik pada "Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik".
- B. Menentukan spesifikasi komponen perangkat hidrolik.
- C. Perancangan elemen mesin pada Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik".

## 1.3 Tujuan

Tujuan yang diharapkan pada tugas akhir ini adalah :

- A. Untuk membantu industri kecil sandal yang masih menggunakan mesin press manual dan mesin bor dalam hal peningkatan efisiensi kerja produksi.
- B. Mampu menghitung sistem hidrolik yang digunakan dalam prototipe mesin pemotong dan pelubang sandal dengan sistem hidrolik.
- C. Mengetahui kebutuhan gaya untuk memotong, sehingga rancangan proses pemotong dan pelubang sandal dapat sesuai dengan kebutuhan.

#### 1.4 Batasan Masalah

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan-batasan masalahnya, yaitu mengenai "*Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik*". Dimana dalam batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya dapat dijadikan acuan dalam pembahasan penulisan. Diantara parameter-parameter tersebut adalah:

- A. Material bahan sandal yaitu : bahan spon EVA.
- B. Bidang yang akan dicutting dan dilubangi yaitu 1 pasang sandal (sisi sandal kanan dan kiri).
- C. Ukuran sandal yang dijadikan sampel pada "*Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal dengan Sistem Hidrolik*" yaitu ukuran sandal nomor 10,5 (Produk Sky Way).
- D. Perhitungan macam sambungan diasumsikan aman untuk pemakaian (aman dalam pengoperasian).
- E. Tidak membahas material dan konstruksi mesin.
- F. Sistem dalam keadaan *steady state stedy flow (SSSF)*.
- G. Karakter fluida adalah *incompressible*.
- H. Jenis aliran pada sirkuit adalah laminar.



## 1.5 Sistematika Penulisan

Tugas akhir ini disusun dalam sistematika dan terstruktur agar memudahkan bagi yang memanfaatkannya, sistematika penyusunan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

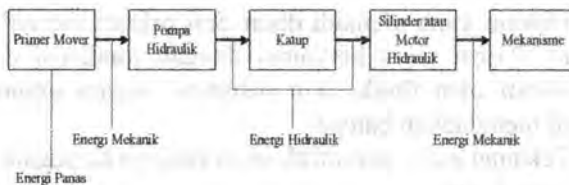
- BAB I** : Pendahuluan  
Berisi penjelasan tentang latar belakang permasalahan, rumusan masalah, batasan masalah yang mendasari penulisan tugas akhir dan tujuan dari tugas akhir
- BAB II** : Dasar Teori  
Berisi teori-teori pendukung yang digunakan sebagai landasan dalam penyusunan tugas akhir.
- BAB III** : Metode Penelitian  
Berisi tentang metodologi penyusunan tugas akhir dengan pembuatan diagram alir.
- BAB IV** : Perhitungan Dan Perencanaan  
Berisi perhitungan tentang kebutuhan gaya dan tekanan untuk memotong dan melubangi sandal, diameter piston, serta perhitungan-perhitungan yang lain untuk menentukan peralatan hidrolik yang sesuai, putaran mata pisau bor, belt yang digunakan.
- BAB V** : Kesimpulan  
Berisi kesimpulan akhir yang didapat dari pengolahan data dan saran-saran hasil analisa yang diperoleh.

## BAB 2 DASAR TEORI

### 2.1 Proses Konversi Energi Sistem Tenaga Hidraulik

Sistem tenaga hidraulik adalah suatu sistem yang digunakan untuk memindahkan energi mekanik dari suatu tempat ke tempat yang lain. Hal ini bisa terjadi melalui pemanfaatan energi tekan dari suatu fluida (pelumas). Pompa hidraulik dijalankan dengan energi mekanis dimana energi mekanis ini akan diubah menjadi energi tekan dan energi kinetis pada minyak hidraulik (pelumas) yang pada akhirnya akan diubah kembali menjadi energi mekanis pada aktuator.

Sebagai contoh, kita lihat *bucket excavator* (mesin pengeruk) yang bekerja dengan memanfaatkan sistem hidraulik. Pada peralatan tersebut, energi awal yang digunakan untuk menggerakkan pompa adalah daya engine baik motor bensin atau motor diesel. Pompa hidraulik akan memompa pelumas dimana dalam proses ini terjadi perubahan energi mekanis menjadi energi tekan dan kinetis pelumas. Pelumas akan mengalir sepanjang sirkuit hidraulik menuju aktuator yang dapat berupa silinder atau motor hidraulik. Tekanan dan energi kinetis dalam pelumas akan menggerakkan aktuator yang energi keluarannya berupa energi mekanis. Proses perubahan energi pada *excavator* dapat dijelaskan dengan skema berikut ini :



Gambar 2.1 Skema Perubahan Energi Pada Excavator

Aliran energi yang melaju melalui sebuah instalasi hidraulik berlangsung sebagai berikut :

1. Pengkonversian energi mekanis (motor listrik) menjadi energi hidraulik melalui pompa hidraulik. Energi hidraulik dapat diartikan sebagai energi potensial maupun sebagai energi kinetik dari suatu medium (minyak hidraulik).
2. Pemindahan energi hidraulik oleh arus oli (pelumas) dari pompa melalui unsur-unsur pengaruh dan kendali ke pemakai/user (silinder hidraulik).
3. Pengubahan energi hidraulik menjadi energi mekanis melau silinder (pemakai oli).

Sesuai dengan hukum kekekalan energi, jumlah energi dalam sistem hidraulik adalah tetap. Kehilangan energi akibat gesekan antara pelumas dengan alat transportasinya dihitung sebagai kerugian tekanan. Kehilangan tekanan ini besarnya sangat tergantung dari pola aliran pelumas saat mengalir dalam sistem hidraulik. Pelumas hidraulik mempunyai pola aliran laminar dan turbulan. Pola aliran laminar, *pressure drop* yang terjadi diakibatkan oleh viskositas pelumas sedangkan aliran turbulen menimbulkan *pressure drop* akibat hambatan yang diberikan oleh *fitting* dan *kekasaran* permukaan dari sistem pipa.

## 2.2 Hukum Pascal

Hukum yang menjadi dasar dari prinsip hidraulik adalah hukum Pascal yang berkaitan dengan transmisi daya yang dilakukam oleh fluida atau pelumas. Secara umum hukum Pascal menyatakan bahwa :

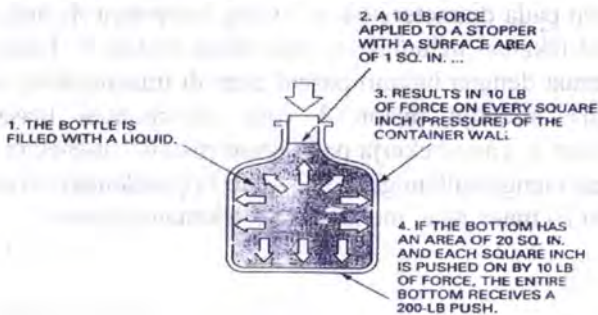
1. Tekanan pada suatu titik akan bekerja ke segala arah dan sama besar.

2. Apabila tekanan diberikan pada suatu fluida dalam ruang tertutup maka tekanan tersebut akan disebarkan ke segala arah dengan sama besar.

Konsep di atas dapat menjelaskan kenapa suatu botol gelas yang berisi liquid dapat pecah pada bagian dasarnya saat tutup botol (*stopper*) tersebut ditekan ke arah bawah (lihat gambar 2.5) Dari gambar tersebut tampak bahwa bila gaya sebesar  $10\text{ lb}$  diberikan kepada *stopper* yang luas penampangnya  $1\text{ in}^2$  maka dalam botol akan timbul tekanan liquid yang besarnya  $10\text{ lb/in}^2$ . Tekanan ini akan disebarkan ke segala arah dengan sama besar. Bila diasumsikan bagian bawah botol mempunyai luas penampang  $20\text{ in}^2$  maka besarnya gaya yang dialami bagian bawah botol dapat mencapai  $200\text{ lb}$ . Gaya sebesar ini mungkin akan dapat memecahkan bagian bawah dari botol gelas tersebut.



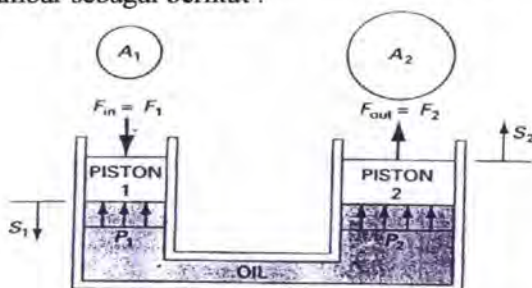
Gambar 2.2 Distribusi Tekanan Pada Ruang Tertutup



Gambar 2.3 Prinsip Hukum Pascal

### 2.3 Transmisi Gaya Hidraulik

Apabila gaya  $F$  bekerja pada suatu fluida tertutup melalui luasan permukaan  $A$  maka tekanan akan terjadi dalam fluida tersebut. Tekanan yang bekerja sesuai dengan jumlahnya yang dipakai secara tegak lurus menekan luasan permukaan tersebut. Proses pemindahan gaya hidraulik dapat dijelaskan dengan gambar sebagai berikut :



Gambar 2.4 Skema Pemindahan Gaya Hidraulik

Tekanan yang bekerja pada semua sisi secara merata atau sama besar dan serempak sehingga tekanan itu diteruskan ke segala arah atau titik secara sama dan merata pula.

Dari gambar 2.4 diatas tampak bahwa bila gaya input  $F_1$  bekerja pada diameter piston 1 yang luasannya  $A_1$  maka akan timbul tekanan pelumas  $P_1$  pada dasar piston 1. Tekanan  $P_1$  ini sesuai dengan hukum pascal akan di transmisikan melalui pelumas menuju piston 2 yang mempunyai luasan  $A_2$ . Tekanan  $P_2$  yang bekerja pada dasar piston 2 menekan piston ke atas menghasilkan gaya  $F_2$ . Apabila penekanan permukaan  $A_1$  dan  $F_1$  maka akan mendapatkan tekanan sebesar :

$$P = \frac{F_1}{A_1} \dots\dots\dots (Ref 1, hal 30)$$

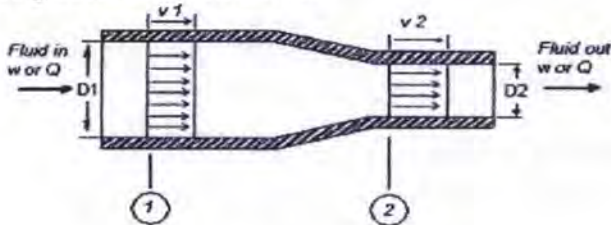
Dari gambar 2.5 tampak bahwa pada titik 1 akibat fluida yang masuk timbul tekanan  $P_1$ , tekanan ini akan mendorong  $A_1$  dan menghasilkan gaya  $F$  yang besarnya adalah  $P_1 A_1$  gaya ini akan mendorong  $A_2$  dan menghasilkan tekanan  $P_2$  sebesar  $\frac{F_2}{A_2}$  pada titik 2.

Oleh karena itu, hubungan diatas dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_1 A_1 = P_2 A_2 \text{ sehingga } P_2 = P_1 (A_1/A_2) \dots \dots \dots (\text{Ref 1, hal 75})$$

## 2.5 Persamaan Kontinuitas

Hubungan-hubungan antara debit, luas penampang, kecepatan aliran fluida dalam suatu luasan tertentu disebut Mekanika Aliran Bergerak. Persamaan kontinuitas menyatakan bahwa untuk aliran *steady* yang terjadi di dalam pipa, *weight flow rate* adalah sama untuk seluruh penampang pipa. Untuk mengetahui persamaan kontinuitas dapat di lihat pada gambar 2.5 di bawah ini :



Gambar 2.6 Kontinuitas Aliran

Dari gambar 2.6 di atas tampak bahwa selama tidak ada kebocoran atau penambahan fluida antara titik 1 dan 2, maka *weight flow rate* tetap konstan :

$$W_1 = W_2$$

Sesuai hukum Pascal berlaku :

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \text{ sehingga didapat } \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 67})$$

Saat piston 1 bergerak ke bawah maka volume pelumas yang dipindahkan akan sama dengan volume pelumas yang bergerak ke atas pada piston 2 sehingga berlaku :

$$V_1 = V_2$$

$$A_1 S_1 = A_2 S_2$$

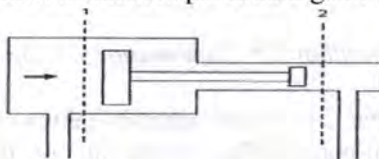
$$\text{Sehingga di dapat : } \frac{S_2}{S_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{F_1}{F_2} \text{ Dan}$$

$$\text{akhirnya di dapat } F_1 S_1 = F_2 S_2 \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 68})$$

Di dalam ilmu fisika kita mengetahui bahwa energi merupakan hasil kali antara gaya dan jarak yang ditempuh sehingga dari persamaan di atas dapat di ketahui bahwa energi input ke sistem hidraulik akan sama dengan keluaran energi pada sistem yang sama. Namun demikian pada kenyataannya akan terjadi gesekan antara piston dengan dinding silinder yang menyebabkan energi output akan selalu lebih kecil dibandingkan energi input.

#### 2.4 Transmisi Tekanan

Dengan asumsi fluida dapat mengalir tanpa gesekan, proses transmisi tekanan dapat diterangkan sebagai berikut :



Gambar 2.5 Skema Transmisi Tekanan

$$Y_1 A_1 V_1 = Y_2 A_2 V_2 \quad \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 77})$$

Bila fluida yang mengalir merupakan liquid maka  $Y_1 = Y_2$ . sehingga persamaan kontinuitas menjadi :

$$Q_1 = A_1 V_1 = A_2 V_2 = Q_2$$

Dimana : Q adalah *Volumetric flow rate* (kapasitas)

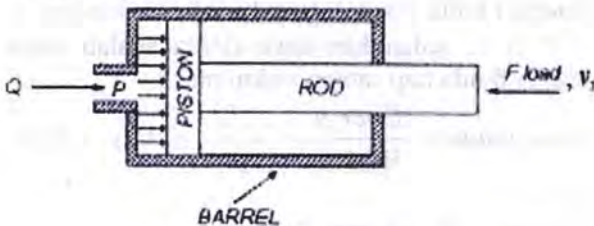
Dalam sistem hidraulik, volume flow rate di dalam pipa adalah konstan maka persamaan di atas dapat di tulis lagi menjadi :

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\left(\frac{\pi}{4}\right) D_2^2}{\left(\frac{\pi}{4}\right) D_1^2} = \frac{D_2^2}{D_1^2} = \left[ \frac{D_2}{D_1} \right]^2 \quad \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 79})$$

Dimana  $D_1$  dan  $D_2$  adalah diameter pipa titik 1 dan titik 2.

## 2.6 Daya Hidraulik

Daya hidraulik (*horse power*) yang terjadi pada silinder hidraulik dapat di hitung dengan menggunakan gambar silinder di bawah ini :



Gambar 2.7 Silinder Hidraulik

Dengan melihat gambar silinder di atas maka gaya silinder hidraulik dapat ditentukan. Daya ini pada prinsipnya merupakan daya yang dihasilkan oleh fluida (dalam hal ini



liquid) untuk menggerakkan silinder. Untuk mengetahui daya tersebut maka langkah-langkahnya adalah sebagai berikut :

1. Menentukan Luasan Piston.

Tekanan fluida  $P$  dari pompa akan bekerja pada luasan piston  $A$  untuk menghasilkan gaya yang diperlukan untuk menggerakkan beban  $F_{load}$ .

$$P A = F_{load} \text{ sehingga } A = \frac{F_{load}}{P} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 80})$$

2. Menentukan *Volumetric Flow Rate* fluida ( $Q$ ) yang masuk silinder.

*Volumetric Displacement*  $V_D$  dari silinder hidraulik adalah sama dengan volume yang dipindahkan piston pada saat bergerak sepanjang langkah  $S$ , yaitu  $V_D = A \times S$ , maka besarnya *volumetric flow rate*  $Q$  sama dengan  $V_D$  di bagi dengan waktu yang di butuhkan piston bergerak sejauh  $S$  sehingga akhirnya

$$Q = \frac{V_D}{t} = \frac{A \times S}{t} = A \times v \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 81})$$

Dimana :  $A$  = luasan piston  
 $V$  = kecepatan linier fluida

3. Energi Fluida dapat di tentukan dari hubungan  $W = F \times S = P A S$ , sedangkan daya fluida adalah sama dengan energi fluida tiap satuan waktu maka :

$$\text{Daya fluida} = \frac{\text{Energi}}{\text{Waktu}} = \frac{P A S}{t} = P A v = P Q \dots\dots(\text{Ref 1, hal 81})$$

Dimana :  $P$  = tekanan fluida  
 $Q$  = *volumetric flow rate* (kapasitas fluida).

Dalam sistem inggris bila  $1 \text{ hp} = 550 \text{ ft.lb/dt}$ , maka *Hydraulic Horse Power (HHP)* :

$$\text{HHP} = \frac{P(\text{lb}/\text{ft}^2)Q(\text{ft}^3/\text{dt})}{550} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 82})$$

Perlu diingat bahwa :

1. Daya Mekanik = Gaya x Kecepatan Silinder  
= Torsi x Kecepatan Angular
2. Daya Elektrik = Volt x Ampere
3. Daya Hidraulik = Tekanan x Kapasitas

#### 4. Menentukan Efisiensi Silinder

Karena terjadi gesekan antara piston dengan dinding silinder, maka menyebabkan energi yang keluar selalu lebih kecil di bandingkan dengan energi yang masuk ke dalam silinder hidraulik, sehingga:

$$\eta_{\text{silinder}} = \frac{\text{OHP}}{\text{HHP}} = \frac{Fv}{PQ} \dots\dots\dots(\text{Ref 1 hal 84})$$

Dimana :

- OHP = Daya yang di lakukan silinder untuk mengerakkan beban  
HHP = Daya hidraulik yang masuk kesilinder hidraulik  
 $\eta_s$  = Efisiensi silinder  
F = Gaya pembentukan  
v = Kecepatan silinder  
Q = Kapasitas silinder  
P = Tekanan pada silinder

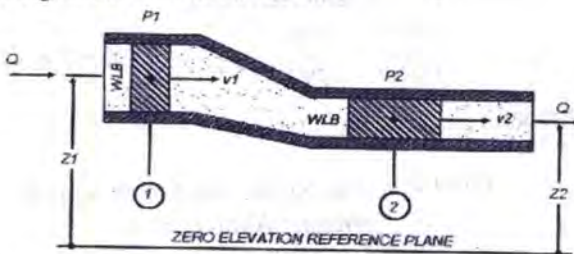
Besarnya efisiensi silinder tergantung dari diameter piston, yang dapat dilihat pada tabel di bawah ini :

Tabel 2.1 Diameter Piston Dan Efisiensi

Piston Cylinder	
Diameter	Efisiensi
20 – 50 mm	80 – 85
50 – 120 mm	85 – 90
120 mm	90 – 95

## 2.7 Persamaan Energi

Persamaan *Bernoulli* dapat diperoleh dengan memanfaatkan hukum kekekalan energi untuk sistem pipa seperti gambar 2.10 dibawah ini :



Gambar 2.8 Sistem Pipa untuk Mendapatkan Persamaan Bernoulli

Berkaitan dengan bidang referensi nol, maka kita dapatkan :

Jenis Energi	Titik 1	Titik 2
Elevasi	$W.Z_1$	$W.Z_2$
Tekanan	$W \frac{P_1}{\gamma}$	$W \frac{P_2}{\gamma}$
kinetic	$\frac{W.v_1^2}{2g}$	$\frac{W.v_2^2}{2g}$

*Daniel Bernoulli* menyatakan bahwa total energi yang dimiliki oleh fluida pada titik 1 akan sama dengan total energi pada titik 2 asalkan tidak ada kerugian gesek antara kedua tersebut. Total energi ( $W$ ) dari fluida merupakan gabungan energi potensial yang berhubungan dengan ketinggian fluida, energi tekanan yaitu sama dengan hidrostatik dan energi kinetik yang berhubungan dengan kecepatan fluida. Pernyataan tersebut dapat dituliskan secara matematika :

$$W \cdot Z_1 + W \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W \cdot v_1^2}{2g} = W \cdot Z_2 + W \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W \cdot v_2^2}{2g} \dots (\text{Ref 1, hal 85})$$

Jika persamaan diatas dibagi dengan  $W$  maka persamaan menjadi :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \dots (\text{Ref 1, hal 85})$$

dimana :  $Z$  = Elevation Head

$\frac{P}{\gamma}$  = Pressure head

$\frac{v^2}{2g}$  = Velocity head

Dari beberapa hubungan yang dijelaskan diatas dapat disimpulkan :

1. Kenaikan kecepatan fluida pada diameter pipa kecil menghasilkan energi kinetik yang tinggi.
2. Total energi dari fluida tidak berubah, baik energi potensial maupun energi tekanan atau keduanya selama ukuran diameternya tidak berubah.

3. Didalam sistem hidrostatik, energi tekan memiliki factor utama yaitu factor ketinggian dan kecepatan fluida yang bersifat relatif.

Persamaan *Bernoulli* dapat dimodifikasi dengan memperhitungkan besarnya kerugian gesek  $H_f$  yang terjadi antara titik 1 dan titik 2. demikian juga apabila antara titik 1 dan titik 2 terdapat pompa (menambah energi ke fluida) dan motor hidrolik (menggunakan energi fluida) maka persamaan *Bernoulli* menjadi :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_f = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \dots\dots\dots(\text{Ref } 1, \text{ hal } 86)$$

dimana :  $Z$  = elevation head (m)

$$\frac{P}{\gamma} = \text{pressure head} \left[ \frac{N/m^2}{N/m^3} = m \right]$$

$$\frac{v^2}{2g} = \text{velocity head} \left[ \frac{(m/sec)^2}{m/sec^2} = m \right]$$

$H_p$  = pump head ... (m)

$H_m$  = motor head ... (m)

$H_f$  = head lost ..... (m)

Dimana:

$$H_p = H_m = \frac{P}{0,433SG} = \frac{1714(HHP)}{0,433SG} = \frac{3950(HHP)}{Q.SG} \dots\dots\dots(\text{Ref } 1, \text{ hal } 87)$$

## 2.8 Sistem Distribusi

Dalam sitem aliran tenaga, aliran fluida di distribusikan melalui pipa atau fitting yang membawa fluida dari reservoir

ke komponen – komponen yang bekerja dan kemudian kembali ke reservoir. Di dalam sistem aliran tenaga digunakan empat jenis pipa, yaitu :

- a. *Steel pipe*
- b. *Steel tubing*
- c. *Flexible hoses*

Pemilihan dari masing – masing jenis pipa tergantung kebutuhan dalam tekanan operasi dan debit aliran. Pada dasarnya pemilihan juga didasarkan pada kondisi lingkungan, jenis fluida yang digunakan, temperatur operasi, getarannya dan gerakan relatif antara komponen – komponen yang bekerja.

### 2.8.1 Pipa

Pipa didalam sistem hidraulik digunakan untuk menyalurkan fluida pada instalasi yang relatif diam. Umumnya material pipa yang sering dipakai adalah baja, karena pipa dengan bahan dari baja cukup kuat untuk mengalirkan fluida pada tekanan tinggi.

#### a. *Tensile Stress*

Pipa harus cukup kuat untuk mencegah pecahnya pipa yang diakibatkan *tensile stress* dinding pipa dibawah tekanan operasi fluida. Tekanan yang terjadi dalam pipa harus mampu melawan tekanan kerja sistem. Fluida di dalam pipa memberikan tekanan sebesar  $P$  yang disebarkan ke seluruh dinding, sehingga :

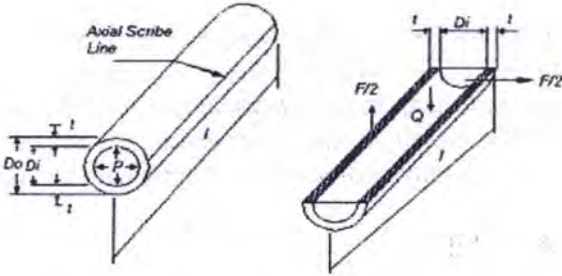
$$F = Q = P.A..... (Ref 1, hal 352)$$

Apabila  $A$  merupakan luasan yang direncanakan dari separuh pipa bagian bawah, maka  $A$  sama dengan luasan persegi panjang yaitu :

$$F = P.A = P.(L.D_i) \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 352})$$

Tensile Strength di dalam pipa sama dengan tensile stress dibagi dengan luasan dari pipa :

$$\sigma = \frac{F/2}{tL} = \frac{PD_i}{2t} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 353})$$



Gambar 2.9 Tekanan dan Gaya yang Terjadi di Dalam Pipa

b. Bursting Pressure dan Working Pressure

Burst pressure (BP) adalah tekanan fluida yang menyebabkan pipa pecah. Hal ini dapat terjadi apabila tensile strength ( $\sigma$ ) sama dengan tensile stress ( $S$ ) dari material pipa. Kerusakan pada pipa ini ditandai dengan peretakan pada dinding pipa yang lama kelamaan menjadi pecah.

$$BP = \frac{2ts}{D_i}$$

$$WP = \frac{BP}{FS}$$

$$t = \frac{D_o - D_i}{2} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 354})$$

Dimana :

$$BP = \text{burst pressure ... (N/m}^2\text{)}$$

- $t$  = tebal pipa ... (m)  
 $S$  = tensile strength material pipa ... ( $N/m^2$ )  
 $D_i$  = diameter inlet ... (m)  
 $D_o$  = diameter outlet ... (m)  
 $WP$  = Working pressure ... ( $N/m^2$ )  
 $FS$  = Faktor Keamanan

*Working pressure (WP)* merupakan tekanan operasi maksimum yang aman dari fluida hidraulik, yang didefinisikan *burst pressure* dari pipa di bagi dengan factor keamanan (*FS*). Hal ini menjamin keadaan dari pipa satandar industri merekomendasikan factor keamanan berdasarkan hubungan dengan tekanan kerja atau operasi sebagai berikut :

$FS = 8$  untuk tekanan dari 0 – 1000 psi.

$FS = 6$  untuk tekanan dari 1000 – 2500 psi.

$FS = 4$  untuk tekanan diatas 2500 psi.

### 2.8.2 Hose

Bila dalam sistem hidraulik terjadi gerakan relatif antar komponen, maka diperlukan pipa yang fleksibel untuk menyalurkan fluida hidraulik. Pipa jenis ini disebut *hose*.

Hose banyak digunakan karena mempermudah pemasangan dan mampu meredam getaran. Hose dirancang agar mampu bekerja pada tekanan tinggi. Selang hidraulik dibuat menyesuaikan spesifikasi SAE, yang sering dipakai adalah jenis SAE 100R1 dan SAE 100R2.

Adapun konstruksi dari hose adalah sebagai berikut :

1. Bagian dalam terbuat dari karet yang tahan terhadap korosi dan panas



2. Body (penguat) terbuat dari *fabric braid reinforcement*.
3. Bagian terluar terbuat dari karet yang berfungsi untuk melindungi hose dari kondisi luar, misalnya : kotoran, cuaca, dan lain – lain.

Hal-hal yang perlu diperhatikan apabila sistem hidraulik menggunakan hose adalah sebagai berikut :

1. Hose mempunyai radius minimum yang diijinkan.
2. Dalam proses operasi, hose tidak boleh mendapat beban puntir dan beban tarik.

## 2.9 Aliran Hidraulik Dalam Pipa

Sampai kini kita tidak dapat meneliti mekanisme dari kehilangan energi yang di akibatkan oleh gesekan bersama dengan aliran fluida di dalam pipa. Tahanan dalam aliran biasanya di hitung dari viskositas fluida. Semakin tinggi viskositas fluida maka semakin kecil alirannya dan semakin besar energi yang di butuhkan untuk menggerakkan. Energi ini hilang karena di ubah menjadi panas akibat gesekan dan menghasilkan pembuangan energi.

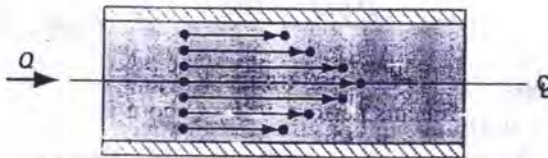
Kehilangan energi juga terjadi di dalam sambungan pipa yang biasa di sebut *fitting*. *Fitting* adalah komponen yang di gunakan membawa atau mengontrol fluida, sebagai contoh adalah katup dan *elbow*. Aliran fluida rata – rata yang melalui *fitting* menyebabkan kehilangan energi. Semakin banyak belokan maka semakin besar kerugian yang terjadi.

Kehilangan energi dalam sistem aliran tenaga harus di jaga sekecil mungkin. Oleh karena itu di butuhkan pemilihan ukuran pipa dan *fitting* yang di pakai dalam system. Umumnya semakin kecil ukuran diameter pipa atau *fitting*,

semakin besar kerugian yang terjadi. Bagaimana menggunakan diameter pipa dan *fitting* yang besar mengakibatkan kenaikan biaya dan penempatan sehingga dalam pemilihan ukuran komponen harus ada kompromi antara kehilangan energi, biaya dan ruang atau tempat yang digunakan.

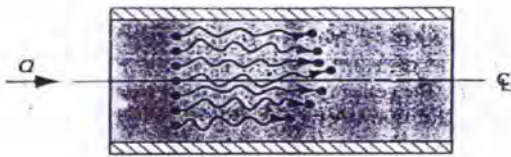
## 2.10 Aliran Laminer dan Turbulen

Pada prinsipnya ada dua jenis aliran yang terjadi di dalam pipa yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Aliran laminar adalah aliran di mana struktur alirannya terdiri dari gerakan partikel – partikel fluida yang berlapis lapis. Aliran laminar di tandai dengan adanya aliran yang mulus (*smooth*). Pada aliran ini, partikel fluida bergerak dengan lintasan sejajar. Contoh aliran laminar dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.10 Aliran Laminer

Bila kecepatan aliran cukup tinggi maka aliran akan berubah dari laminar menjadi turbulen. Dalam aliran turbulen strukturnya terdiri dari gerakan partikel-partikel fluida dalam wujud random, tiga dimensi, tambahan lagi partikel-partikel yang bergerak tersebut saling mengisi pada badan aliran. Dalam aliran turbulen, gerakan dari partikel menjadi tidak teratur dan acak sehingga akan menimbulkan tahanan (*resistance*) terhadap aliran. Gambar 2.10.1 di bawah ini menunjukkan keadaan aliran turbulen.



Gambar 2.11 Aliran Turbulen

## 2.11 Bilangan Reynolds

Untuk mengetahui keadaan suatu aliran apakah itu aliran laminar atau turbulen yang mengalir dalam pipa sangat dipengaruhi oleh property aliran itu sendiri misalnya kecepatan aliran, *density* viskositas, diameter saluran maupun jarak aliran dari ujung sentuh permukaan. Untuk menentukannya dapat dilakukan dengan menggunakan Bilangan *Reynolds*.

Bilangan Reynolds :

$$(N_R) = \frac{\rho \cdot V D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 115})$$

Dimana :

$\rho$  = *mass density* dari fluida ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  = kecepatan rata - rata fluida dalam pipa ( $\text{m/s}$ )

$D$  = diameter dalam pipa ( $\text{m}$ )

$\mu$  = viskositas absolut ( $\text{Ns/m}^2$ )

$\nu$  = viskositas kinematik ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

1. Bilangan *Reynolds* lebih kecil dari 2000, adalah aliran laminar.
2. Bilangan *Reynolds* lebih besar dari 4000, adalah aliran turbulen.
3. Bilangan *Reynolds* antara 2000 sampai 4000, merupakan aliran transisi.

## 2.12 Persamaan Darcy

Persamaan ini digunakan untuk menghitung besarnya kerugian gesek yang terjadi pada instalasi hidraulik. Perubahan tekanan pada sistem aliran *incompressible* yang mengalir melalui pipa saluran dan sistem aliran terjadi karena perubahan gesekan. Kerugian tekanan atau kehilangan tekanan ini pada umumnya dapat di kelompokkan menjadi :

1. Kerugian Major (*Major Losse*)
2. Kerugian Minor (*Minor Losses*)

### 2.12.1 Kerugian Major (Major losses)

Merupakan kehilangan tekanan karena gesekan pada dinding pipa yang mempunyai luas penampang yang tetap yang terjadi dalam pipa yang besarnya adalah :

$$HL = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 117})$$

Dimana:

F = faktor gesekan.

L = Panjang pipa. (m)

D = Diameter dalam pipa. (m)

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

g = percepatan gravitasi. (m/s<sup>2</sup>)

#### 2.12.1.1 Kerugian Major untuk Aliran Laminer

Untuk aliran laminer,  $f = \frac{64}{N_R}$  sehingga :

$$H_l = \frac{64}{N_R} \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 117})$$

### 2.12.1.2 Kerugian Major untuk Aliran Turbulen

Untuk aliran turbulen besarnya  $f$  tergantung pada  $N_R$  dan kekasaran relatif (*relative roughness*) dari pipa yang di gunakan. Kekasaran tersebut di definisikan sebagai hasil bagi antara kekasaran permukaan  $\varepsilon$  dan diameter dalam pipa  $D$ , maka :

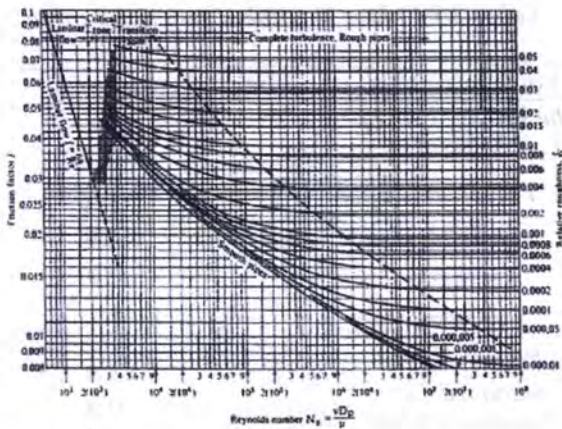
$$\text{Relative Roughness} = \frac{\varepsilon}{D} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 119})$$

Harga kekasaran untuk berbagai pipa dapat di lihat pada tabel 2.2 di bawah ini :

Tabel 2.2 Harga Kekasaran Permukaan pada berbagai Pipa

<i>Piping Type</i>	<i>Absolute Roughness</i>	
	<i>s (ft)</i>	<i>s (mm)</i>
<i>Glass atau Plastic</i>	<i>Smooth</i>	<i>Smooth</i>
<i>Draw Tubing</i>	<i>0.000005</i>	<i>0.0015</i>
<i>Commercial Steel atau</i>	<i>0.00015</i>	<i>0.046</i>
<i>Wrought Iron</i>		
<i>Asphalted Cast Iron</i>	<i>0.0004</i>	<i>0.12</i>
<i>Galvanized Iron</i>	<i>0.0005</i>	<i>0.15</i>
<i>Cast Iron</i>	<i>0.00085</i>	<i>0.26</i>
<i>Rivelted Steel</i>	<i>0.006</i>	<i>1.8</i>

Setelah harga  $N_R$  dan Relative Roughness dapat di hitung maka besarnya  $f$  dapat ditentukan dengan menggunakan Moody Diagram seperti gambar 2.12 dibawah ini.



Gambar 2.12 Moody Diagram

### 2.12.2 Kerugian Minor (Minor Loses)

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

$$Hl = K \left( \frac{v^2}{2g} \right) \text{ atau } Hl = f \left( \frac{Le}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right) \dots (\text{Ref 1, hal 122})$$

dimana :

- $K$  = factor  $K$  untuk berbagai macam katup dan *fitting* yang besarnya dapat dilihat pada table 2.3 di bawah.
- $Le/D$  = koefisien kehilangan tekanan pada katup dan *fitting* yang besarnya dapat dilihat pada lampiran 6.
- $v$  = kecepatan rata – rata fluida.
- $g$  = percepatan gravitasi.

Tabel 2.3 Faktor K untuk Katup dan Fitting

<i>Valve or Fitting</i>	<i>Faktor K</i>
<i>Globe Valve: wide open</i>	<i>10</i>
<i>½ open</i>	<i>12.5</i>
<i>Gate Valve: wide open</i>	<i>0.19</i>
<i>¾ open</i>	<i>0.9</i>
<i>½ open</i>	<i>4.5</i>
<i>¼ open</i>	<i>24</i>
<i>Return Bend</i>	<i>2.2</i>
<i>Standard Tee</i>	<i>1.8</i>
<i>Standard Elbow</i>	<i>0.9</i>
<i>45° Elbow</i>	<i>0.42</i>
<i>90° Elbow</i>	<i>0.75</i>
<i>Ball Check Valve</i>	<i>4</i>

### 2.13 Fluida Hidraulik

Fluida hidrolik merupakan elemen yang sangat penting dalam system tenaga hidrolik mengingat perannya sebagai fluida kerja yang memindahkan energi dan sebagai pelumas komponen penyusun system. Mengingat peranannya yang sangat penting tersebut maka pelumas harus mempunyai sifat-sifat sebagai berikut :

- a. Mempunyai viskositas yang memadai.
- b. Mampu mencegah adanya pembentukan endapan, getah oli dan pernis.
- c. Tidak mudah membentuk buih-buih oli.
- d. Memelihara kestabilan dengan sendirinya, dengan demikian akan mengurangi ongkos penggantian fluida.
- e. Secara relative mampu menjaga nilai kekentalan walaupun dalam temperatur yang tinggi.

- f. Memisahkan kandungan air.
- g. Sesuai dengan penyekat yang dipakai pada komponen.
- h. Tidak beracun.
- i. Mampu mencegah korosi atau kontaminasi.

Syarat-syarat kualitas yang harus dipenuhi sering dijumpai adanya hasil campuran khusus dan tidak boleh dihadirkan pada setiap jenis fluida. Viskositas secara umum dianggap sesuatu yang paling penting dalam sifat-sifat fisik dari oli hidrolik karena akan mempengaruhi kemampuan untuk mengalir. Nilai viskositas suatu fluida dikatakan rendah jika fluida tersebut mengalir dengan mudah yang selanjutnya disebut sebagai fluida ringan atau encer. Nilai viskositas suatu fluida dikatakan tinggi jika fluida tersebut sulit mengalir yang selanjutnya disebut sebagai fluida berat atau kental. Jenis fluida yang akan dipakai dalam sistem hidrolik adalah oli.

Dalam praktek pemakaiannya, memilih oli dengan viskositas tertentu adalah satu hal yang sangat dianjurkan. Seringkali pemilihan ini telah ditentukan oleh pembuat pompa hidrolik sehingga pemilihan oli dengan spesifikasi tertentu akan memenuhi sifat dan karakteristik daripada pengangkat hidrolik yang telah direncanakannya. Gerakan viskositas oli yang tinggi memberikan pengisian yang baik antara celah dari pompa, katup dan motor. Tetapi apabila nilai viskositas oli terlalu tinggi maka akan memberi akibat seperti berikut ini :

Karena hambatan untuk mengalir besar menyebabkan sulitnya gerakan elemen penggerak (*actuator*) dan *kavitasi* pompa (udara masuk ke dalam pompa) :

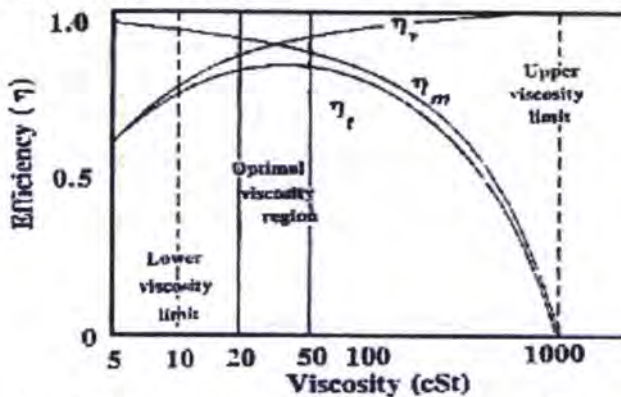


1. Pemakaian tenaga bertambah karena kerugian gesekan yang dapat mempercepat umur dari peralatan
2. Penurunan tekanan bertambah melalui saluran-saluran dan katup-katup.

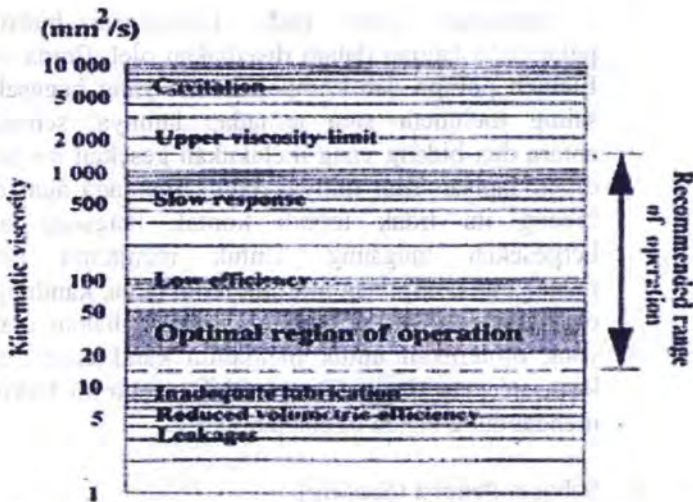
Tetapi sebaliknya apabila viskositas oli terlalu rendah akan mengakibatkan hal-hal sebagai berikut :

1. Kerugian-kerugian kebocoran dalam system berlebihan.
2. Arus berlebihan karena pelumasan tidak mencukupi pada pompa dan motor.
3. Menurunkan efisiensi motor.
4. Suhu oli naik atau bertambah karena kerugian-kerugian kebocoran dalam.

Pada gambar 2.13 dan 2.13.1 dijelaskan bahwa viskositas optimal yang diijinkan berkisar antara 20 sampai 50 cSt. Hal ini dikarenakan pada kondisi viskositas diantara 20 sampai 50 cSt, efisiensi volumetris dan efisiensi mekanis terletak pada kondisi optimal sehingga memungkinkan fluida mengalir dengan maksimal.



Gambar 2.13 Grafik Efisiensi Hidraulik Sebagai Fungsi dari Viskositas



Gambar 2.14 Istilah dari Viskositas untuk Operasi Sistem Hidraulik

Fluida hidraulik yang berwujud minyak oli merupakan bagian yang sangat penting pada suatu sistem pesawat hidraulik. Fluida hidrolis dalam aplikasinya mempunyai empat tujuan utama yaitu :

1. Sebagai Penerus Gaya

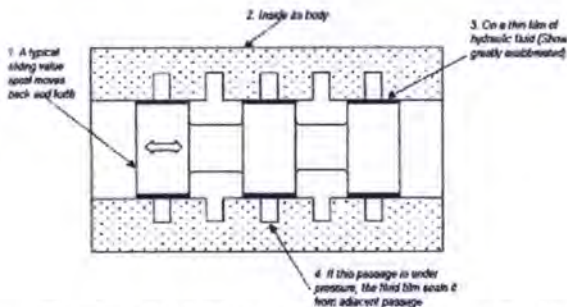
Aplikasi fluida sebagai penerus gaya, fluida harus dapat mengalir dengan mudah melalui komponen-komponen salurannya. Terlalu banyak hambatan untuk mengalir, akan sangat besar tenaga yang hilang. Fluida sedapat mungkin harus mempunyai sifat tidak kompresibel sehingga gerakan yang terjadi pada saat pompa dihidupkan atau katup dibuka dengan segera dapat dipindahkan.

## 2. Pelumasan

Sebagian besar pada komponen hidrolik, pelumasan bagian dalam disediakan oleh fluida cair. Elemen pompa dan komponen lain yang bergesekan saling meluncur satu terhadap lainnya, sehingga antara dua bidang yang melakukan gesekan itu perlu diberi lapisan film minyak untuk menjaga agar dua bidang itu tidak terjadi kontak langsung atau bergesekan langsung. Untuk menjamin umur pemakaian komponen hidrolik lebih lama, kandungan oli harus terdiri dari bahan-bahan tambahan utama yang diinginkan untuk menjamin karakteristik anti keausan yang tinggi. Tetapi tidak semua oli hidrolik mengandung bahan tambahan.

## 3. Sebagai Pengisi (*Sealing*)

Dalam hal tertentu, fluida hanya sebagai pengisi (penutup) terhadap tekanan di dalam suatu komponen hidrolik. Terlihat pada gambar di bawah ini bahwa tidak ada cincin pengisi antara batang terhadap rumah katupnya untuk menekan kebocoran dari lintasan tekanan tinggi ke lintasan tekanan rendah. Kerapatan mekanik pengepasan dan viskositas oli menentukan kebocoran rata-ratanya.



Gambar 2.15 Fluida Hidrolik Sebagai Sealing

## 2.14 Peralatan Komponen Hidraulik

Komponen hidraulik yang diproduksi oleh pabrik sudah distandarisasikan, misalnya standar ISO, ANSI, JIS, dan lain-lain, dalam merencanakan sistem rangkaian hidraulik dalam bentuk gambaran rangkaian.

### 2.14.1 Pompa Hidraulik

Dari bermacam-macam komponen yang ada dalam sistem hidraulik, boleh dikatakan bawah pompa adalah komponen yang paling dominan. Fungsi dari pada pompa adalah untuk mengubah energi mekanik menjadi energi hidraulik dengan cara menekan fluida hidraulik ke dalam sistem. Dalam sistem hidraulik, pompa merupakan suatu alat untuk memindahkan sejumlah volume fluida dan untuk memberikan gaya sebagaimana diperlukan.

Hal-hal yang harus diperhatikan dalam pemilihan pompa :

1. Tekanan maksimum yang diperlukan sistem untuk menghasilkan gaya keluar yang cukup dengan elemen penggerak.
2. Aliran maksimum (puncak) atau aliran rata-rata yang diperlukan, apabila sistem menggunakan akumulator.
3. Daya guna pompa, kesesuaian operasi, pemeliharaan ringan, harga pembelian awal, dan kebersihan pompa.
4. Kontrol aliran pompa selama sistem berada dalam tahap tak bergerak, pemindahan tetap, dan pemindahan tak tetap.
5. Pemilihan actuator (silinder hidraulik atau motor) sebagai acuan tekanan dan kapasitas pompa.
6. Pilih pompa berdasarkan dasar dari aplikasi (gear, vane, atau piston pump).

#### 4. Sebagai Pendingin

Sirkulasi minyak oli melalui pipa – pipa penghantar dan seluruh dinding bak penampung (*reservoir*) akan menyerap panas yang ditimbulkan dalam sistem hidrolik.

Pada tabel 2.4 di bawah diperlihatkan sifat fluida hidrolik untuk berbagai jenis fluida.

Tabel 2.4 Kesesuaian Sifat Fluida Hidraulik

	<i>Jenis Fluida</i>				
	<i>Oli Mineral</i>	<i>Glycol Air</i>	<i>Ester Phosphat</i>	<i>Oli dalam Air</i>	<i>Oli Sintesis</i>
Tahan Api	K	SB	B	C	C
Viskositas	B	SB	C	B	C-B
Kesesuaian	B	SB	C	B	C
Penyekat					
Kualitas Pelumasan	SB	C-B	SB	C-B	SB
Batas Suhu (°C) di atas ideal	65	50	65	50	65
Perbandingan Harga relatif terhadap Oli	1	4	8	1,5	4

Keterangan :

- SB = Sangat Baik
- B = Baik
- C = Cukup
- K = Kurang Cocok

Berdasarkan sistem pemindahannya secara umum pompa dapat digolongkan menjadi dua macam yaitu :

### 1. Non Positive Displacement Pump

Untuk pompa tipe ini umumnya digunakan untuk tekanan rendah dan kecepatan aliran fluida yang tinggi. Karena tidak sesuai dengan tekanan tinggi maka tidak banyak digunakan pada industri hidraulik. Pada umumnya kapasitas tekanan maksimum dibatasi antara 250–300 psi. Tipe dari pompa ini lebih banyak digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain.

### 2. Positive Displacement Pump

Untuk pompa tipe ini pada umumnya digunakan pada sistem aliran tenaga. Ketika diterapkan, *positive displacement pump* mengalirkan fluida dalam sistem hidraulik pada setiap putaran dari setiap putaran poros pompa. Pompa ini mampu mengatasi kelebihan tekanan dari beban mekanik dari sistem, selain itu juga dapat mengatasi tahanan aliran yang disebabkan oleh gesekan.

Mengingat sistem hidraulik umumnya bekerja pada tekanan operasi yang relatif tinggi maka jenis pompa yang dipakai dalam sistem hidraulik adalah, *Positive Displacement Pump*.

Dimana *positive displacement pump* memiliki beberapa keuntungan, antara lain:

1. Membangkitkan tekanan tinggi.
2. Mempunyai efisiensi volumetric yang relatif tinggi.
3. Aliran pompa relatif kecil.
4. Perubahan efisiensi relatif kecil pada daerah tekanan tertentu.

5. Fleksibilitas performansi tinggi (dapat dioperasikan pada kebutuhan tekanan dan kecepatan yang bervariasi).

Pompa hidraulik dapat digerakkan menurut gerakan dari komponen internalnya, yaitu :

1. *Gear pump* (mempunyai roda gigi yang susunannya biasanya terdiri atas gigi penggerak/*drive gear* dan gigi yang digerakkan/*driven gear*).
2. *Vane pump* (mempunyai sudu sebagai alat penekan).
3. *Piston pump*.

Perhitungan daya pompa sebelumnya harus diketahui supaya tidak terjadi kekeliruan dalam perhitungan. Sehingga daya pompa adalah :

$$W = \gamma Q \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 95})$$

Dimana :  $W = \text{daya pompa... (Hp)}$

$\gamma = \text{densitas fluida... (kg/m}^3\text{)}$

$Q = \text{kapasitas silinder... (m}^3\text{/s)}$

$H = \text{head pomp... (m)}$

Untuk perbandingan dari berbagai jenis pompa dapat dilihat pada tabel 2.14 dibawah ini :

*Tabel 2.5 Perbandingan Pada Berbagai Jenis Pompa.*

<i>Jenis Pompa</i>	<i>Tekanan (kg/cm<sup>2</sup>)</i>	<i>Kapasitas (Liter/min)</i>	<i>Kecepatan Maksimum (rpm)</i>	<i>Efisiensi Overall (%)</i>
Sudu	20-210	2-950	2000-4000	75-90
Roda Gigi	20-210	7-570	1800-7000	75-90
Piston Aksial	70-350	2-1700	600-6000	85-95

Piston Radial	50-250	20-700	700-180	80-92
---------------	--------	--------	---------	-------

Sehingga dengan beberapa factor yang tersebut di atas maka dipilih pompa dengan tipe roda gigi. Hal ini dikarenakan adanya beberapa alasan, antara lain :

1. Konstruksinya sederhana dan kokoh.
2. Kemantapan kerja yang tinggi, juga pada pembebanan yang mantap
3. Tidak tergantung dari letak pemasangan.
4. Sifat penghisapan yang baik (pada putaran yang konstan).
5. Relatif tidak peka terhadap kotoran.
6. Jangkauan putarannya besar (biasanya  $n = 1400 - 2800 \text{ rpm}$ ).
7. Dapat digunakan untuk berbagai daerah tekanan (mulai dari  $40 \text{ bar} - 160 \text{ bar}$ )
8. Efisiensi yang memadai ( $75\% - 90\%$ )

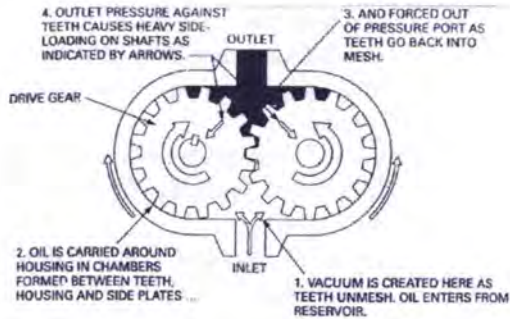
- Pompa Roda Gigi (*Gear Pump*)

Prinsip kerja pompa jenis ini adalah menciptakan aliran dengan membawa fluida diantara gigi dari meshing gear (gigi yang bertautan). Susunan giginya biasanya terdiri atas gigi penggerak (*drive gear*) dan gigi yang digerakkan (*driven gear*). Sejumlah zat cair masuk di sisi hisap ke dalam rongga – rongga gigi kemudian di pindahkan ke sisi tekan. Pada saat tersebut zat cair oleh cengkaman gigi di desak keluar dari rongga – rongga gigi. Oleh sebab itu rongga – rongga gigi di sebut sebagai ruang – ruang pendesak.



### 1. Pompa Roda Gigi Eksternal (Eksternal Gear Pump).

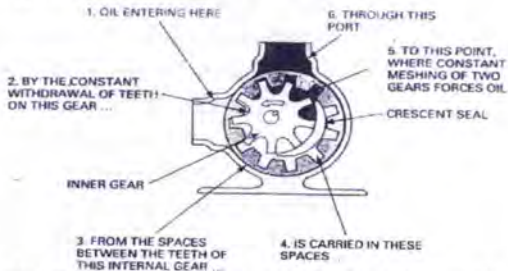
Pada pompa jenis ini kondisi volume yang terjadi pada inlet saat gigi unmesh dan kondisi ini akan menarik fluida masuk ruang yang terbentuk di antara gigi – gigi tersebut. Gambar 2.14 di bawah ini menunjukkan operasi dari pompa roda gigi eksternal.



Gambar 2.16 Operasi Pompa Roda Gigi Eksternal

### 2. Pompa Roda Gigi Internal.

Pompa ini terdiri dari *internal gear*, *regular spur gear*, *crescent seal* dan *external housing*. Operasi dari pompa ini dapat dilihat pada gambar 2.14.1 di bawah ini.



Gambar 2.17 Operasi Pompa Roda Gigi Internal

### 2.14.2 Reservoir

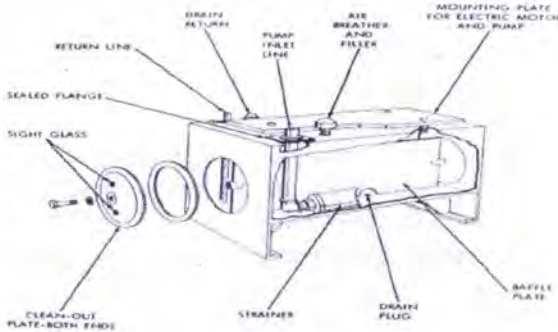
Ruangan penyimpanan fluida (oli) digunakan tangki atau sering juga disebut reservoir. Fluida di jaga agar tetap bersih dengan menggunakan saringan kasar (strainer), saringan halus (filter) atau pemisah magnetic sesuai dengan kondisi yang diinginkan .

Pada prinsipnya reservoir mempunyai fungsi yang penting, antara lain :

1. Reservoir menyimpan sejumlah fluida sehabis dipakai dari sistem hidraulik, dan bekerja sebagai penahan terhadap fluktuasi (gejolak) fluida yang disebabkan oleh pemindahan aliran yang tidak sama pada elemen penggerak (sistem).
2. Reservoir mampu membuang panas yang ditimbulkan oleh tenaga yang hilang pada elemen penggerak dan elemen pengatur (katup).
3. Reservoir menetralsir adanya buih dan gelembung yang ditimbulkan sehingga buih dan gelembung dapat terpisah dari fluida hidrauliknya
4. Reservoir dapat mengendapkan kotoran-kotoran fluida, endapan itu berada di bagian bawah reservoir, sehingga bebas dari fluidanya.

Untuk melaksanakan fungsi-fungsi diatas, persyaratan rancangan tertentu hampir untuk pemakaian di industri. Reservoir dikonstruksi dari plat baja yang disambung dengan sambungan las, dengan kaki mengangkat reservoir di atas lantai (landasan). Dengan cara ini akan memberikan pendinginan oleh sirkulasi udara disekitar keseluruhan dinding reservoir dan bagian bawahnya, sehingga pemindahan panasnya menjadi optimal.

Reservoir kecil biasanya terbuat dari aluminium tuang dengan sirip-sirip pendingin. Kebanyakan reservoir dijual dalam bentuk satu unit lengkap meliputi penggerak utama, pompa, dan satu katup pelepas. Dan hampir setiap unit tenaga kecil (sampai 150 liter) mempunyai pompa dipasang secara vertical pada ujung pompa, dicelupkan dalam fluida hidraulik. Kopling memberikan pemindahan tenaga motor listrik tanpa harus mengganggu pompa, juga terpasang pada pelat atas untuk memudahkan pembersihan.



*Gambar 2.18 Konstruksi dari Reservoir*

Ukuran dari reservoir ditentukan dari kriteria berikut ini :

1. Reservoir harus diberi lubang untuk kotoran dan udara agar bisa keluar.
2. Reservoir harus bisa menahan semua oli yang masuk ke reservoir dari sistem.
3. Reservoir harus dibuat sebesar mungkin agar dapat meredam panas dan getaran dari sistem.

Sebuah reservoir mempunyai kapasitas sebesar tiga kali dari kapasitas pompa untuk suatu sistem hidrolik. Persamaan ini ditulis dalam :

$$\text{Reservoir size (gal)} = 3 \times \text{pump flow-rate (gpm)} \dots (\text{ref 1, hal 380})$$

$$\text{Reservoir size (m}^3\text{)} = 3 \times \text{pump flow-rate (m}^3\text{/min)}$$

### 2.14.3 Aktuator

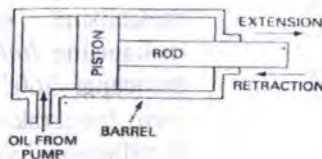
Aktuator merupakan komponen hidrolik berfungsi untuk mengubah energi hidrolik dari pompa menjadi energi mekanik yang berupa gaya dan kecepatan. Aktuator menurut operasinya dapat dikelompokkan sebagai berikut :

#### 1. Silinder Hidraulik

Berfungsi merubah energi hidrolik menjadi gerakan linier dan jenis – jenis silinder ini antara lain

- *Single Acting Cylinder*

Mampu menghasilkan gaya linear hanya dalam satu arah saja (*extending*).



Gambar 2.19 *Single Acting Cylinder*

- *Double acting cylinder*

Banyak digunakan di dunia industri, bisa bergerak bolak - balik (*reciprocating motion*) dengan tekanan hidrolik.



Gambar 2.20 Double acting cylinder

## 2. Aktuator Rotari

Digunakan untuk menghasilkan energi yang berbentuk putaran (rotasi) dan mempunyai konstruksi yang menyerupai pompa hidraulik. Motor hidraulik pada umumnya dapat dikelompokkan menjadi dua macam :

### a. Limited Rotation (Oscillation Fluid Motor)

Merupakan motor yang mampu memberikan gerakan rotasi yang terbatas. Motor jenis ini biasanya terdiri atas piston dan sudu (*vane*). Pada tipe piston terjadi perubahan gerakan piston menjadi gerakan osilasi poros dengan menggunakan mekanisme *rack, pinion*, rantai atau mekanisme *link* dan osilasi yang dihasilkan mencapai  $360^{\circ}$  atau lebih. Pada tipe *vane*, *vane* bergerak akibat adanya tekanan yang mendorong *vane* sedang perbedaannya dengan motor kontinu terletak adanya *stopper* yang membatasi putaran *vane* sehingga akan berhenti pada putaran tertentu.

b. Continuous Rotation (Motor Hydraulic)

Motor jenis ini dapat berputar secara kontinyu dan mempunyai konfigurasi yang hampir sama dengan pompa hidraulik. Perbedaannya dengan pompa terletak pada cara kerjanya dimana motor hidraulik digerakkan oleh tekanan fluida dari pompa.

Motor hidraulik dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- 1). *Motor vane* (motor sudu).
- 2). *Motor gear* yang terdiri atas internal dan eksternal.
- 3). *Motor piston*.

Perbandingan dari berbagai jenis motor dapat dilihat pada table di bawah ini :

Tabel 2.6 Perbandingan Dari Berbagai Jenis Motor

Jenis Motor	Tekanan (Kg/cm <sup>2</sup> )	Kapasitas (liter/min)	Kecepatan Maksimum (rpm)	Efisiensi Overall (%)
Vane	175	25 - 300	400 - 3000	75 - 90
Gear	210	4 - 300	300 - 5000	75 - 90
Piston Aksial	350	10 - 1000	10 - 5000	85 - 95
Piston Radial	210	125 - 38000	1 - 500	85 - 92

#### 2.14.4 Katup (Valve)

Penggunaan katup dalam sistem hidraulik terutama digunakan untuk mengatur atau mengontrol aliran fluida

baik dalam arah, kapasitas dan tekanan agar tenaga fluida yang dihasilkan pompa hidraulik bisa dimanfaatkan secara optimal berdaya guna.

Sesuai dengan fungsi, katup yang digunakan dalam sistem hidraulik terdiri atas :

1. Katup Pengatur Tekanan (*Pressure Control Valve*)

Katup pengatur tekanan dalam sistem hidraulik untuk mengatur gaya elemen penggerak dan untuk menentukan pemilihan batas tekanan pada saat pengaturan operasi mesin-mesin tertentu.

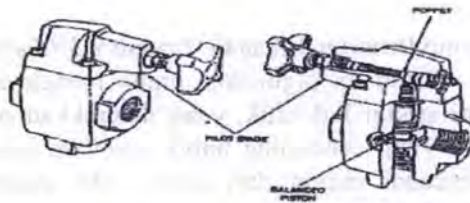
Pengaturan tekanan terutama digunakan untuk melaksanakan fungsi-fungsi sistem berikut :

- a. Untuk membatasi tekanan maksimum system dalam rangkaian hidraulik atau sub-rangkaian.
- b. Untuk menyediakan arah balik aliran pompa ke tangki (*reservoir*), sementara tekanan sistem harus dipertahankan (*system unloading*).
- c. Untuk memberikan perlawanan atau menurunkan batas-batas tekanan yang dapat dipilih (*gaya penyeimbang*).
- d. Untuk mengurangi atau menurunkan batas-batas tekanan dari rangkaian utama ke tekanan yang lebih rendah pada suatu sub-rangkaian.

Menurut fungsi-fungsinya katub-katub ini dapat dibedakan sebagai berikut :

1. Katup Pengaman (*Pressure Relief Valve*)

Katup ini digunakan untuk melindungi pompa dan katup kontrol yang lain dari adanya tekanan yang berlebihan dan juga menjaga agar tekanan dalam sirkuit hidraulik konstan.



Gambar 2.21 Pressure Relief Valve

Katup ini dapat dibagi menurut tipe pengoperasiannya menjadi :

- a. Pressure Relief Valve Tipe Operasi dengan Pemandu (Pilot Operated Tipe).

Tipe katup ini sering digunakan karena mempunyai unjuk kerja yang tinggi diantara tipe-tipe lainnya. Tipe ini dilengkapi dengan unit piston pengimbang yang fungsinya untuk membebaskan kelebihan oli dan pilot digunakan untuk mengontrol operasi dari piston pengimbang untuk mengatur tekanan. Dengan menggunakan lubang (vent) pada piston pengimbang maka katup ini bisa digunakan untuk mengontrol tekanan rendah maupun tekanan tinggi.

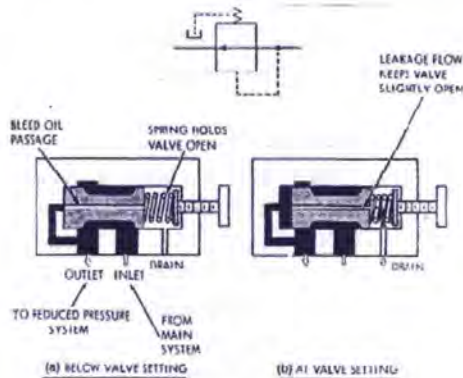
- b. Pressure Relief Valve Tipe Operasi Langsung (Direct Operated Tipe).

Pada prinsipnya katup ini seperti katup relief operated pilot, hanya saja katup ini berfungsi untuk mengendalikan tekanan tertentu apabila katup pengarah pada saluran tertutup dan sebaliknya bila diinginkan tekanan tak terbebani (off loading). Maka Fluida di bypass ke saluran reservoir, posisi katup pengarah dirubah pada saluran terbuka.



## 2. Katup Penurun Tekanan (*Pressure Reducing Valve*)

Katup ini digunakan untuk mengurangi tekanan dari sirkuit hidraulik, yang digerakkan oleh tekanan hilir yang cenderung untuk menutup ketika tekanan mencapai setting dari katup. Jika tekanan hilir di bawah tekanan setting dari relief valve, maka fluida akan mengalir dari inlet menuju outlet.



Gambar 2.22 *Pressure Reducing valve*

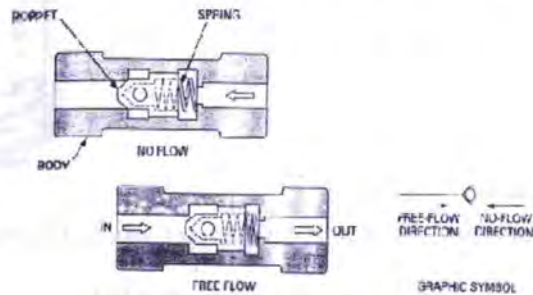
## 3. Katup Pengontrol Arah (*Directional Control Valve*)

Katup ini dirancang untuk menghidupkan, mematikan, mengontrol arah aliran dalam sirkuit hidraulik, mempercepat dan memperlambat silinder maupun motor hidraulik. Katup ini digunakan untuk berbagai pemakaian dan mempunyai banyak jenis.

### 1. *Check Valve*

Ini merupakan jenis katup pengatur arah yang paling sederhana karena memiliki dua port. Check valve bertujuan untuk

mengalirkan fluida dalam satu arah dan mencegah aliran dari arah yang berlawanan.



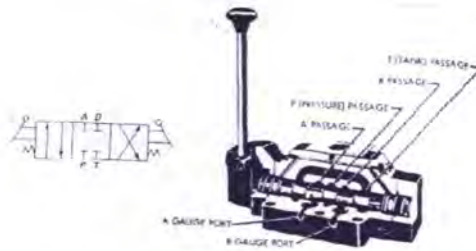
Gambar 2.23 Operasi Check Valve

## 2. Three Way dan Four Way Valve

Katup three way memiliki tiga saluran, sedangkan four way memiliki empat saluran. Secara umum directional control valve menggunakan spool untuk merubah aliran di dalam katup. Katup ini dapat beroperasi dengan dua atau tiga posisi spool.

Katup three way dapat digunakan untuk meneruskan aliran dari pompa ke komponen yang lain secara langsung. Sedangkan katup four way digunakan untuk mengatur silinder double acting, posisi dari spool dapat digerakkan secara manual, mekanis, pressure maupun dengan selenoid.

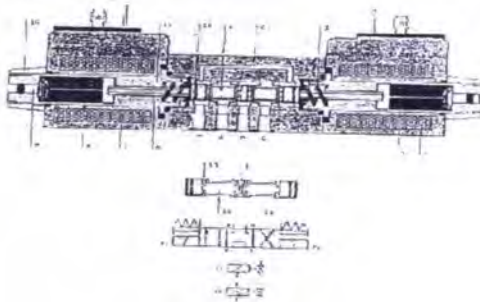
Pada gambar 2.14.8 dapat dilihat katup 4/3 yang digerakkan secara manual yaitu dengan menggunakan hand level, ini merupakan katup tiga posisi spring centered. Katup tiga posisi digunakan jika ingin menahan actuator pada posisi.



Gambar 2.24 Katup 4/3 Spring Centered Manually Actuated

### 3. Pilot Actuated Valve

Directional control valve juga bisa dioperasikan dengan menggunakan tekanan udara yang mengenai piston pada spool. Pada gambar 2.14.9 pegas berfungsi untuk menjaga spool pada posisi center ketika tidak ada tekanan udara. Ketika udara dimasukkan dari sisi kiri, tekanan dari udara tersebut akan mendorong piston dan menggerakkan spool ke kanan. Dan sebaliknya, jika udara dimasukkan dari sisi kanan akan menyebabkan spool bergeser kekiri.



Gambar 2.25 Katup Four Way Air Pilot Actuated

### 2.14.5 Saringan (*Strainer*)

Dalam sistem hidraulik, fluida hidraulik harus dijaga agar tetap bersih dengan menggunakan *filter* (saringan halus) dan *strainer* (saringan kasar). Yang membedakan antara strainer dan filter adalah kemampuan penyaringan terhadap kotoran-kotoran yang melewatinya.

Berbeda dengan strainer, komponen penyaring (*catridge*) yang digunakan lebih besar, sehingga butiran-butiran yang tersaringpun lebih kasar. Pemisah magnet digunakan untuk menjerat kotoran-kotoran yang terbawah oleh fluida, khususnya kotoran-kotoran dari logam fero seperti keausan yang ditimbulkan akibat gesekan pada bidang-bidang bergerak. Karena pada prinsipnya partikel sebesar 1-5 mikron mampu meyebabkan keausan pada katup hidraulik dan mempercepat kerusakan oli, maka penyaringan terhadap fluida merupakan hal yang paling penting untuk memelihara fungsi dan ketahanan system hidraulik.



Gambar 2.26 Strainer

### 2.14.6 Pressure Gauge

Pressure gauge berfungsi untuk mengukur tekanan fluida sebelum masuk ke unit pemeliharaan liquid. Alat ini digunakan untuk memonitoring dan alasan keamanan.

Biasanya alat pengatur tekanan dipasang dan dilengkapi dengan penduga (pengukur tekanan) yang menunjukkan besarnya liquid atau tekanan yang mengalir sesudah melalui pengatur tekanan.

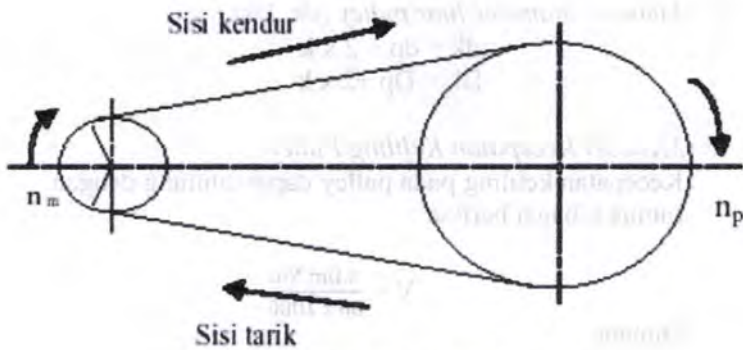
Cara kerja alat ini dapat dijelaskan sebagai berikut, Pertama-tama adalah liquid masuk ke pengatur tekanan melalui lubang saluran tekanan dalam pipa dan dapat menyebabkan pipa bertekanan. Tekanan yang lebih besar akan mengakibatkan belokan radius yang lebih besar. Pergerakan perpanjangan pipa diubah kejarum penunjuk melalui tuas penghubung. Tembereng gigi yang bergerak dan roda gigi yang digerakkan pinion. Tekanan pada saluran masuk dapat terbaca dalam skala penunjuk. Dibawah ini merupakan gambar dari pressure gauge.



*Gambar 2.27 Pressure gauge*

## **2.15 Perencanaan Belt dan Pulley**

Pemindahan daya yang digunakan pada mesin skun kabel ini adalah sebuah belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-belt dengan penampang melintang berbentuk trapesium.



Gambar 2.28 Transmisi Belt dan Pulley

1. Perhitungan rasio putaran, daya yang ditransmisikan, jarak sumbu poros ( $c$ ) :

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

2. Pemilihan faktor koreksi ( $f_c$ ) dipilih 1,1 variasi beban kecil (pada tabel 1.1 ref 4 hal 165):

3. Perhitungan daya rencana/ $P_d$  (kW) :

$$P_d = F_c \cdot p$$

4. Perhitungan momen rencana  $T_1, T_2$  (kg mm) :

$$T_1 = 9,74 \cdot 10 \frac{P_d}{n_1}$$

$$T_2 = 9,74 \cdot 10 \frac{P_d}{n_2}$$

5. Perhitungan diameter poros ( $d_{s1}, d_{s2}$ ) :

$$D_{s1} = \left\{ \left( \frac{5,1}{\tau_A} \right) \times C_b \times K_t \times T_1 \right\}$$

$$D_{s2} = \left\{ \left( \frac{5,1}{\tau_A} \right) \times C_b \times K_t \times T_2 \right\}$$

6. Mencari diameter luar pulley ( $dk, Dk$ ) :

$$dk = dp + 2 \times k$$

$$Dk = Dp + 2 \times k$$

7. Mencari Kecepatan Keliling Pulley :

Kecepatan keliling pada pulley dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$V = \frac{\pi \cdot Dm \cdot Nm}{60 \times 1000}$$

Dimana :

$v$  = Kecepatan keliling pulley (m/s)

$Dm$  = Diameter pulley pada motor (mm)

$Nm$  = Putaran motor (rpm)

8. Mencari Panjang belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dipakai menggunakan rumus :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (Dp + Dm) + \frac{(Dp - Dm)^2}{4 \cdot a} \dots\dots(\text{ref 4, hal 170})$$

Dimana :

$L$  = Panjang belt (mm)

$a$  = Jarak antar poros (mm)

$Dm$  = Diameter pulley penggerak (mm)

$Dp$  = Diameter pulley yang digerakan (mm)

9. Perhitungan sudut kontak puli  $\Phi(^{\circ})$  ,faktor koreksi( $K \Phi$ ) :

Untuk mengetahui berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus- rumus sebagai berikut :



$$\Phi = 180^\circ - \frac{57 \cdot (Dp - dp)}{c}$$

#### 10. Mencari Gaya efektif pada belt :

Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya disisi tarik (F1) dan gaya disisi kendur (F2) gaya yang timbul pada F1 lebih besar dari F2 :

$$F_e = F1 - F2$$

Dimana :

F1 = gaya yang menarik Belt

F2 = gaya pada belt yang kendur

#### 11. Gaya Keliling pada Pulley

Gaya keliling yang timbul pada pulley dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \times Nm}{v}$$

Dengan adanya overload factor  $\Phi = 1,5$  gaya diatas menjadi

$$F = \Phi \cdot F_{\text{rated}}$$

Dimana :



$F_{rated} = F$  = Gaya keliling pulley (kg)  
 $P_m$  = Daya motor (kW)  
 $V$  = Kecepatan pulley (m/s)  
 (Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 241)

## 12. Menghitung Tegangan Belt

Tegangan belt yang timbul akibat beban dihitung dengan rumus :

$$K = 2 \cdot \Phi \cdot \sigma_0$$

Dimana :

$\Phi$  = Faktor tarikan  
 $\sigma_0$  = Tegangan belt aman ( $\text{kg/cm}^2$ )  
 $K$  = Tegangan yang timbul pada belt ( $\text{kg/cm}^2$ )  
 (Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 235)

## 13. Mencari Luas Penampang Belt ( $A$ = Tebal)

Luas penampang belt dicari guna menentukan tipe belt seperti apa yang akan kita gunakan nanti, dengan menggunakan rumus :

$$Z \cdot A = \frac{F}{K}$$

Dimana :

$Z$  = Jumlah belt  
 $A$  = Luasan penampang pada belt ( $\text{cm}^2$ )  
 $F$  = Gaya pada belt (kg)  
 $K$  = Tegangan yang timbul untuk V-belt 12 ( $\text{kg/cm}^2$ )  
 (Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 237)

## 14. Menghitung Tegangan Maksimum pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian sisi yang tegang dan itu terjadi dititik awal belt memasuki pulley penggerak. Sehingga tegangan maksimum yang terjadi adalah :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :

- $\sigma_0$  = tegangan awal ( $12 \frac{kg}{cm^2}$  untuk V-belt)
- $\gamma$  = specific weight ( $\frac{kg}{dm^3}$ ) (table 6.4)
- $E_b$  = modulus elastic ( $\frac{kg}{cm^2}$ ) (table 6.4)
- $A$  = Luas penampang belt

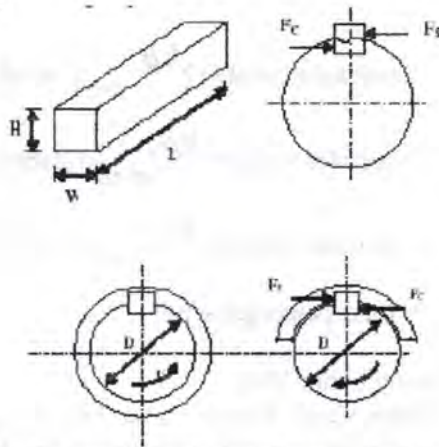
#### 15. Menghitung Umur Belt

Untuk mengetahui berapa umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$H = \frac{N \text{ Baze}}{3600 \cdot U \cdot Z} \cdot \left\{ \frac{\sigma \text{ Fat}}{\sigma \text{ max}} \right\}^8$$

### 2.16 Perencanaan Pasak

Pasak adalah bagian dari elemen mesin, disamping digunakan untuk menyambung, juga digunakan untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain, dalam hal ini pada Roda gigi yang disambungkan dengan poros mesin tersebut.



Gambar 2.30 Dimensi Pasak dan Gaya – gaya yang bekerja

Keterangan :

H = Tinggi pasak

W = Lebar pasak

L = Panjang pasak

Fs = Gaya geser

Fc = Gaya kompresi

Bila poros berputar dengan torsi yang besarnya T (N.m) akan menghasilkan gaya F yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya F inilah yang bekerja pada pasak.

$$F = \frac{T}{0,5 \cdot D}$$

Dimana :

F = gaya yang bekerja pada pasak (lb)

D = Diameter poros (m)

T = torsi (lb.in)

Tentukan bahan pasak yang akan kita gunakan nanti yang sesuai dengan tegangan gesek dan syp yang terbesar dari pasak yang kita dapatkan tersebut.

### 1. Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Untuk mendapatkan besarnya tegangan geser pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$S_s = \frac{S_{syp}}{N}$$

Dimana :

- $S_s$  = Tegangan geser.
- $S_{syp}$  = Shear strength yield point.
- $N$  = Angka keamanan.

### 2. Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser

Menentukan panjang pasak dapat ditinjau melalui tegangan geser dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$L_s \geq \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot D_p} \dots \dots \dots (\text{Aaron D. Deutschman, 1975})$$

Dimana :

- $L_s$  = Panjang pasak untuk tegangan geser.
- $T$  = Torsi poros.
- $S_s$  = Shear stress.
- $W$  = Lebar pasak.
- $D$  = Diameter poros.

### 3. Tegangan Kompresi Pada Pasak

Untuk mendapatkan besarnya tegangan kompresi pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N}$$

Dimana :

- $S_c$  = Tegangan kompresi.
- $S_{yp}$  = Strength yield poin.

### 4. Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi

Besarnya panjang pasak dapat ditentukan melalui tegangan kompresi yang bekerja pada pasak yaitu dengan persamaan sebagai berikut :

$$L_c \geq \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot D_p} \dots \dots \dots (\text{Aaron D. Deutschman, 1975})$$

Dimana :

- $L_c$  = Panjang pasak untuk tegangan kompresi.
- $T$  = Torsi poros.
- $S$  = Shear kompresi.
- $W$  = Lebar pasak.

### 5. Panjang Pasak

Agar pasak menjadi aman maka panjang pasak harus lebih 25% dari diameter poros sehingga persamaan untuk panjang pasak menjadi :

$$L = L_c + 0,25 D$$

Dimana :

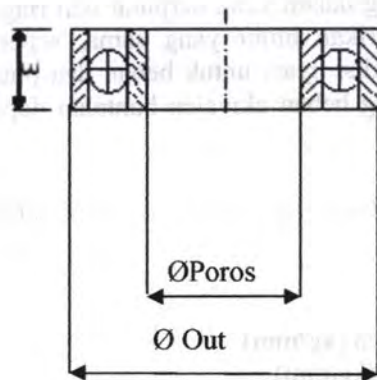
- $L$  = Panjang pasak.
- $L_c$  = Panjang pasak untuk tegangan kompresi.
- $D$  = Diameter poros.

## 2.17 Perencanaan Bantalan

Data – data yang digunakan dalam dasar teori bantalan adalah sebagai berikut :

- Diameter poros :  $D$
- Gaya pada bantalan :  $F_H$  dan  $F_V$
- Putaran engkol :  $n_p$

Dengan diameter yang diketahui maka diperoleh data bantalan tipe *single row deep groove ball bearing* seperti pada lampiran



Gambar 2.30 Single Row Ball bearing

Keterangan :  $\text{Ø p}$  = Diameter poros  
 $\text{Ø out}$  = Diameter luar  
 $B$  = Lebar bantalan

### 2.17.1 Mencari Gaya Radial Bantalan

Menghitung gaya radial pada bantalan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$F_r = \frac{F_H^2 + F_V^2}{2}$$

Dimana :  $F_r$  = Beban radial dalam kg/mm

$F_H$  = Gaya pada sumbu horizontal dalam kg/mm

$F_V$  = Gaya pada sumbu vertikal dalam kg/mm

### 2.17.2 Mencari Beban Equivalen

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap. Ini akan memberikan umur yang sama, seperti bila bantalan bekerja pada kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung beban ekuivalen bantalan dapat menggunakan rumus :

$$F = X.V.F_r + Y.F_a \dots\dots\dots(2.28)$$

Dimana :

F = Beban ekuivalen (kg/mm)

$F_r$  = Beban radial (kg/mm)

$F_a$  = Beban aksial (kg/mm)

V = Faktor putaran, 1 untuk ring dalam yang berputar

X = Faktor beban radial

Y = Faktor beban aksial

Tabel 2.7 Ball Bearing Service Factors,  $F_s$

Type of service	Multiply calculated load By following factors	
	Ball bearing	Roller bearing
Uniform and steady load	1	1
light shock load	1.5	1
Moderate shock load	2.5	1.7
Heavy shock load	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load	3	2

### 2.17.3 Menghitung Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus :

$$L_{10} = \left\{ \frac{C}{P} \right\}^B \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \dots\dots\dots(\text{Ref 10, hal 485})$$

Dimana :

$L_{10}$  = Umur bantalan (Jam kerja)

$C$  = Beban dinamis, diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)

$P$  = Beban ekuivalen (kg/mm)

$b = 3$ , untuk bantalan dengan bola

$= 10/3$ , untuk tipe bantalan rol

$n$  = Jumlah Putaran (rpm)

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 485 )



Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman ini sengaja dikosongkan

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB 3**

### **METODOLOGI**

Dalam bab ini berisi tentang metodologi penyusunan tugas akhir dengan pembuatan diagram alir.

#### **3.1. Diagram Alir Perencanaan**

Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini menggunakan metode penelitian, meliputi :

1. **Peninjauan Lapangan**  
Peninjauan lapangan yang dilakukan dalam hal ini meliputi survei secara langsung pada industri sandal di wedoro dan PT. Siantar Madju (Produk Sky Way).
2. **Studi Literatur**  
Studi literatur dilakukan dengan cara mempelajari buku-buku pedoman dan hasil publikasi ilmiah serta melalui penelitian yang dilakukan peneliti lain yang berhubungan dengan perancangan pemotongan dan pelubangan sandal ini yang berguna untuk memperoleh dasar teori dan kelengkapan dalam perancangan Tugas Akhir.
3. **Sket Gambar**  
Membuat gambar alat guna mempermudah dalam penyusunan dan pembuatan alat.
4. **Perencanaan dan perhitungan**  
Perhitungan ini dilakukan dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakannya dalam perhitungan perancangan, sehingga dapat diketahui mengenai mekanisme kerja yang diinginkan agar alat tersebut aman dalam pengoperasian.

5. Perakitan

Melakukan perakitan alat dengan bahan dan peralatan yang telah tersedia.

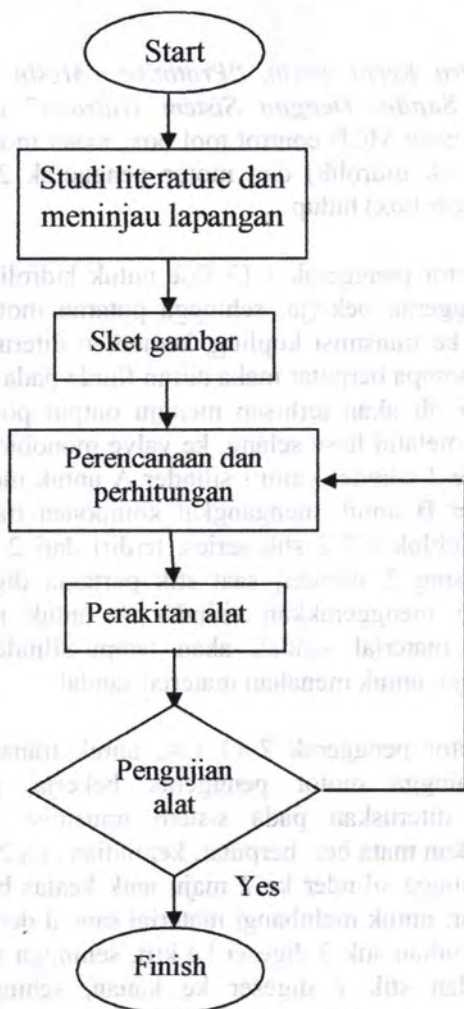
6. Uji coba

Melakukan uji coba alat yang telah dirakit.

7. Kesimpulan.

Untuk lebih memperjelas dalam metode penyusunan Tugas Akhir ini maka semua itu disajikan dalam diagram alir atau flowchart seperti berikut ini.

Berikut Diagram alir chart :



Gambar 3.1 Diagram alir metodologi “Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik”

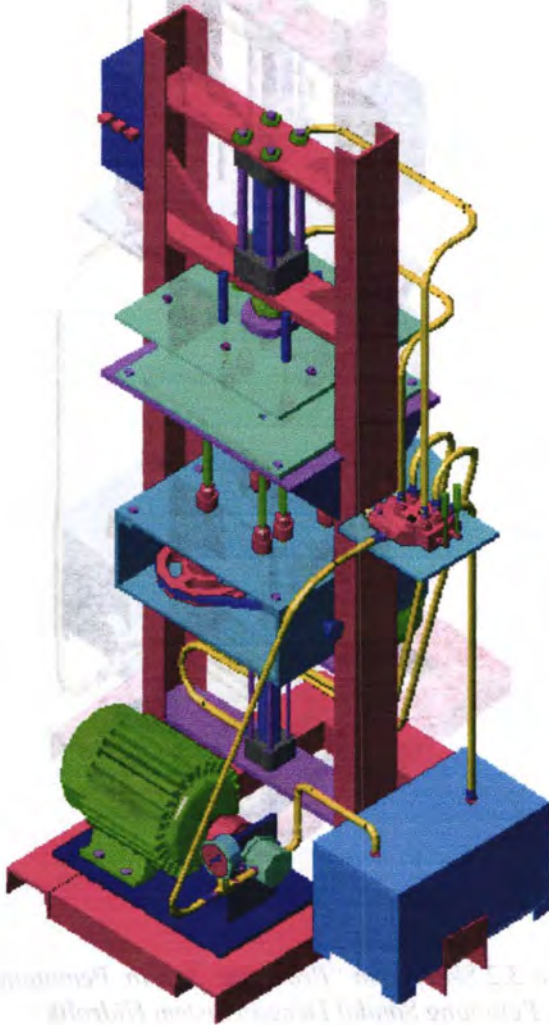
### 3.2 Mekanisme Kerja Mesin

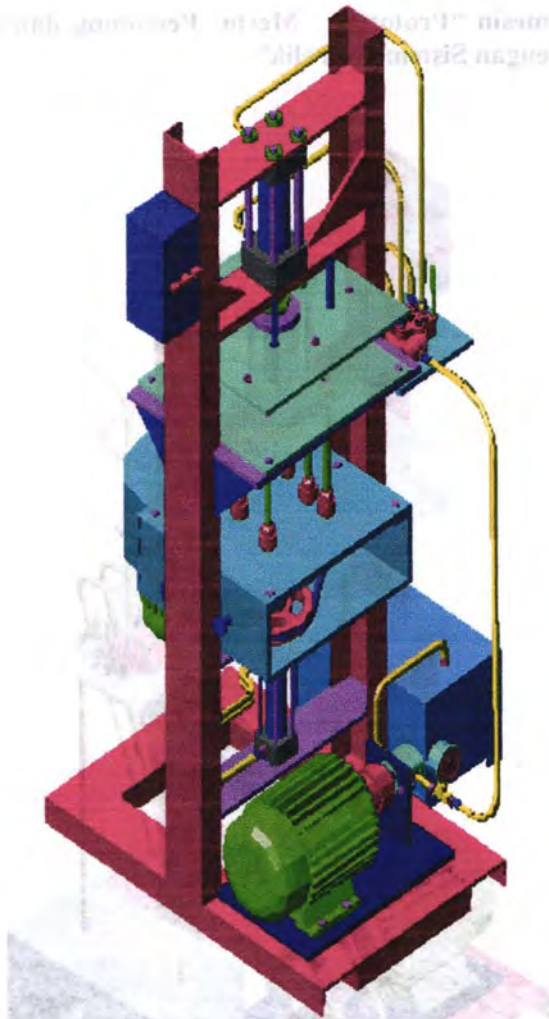
*Cara Kerja mesin, "Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik"* dimulai ditekan tombol on pada MCB control tool box, maka motor penggerak 1 (3 fase untuk hidrolik) dan motor penggerak 2 (1 fase untuk transmisi gear box) hidup.

Motor penggerak 1 (3 fase untuk hidrolik) hidup, maka motor penggerak bekerja, sehingga putaran motor penggerak I diteruskan ke transmisi kopling, kemudian diteruskan ke pompa sehingga, pompa berputar maka aliran fluida pada input Reservoir atau tangki oli akan terhisap menuju output pompa, kemudian diteruskan melalui hose selang, ke valve monoblock series untuk dialirkan ke 2 silinder yaitu : silinder A untuk memotong sandal dan silinder B untuk mengangkat komponen transmisi V belt. Valve monoblok 6/3 2 stik series, terdiri dari 2 stik tuas untuk masing-masing 2 silinder, saat stik pertama digeser ke kanan maka akan menggerakkan silinder A untuk maju, sehingga memotong material sandal, akan tetapi silinder maju hanya sebagian saja, untuk menahan material sandal.

Motor penggerak 2 (1 fase untuk transmisi gear box) hidup, sehingga motor penggerak bekerja, putaran motor penggerak diteruskan pada sistem transmisi V belt, untuk menggerakkan mata bor berputar, kemudian stik 2 digerakkan ke kanan, sehingga silinder ke 2 maju naik keatas bersamaan mata bor berputar, untuk melubangi material sandal dengan ketinggian 5 mm, kemudian stik 2 digeser ke kiri, sehingga silinder B turun kebawah dan stik 1 digeser ke kanan, sehingga silinder 1 meneruskan turun kebawah untuk memotong material sandal, setelah terpotong material sandal kemudian stik 1 digeser ke kiri, sehingga silinder 1 naik keatas, kemudian diambil produk sandalnya dan dimatikan tombol off pada MCB control tool box.

### 3.3 Sket mesin “Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik”





*Gambar 3.2 Sket mesin “Prototipe Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik”*

## **BAB IV**

### **PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN**

Dalam bab ini berisi perencanaan dan perhitungan tentang kebutuhan gaya dan tekanan untuk memotong, melubangi sandal, diameter piston, serta perhitungan untuk menentukan peralatan hidrolik yang sesuai, putaran mata pisau bor, belt yang digunakan.

#### **4.1 HIDROLIK**

##### **4.1.1 Perhitungan gaya potong sandal**

Untuk mengetahui gaya pemotongan sandal, kami melakukan perhitungan dengan melakukan pengukuran pada sampel yang digunakan yaitu sandal produk sky way ukuran 10,5 :

1. Perhitungan pengukuran dimensi sandal produk sky way ukuran 10,5 didapatkan data sampel sebagai berikut :

- Keliling sandal (left atau right) : 65 cm
- Tebal sandal : 20 mm
- Diameter lubang I sandal : 7 mm
- Diameter lubang II sandal (di bor) : 14 mm
- Alur sandal : 2(left dan right)
- Kedalaman lubang sandal 1 : 15 mm
- Kedalaman lubang sandal 2 : 5 mm
- 

2. Perhitungan Tegangan Tekan material spon eva didapat dari uji tekan bahan material Spon Eva pada Balai Riset Penelitian dan Industri Surabaya (BARISTAND) dapat dilihat hasil percobaan uji tekan pada lampiran 1, material sandal yaitu spon eva pada lampiran 17 :

- Tegangan Tekan Rata-rata  $\sigma_c$  (kgf/mm<sup>2</sup>) : 0,44

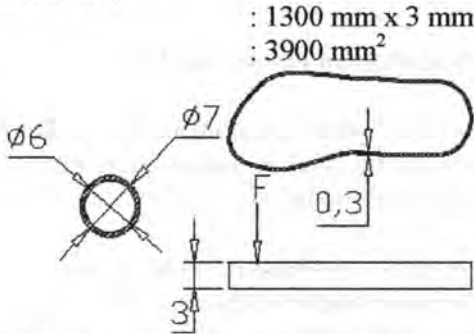


- **TINJAUAN TERHADAP TEGANGAN TEKAN**

3. Perhitungan 2 pisau pemotong sandal yaitu left dan right sehingga membutuhkan 2 keliling sandal yaitu 650 mm x 2 yaitu 1300 mm.

- Perhitungan luasan penampang yang ditekan pada alur sandal (yang di arsir) :

Luasan yang ditekan alur sandal : Keliling sandal x Luasan yang dipotong (Gambar 4.1)



Gambar 4.1 Daerah luasan yang di tekan (yang diarsir)

4. Perhitungan pengukuran luas penampang lubang sandal yang berjumlah 6 lubang (left side dan right side) :

- pengukuran luas penampang lubang sandal (lingkaran I) dengan diameter 7 mm yaitu : (Gambar 4.1)

$$A = \frac{1}{4} \pi d^2 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 7 \text{ mm} = 38,465 \text{ mm}^2$$

- pengukuran luas penampang lubang sandal (lingkaran II) dengan diameter 6 mm yaitu : (Gambar 4.1)

$$A = \frac{1}{4} \pi d^2 = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 6 \text{ mm} = 28,26 \text{ mm}^2$$

- Luasan yang ditekan pada lubang sandal (Arsiran) :

$$L = L O I - L O II$$

$$L = 38,465 - 28,26 = 10,205 \text{ mm}^2$$

- Luas penampang total lubang sandal dengan (6 lubang) (yang di arsir) :

$$L \text{ total (6 lubang)} = \text{Luasan yang ditekan} \times 6$$

$$L \text{ total (6 lubang)} = 10,205 \text{ mm}^2 \times 6 = 61,23 \text{ mm}^2$$

5. Perhitungan luas penampang total yang dibutuhkan alur sandal dan lubang sandal :

- Luas penampang total yang terkena gaya tekanan pada gambar yang 4.1 yang diarsir F ( $\text{mm}^2$ ) : luas penampang alur sandal + luas penampang total lubang sandal dengan 6 lubang

$$: 3900 \text{ mm}^2 + 61,23 \text{ mm}^2$$

$$: 3961,23 \text{ mm}^2$$

6. Perhitungan Gaya Tekan yang dibutuhkan dalam proses pemotongan alur sandal dan lubang sandal yang didapatkan dari Uji Tekan pada BARISTAND Surabaya didapatkan Tegangan Tekan Rata-rata  $\sigma_c$  ( $\text{kgf}/\text{mm}^2$ ) yaitu :

- Gaya Tekan rata-rata yang dibutuhkan dalam pemotongan sandal dan pelubangan sandal (P) yaitu :

$$P = \text{Tegangan tekan rata-rata, } \sigma_c \text{ (kgf/mm}^2\text{) } \times \text{luas penampang total yang terkena gaya tekanan pada gambar yang 4.1 yang diarsir F (mm}^2\text{)}$$

$$= 0,44 \text{ kgf/mm}^2 \cdot 3961,23 \text{ mm}^2$$

$$= 1.742,9412 \text{ kg}$$

$$= 1.743 \text{ kgf}$$

- **TINJAUAN TERHADAP TEGANGAN GESER :**
- $\sigma_c \sim \sigma_t$  (Ref 10, hal 306)

Tegangan kompresi atau tekan mendekati tegangan tarik.

- $\tau_s = C \times \sigma_t$  (Ref. 10, hal 89)
- $\tau_s = 0,6 \times \sigma_t$  (Ref. 10, hal 89)

Diasumsikan konstanta diambil: 0,6 karena pada ref. 10 hal 89 hanya terdapat untuk material logam sedangkan material yang digunakan pada sandal yaitu spon EVA termasuk material plastik dan Rubber (silicone) tidak ada. Untuk material bahan logam yang paling lunak yaitu aluminium dengan konstanta : 0,65

- Tegangan Geser pada material spon yaitu :

Dimana :

$$\sigma_c = \sigma_t = 0,44 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\begin{aligned} \sigma_s &= 0,6 \times 0,44 \text{ kgf/mm}^2 \\ &= 0,264 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

- Mencari Luasan yang terkena tegangan geser pada sandal yaitu :

-Pada Alur sandal :

$$\text{Keliling sandal ada 2 alur sandal : } 2 \times 650 \text{ mm} = 1300 \text{ mm}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Luasan pada alur sandal (A) : keliling sandal x tebal bahan sandal} \\ \text{: } 1300 \text{ mm} \times 20 \text{ mm} = 26.000 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

-Pada Lubang sandal :

Diameter lubang sandal : 6 mm (ada 6 lubang sandal)

Tebal sandal yang terkena tegangan geser : 15 mm

Luasan Total pada lubang sandal : 6 x ( keliling lubang x tebal sandal)

$$\begin{aligned} &: 6 \times (\pi \times d \times t) \\ &: 6 \times (3,14 \times 6 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}) \\ &: 6 \times (282,6 \text{ mm}^2) = 1.695,6 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Luasan total yang terkena tegangan geser ( $A_s$ ) = Luasan total alur sandal + luasan total lubang sandal =  $26.000 \text{ mm}^2 + 1.695,6 \text{ mm}^2 = 27.695,6 \text{ mm}^2$

- Mencari gaya geser pada Luasan total yang terkena tegangan geser

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A_s}$$

$$\begin{aligned} F_s \text{ (Kgf)} &= \sigma_s \times A_s = 0,264 \text{ kgf/mm}^2 \times 27.695,6 \text{ mm}^2 \\ &= 7.311,6 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- Gaya yang dibutuhkan dapat dikurangi akibat sisi mata pisau cutting yang mempunyai sudut kemiringan sehingga gaya yang dapat dikurangi hingga 50 % (ref 2, hal 386)

$$\begin{aligned} F_s \text{ (Kgf)} &= 50 \% \times F_s = 0,5 \times 7.311,6 \text{ kgf} \\ &= 3.655,8 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- Gaya geser yang digunakan untuk proses pemotongan sandal yaitu  $F_s \text{ (kgf)} = 3.655,8 \text{ kgf}$ .

- Perhitungan kecepatan silinder

Besarnya kecepatan silinder didapatkan dari percobaan saat silinder extend dengan menggunakan persamaan :

Dimana :

S : 70 mm

t : 3 detik

$$V = \frac{S}{t} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 59})$$

$$V = \frac{70 \text{ mm}}{3 \text{ detik}}$$

$$V = \frac{0,07 \text{ m}}{3 \text{ detik}}$$

$$V = 0,023 \text{ m/detik}$$

- Mencari Luas penampang silinder (A silinder ) yaitu :

Dimana diameter silinder 0,063 m sehingga jari-jari lingkaran (r) : 0,0315 m

$$A = \pi r^2$$

$$A = 3.14 \cdot 0,0315 \text{ m}^2 = 0,00312 \text{ m}^2$$

- Mencari Kapasitas pompa dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$Q = A_{\text{silinder}} \times v \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 78})$$

$$Q = 0,00312 \text{ m}^2 \times 0,023 \text{ m/detik}$$

$$Q = 0,00007176 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$Q = 0,0043056 \text{ m}^3/\text{menit}$$

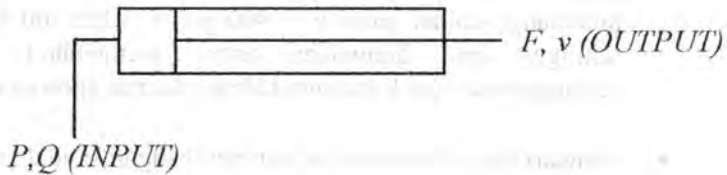
$$Q = 4,3 \text{ dm}^3/\text{menit}$$

Kapasitas pompa yaitu 4,3 L/menit

- Gaya Potong yang digunakan dalam pemotongan sandal :

$$F_s \text{ (Newton)} = 3.655.8 \text{ kgf} = 35.826,84 \text{ Newton.}$$

- Besarnya tekanan perencanaan dihitung dengan persamaan yaitu:



$$\eta_{\text{silinder}} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 64})$$

$$\eta_{\text{silinder}} = \frac{F.v}{Q.P}$$

$$P = \frac{F.v}{Q.\eta_{\text{silinder}}}$$

$$P = \frac{35.826,84 \text{ Newton (N)} \times 0,023 \text{ m/s}}{0,00007176 \times 0,85}$$

$$P = \frac{824}{0,000060996}$$

$$P = 13.509.082,56 \text{ N/m}^2$$

$$P = 13.509.082,56 \text{ N/m}^2 \times \frac{1 \text{ Psi}}{6895 \text{ N/m}^2}$$

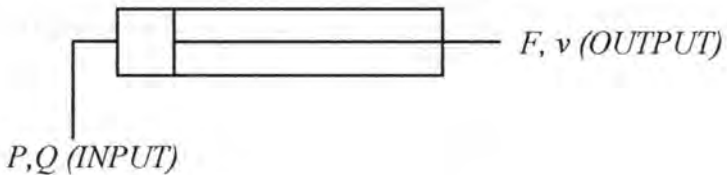
$$P = 1.959,26 \text{ Psi}$$

$$P = 1.959,26 \text{ Psi}$$

*Sehingga didapatkan tekanan perencanaan berdasarkan konstanta mendekati logam aluminium yaitu sebesar 1.959,26 Psi atau 13.509.082,56 N/m<sup>2</sup>*

• **TINJAUAN BERDASARKAN PERCOBAAN**

- Pada percobaan yang telah dilakukan pada prototipe mesin kami, untuk memotong dan melubangi lubang 1 sandal maka didapatkan tekanan untuk memotong dan melubangi sandal yaitu  $P = 900 \text{ psi} = 6.205.500 \text{ N/m}^2$ , sehingga bisa digunakan untuk mengetahui gaya sesungguhnya dan konstanta bahan material spon eva.
- Mencari Gaya Pemotongan dan pelubangan sandal yaitu :



$$\eta_{\text{silinder}} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 64})$$

$$\eta_{\text{silinder}} = \frac{F.v}{Q.P}$$

$$F = \eta_{\text{silinder}} \frac{P.Q}{V}$$

$$F = \frac{0,85 \times 6.205.500 \times 0,00007176}{0,023}$$

$$F = \frac{378,5}{0,023}$$

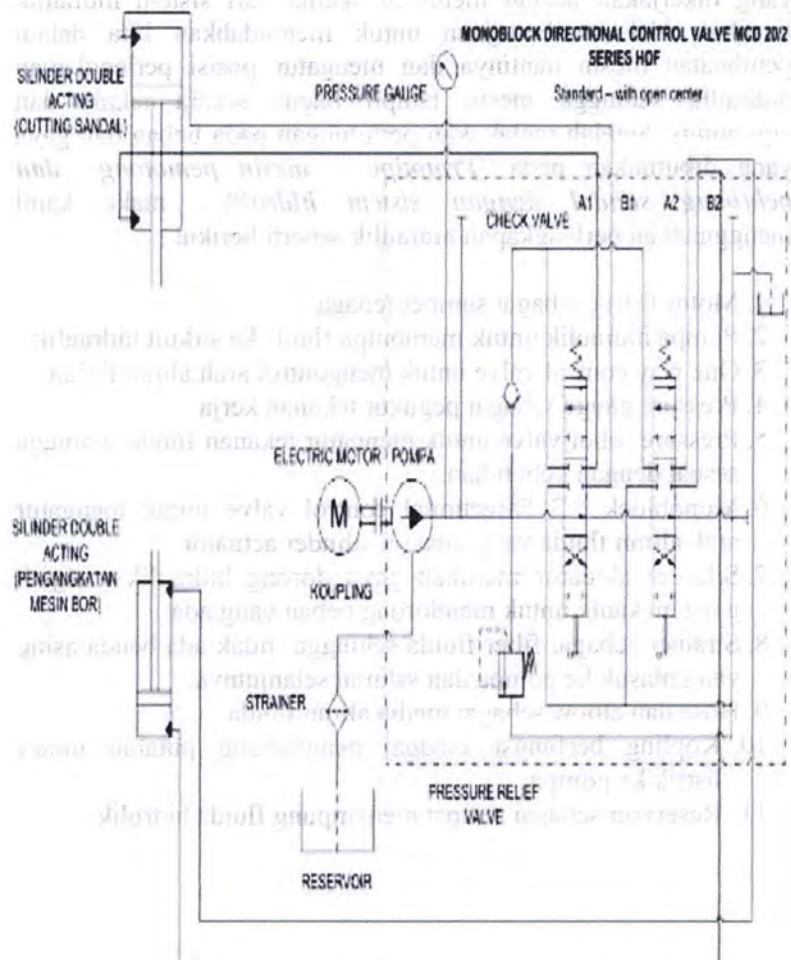
$$F = 16.456,52 \text{ N}$$

$$F = 16.456,52 \text{ N} = 1.679,24 \text{ kg}$$

Sehingga gaya yang dibutuhkan dalam proses pemotongan dan pelubangan sandal yaitu :  $F = 16.456,52 \text{ N} = 1.679,24 \text{ kg}$ .

## Perencanaan Sirkuit Hidrolik

Berikut gambar sirkuit hidrolik pada "Prototipe mesin pemotong dan pelubang sandal dengan sistem hidrolik yaitu :



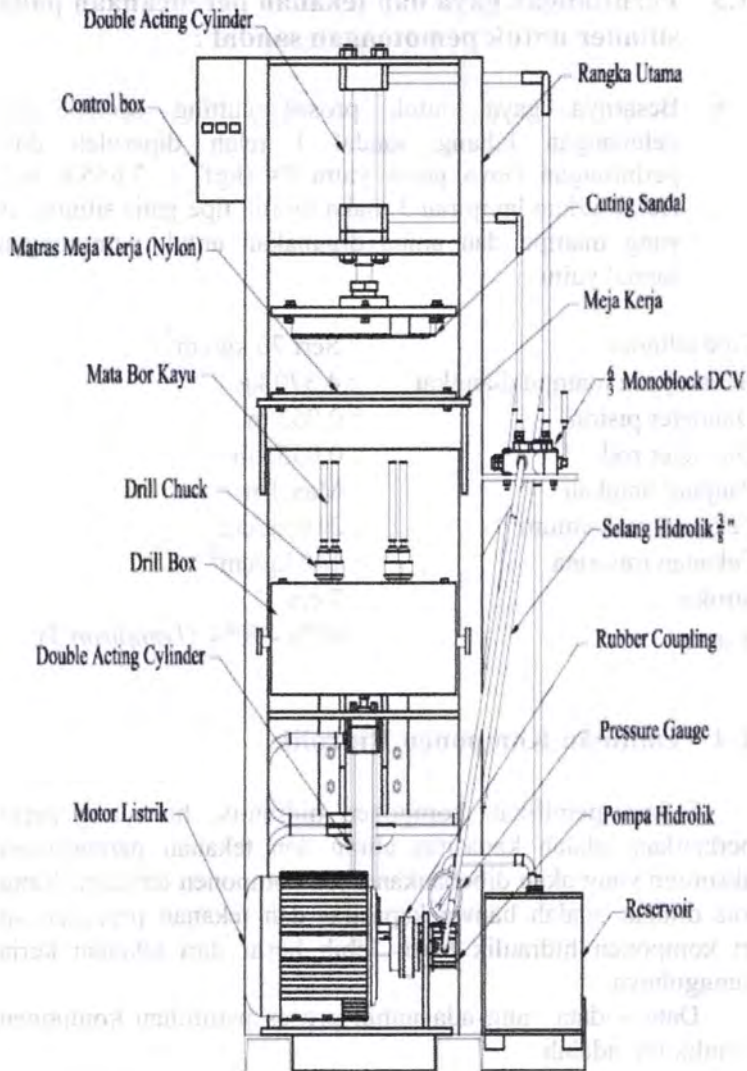
Gambar 4.2 Perencanaan sistem hidrolik



#### 4.1.2 Skema hidraulik

Setelah sirkuit dari sistem hidraulik diselesaikan, selanjutnya yang dikerjakan adalah membuat skema dari sistem hidraulik tersebut. Hal ini bertujuan untuk memudahkan kita dalam pembuatan mesin nantinya dan mengatur posisi perlengkapan hidraulik sehingga mesin tampil bagus secara teknis dan ergonomis. Setelah melakukan perhitungan pada beban dan gaya yang dibutuhkan pada "*Prototipe mesin pemotong dan pelubang sandal dengan sistem hidrolis*", maka kami menggunakan perlengkapan hidraulik seperti berikut :

1. Motor listrik sebagai sumber tenaga.
2. Pompa hidraulik untuk memompa fluida ke sirkuit hidraulik.
3. One way control valve untuk mengontrol arah aliran fluida.
4. Pressure gauge sebagai pegukur tekanan kerja.
5. Pressure relief valve untuk mengatur tekanan fluida sehingga sesuai dengan kebutuhan.
6. Monoblock 6/3 Directional control valve untuk mengatur arah aliran fluida yang menuju silinder aktuator.
7. Silinder aktuator merubah gaya dorong hidraulik menjadi gaya mekanik untuk mendorong beban yang ada.
8. Strainer sebagai filter fluida sehingga tidak ada benda asing yang masuk ke pompa dan saluran selanjutnya.
9. Hose dan elbow sebagai media aliran fluida.
10. Kopling berfungsi sebagai penghubung putaran motor listrik ke pompa
11. Reservoir sebagai tempat menampung fluida hidrolis.



Gambar 4.3 Skema Hidrolik

### 4.1.3 Perhitungan gaya dan tekanan perencanaan pada silinder untuk pemotongan sandal :

- Besarnya gaya untuk proses cutting sandal dan pelubangan lubang sandal I telah diperoleh dari perhitungan Gaya geser yaitu  $F_s$  (kgf) = 3.655.8 kgf. Berdasarkan lampiran 3 maka dipilih tipe jenis silinder A yang mampu dan aman digunakan untuk pemotongan sandal yaitu :
- |                             |                                   |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| • Tipe silinder             | : Seri 70 kg/cm <sup>2</sup>      |
| • Beban yang mampu diangkat | : 4.370 kg                        |
| • Diameter piston           | : 0,063 m                         |
| • Diameter rod              | : 0,0355 m                        |
| • Panjang langkah           | : Max 1 m                         |
| • Tekanan maksimum          | : 210 kg/cm <sup>2</sup>          |
| • Tekanan rata-rata         | : 140 kg/cm <sup>2</sup>          |
| • Stroke                    | : 7 cm                            |
| • $\eta$ silinder           | : 85% - 90% ( <i>Lampiran 5</i> ) |

### 4.1.4 Pemilihan Komponen Hidrolik

Dalam pemilihan komponen hidrolik, hal yang perlu diperhatikan adalah kapasitas aliran dan tekanan perencanaan maksimum yang akan dibebankan pada komponen tersebut. Yang harus diingat adalah bahwa kapasitas dan tekanan perencanaan dari komponen hidrolik harus lebih besar dari tekanan kerja sesungguhnya.

Data – data yang ada untuk proses pemilihan komponen hidrolik ini, adalah :

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas hidrolik (Q)} &= 4,3 \text{ L/menit} \\ &= 4,3 \text{ dm}^3/\text{menit} \end{aligned}$$

$$= 0,0043056 \text{ m}^3/\text{menit}$$

$$= 0,00007176 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$\text{Tekanan Perencanaan (P)} = 6.205.500 \text{ N/m}^2$$

$$= 900 \text{ Psi}$$

- Pemilihan Pipa

Untuk mencegah terjadinya kavitasi pada pompa maka antara ukuran pipa sebelum pompa dengan hose setelah pompa harus dibedakan. Ukuran pipa harus lebih besar dari ukuran hose. Berdasarkan lampiran 10 maka dipilih :

- Jenis pipa : Schedule 40 (Standard)
- Ukuran pipa : 1/2 inch 12,7 mm
- Diameter dalam : 15,24 mm
- Diameter luar : 20,3 mm
- Bursting pressure : 13.200 psi
- Faktor keamanan (FS) : 6 (tekanan perencanaan 1000 - 2500 psi, Ref 1 hal 354)

$$WP = \frac{BP}{FS} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 354})$$

$$= \frac{13.200}{6}$$

$$= 2.200 \text{ psi}$$

$$= 2.200 \text{ psi} \frac{6895 \text{ pa}}{1 \text{ psi}}$$

$$WP = 15.169.000 \text{ N/m}^2$$

Karena working pressure (WP) pipa lebih besar dari tekanan perencanaan maka pipa aman untuk digunakan.

- Pemilihan Hose

Dalam memilih hose, tekanan kerja harus lebih besar dari tekanan perencanaan. Berdasarkan hal tersebut, sesuai lampiran 11 dengan tekanan perencanaan  $P = 13.509.082,56 \text{ N/m}^2$  (1.959,26 Psi), maka hose yang aman digunakan adalah :

- |                          |                       |
|--------------------------|-----------------------|
| 1. Diameter nominal (DN) | = 10 mm               |
| 2. Hose size             | = 3/8 inch (9,525 mm) |
| 3. Diameter luar (O.D)   | = 17,0 mm             |
| 4. Diameter dalam (I.D)  | = 9,5 mm              |
| 5. Maksimal WP           | = 2610 Psi            |
| 6. Maksimal Temperature  | = 257° F.             |

#### A. Check valve

Check valve pada sistem hidrolik ini sudah terdapat pada directional control valve.

#### B. Pressure relief valve

Pressure Relief valve pada sistem hidrolik ini sudah terdapat pada directional control valve.

#### C. Monoblock Directional Control Valve

Monoblock Directional control valve yang digunakan adalah Tipe MCD 20/2 dengan paralel sirkuit. Standard valve berisi pressure relief valve adjustable, check valve, 4 lubang masukan untuk standard dan optional mounting. Pemilihan berdasarkan lampiran 4. Spesifikasi dari Monoblock Directional control valve ini adalah :

- |                     |                      |
|---------------------|----------------------|
| 1. Aliran nominal   | = 45 L/menit         |
| 2. Tekanan maksimum | = 3000 psi (210 bar) |

#### D. Strainer

Berdasarkan lampiran 9, strainer yang digunakan adalah model HOF 07 dengan kapasitas aliran 12 L/min dengan filtrasi 100 mesh.

#### E. Pressure gauge

Berdasarkan lampiran 13 pressure gauge yang digunakan model HL 127 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- |                   |                            |
|-------------------|----------------------------|
| 1. Ukuran nominal | = 50 mm                    |
| 2. Case/bodi      | = Stainless steel AISI 304 |
| 3. Ulir           | = 1/4" PT, Brass           |
| 4. Keakuratan     | = $\pm 2.0$ % F.S          |
| 5. Skala          | = psi, Kg/cm <sup>2</sup>  |

#### F. Reservoir

Berdasarkan data kapasitas aliran hidrolik yaitu kapasitas aliran hidraulik (Q) = 0,0043 m<sup>3</sup>/menit, kita dapat merencanakan besar volume dari reservoir dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\text{Reservoir size (gal)} = 3 \times \text{pump flow rate (gpm)} \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 380})$$

$$\text{Reservoir size (m}^3\text{)} = 3 \times \text{pump flow rate (m}^3\text{/min)} \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 380})$$

- $$\begin{aligned} \text{Reservoir size (m}^3\text{)} &= 3 \times 0,0043 \text{ m}^3\text{/menit} \\ &= 0,0129 \text{ m}^3 \\ &= 12,9 \text{ dm}^3 \\ &= 12,9 \text{ liter} \end{aligned}$$

Sehingga dibutuhkan ukuran volume reservoir atau tangki oli sebesar 12 - 13 liter.

#### 4.1.5 Perhitungan Gaya dan tekanan perencanaan pada silinder untuk pengangkatan mesin bor :

- Perhitungan gaya dan tekanan perencanaan

Besarnya beban untuk proses pengangkatan mesin bor yaitu diasumsikan sebesar  $m = 500$  kg sehingga gaya yang dibutuhkan untuk proses pengangkatan mesin bor sebesar  $F = 4900$  N.

Dimana :

$$F = m \cdot g$$

$$F = 500 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 4900 \text{ N}$$

Berdasarkan lampiran 3 maka dipilih tipe jenis silinder B yang mampu dan aman digunakan untuk pengangkatan beban sebesar 500 kg dan gaya yang dibutuhkan untuk proses pengangkatan mesin bor sebesar  $F = 4900$  N yaitu :

- Tipe silinder : Seri 70 kg/cm<sup>2</sup>
- Beban yang diangkat : 880 kg
- Diameter piston : 0,04 m
- Diameter rod : 0,0224 m
- Panjang langkah : Max 1 m
- Tekanan maksimum : 105 kg/cm<sup>2</sup>
- Tekanan rata-rata : 70 kg/cm<sup>2</sup>
- Stroke : 0,16 m (16 cm)
- $\eta$  silinder : 80% - 85% (Lampiran 5)

- Perhitungan kecepatan silinder

Besarnya kecepatan silinder dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$V = \frac{S}{t} \dots\dots\dots (\text{Ref 1, hal 59})$$

$$V = \frac{90 \text{ mm}}{2 \text{ detik}}$$

$$V = \frac{0,09 \text{ m}}{2 \text{ detik}}$$

$$V = 0,045 \text{ m/detik}$$

- Mencari Luas penampang silinder (Silinder A ) yaitu :  
Dimana diameter silinder 0.04 m sehingga jari-jari lingkaran (r) : 0,02 m

$$A = \pi r^2$$

$$A = 3.14 \cdot 0,02 \text{ m}^2 = 0,001256 \text{ m}^2$$

- Mencari Kapasitas pompa dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$Q = A_{\text{silinder}} \times v \dots \dots \dots (\text{Ref 1, hal 78})$$

$$Q = 0,001256 \text{ m}^2 \times 0,045 \text{ m/detik}$$

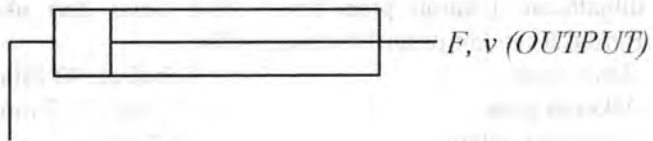
$$Q = 0,00005652 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$Q = 0,0033912 \text{ m}^3/\text{menit}$$

$$Q = 3,3912 \text{ dm}^3/\text{menit}$$

Kapasitas pompa yaitu 3,4 L/menit

- Besarnya tekanan perencanaan dihitung dengan persamaan yaitu:



$P, Q$  (INPUT)

$$\eta_{\text{silinder}} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} \dots \dots \dots (\text{Ref 1, hal 64})$$



$$\eta_{\text{silinder}} = \frac{F.v}{Q.P} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 84})$$

$$P = \frac{F.v}{Q.\eta_{\text{silinder}}}$$

$$P = \frac{4900 \text{ N} \times 0,045 \text{ m/s}}{0,00005652 \times 0,80}$$

$$P = \frac{220,5 \text{ Nm/s}}{0,000045216}$$

$$P = 4.876.592,357 \text{ N/m}^2$$

$$P = 4.876.592,357 \text{ N/m}^2 \times \frac{1 \text{ Psi}}{6895 \text{ N/m}^2}$$

$$P = 707,265 \text{ Psi}$$

*Sehingga didapatkan tekanan perencanaan yaitu sebesar 707,265 Psi atau 4.876.592,357 N/m<sup>2</sup>*

#### 4.1.6 Pemilihan Komponen

- Pemilihan Pipa

Untuk mencegah terjadinya kavitasi pada pompa maka antara ukuran pipa sebelum pompa dengan hose setelah pompa harus dibedakan. Ukuran pipa harus lebih besar dari ukuran hose. Berdasarkan lampiran 10 maka dipilih :

- Jenis pipa : Schedule 40 (Standard)
- Ukuran pipa : 1/2 inch 12,7 mm
- Diameter dalam : 15,24 mm
- Diameter luar : 20,3 mm
- Bursting pressure : 13.200 psi
- Faktor keamanan (FS) : 6 (tekanan perencanaan 1000 - 2500 psi, Ref 1 hal 354)

$$\begin{aligned}
 WP &= \frac{BP}{FS} \dots\dots\dots(\text{Ref 1, hal 354}) \\
 &= \frac{13.200}{6} \\
 &= 2.200 \text{ psi} \\
 &= 2.200 \text{ psi} \frac{6895 \text{ pa}}{1 \text{ psi}} \\
 WP &= 15.169.000 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

Karena working pressure (WP) pipa lebih besar dari tekanan perencanaan maka pipa aman untuk digunakan.

- Pemilihan Hose

Dalam memilih hose, tekanan kerja harus lebih besar dari tekanan perencanaan. Berdasarkan hal tersebut, sesuai lampiran 11 dengan tekanan perencanaan  $P = 4.876.592,357 \text{ N/m}^2$  (707,265 Psi), maka hose yang aman digunakan adalah :

- |                          |                       |
|--------------------------|-----------------------|
| 1. Diameter nominal (DN) | = 10 mm               |
| 2. Hose size             | = 3/8 inch (9,525 mm) |
| 3. Diameter luar (O.D)   | = 17,0 mm             |
| 4. Diameter dalam (I.D)  | = 9,5 mm              |
| 5. Maksimal WP           | = 2610 Psi            |
| 6. Maksimal Temperature  | = 257 °F.             |

#### 4.1.7 Kerugian Tekanan

Dengan melihat gambar 4.3 (Skema Hidraulik) maka kerugian pipa dapat dihitung dengan membagi kerugian pipa menjadi :

1. Head Lose Mayor
  - ◇ Head Loss Mayor sebelum Pompa
  - ◇ Head Loss Mayor setelah Pompa



## 2. Head loss Minor

- ◇ Head Loss Minor sebelum Pompa
- ◇ Head Loss Minor setelah Pompa

## 1. Head Loss Mayor

### • Head Los Mayor sebelum Pompa

Diketahui sebagai data awal adalah :

- ◇ Panjang pipa (L) : 390 mm = 0,39 m
- ◇ Diameter pipa : 12,7 mm = 0,0127 m
- ◇ Kecepatan aliran fluida dalam pipa :

$$\begin{aligned}
 V_p &= \frac{Qs}{Ap} \\
 &= \frac{Qs}{\frac{\pi}{4} D_p^2} \\
 &= \frac{0,00007176 \text{ m}^3/s}{\frac{\pi}{4} \times (0,0127 \text{ m})^2} \\
 &= \frac{0,00007176}{0,000126612} \\
 &= 0,567 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Jenis aliran yang terjadi dicari dari *reynold number*, dengan persamaan sebagai berikut :

Kinematic viscosity didapatkan dari lampiran 2 diketahui :



-Pada prototipe mesin pemotong dan pelubang sandal dengan sistem hidrolik memakai Oli SAE 10 W dengan temperatur  $40^{\circ}\text{C}$  maka kinematic viscositynya ( $\nu$ ) yaitu :  $1 \times 10^{-5} \times 4 \text{ m}^2/\text{s}$  sehingga kinematic viscosity ( $\nu$ ) pada prototipe mesin pemotong dan pelubang sandal dengan sistem hidrolik yaitu :  $4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$$\text{Re} = \frac{V_p \times D_p}{\nu}$$

$$= \frac{0,567 \text{ m/s} \cdot 0,0127 \text{ m}}{4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= 180,0225$$

$$= 180 \text{ (Re} < 2000 \text{ : Aliran Laminer)}$$

Karena aliran laminar, maka faktor gesekan dapat dicari dari persamaan :

$$\begin{aligned} f &= \frac{64}{\text{Re}} \\ &= \frac{64}{180} = 0,36 \end{aligned}$$

Maka head loss mayor yang terjadi sebelum pompa adalah :

$$\begin{aligned} H_{L_{\text{mayor}}} &= f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \\ &= 0,36 \cdot \frac{0,39 \text{ m}}{0,0127 \text{ m}} \cdot \frac{(0,567 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,36 \cdot 30,7 \cdot 0,0164 \\ &= 0,181 \text{ m} \end{aligned}$$

- **Head Loss Mayor setelah Pompa**

Diketahui sebagai data awal adalah :

- ◇ Diameter dalam = 0,0095 m
- ◇ Diameter luar = 0,017 m
- ◇ Panjang Hose = 1,5 m + 1,3 m + 1 m +  
0,8 m + 1 m + 1 m = 6,6 m

Kecepatan aliran fluida dalam pipa :

$$\begin{aligned}
 v_p &= \frac{Q_s}{A_p} \\
 &= \frac{Q_s}{\frac{\pi}{4} \times D_p^2} \\
 &= \frac{0,00007176 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi}{4} \times (0,0095 \text{ m})^2} \\
 &= \frac{0,00007176}{0,000071}
 \end{aligned}$$

$$v_p = 1,01 \text{ m/s} = 1 \text{ m/s}$$

Jenis aliran yang terjadi dicari dari *reynold number*, dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= \frac{V_p \times D_p}{\nu} \\
 &= \frac{1 \text{ m/s} \cdot 0,0095 \text{ m}}{4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 237,5 \quad (\text{Re} < 2000 : \text{Aliran Laminer})
 \end{aligned}$$

Karena aliran laminar, maka faktor gesekan dapat dicari dari persamaan :

$$f = \frac{64}{\text{Re}}$$

$$= \frac{64}{237,5} = 0,27$$

Maka head loss mayor yang terjadi setelah pompa adalah :

$$H_{L_{\text{mayor}}} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$= 0,27 \cdot \frac{6,6 \text{ m}}{0,0095 \text{ m}} \cdot \frac{(1 \text{ m/s})^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$= 0,27 \cdot 694,74 \cdot 0,05$$

$$= 9,379 \text{ m.}$$

Maka Head Loss Mayor total yang terjadi pada hose adalah :

$$H_{\text{loss}_{\text{total}}} = 0,181 \text{ m} + 9,379 \text{ m}$$

$$= 9,56 \text{ m}$$

## 2. Head Loss Minor

Head loss minor merupakan kerugian akibat dari penggunaan aksesoris – aksesoris pada pipa.

### • Head Loss Minor sebelum Pompa

- ◇ Akibat *Strainer* 1 buah ( $\frac{L_e}{D} = 75$ )....(Lampiran 6)

- ◇ Akibat Elbow  $90^\circ$  3 buah ( $\frac{Le}{D} = 30$ ).....(Lampiran 6)

$$\begin{aligned}
 H_{L_{\text{minor1}}} &= f \cdot \frac{Le}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \\
 &= 0,36x(75m + 3 \cdot 30) \cdot \frac{(0,567 \text{ m/s})^2}{2x9,8 \text{ m/s}^2} \\
 &= 0,36 \cdot 165 \text{ m} \cdot 0,0164 \\
 &= 0,974 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

• **Head Loss Minor setelah Pompa**

- ◇ Akibat *Check Valve* 1 buah ( $K = 4$ )....(Ref 1, hal 122)

- ◇ Akibat *Tee*, 1 buah ( $K = 1,8$ )..... (Ref 1, hal 122)

$$\begin{aligned}
 H_{L_{\text{fitting}}} &= K \cdot \frac{v^2}{2g} \\
 &= 4 + 1,8 \cdot \frac{(1 \text{ m/s})^2}{2x9,8 \text{ m/s}^2} \\
 &= 5,8 \cdot 0,051 \\
 &= 0,2958 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- ◇ Head loss pada *Directional Control Valve*

Karena *Directional Control Valve* termasuk dalam katup pengubah hubungan, maka sesuai dengan lampiran 7 didapat kehilangan tekanan sebesar :

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= 2bar \\
 &= 2 \times 10^5 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga Head loss yang terjadi :

$$\Delta P = \gamma \times H_{loss}$$

$$\begin{aligned} H_{loss} &= \frac{\Delta P}{\gamma} \\ &= \frac{2 \times 10^5}{9000} \\ &= 22,22m \end{aligned}$$

◇ Head loss pada *Pressure Relief Valve*

Karena *Pressure Relief Valve* termasuk dalam katup pengaman dan katup luapan aliran maka sesuai dengan lampiran 7 didapat kehilangan tekanan sebesar :

$$\begin{aligned} \Delta P &= 1.6bar \\ &= 1,6 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga Head loss yang terjadi :

$$\begin{aligned} \Delta P &= \gamma \times H_{loss} \\ H_{loss} &= \frac{\Delta P}{\gamma} \\ &= \frac{1,6 \times 10^5 \text{ N/m}^2}{9000 \text{ N/m}^3} \\ &= 17,78m \end{aligned}$$

Maka Head Loss Mayor total yang terjadi pada pipa adalah :



$$\begin{aligned}
 H_{L,minor} &= H_{L,minor} + H_{L,Fitting} + H_{L,minorDCV} + H_{L,minorPRV} \\
 &= 0,974 \text{ m} + 0,2958 \text{ m} + 22,22 \text{ m} + 17,78 \text{ m} \\
 &= 41,2698 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jadi total head loss pada sistem hidraulik ini adalah :

$$\begin{aligned}
 \Sigma H_L &= H_{L,mayor} + H_{L,minor} \\
 &= 9,56 \text{ m} + 41,2698 \text{ m} \\
 &= 50,8298 \text{ m}.
 \end{aligned}$$

#### 4.1.8 Menentukan Pompa

Head pompa dapat dicari dengan menggunakan hukum persamaan energi :

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} z_1 + H_p - H_m - \Sigma H_L = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad \dots(\text{Ref 1,}$$

hal 86)

Dimana :

$Z$  : Elevation Head (m)

$\frac{P}{\gamma}$  : Pressure Head

$\frac{v^2}{2g}$  : Velocity Head

$H_p$  : Pump Head (m)

$H_m$  : Motor Head (m)

$H_L$  : Head Loss (m)

Dimana :

$$P_1 = P_{\text{gage}} = 0$$

$$\begin{aligned}V_1 &= 0 \\H_m &= 0 \\(z_2 - z_1) &= 1,35 \text{ m}\end{aligned}$$

Sehingga persamaan di atas menjadi :

$$\begin{aligned}H_p &= \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2.g} + (z_2 - z_1) + \Sigma H_1 \\&= \frac{6.205.500 \text{ N/m}^2}{9000 \text{ N/m}^3} + \frac{(1 \text{ m/s})^2}{2.9,8 \text{ m/s}^2} + (1,35 \text{ m}) + 50,8298 \text{ m} \\&= 689,5 \text{ m} + 0,051 \text{ m} + 1,35 \text{ m} + 50,8298 \text{ m} \\&= 741,73 \text{ m}.\end{aligned}$$

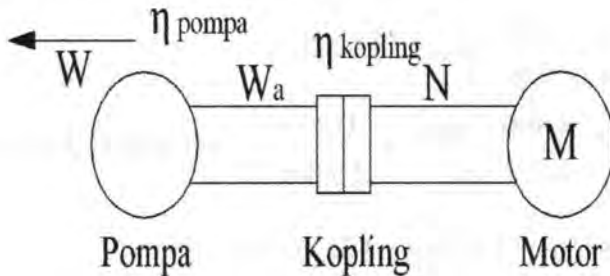
◇ Sedangkan daya pompa yang dihasilkan adalah :

$$\begin{aligned}W_{\text{pompa}} &= \gamma_{\text{oil}} \cdot Q_s \cdot H_p \dots \dots \dots (\text{Ref 1, hal 95}) \\&= 9000 \text{ N/m}^3 \times (0.00007176) \text{ m}^3/\text{s} \times 741,73 \text{ m} \\W_{\text{pompa}} &= 479 \text{ Nm/s} \\&= 479 \text{ Watt} \\&= 479 \text{ Watt} \times \frac{1 \text{ Hp}}{746 \text{ watt}} = 0,642 \text{ Hp}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas maka dapat ditentukan jenis pompa berdasarkan kapasitas yang besarnya 4 liter/menit atau  $0.000067 \text{ m}^3/\text{s}$  didapatkan tipe pompa gear pump CB1AF5 WUXI dengan kapasitas  $5 \frac{\text{cc}^3}{\text{rev}}$  ,

5,13 mL/r atau  $0,313 \frac{\text{in}^3}{\text{r}}$  tekanan sebesar 20 Mpa dan kecepatan rata – rata 2000 rpm (lampiran 6).

#### 4.1.9 Menentukan Daya Motor



Keterangan :

$W$  : Daya keluar pompa

$W_a$  : Daya masuk pompa

$N$  : Daya keluar motor

Karena pompa yang digunakan adalah tipe gear pump (external gear) dengan efisiensi sebesar 80% - 90 % (Ref 1, hal 178) maka daya yang masuk pompa dapat dicari dengan :

$$W_a = \frac{W}{\eta_{pompa}}$$

$$W_a = \frac{479 \text{ Watt}}{0,8}$$

$$W_a = 598,75 \text{ Watt}$$

Perhitungan daya motor dicari dengan melihat adanya flexibel kopling antara motor dengan pompa, sehingga daya motor didapatkan dengan cara menambahkan nilai kerugian

yang terjadi pada kopling. Di sini efisiensi dari kopling diasumsikan sebesar 85 %. Sehingga daya motor yang akan digunakan adalah :

$$\begin{aligned} N &= W_a + (W_a \times 15 \%) \\ &= 598,75 \text{ Watt} + (598,75 \times 15 \%) \\ N &= 598,75 \text{ Watt} + 89,8125 \\ &= 688,5625 \text{ Watt} \times \frac{1 \text{ Hp}}{746 \text{ Watt}} \\ N &= 0,923 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas didapatkan daya motor sebesar 0,923 Hp , maka dipilihlah motor listrik dengan daya 2 Hp dan putaran 1450 rpm.

## 4.2 TRANSMISI

### 4.2.1 Perhitungan pada proses pengeboran (drilling) :

#### 4.2.1.1 Perhitungan putaran yang dibutuhkan :

- Spon Eva termasuk kriteria thermoset yaitu sponge.....(Ref 7, hal 423 )
- Thermoset mempunyai data data sebagai berikut :

$$V : 0,3 \text{ m/s} \dots\dots(\text{Ref 8, hal 702} )$$

- Kecepatan potong (Cutting speed) : ..(Ref 8, hal 682 )

$$\begin{aligned} V &= 0,3 \text{ m/s} \cdot 60 \text{ menit/1 second} = 18 \text{ m/menit} \times 1 \text{ ft}/0,3048 \text{ m} \\ &= 59 \text{ ft/menit.} \end{aligned}$$

- Diameter mata bor yang digunakan = 14 mm = 0,014 m = 0,55 inch (mata bor kayu ref 8, hal 697)

- Feed Rate pada material spon (Thermoset) yaitu 0,19 mm/rev (Ref 8, hal 22).
- Mencari Putaran (Rpm)  $n : \frac{12.v}{\pi.D} = \frac{12.59 \text{ ft/menit}}{3,14 \times 0,55} \dots$ (Ref 8, hal 682 )

$$= \frac{708 \text{ ft/menit}}{1,727} = 409,96 \text{ rpm} = 410 \text{ rpm}$$

Sehingga putaran yang dibutuhkan yaitu : 410 rpm

#### 4.2.1.2 Perhitungan Material removal rate (MRR)

- Mencari material removal rate (MRR) : (Ref 8, hal 700)

$$\text{MRR} : \frac{\pi . D^2}{4} . f . n$$

$$: \frac{3,14.142}{4} . 0,19 . 409,96 = 11.984,525 \text{ mm}^3/\text{menit}$$

$$\text{MRR} : 11.984,525 \text{ mm}^3/\text{menit} \cdot \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ second}} = 199,742 \text{ mm}^3/\text{second}$$

#### 4.2.1.3 Perhitungan Power motor yang dibutuhkan

- Mencari Power pada spindle yaitu (Ref 8, hal 701 )

$$\begin{aligned} \text{Power spindle} & : \text{MRR} . \text{unit power (magnesium)} \\ & : 199,742 \text{ mm}^3/\text{s} . 0,5 \text{ Ws/mm}^3 \\ & : 99,871 \text{ watt} \end{aligned}$$

- Mencari input power pada motor yaitu (Ref 7, hal 253)

$$\eta_{\text{motor}} = 80\%$$

$$\text{Input Power motor} : \frac{\text{Power spindle}}{\eta_{\text{motor}}} = \frac{99,871 \text{ watt}}{0,8} = 124,8387 \text{ watt}$$

(Ref 7, hal 254)

Input Power motor (hp) : 124,83875 watt .  $\frac{1\text{Hp}}{746\text{ Watt}} = 0,167\text{Hp}$

Sehingga memakai motor dengan daya  $\frac{1}{4}$  Hp,  $n = 1450$  rpm.

## 4.2.2 Perhitungan Pulley dan Belt

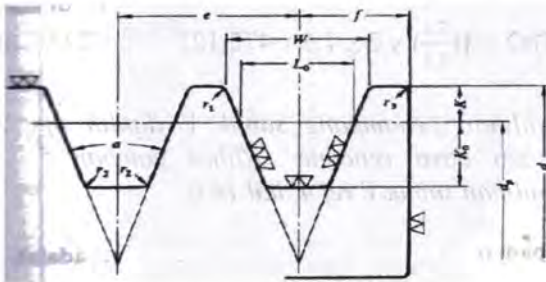
4.2.2.1 Perhitungan Pulley Penggerak (motor) dan Pulley yang digerakkan :

- *Perhitungan rasio putaran, daya yang ditransmisikan, jarak sumbu poros (c) :*

Dimana diketahui data - data sebagai berikut :

$n_1$  (Putaran motor) : 1450 rpm  
 $n_2$  (Putaran yang dibutuhkan) : 410 rpm  
 Daya yang ditransmisikan (p) : 186,5 watt = 0,1865 kW  
 Jarak sumbu poros (c) : 345 mm

$$\begin{aligned}
 i &= n_1 : n_2 \\
 &= 1450 \text{ rpm} : 410 \text{ rpm} \\
 &= 3,5 \dots\dots\dots(\text{Ref 4, hal 166})
 \end{aligned}$$



Gambar 4.4 Profil Alur Sabuk V

- *Pemilihan faktor koreksi (fc) dipilih 1,1 variasi beban kecil (pada tabel 1.1 ref 4 hal 165) :*
- *Perhitungan daya rencana/Pd (kW) : (Ref 4, hal 176)*  

$$Pd = Fc \cdot p = 1,1 \cdot 0,1865 \text{ kW} = 0,2 \text{ kW}$$
- *Perhitungan momen rencana T1, T2 (kg mm) :*  
*(Ref 4, hal 7)*
  - $T1 = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n1} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,2}{1450} = 134,35 \text{ kg mm}$
  - $T2 = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n2} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,2}{410} = 475,12 \text{ kg mm}$
- *Bahan poros Fc 20 (JIS G 5501)  $\sigma_t = 17 \text{ kg/mm}^2$*   
*(Ref 4, hal 8)*

*Sf 1 = 6 (faktor akibat kelelahan puntir)*

*Sf 2 = 2 (faktor akibat kekasaran permukaan poros)*

$\tau_A = 17 / (6 \times 2) = 1,4 \text{ kg/mm}^2$

*Kt = 2 (faktor koreksi tumbukan)*

*Cb = 1,5 (faktor koreksi lenturan)*

- *Perhitungan diameter poros (ds1, ds2) (Ref 4, hal 8)*

$$Ds1 = \left\{ \left( \frac{5,1}{1,4} \right) \times 2 \times 1,5 \times 134,35 \right\}^{1/3} = 8,88 \text{ mm}$$

$$Ds2 = \left\{ \left( \frac{5,1}{1,4} \right) \times 2 \times 1,5 \times 475,12 \right\}^{1/3} = 12,97 \text{ mm}$$

- *Pemilihan penampang sabuk V dipilih tipe A sesuai dengan daya rencana (lihat gambar 5.3 diagram pemilihan sabuk V ref 4, hal 164).*

- *Penampang sabuk V tipe A : (Ref 4, hal 169)*

D min pulley yang diijinkan yaitu : 65 mm

D min pulley yang dianjurkan yaitu : 65 mm

- *Pemilihan diameter pulley penggerak (dp) = 50,8 mm (2 inch) karena penempatannya membutuhkan tempat kecil sehingga tidak bisa menggunakan diameter pulley yang minimum diijinkan yaitu : 65 mm.*

- *Pemilihan diameter pulley yang digerakkan yaitu :*

$D_p = i \times d_p = 3,5 \times 50,8 \text{ mm} = 177,8 \text{ mm (7 inch)}$

(Ref 4, hal 166)

- *Perhitungan diameter luar puli :*

$d_k = d_p + 2 \times k = 50,8 + 2 \times 4,5 = 59,8 \text{ mm}$

$D_k = D_p + 2 \times k = 177,8 + 2 \times 4,5 = 186,8 \text{ mm}$

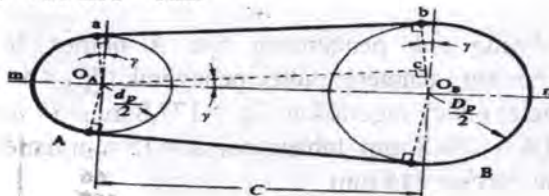
(Dapat dilihat nilai k pada tabel 5.2 ukuran puli-V ref 4, hal 166)

- *Perhitungan kecepatan belt (m/s) : (Ref 4, hal 166)*

$$V = \frac{\pi \times D_p \times n}{60 \times 1000} = \frac{3,14 \times 50,8 \times 1450}{60.000}$$

$$= 3,85 \text{ m/s}$$

Dimana  $V < 30 \text{ m/s} = \text{baik}$



Gambar 4.5 Perhitungan panjang keliling sabuk



- *Perhitungan panjang keliling, L (mm) (ref 4 hal 170)*

$$\begin{aligned}
 L &= 2.C + \frac{\pi}{2} (dp+Dp) + \frac{1}{4.C} (Dp-dp)^2 \\
 &= 2.345 + 1,57 \cdot (50,8+177,8) + \frac{1}{4 \cdot 345} (177,8-50,8)^2 \\
 &= 690 + 1,57 \cdot (228,6) + 0,00072 \cdot (127)^2 \\
 &= 690 + 358,902 + 11,61288 \\
 &= 1.060,51488 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Sehingga dipilih nomor 46 tipe A dengan  $L = 1168$  mm (lihat tabel 5.3 panjang sabuk V standard ref 4, hal 168 ).

- *Perhitungan sudut kontak puli  $\Phi$ (°) dan faktor koreksi(K  $\Phi$ ) (ref 4, hal 173)*

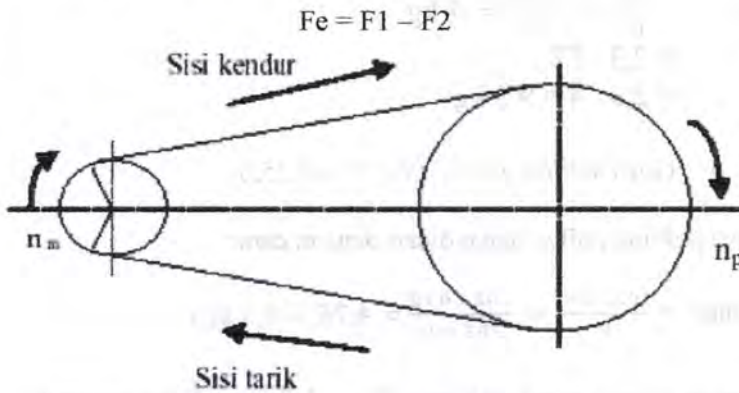
$$\Phi = 180^\circ - \frac{57 \cdot (Dp-dp)}{c} = 180^\circ - \frac{57 \cdot (177,8-50,8)}{345} = 159,02^\circ = 2,77 \text{ rad}$$

Maka  $k \Phi = 0,95$  (lihat pada tabel 5.7 faktor koreksi  $K \Phi$  (Ref 4, hal 174)

Sehingga dipilih puli penampang tipe A nomor 46 dengan spesifikasi berikut : diameter pulley penggerak (dp) = 50,8 mm (2 inch), diameter pulley digerakkan Dp = 177,8 mm (7 inch), dk = 59,8 mm, Dk = 186,8 mm, lubang poros = 15 mm dan 9,78 mm, jarak sumbu poros = 345 mm.

- *Gaya Keliling yang terjadi pada Belt (Ref 4, hal 171)*

Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya disisi tarik ( $F_1$ ) dan gaya disisi kendur ( $F_2$ ) gaya yang timbul pada  $F_1$  lebih besar dari  $F_2$  menggunakan persamaan :



*Gambar 4.7 Transmisi Belt dan Pulley*

Dimana :

$F_1$  = gaya pada sisi kancang (kg)

$F_2$  = gaya pada sisi kendur (kg)

$u = 0,3$  dan  $\alpha = 2,77$  rad

- $T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n_2} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,2}{410} = 475,12 \text{ kg mm}$

Sehingga :

$$F_e = \frac{T_2}{r_2} = \frac{475,12 \text{ kg mm}}{88,9 \text{ mm}} = 5,3 \text{ kg}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{u \alpha} = e^{0,3 \cdot 2,77} = 2,30$$

$$\begin{aligned} F1 &= 2,3 \cdot F2 \\ F_e &= F1 \cdot F2 \\ &= 2,3 F2 - F2 = 1,3 F2 \end{aligned}$$

$$F2 = \frac{F_e}{1,3} = \frac{5,3 \text{ kg}}{1,3} = 4 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} F1 &= 2,3 \cdot F2 \\ &= 2,3 \cdot 4 = 9,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

- *Gaya keliling pulley (Ref 9, hal 252)*

Gaya keliling pulley dapat dicari dengan cara :

$$P \text{ rated} = \frac{102 \times Nm}{v} = \frac{102 \times 0,18}{3,85 \text{ m/s}} = 4,76 = 4,8 \text{ kgf}$$

Dengan adanya overload factor ( $\Phi$ ) = 1,5 gaya diatas menjadi

$$\begin{aligned} F &= \Phi \cdot P \text{ rated} \\ &= 1,5 \cdot 4,8 \text{ kgf} = 7,2 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- *Mencari tegangan belt (Ref 9, hal 235)*

Tegangan belt yang timbul akibat beban dapat dihitung dengan cara :

$$K = 2 \cdot \phi \cdot \sigma_o$$

Dimana :

$$\phi = \text{Faktor tarikan untuk V-belt} = 0,7 \div 0,9$$

$$\sigma_o = \text{Tegangan V-belt yang dianjurkan} = 12 \text{ kg/cm}^2$$

Maka :

$$K = 2 \times \Phi \times \sigma_o = 2 \cdot 0,8 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2 = 21,6 \text{ kg/cm}^2$$

- Mencari Luas penampang (Ref 9, hal 237)

Luas penampang belt dicari guna menentukan tipe belt seperti apa yang akan digunakan nanti. Jumlah belt direncanakan 1 buah didapat :

$$Z \cdot A = \frac{F}{K}$$

$$1 \cdot A = \frac{7,2}{21,6}$$

$$A = 0,33 \text{ cm}^2$$

$$A = 0,3 \text{ cm}^2$$

- Tegangan maksimum pada belt (Ref 9, hal 210)

Tegangan maksimum yang terjadi pada bagian yang mengalami penegangan dan hal ini akan terjadi di titik awal belt memasuki pulley penggerak, jadi tegangan maksimum sebesar :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :

- $\sigma_0$  = tegangan awal ( $12 \text{ kg/cm}^2$  untuk V-belt)
- $\gamma$  = specific weight ( $\text{kg/dm}^3$ ) (Lampiran 15)
- $E_b$  = modulus elastic ( $\text{kg/cm}^2$ ) (Lampiran 15)
- $A$  = Luas penampang belt

Maka :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

$$\sigma \max = 12 + \frac{7,2}{2 \cdot 0,3} + \frac{1,3 \cdot 3,85^2}{10 \cdot 9,8} + 800 \text{ kg/cm}^2 \frac{8}{50,8}$$

$$\sigma \max = 12 + 12 + 0,197 + 800 (0,105)$$

$$\sigma \max = 12 + 12 + 0,197 + 125,98$$

$$\sigma \max = 150,2 \text{ kg/cm}^2$$

- Mencari Umur Belt (Ref 9, hal 238)

Dapat dicari dengan menggunakan data yang diketahui :

$$v = 3,85 \text{ m/s}$$

$$L = 1168 \text{ mm} = 1,168 \text{ m}$$

$$N_{base} = 10^7 \text{ cycle}$$

$$m = 8 \text{ untuk jenis V-Belt}$$

$$\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$$

$$z = 1$$

$$U = \text{kecepatan putaran belt per satuan panjang (1/s)}$$

$$U = \frac{v}{L} = \frac{3,85 \text{ m/s}}{1,168 \text{ m}} = 3,296 = 3,3 \text{ 1/s}$$

$$H = \frac{N \text{ Baze}}{3600 \cdot U \cdot Z} \cdot \left\{ \frac{\sigma_{Fat}}{\sigma_{\max}} \right\}^8$$

$$= \frac{10^7}{3600 \cdot 3,3 \cdot 1} \cdot \left\{ \frac{90 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{150,2} \right\}^8 = 13,9 \text{ jam kerja}$$

Sehingga jam kerjanya 13,9 jam.

#### 4.2.2.2 Perhitungan Pulley Penggerak dan Pulley yang digerakkan :

- Perhitungan rasio putaran, daya yang ditransmisikan, jarak sumbu poros (c) :

Dimana diketahui data - data sebagai berikut :

n1 (Putaran motor)	: 410 rpm
n2 (Putaran yang dibutuhkan)	: 410 rpm
Daya yang ditransmisikan (p)	: 0,1865 kW
Jarak sumbu poros (c)	: 145 mm

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{410 \text{ rpm}}{410 \text{ rpm}} = 1 \text{ (Ref 4, hal 166)}$$

- Pemilihan faktor koreksi (fc) dipilih 1,1 variasi beban kecil (pada tabel 1.1 ref 4 hal 165)
- Perhitungan daya rencana/Pd (kW) : (Ref 4, hal 176)

$$Pd = Fc \cdot p = 1,1 \cdot 0,1865 \text{ kW} = 0,2 \text{ kW.}$$

- Perhitungan momen rencana T1, T2 (kg mm) : (Ref 4, hal 7)

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n_1} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,2}{410} = 475,12 \text{ kg mm}$$

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n_2} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,2}{410} = 475,12 \text{ kg mm}$$

- Bahan poros Fc 20 (JIS G 5501)  $\sigma_t = 17 \text{ kg/mm}^2$  (Ref 4, hal 8)

**Sf 1 = 6** (faktor akibat kelelahan puntir)

**Sf 2 = 2** (faktor akibat kekasaran permukaan poros)

$$\tau_A = 17 / (6 \times 2) = 1,4 \text{ kg/mm}^2$$

**Kt = 2** (faktor koreksi tumbukan)

**Cb = 1,5** (faktor koreksi lenturan)

- Perhatikan diameter poros ( $ds1, ds2$ ) : (Ref 3, hal 8)

$$Ds1 = \left\{ \left( \frac{5,1}{1,4} \right) \times 2 \times 1,5 \times 475,12 \right\}^{1/3} = 12,97 \text{ mm}$$

$$Ds2 = \left\{ \left( \frac{5,1}{1,4} \right) \times 2 \times 1,5 \times 475,12 \right\}^{1/3} = 12,97 \text{ mm}$$

- Pemilihan penampang sabuk V dipilih tipe A sesuai dengan daya rencana (lihat gambar 5.3 diagram pemilihan sabuk V ref 4, hal 164).
- Penampang sabuk V tipe A : (Ref 4, hal 169)  
 D min pulley yang diijinkan yaitu : 65 mm  
 D min pulley yang dianjurkan yaitu : 65 mm
- Pemilihan diameter pulley penggerak ( $dp$ ) = 35 mm karena penempatannya membutuhkan tempat kecil sehingga tidak bisa menggunakan diameter pulley yang minimum diijinkan yaitu : 65 mm
- Pemilihan diameter pulley yang digerakkan yaitu :  
 $Dp = i \times dp = 1 \times 35 \text{ mm} = 35 \text{ mm}$   
 (Ref 4, hal 166)
- Perhitungan diameter luar puli : (Ref 4, hal 177)

$$dk = dp + 2 \times k = 35 + 2 \times 4,5 = 39 \text{ mm}$$

$$Dk = Dp + 2 \times k = 35 + 2 \times 4,5 = 39 \text{ mm}$$

(Dapat dilihat nilai k pada tabel 5.2 ukuran puli-V ref 4, hal 166)

- Perhitungan kecepatan belt (m/s) (Ref 4, hal 166)

$$V = \frac{\pi \cdot dp \cdot n1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 410}{60 \cdot 1000} = 0,75 \text{ m/s}$$

Dimana  $V < 30 \text{ m/s} = \text{baik}$

- *Perhitungan panjang keliling, L (mm) (Ref 4, hal 170)*

$$\begin{aligned}
 L &= 2.C + \frac{\pi}{2} (dp+Dp) + \frac{1}{4.C} (Dp-dp)^2 \\
 &= 2.145 + 1,57 \cdot (35+35) + \frac{1}{4 \cdot 145} (35-35)^2 \\
 &= 290 + 1,57 \cdot (70) + 0 \\
 &= 690 + 109,9 + 0 \\
 &= 399,9 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Sehingga dipilih nomor 18 tipe A dengan  $L = 457 \text{ mm}$  (lihat tabel 5.3 panjang sabuk V standard ref 4, hal 168).

- *Perhitungan sudut kontak puli  $\Phi(^{\circ})$  dan faktor koreksi( $K_{\Phi}$ ) (Ref 4, hal 173)*

$$\Phi = 180^{\circ} - \frac{57 \cdot (Dp-dp)}{c} = 180^{\circ} - \frac{57 \cdot (35-35)}{145} = 180^{\circ} = 3,14 \text{ rad}$$

Maka  $k_{\Phi} = 1,00$  (lihat pada tabel 5.7 faktor koreksi  $K_{\Phi}$  ref 4, hal 174)

Sehingga dipilih puli penampang tipe A nomor 18 dengan spesifikasi berikut : diameter pulley penggerak ( $dp$ ) = 35 mm, diameter pulley digerakkan  $Dp = 35 \text{ mm}$ ,  $dk = 39 \text{ mm}$ ,  $Dk = 39 \text{ mm}$ , lubang poros = 15 mm, jarak sumbu poros = 145 mm.

- *Gaya Keliling yang terjadi pada Belt (Ref 4, hal 171)*

Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya disisi tarik ( $F_1$ ) dan gaya disisi kendur ( $F_2$ ) gaya yang timbul pada  $F_1$  lebih besar dari  $F_2$  menggunakan persamaan :

$$F_e = F_1 - F_2$$

Dimana :



$F_1$  = gaya pada sisi kencang (kg)

$F_2$  = gaya pada sisi kendur (kg)

$u = 0,3$  dan  $\alpha = 3,14$  rad

$$T1 = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n1} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,2}{410} = 475,12 \text{ kg mm}$$

Sehingga :

$$F_e = \frac{T1}{r1} = \frac{475,12 \text{ kg mm}}{18 \text{ mm}} = 26,4 \text{ kg}$$

$$\frac{F1}{F2} = e^{u\alpha} = e^{0,3 \cdot 3,14} = 2,57$$

$$F1 = 2,57 \cdot F2$$

$$\begin{aligned} F_e &= F1 \cdot F2 \\ &= 2,57 F2 \cdot F2 = 1,57 F2 \end{aligned}$$

$$F2 = \frac{F_e}{1,57} = \frac{26,4 \text{ kg}}{1,57} = 16,8 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} F1 &= 2,57 \cdot F2 \\ &= 2,3 \cdot 16,8 = 38,64 \text{ kg} \end{aligned}$$

- *Gaya keliling pulley (Ref 9, hal 241)*

Gaya keliling pulley dapat dicari dengan cara :

$$F \text{ rated} = \frac{102 \times Nm}{v} = \frac{102 \times 0,18}{0,75 \text{ m/s}} = 24,48 \text{ kgf}$$

Dengan adanya overload factor ( $\Phi$ ) = 1,5 gaya diatas menjadi :

$$\begin{aligned} F &= \Phi \cdot F \text{ rated} \\ &= 1,5 \cdot 24,48 \text{ kgf} = 36,72 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- Mencari tegangan belt (Ref 9, hal 235)

Tegangan belt yang timbul akibat beban dapat dihitung dengan cara :

$$K = 2 \cdot \phi \cdot \sigma_0$$

Dimana :

$\phi$  = Faktor tarikan untuk V-belt =  $0,7 \div 0,9$

$\sigma_0$  = Tegangan V-belt yang dianjurkan =  $12 \text{ kg/cm}^2$

Maka :

$$K = 2 \times \phi \times \sigma_0 = 2 \cdot 0,8 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2 = 21,6 \text{ kg/cm}^2$$

- Mencari Luas penampang (Ref 9, hal 237)

Luas penampang belt dicari guna menentukan tipe belt seperti apa yang akan digunakan nanti. Jumlah belt direncanakan 2 buah maka didapatkan :

$$Z \cdot A = \frac{F}{K}$$

$$2 \cdot A = \frac{36,72}{21,6 \times 2}$$

$$A = 0,85 \text{ cm}^2$$

- Tegangan maksimum pada belt (Ref 9, hal 210)

Tegangan maksimum yang terjadi pada bagian yang mengalami penegangan dan hal ini akan terjadi di titik awal belt memasuki pulley penggerak, jadi tegangan maksimum sebesar :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :

- $\sigma_0$  = tegangan awal ( $12 \text{ kg/cm}^2$  untuk V-belt)
- $\gamma$  = specific weight ( $\text{kg/dm}^3$ ) (Lampiran 15)
- $E_b$  = modulus elastic ( $\text{kg/cm}^2$ ) (Lampiran 15)
- $A$  = Luas penampang belt

Maka :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

$$\sigma_{\max} = 12 + \frac{36,72}{2 \cdot 0,85} + \frac{1,3 \cdot 0,75^2}{10 \cdot 9,8} + 800 \text{ kg/cm}^2 \cdot \frac{8}{35}$$

$$\sigma_{\max} = 12 + 21,6 + 0,007 + 182,8$$

$$\sigma_{\max} = 216,4 \text{ kg/cm}^2$$

- Mencari Umur Belt (Ref 9, hal 238)

Dapat dicari dengan data yang diketahui :

$$v = 0,75 \text{ m/s}$$

$$L = 457 \text{ mm} = 0,457 \text{ m}$$

$$N_{\text{base}} = 10^7 \text{ cycle}$$

$$m = 8 \text{ untuk jenis V-Belt}$$

$$\sigma_{\text{fat}} = 90 \text{ kg/cm}^2$$

$$z = 2$$

$$U = \text{kecepatan putaran belt per satuan panjang (1/s)}$$

$$U = \frac{v}{L} = \frac{0,75 \text{ m/s}}{0,457 \text{ m}} = 1,64 \text{ 1/s}$$

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{N \text{ Baze}}{3600 \cdot U \cdot Z} \cdot \left\{ \frac{\sigma \text{ Fat}}{\sigma_{\text{max}}} \right\}^8 \\
 &= \frac{10^7}{3600 \cdot 1,6 \cdot 2} \cdot \left\{ \frac{90 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{216,4} \right\}^8 = 0,78 \text{ jam kerja}
 \end{aligned}$$

Sehingga jam kerjanya 0,78 jam.

## 4.2.3 Perhitungan Poros

### 4.2.3.1 Perencanaan poros

Pada poros terpasang dua bantalan dan dua pulley V belt. Berikut data – data perencanaan sebagai berikut :

Daya yang diteruskan poros (N) : 0,1364 kW

Putaran poros (n) : 410 rpm

Gaya berat pulley besar :  $2 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 19,6 \text{ N}$

Gaya dari pulley besar ( $F_{fd}$ ) :

$$F_{fd} = F_1 + F_2 = 9,2 + 4 = 13,2 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 129,36 \text{ N}$$

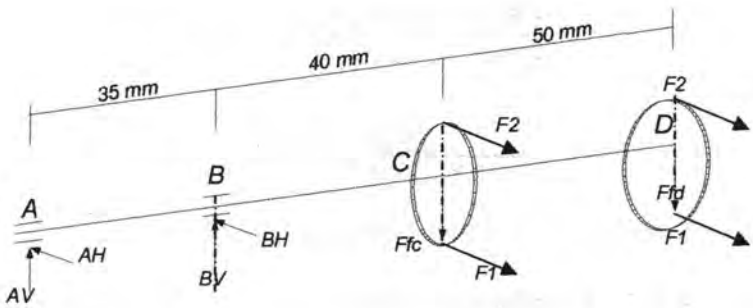
Gaya berat pulley kecil :  $0,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 4,9 \text{ N}$

Gaya dari pulley kecil ( $F_{fc}$ ) :

$$F_{fc} = F_1 + F_2 = 38,64 + 16,8 = 55,44 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 543,312 \text{ N}$$

dengan sudut antara pulley kecil dan besar =  $45^\circ$

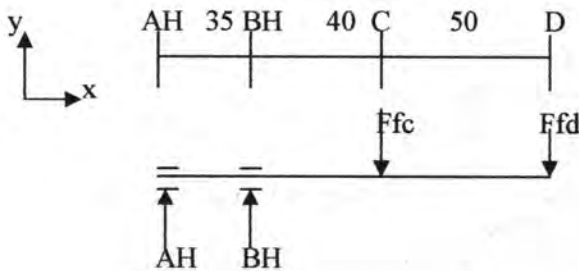




Gambar 4.8 Gaya yang bekerja pada poros

- Bidang Horizontal dan Vertikal

a. Diagram bidang horizontal



Gambar 4.9 gaya horisontal pada poros

$$\sum M_A = 0$$

$$BH \cdot 35 - F_{fc} \cdot \sin 45^\circ \cdot 75 - F_{fd} \cdot \sin 45^\circ \cdot 125 = 0$$

$$BH \cdot 35 - 543,312 \cdot 0,7 \cdot 75 - 129,36 \cdot 0,7 \cdot 125 = 0$$

$$BH \cdot 35 - 28.523,88 - 11.319 = 0$$

$$BH \cdot 35 = 28.523,88 + 11.319$$

$$BH = \frac{39.842,88}{35} = 1.138,37 \text{ N}$$

$$(\uparrow +) \Sigma FH = 0$$

$$AH + B - F_{fc} \cdot \sin 45^\circ - F_{fd} \cdot \sin 45^\circ = 0$$

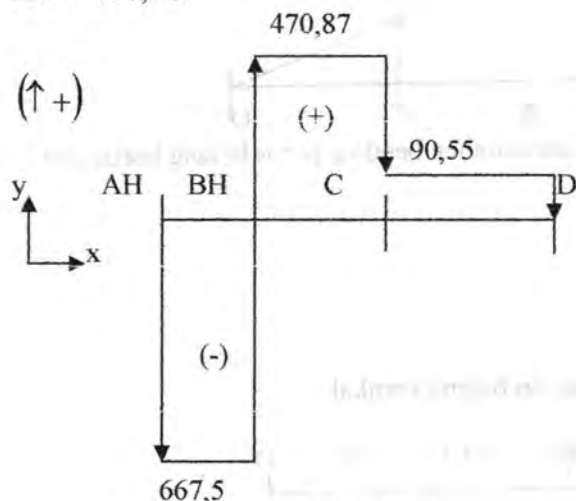
$$AH + 1.138,37 - 543,312 \cdot 0,7 - 129,36 \cdot 0,7 = 0$$

$$AH + 1.138,37 - 380,32 - 90,552 = 0$$

$$AH = -1.138,37 + 380,32 + 90,552$$

$$AH = -667,498 \text{ N}$$

$$AH = -667,5 \text{ N}$$



- Momen Bending di titik A

$$+\Sigma MAH = 0 \text{ Nmm}$$

- Momen Bending dititik B

$$+\Sigma MBH = -AH \cdot 35$$

$$= -(-667,5 \text{ N}) \cdot 35 \text{ mm}$$

$$= 23.362,5 \text{ Nmm}$$

- Momen Bending dititik C

$$+\Sigma MCH = -AH \cdot 75 - BH \cdot 40$$

$$= -(-667,5 \text{ N}) \cdot 75 \text{ mm} - 1.138,37 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm}$$

$$= 50.062,5 \text{ Nmm} - 45.534,8 \text{ Nmm}$$

$$= 4.527,7 \text{ Nmm}$$

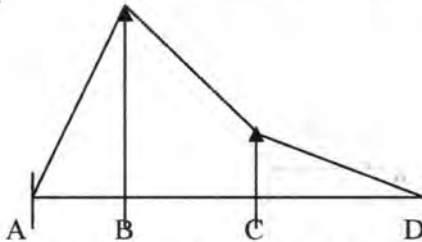
- Momen Bending dititik D

$$+\Sigma MDH = -AH \cdot 125 - BH \cdot 90 + F_{FC} \cdot \sin 45^\circ \cdot 50$$

$$= -(-667,5 \text{ N}) \cdot 125 \text{ mm} - 1.138,37 \text{ N} \cdot 90 \text{ mm} + 543,312 \text{ N} \cdot 0,7 \cdot 50 \text{ mm}$$

$$= 83.437,5 \text{ Nmm} - 102.453,3 \text{ Nmm} + 19.015,92 \text{ Nmm}$$

$$= 0,12 \text{ Nmm}$$



Gambar 4.10 Diagram momen bending poros bidang horizontal

Keterangan :

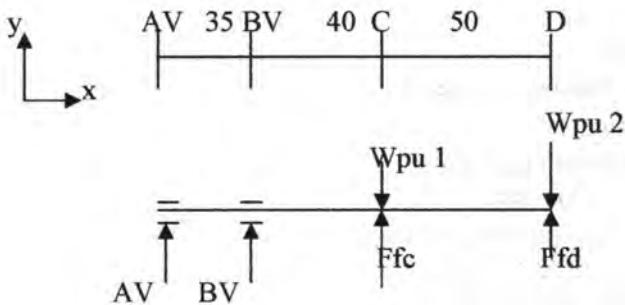
$$A = 0 \text{ Nmm}$$

$$B = 23.362,5 \text{ Nmm}$$

$$C = 4.527,7 \text{ Nmm}$$

$$D = 0,12 \text{ Nmm}$$

a. Diagram bidang vertikal



Gambar 4.11 Gaya vertikal pada poros

$$\curvearrow (+) MA = 0$$

$$BV \cdot 35 + (-W_{pu\ 1} + F_{fc} \cdot \sin 45^\circ) \cdot 75 + (-W_{pu\ 2} + F_{fd} \cdot \sin 45^\circ) \cdot 125 = 0$$

$$BV \cdot 35 + (-4,9 + 543,312 \cdot 0,7) \cdot 75 + (-19,6 + 129,36 \cdot 0,7) \cdot 125 = 0$$

$$BV \cdot 35 + (375,4) \cdot 75 + (70,9) \cdot 125 = 0$$

$$BV \cdot 35 + 28.155 + 8.862,5 = 0$$

$$BV = 37.017,5 : 35 = 1.057,6\text{ N}$$

$$\uparrow (+) FV = 0$$

$$AV + BV + F_{fc} \cdot \cos 45^\circ - W_{pu\ 1} + F_{fd} \cdot \cos 45^\circ - W_{pu\ 2} = 0$$

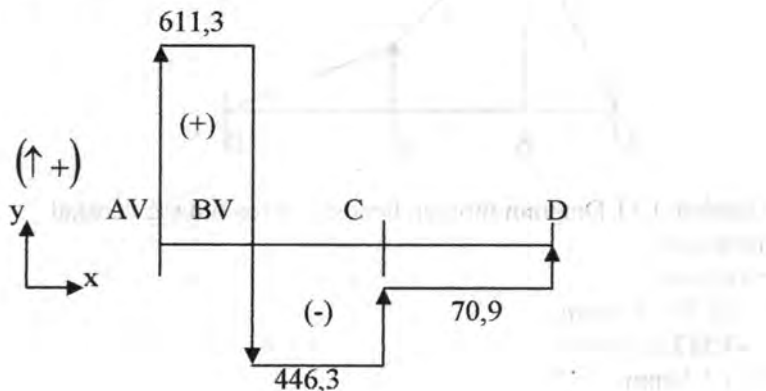
$$AV - 1.057,6 + 543,312 \cdot 0,7 - 4,9 + 129,36 \cdot 0,7 - 19,6 = 0$$

$$AV - 1.057,6 + 380,3 - 4,9 + 70,9 = 0$$

$$AV - 1.057,6 + 375,4 + 70,9 = 0$$

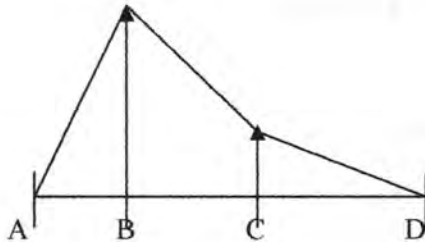
$$AV = 1.057,6 - 375,4 - 70,9$$

$$AV = 611,3\text{ N}$$





- Momen bending dititik A  
 $+ \Sigma MAV = 0 \text{ N.mm}$
- Momen Bending dititik B  
 $+ \Sigma MBV = -AV \cdot 35$   
 $= -611,3 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm}$   
 $= -21.395,5 \text{ Nmm}$
- Momen Bending dititik C  
 $+ \Sigma MCV = -AV \cdot 75 - BV \cdot 40$   
 $= -611,3 \text{ N} \cdot 75 \text{ mm} - (-1.057,6) \cdot 40 \text{ mm}$   
 $= -45.847,5 + 42.304$   
 $= -3.543,5 \text{ Nmm}$
- Momen Bending dititik D  
 $+ \Sigma MDV = -AV \cdot 125 - BV \cdot 90 + (W_{p01} - F_{fc} \cdot \sin 45^\circ) \cdot 50$   
 $= -611,3 \cdot 125 - (-1.057,6) \cdot 90 + (4,9 - 543,312 \cdot 0,7) \cdot 50$   
 $= -76.412,5 + 95.184 - 18.770$   
 $= -1,5 \text{ Nmm}$



Gambar 4.11 Diagram momen bending poros bidang vertikal

Keterangan :

A = 0 Nmm

B = -21.395,5 Nmm

C = -3.543,5 Nmm

D = -1,5 Nmm

- Menghitung Momen Terbesar

Karena momen terbesar terletak pada titik B dengan  $M_{BH} = 16.880,5 \text{ Nmm}$  dan  $M_{BV} = -14.919,1 \text{ Nmm}$  maka momen bending dapat dicari dengan persamaan (2. 19) :

$$\begin{aligned} M_{\text{bending}} &= \sqrt{(MBh)^2 + (MBv)^2} \\ &= \sqrt{(23.362,5)^2 + (-21.395,5)^2} \\ &= 9.382,9\text{N} \\ &= 957,45 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Perhitungan Torsi pada poros : (Ref 4 , hal 7)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{Pd}{n^2} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,2 \text{ kW}}{410 \text{ rpm}} = 475,12 \text{ kg mm}$$

- Perhitungan Momen puntir pada poros : (Ref 11 , hal 167)

$$M = 71620 \frac{N}{n}$$

$$M = 71620 \frac{(0,2 \text{ Kw})}{(410 \text{ rpm})}$$

$$M = 34,94 \text{ kg cm}$$

- Mencari Diameter poros yang aman digunakan ( $d_s$ ) :

Bahan poros FC 20 (JIS G 5501)  $\sigma_B = 17 \text{ kg/mm}^2$

(Ref 4, hal 8)

Sf 1 = 6 (faktor akibat kelelahan puntir)

Sf 2 = 2 (faktor akibat kekasaran permukaan poros)

$$\begin{aligned}\tau A &= 17 / (6 \times 2) = 1,4 \text{ kg/mm}^2 \\ Kt &= 2 \text{ (faktor koreksi tumbukan)} \\ Cb &= 1,5 \text{ (faktor koreksi lenturan)}\end{aligned}$$

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau A} \times Cb \times Kt \times T \right\}^{1/3}$$

$$d_s = \left\{ \left( \frac{5,1}{1,4} \right) \times 1,5 \times 2 \times 475,12 \right\}^{1/3}$$

$$d_s = 12,9 \text{ mm}$$

sehingga dipilih diameter poros yang baik untuk digunakan yaitu :  
15 mm

#### 4.2.4 PASAK

##### 4.2.4.1 Perhitungan pasak pada motor 3 phase untuk hidrolik

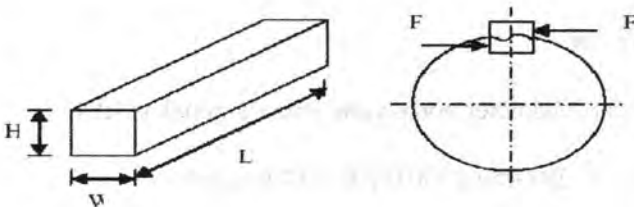
- Mencari Torsi pada motor untuk hidrolik :

(Ref 11 , hal 167)

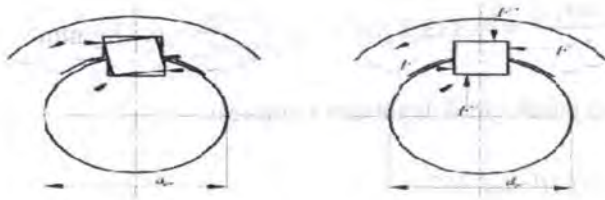
$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{N}{n}$$

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,492 \text{ kW}}{1450 \text{ rpm}}$$

$$T = 1002,2 \text{ kg mm}$$



Gambar 4.13 dimensi pasak



Gambar 4.14 kedudukan Pasak pada poros

- Gaya yang terjadi pada pasak : (Ref 10, hal 366)

$$F = T : \frac{D}{2}$$

$$F = 1002,2 \text{ kg mm} : \frac{22 \text{ mm}}{2}$$

$$F = 91,1 \text{ kg}$$

$W=H$  (Tabel 7-6 Dimensi Tipe Pasak Datar, Ref 10 hal 361)

Bahan pasak AISI 1010 Syp = 42.000 Psi

$S_{syp} = 0,577 \text{ Syp}$  (ref 10, hal 90)

$$= 0,577 \cdot 42.000 \text{ psi}$$

$$= 24.234 \text{ psi}$$

- Tegangan geser pada pasak (ref 10, hal 367)

$$S_s = \frac{S_{syp}}{N} = \frac{24.234 \text{ psi}}{4,5} = 5.385,3 \text{ psi} \cdot \frac{0,4554 \text{ kg}}{645,16 \text{ mm}^2} = 3,8 \text{ kg/mm}^2$$

- Panjang pasak untuk tegangan geser : (ref 10, hal 366)

$$L_s \geq \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot D_p} = \frac{2 \cdot 1002,2 \text{ kg mm}}{3,8 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm}} = \frac{2004,4}{334,4} = 5,99 \text{ mm}$$

- Tegangan kompresi pada pasak : (ref 10, hal 306)

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N} = \frac{42.000 \text{ psi}}{4,5} = 9.333,3 \text{ psi} \times \frac{0,4554 \text{ kg}}{645,16 \text{ mm}^2} = 6,5 \text{ kg/mm}^2$$

- Panjang pasak untuk tegangan kompresi :

$$L_c \geq \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot D_p} \text{ (ref 10, hal 367)}$$

$$L_c \geq \frac{4 \cdot 1002,2 \text{ kg mm}}{6,5 \cdot 4 \cdot 22}$$

$$L_c \geq 7,0 \text{ mm}$$

$$L_c \geq 7 \text{ mm}$$

- Panjang Pasak

Agar pasak menjadi aman maka panjang pasak harus lebih 25 % dari diameter poros sehingga persamaan untuk panjang pasak menjadi :

$$L = L_c + 0,25 D$$

$$L = 7 + 0,25 \cdot 22 \text{ mm} = 12,5 \text{ mm}$$

Sehingga panjang pasak yang aman digunakan yaitu 12,5 mm

Dimana :

L = Panjang pasak.

Lc = Panjang pasak untuk tegangan kompresi.

D = Diameter poros.

#### 4.2.4.2 Perhitungan pasak pada motor 1 phase untuk transmisi

- Gaya yang terjadi pada pasak : (Ref 10, hal 366)

$$F = T : \frac{D}{2}$$

$$F = 324 \text{ kg mm} : \frac{12,5 \text{ mm}}{2}$$

$$F = 324 \text{ kg mm} : 6,25 \text{ mm}$$

$$F = 51,84 \text{ kg}$$

$W=H$  (Tabel 7-6 Dimensi Tipe Pasak Datar, Ref 10 hal 361)

Bahan pasak AISI 1010 Syp = 42.000 Psi

$$S_{yp} = 0,577 \cdot Syp \text{ (ref 10, hal 90)}$$

$$= 0,577 \cdot 42.000 \text{ psi}$$

$$= 24.234 \text{ psi.}$$

- Tegangan geser pada pasak : (ref 10, hal 367)

$$S_s = \frac{S_{yp}}{N} = \frac{24.234 \text{ psi}}{4,5} = 5385,3 \text{ psi} \cdot \frac{0,4554 \text{ kg}}{645,16 \text{ mm}^2} = 3,8 \text{ kg/mm}^2$$

- Panjang pasak untuk tegangan geser : (ref 10, hal 366)

$$L_s \geq \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot Dp} = \frac{2 \cdot 324 \text{ kg mm}}{3,8 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot 3 \text{ mm} \cdot 12,5 \text{ mm}} = \frac{648}{142,5} = 4,5 \text{ mm}$$

- Tegangan kompresi pada pasak : (ref 10, hal 306)

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N} = \frac{42.000 \text{ psi}}{4,5} = 9.333,3 \text{ psi} \times \frac{0,4554 \text{ kg}}{645,16 \text{ mm}^2} = 6,5 \text{ kg/mm}^2$$

- Panjang pasak untuk tegangan kompresi :

$$L_c \geq \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot Dp} \text{ (ref 10, hal 367)}$$

$$L_c \geq \frac{4 \cdot 324 \text{ kg mm}}{6,5 \cdot 3 \cdot 12,5}$$

$$L_c \geq 5,3 \text{ mm}$$

- Panjang Pasak

Agar pasak menjadi aman maka panjang pasak harus lebih 25 % dari diameter poros sehingga persamaan untuk panjang pasak menjadi :

$$L = L_c + 0,25 D$$

$$L = 5,3 + 0,25 \cdot 12,5 \text{ mm} = 8,425 \text{ mm}$$

Sehingga panjang pasak yang aman digunakan yaitu 8,5 mm

Dimana :

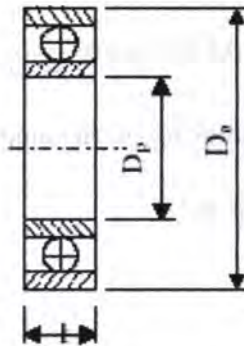
L = Panjang pasak.

L<sub>c</sub> = Panjang pasak untuk tegangan kompresi.

D = Diameter poros.

#### 4.2.5 BANTALAN

Dalam perencanaan ini dipilih bantalan tipe ball bearing, karena gaya – gaya yang bekerja tidak terlalu besar. Bantalan tipe ini dapat menahan gaya radial yang cukup besar, sedangkan yang menjadi acuan dalam perhitungan adalah gaya reaksi tumpuan terbesar, yang dalam hal ini terletak pada bantalan titik B.



Gambar 4.15 Single Row Ball bearing

Berikut data data pada bantalan yang digunakan : (Ref 4, hal 143).

Nomor bearing	: 6202 ZZ
Tipe bearing	: Single Row Deep Groove Ball Bearing
Seri Bearing	: Seri 200 (termasuk beban ringan)
Diameter dalam	: 15 mm
Diameter luar	: 35 mm
Lebar Bantalan (B)	: 11 mm
Jari-jari ( r )	: 1 mm
Beban dinamis (C)	: 1320 Lb
Beban statis (Co)	: 790 Lb
Gaya bantalan pada titik B (Horisontal)	: 1.138,37 N
Gaya bantalan pada titik B (Verikal)	: 1.057,6 N

#### 4.2.5.1 Perhitungan Gaya Radial Bantalan

$$\begin{aligned}
 Fr \text{ titik B} &= \sqrt{FBh^2 + FBv^2} \\
 &= \sqrt{(1.138,37 \text{ N})^2 + (1.057,6 \text{ N})^2} \\
 &= \sqrt{2.414.404 \text{ N}} = 1.553,84 \text{ N} \\
 &= 158,56 \text{ kg/mm.}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.5.2 Perhitungan Beban Ekivalen (P)

Untuk menghitung beban equivalent digunakan persamaan

$$\begin{aligned}
 P &= (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \dots\dots (\text{Ref } 10, \text{ hal } 486) \\
 &= (1 \cdot 1 \cdot 158,56 \text{ kg/mm} + 0 \cdot 0) \\
 &= (1 \cdot 1 \cdot 158,56 \text{ kg/mm}) \\
 &= 158,56 \text{ kg/mm.}
 \end{aligned}$$

Dimana :



- $V = 1$  karena ring dalam yang berputar
- karena  $F_a = 0$  maka  $\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 0$  sehingga  $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$  maka menjadi  $X = 1$  dan  $Y = 0$

#### 4.2.5.3 Perhitungan Umur Bantalan ( $L_{10}$ )

$$\begin{aligned}
 L_{10} &= \left\{ \frac{C}{P} \right\}^B \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \dots\dots (\text{Ref 10, hal 485}) \\
 &= \left\{ \frac{1.320 \text{ Lb}}{158,56 \text{ kg/mm}} \right\}^{11} \times \frac{10^6}{60 \cdot 410 \text{ rpm}} \\
 &= 5,4 \times 10^{11} \text{ Jam Kerja} \\
 &= 5,4 \times 10^{11} \text{ Jam Kerja}
 \end{aligned}$$

Dimana :

- $L_{10}$  : Jam Kerja
- $C$  : Beban dinamis (Lb)
- $P$  : Beban ekuivalen (P)
- $n$  : Putaran Poros (Rpm)

#### 4.2.6 Kapasitas Produksi

Pada sub bab ini berisi hasil percobaan yang dilakukan. Waktu dihitung mulai dari pemasangan, proses kerja, pengambilan :

Waktu proses pemasangan material sandal pada mesin	: 2 detik
Waktu proses kerja pemotongan dan pelubangan sandal	: 23 detik
Waktu proses pengambilan material sandal	: 2 detik

Sehingga total waktu proses pemasangan, pemotongan dan pelubangan pengambilan material sandal untuk 1 produk sandal : 27 detik

Dalam 1 hari ada 7 jam kerja maka didapatkan :

1 jam = 3600 detik, maka dalam 7 jam = 25.200 detik

*Total produk per hari =  $\frac{25.200 \text{ detik}}{27 \text{ detik}} = 933,33$  produk sandal*

*Sehingga per hari mampu memproduksi produk sandal yaitu 933 produk sandal.*

...  
 ...  
 ...

...  
 ...  
 ...

...  
 ...  
 ...

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB 5 KESIMPULAN

Dalam bab ini berisi kesimpulan akhir yang didapat dari pengolahan data dan saran-saran hasil analisa yang diperoleh.

### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan pada “Prototipe Progresif Mesin Pemotong dan Pelubang Sandal Dengan Sistem Hidrolik”, dapat disimpulkan bahwa :

1. Mesin bekerja dengan baik.

Motor Listrik : a. 0,167 kW/ 1450 rpm/ 1 fase (transmisi)  
b. 1,492 kW / 1450 rpm/ 3 fase (hidrolik)

2. Dengan gaya penekanan sebesar 16.456,52 N = 1.679,24 kg , didapat spesifikasi silinder aktuator sebagai berikut :  $D_{\text{piston}} = 0,063$  m,  $D_{\text{rod}} = 0,0355$  m, Stroke = 0,9 m.
3. Pompa yang digunakan adalah pompa external gear dengan tipe Gear pump CB1AF5 WUXI kapasitas  $5 \frac{\text{cc}}{\text{rev}}$  tekanan sebesar 20 Mpa.
4. Katup yang digunakan adalah Monoblock directional control valve 2 stik karena sudah terdiri dari check valve, pressure relief valve, dan 6/3 directional control Valve.
5. Sebagai tenaga penggerak pompa menggunakan motor listrik dengan daya 2 Hp, 3 fase.

6. Kapasitas Produksi mesin dalam 1 hari (7 jam kerja) yaitu sebesar 933 produk sandal.

## 5.2 Saran

Saran yang diperlukan untuk membuat mesin ini adalah :

1. Untuk perbaikan selanjutnya sebaiknya digunakan tipe sistem elektro hidrolik menggunakan solenoid sehingga memudahkan bekerja secara lebih teliti dalam pengerjaan produk sandal, akan tetapi biaya pengerjaan mesin yang masih mahal.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

1. Esposito, Anthony., *Fluid Power with Application*, sixth edition, Prentice Hall International Inc, New Jersey, 2003.
2. Majundar,S R. *Oil Hidraulik System Principle and Maintenance*, Mc Graw Hill, 2001.
3. Mc Donald, Alan T. *Introduction to Fluid Mechanics*, fourth edition, Jhon Wiley and Sons Inc, 1994.
4. Sularso, Kiyokatsu Suga. *Dasar Perencanaan dan pemilihan elemen mesin*. cetakan kesepuluh. PT. Pradnya Paramita 2002.
5. Oster, Jon. *Basic Applied Fluid Power, Hidraulik*, Mc Graw Hill Inc, Minneapolis, 1969.
6. Krist, Thomas. *Hidraulika*, Erlangga, Jakarta, 1989.
7. Ostwald Phillip F, Jairo Munoz. *Manufacturing processes and systems*. ninth edition, John Willey & Sons. 1997
8. Kalpakjian, Serope., *Manufacturing Engineering and technology*, Third edition, 1995.
9. Dobrovolsky, Victor. **Machine Elements**. 1978
10. Aaron, Deutschment, *Machine Design Theory and practice*. Collier Macmillan international edition, London, 1975.
11. Isma Putra, Boy Hidayat, Alfan Purnama. *Elemen mesin untuk teknik industri*. edisi pertama, Graha Ilmu. Yogyakarta, 2008
12. <http://standard-gasket.com/>

# Lampiran 1

Hasil pengujian material spon EVA

Laboratorium Pengujian Mekanik

Kode Dokumen

: FM.2.02

## DATA UJI TEKAN

Jenis Contoh : spon  
 Kode Contoh : -  
 Tgl. Pengujian : 19-03-2009

Parameter	Hasil Uji						
	1	2	3	4	5	Rata-rata	Pembulatan
Panjang (L), Sisi, mm	103	105	105			104,3	10
Lebar (W), Sisi, mm	5,1	5,1	5			5,06	5
Diameter (D), mm	25,1	25,1	25,1			25,1	25
Luas Penampang (So), mm <sup>2</sup>	494,56	494,56	494,56			494,56	495
Beban Tekan (P), kg	195	250	207			217,33	217
Kuat Tekan, kg/mm <sup>2</sup>	0,394	0,505	0,420			0,439	0,44
Kuat Tekan, Mpa							

Pemeriksa

Penguji

*[Handwritten signature]*  
 Phae 1990

Catatan :

$$S_o = L \times W$$

$$S_o = \frac{\pi}{4} D^2$$

$$\text{Kuat Tekan} = \frac{P}{S_o}$$



## Lampiran 2

Viskositas kinematik dari fluida (Ref 3 hal 718)

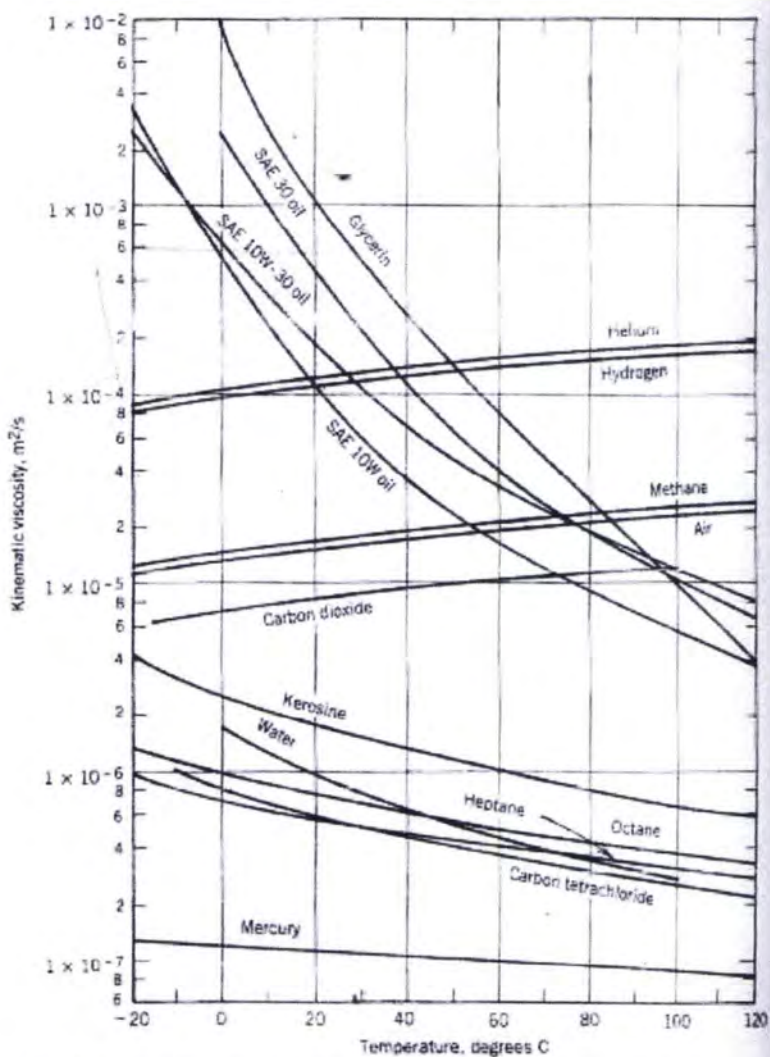




Fig. A.3 Kinematic viscosity of common fluids (at atmospheric pressure) as a function of temperature. [Data from [1, 6, and 10].]

## Lampiran 3

### Pemilihan silinder hidraulik

#### Specification

Items	70kg/cm <sup>2</sup> Series	140kg/cm <sup>2</sup> Series	Remarks
Rated Pressure	70kg/cm <sup>2</sup>	140kg/cm <sup>2</sup>	Care so that the pressure inside the cylinder of the rod side will not increase to more-sh shown on the left when the hydraulic cylinder operated in the meter-out throttling mode.
Max. Pressure	105kg/cm <sup>2</sup>	210kg/cm <sup>2</sup>	
Proof Pressure	185kg/cm <sup>2</sup>	210kg/cm <sup>2</sup>	
Min. Operating Pressure	3kg/cm <sup>2</sup>	3kg/cm <sup>2</sup>	
Load pressure coefficient	More than 95%		
Max. Operating Speed	18m/min		
Min. Operating Speed	0.3m/min		
Cylinder Bore Size (mm)	40, 50, 63, 80, 100, 125, 150, 180, 200, 224, 250		
Stroke	Standard up to 1000 mm		
Rod Size	According to JIS B8364-5-8		
Hydraulic Fluid and Temperature	Hydraulic Fluid: Petroleum Based Fluid Temperature: -10°C~80°C		
Outside painting	Munsell No. 5B 6/3 melanin No. 51		or red lead anti-rust preventive paint

Note: Please consult this company for the products other than standard over.

#### Main Dimensions

Items	Bore size (mm)	40	50	63	80	100	125	150	180	200	224	
		Piping Size (PT)	3/8	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1 1/2	1 1/2	1 1/2
Rod Size (mm)	22.4	28	35.5	45	56	71	85	100	112	125		
Section Area of Bore (cm <sup>2</sup> )	12.6	19.6	31.2	50.3	78.5	122.7	176.7	254.9	314.2	394.1		
Section Area of Rod Side (cm <sup>2</sup> )	8.7	13.5	21.3	34.4	53.9	83.1	120.9	175.9	215.6	271.3		
Section Area of Rod (cm <sup>2</sup> )	3.9	6.2	9.9	15.9	24.6	39.8	56.7	78.5	98.5	122.7		
Speed Ratio	Advance	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
	Reverse	1.45	1.45	1.47	1.46	1.46	1.47	1.47	1.45	1.46	1.45	
Power (kg)	70kg/cm <sup>2</sup>	Advance	880	1,370	2,180	3,520	5,490	8,560	12,370	17,810	21,990	27,990
		Reverse	610	940	1,490	2,410	3,770	5,820	8,400	12,310	15,990	18,990
	140kg/cm <sup>2</sup>	Advance	1,760	2,740	4,370	7,040	10,990	17,180	24,740	35,630	43,990	55,170
		Reverse	1,220	1,890	2,980	4,820	7,550	11,630	16,800	24,630	30,180	37,980
Stroke of Cushion (mm)		20				25			30			



## Lampiran 4

### Pemilihan Directional Control Valve

## Monoblock Directional Control Valve MCD20 and MCD50 Series

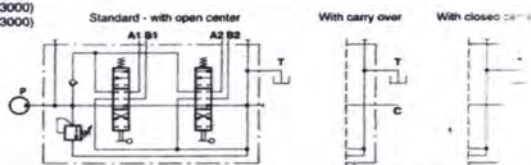
# HOF®

### Features

- MCD20 and MCD50 Series are monoblock directional control valves with parallel circuits. The standard valve comes with an adjustable main relief valve, check valve, and 4 mounting holes for standard and optional mounting. The carry over circuit, spool controls, and other options are available.
- The compact casting is made of high strength cast iron. The spools are made of hardened and tempered steel.

### Specification

	Nominal Flow L/min (USgpm)	Max. Pressure bar (psi)
MCD20	45 (12)	210 (3000)
MCD50	70 (18)	210 (3000)



### Ordering Code

### Monoblock Valve

**MCD20/2 - 140 / D1C / D1C / CO- BSP-TT**

**Model**  
MCD20, MCD50

**Number of Spool**  
no code - 210 bar  
140 - 140 bar

**Relief Valve Setting (bar)**  
no code - 210 bar  
140 - 140 bar

**Spool Control**  
no code or S - Spring return to center  
D - Detent in three positions

**Spool Type**  
no code or 1 - Double acting, 3 positions with A and B closed in center  
A - Single acting on A, 3 positions B plugged  
B - Single acting on B, 3 positions A plugged  
M - Double acting, 3 positions with A and B to tank in center

**Service Valve\* (MCD20 only)**  
no code - Without valve  
P - Without valve, but with pre-arranged holes  
C - With pilot operated check valves on port A and B

\*With Service Valve, the main valve body will come without Port P and T on top and Port A and B can be BSP 3/8" only, but Port A and B on check valve can be any threads as specified in Ordering Code.

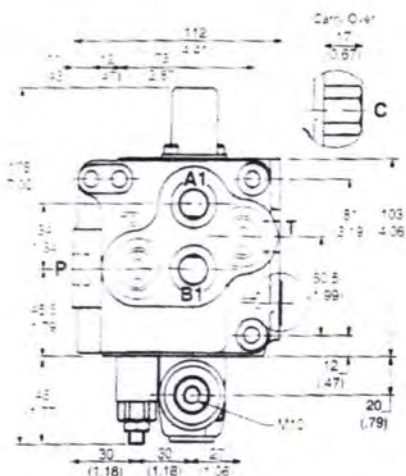
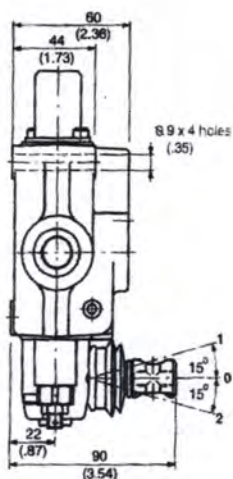
**Optional Port Connection**  
no code - Port P and T at side with optional  
Port P and T plugged on top  
TT - Port P and T on top with optional  
Port P and T plugged at side  
SS - Port P and T at side only with standard 3 mounting holes

Port Thread	Thread	Port A-B	Port P-C	Port T
MCD20	no code	BSP	3/8"	3/8"
	T04	BSP	1/2"	1/2"
	BSP	BSP	1/2"	1/2"
	SAE	SAE	SAE8	SAE10
MCD50	no code	BSP	1/2"	1/2"
	T06	BSP	3/4"	3/4"
	BSP	BSP	3/4"	3/4"
	SAE	SAE	SAE10	SAE12

**Port Thread**  
no code - With open center plug  
CO - With carry over sleeve  
CC - With closed center plug

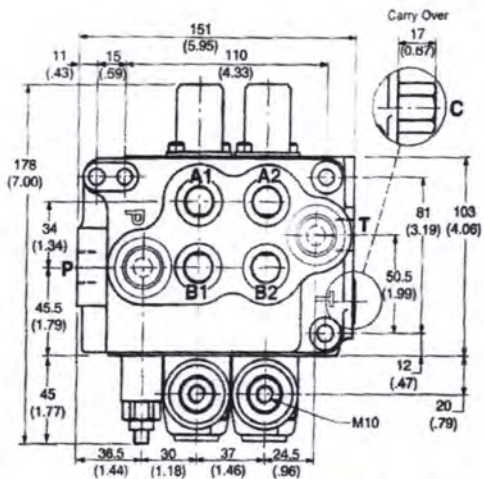
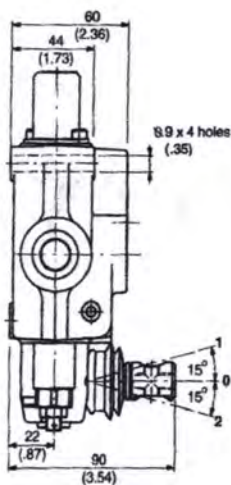
**Examples:**  
MCD20/2-D = Single spool, double acting, detent in 3 positions, BSP 3/8"  
MCD20/2-A/B/CO-BSP = Double spool, 1st single acting on A, 2nd spool single acting on B, with carry over, BSP 3/8"

# HOF®



Weight: 3.6 kg (7.9 lb)

20/2



Weight: 5.1 kg (11.2 lb)

## Lampiran 5

Tabel Efisiensi silinder berdasarkan diameter piston  
(Ref. 2 hal . 263)

<i>Piston diameter</i>	<i>Cylinder efficiency</i>
<i>20 – 50 mm</i>	<i>80 – 85</i>
<i>50 – 120 mm</i>	<i>85 – 90</i>
<i>120 mm</i>	<i>90 – 95</i>



## Lampiran 7

Tabel kehilangan tekanan pada katup (Ref. 6 , hal 189)

<i>Tipe katup</i>	<i>Kehilangan tekanan (bar)</i>	<i>Catatan debit (Q)</i>
a) <i>Katup – katup tekanan balik torak dengan satu langkah balik</i>	2,0 .....2,2	<i>Sebagai pembagi</i>
	2,0.....3	
b) <i>Katup – katup langkah balik</i>	2	<i>Q &lt; 70 l/min</i>
c) <i>Katup – katup pengaman</i>	1,5.....1,6	<i>Q &lt; 70 l/min</i>
<i>Katup – katup luapan aliran</i>	3,0.....5	
d) <i>Katup – katup penurun pencekik</i>	2,0.....2,5	<i>Q = 10 l/min</i>
e) <i>Katup – katup pencekik</i>	3,0.....3,5	<i>Q = 70 l/min</i>
	1,0.....3	<i>Q = 1,5..8l/min</i>
f) <i>Katup – katup pencekik</i>	1,5.....6	<i>Tergantung dri Q</i>
g) <i>Katup – katup aksial pencekik</i>	2,0.....2,2	
h) <i>Penutup – penutup yang dapat berputar dengan 2 kedudukan</i>	1,0.....1,1	<i>Q hingga 18 l/min</i>
	1,8.....2	<i>Q hingga 150 l/min</i>
<i>dengan 3 kedudukan</i>	1,5.....2,6	
i) <i>Katup – katup dua arah</i>	1,5	
j) <i>Katup – katup empat arah</i>	1,8.....2	
k) <i>Katup – katup pengubah hubungan</i>	1,5.....2	

## Lampiran 8

### Pemilihan Pompa

## CB1A 系列齿轮泵 USD 28.00 265

### CB1A SERIES GEAR PUMP

#### 简介 General Description

CB1A 系列齿轮泵系高压小排量齿轮油泵，由一对高强度齿轮、轴套、泵体、前盖、后盖等主要部件组成，轴间间隙由高精度浮动轴套自动补偿，使得 CB1A 齿轮泵具有较高的机械效率和容积效率，该泵噪音低，可靠性高，广泛应用于卡车的液压系统、举升和传送机械、矿山机械、农业机械等。

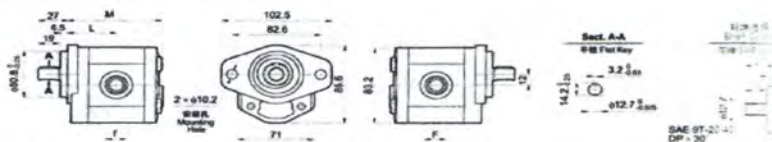
The CB1A series gear pump consists of a gear pair supported by two aluminum bearing blocks, a housing, front cover and rear cover. The axis clearance can be automatically compensated by the bearing blocks. The CB1A pump features simple structure, high mechanical and volumetric efficiency, low noise level as well as high reliability. It is widely used in the hydraulic system of truck, lift and transport machines, mine machines, and agriculture machines, etc.



#### 型谱 Order Code

20MPa 额定压力 Rated Pressure		排量 Displacement		轴伸形式 Shaft Option	
1.3 - 13ml/r				空白 Blank	91 扁键 Flat Key
				A	平键 Flat Key
空白 Blank SAE 油口 SAE O-ring boss				轴向方向 Shaft Direction	
A	管螺纹(BSP) Gas Threaded Ports(BSPF)	出口形式 Port Configurations		空白 Blank	右旋 Right
B	公制螺纹 Metric Threaded Ports			F	左旋 Left

#### 外形尺寸 Outline Dimension



#### 技术参数 Technical Data

型号 Model	排量 Displacement (mL/r) (in <sup>3</sup> /r)	压力 Pressure (MPa)			转速 Speed (RPM)		尺寸 Dimension						
		P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>	额定 Rated	最高 Max	L (mm)	M (mm)	F 进口 Inlet 出口 Outlet				
CB1A-F1.3 ***	1.36 (0.083)	20	25	28	2000	4000	42	80.3	SAE 油口 SAE Port				
CB1A-F2 ***	2.05 (0.125)						43	82.3	SAE Port 3/4-16UNF				
CB1A-F2.7 ***	2.74 (0.167)						44	84.3	BSPP 出口 BSPP Port				
CB1A-F3.2 ***	3.42 (0.209)						45	86.3	BSPP 出口 BSPP Port G1/2"				
CB1A-F4 ***	4.10 (0.250)						46	88.3	出口 Outlet				
CB1A-F5 ***	5.13 (0.313)						47.5	91.3	公制出口 Metric Port				
CB1A-F6 ***	6.16 (0.376)						49	94.3	M18 x 1.5				
CB1A-F7 ***	7.52 (0.459)						18	20	22	3500	51	98.3	7/8-14UNF
CB1A-F9 ***	9.23 (0.563)									3000	53.5	103.3	G3/4"
CB1A-F10 ***	10.95 (0.668)	2500	56	108.3	M22 x 1.5								
CB1A-F13 ***	13.68 (0.835)	15	17.5	19.6	2000	60	116.3	M22 x 1.5					



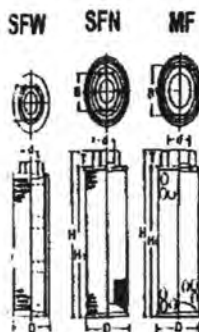


## Lampiran 9

### Pemilihan Strainer

#### TRAINERS

#### DIMENSIONS



MODEL	d PT	FLOW l/min	D	H	H1	B.	FILTRATION mesh	WEIGHT kg	
SFW-03	3/8	17	55	109	100	22	120	0.13	
SFW-04	1/2	30	55	145	132	30		0.16	
SFW-06	3/4	50	65	183	145	34		0.19	
SFW-08	1	100	87	208	188	42		0.35	
SFW-10	1 1/4	180	106	230	208	54		0.50	
SFW-12	1 1/2	246	126	247	228	65		0.70	
SFW-16	2	384	126	330	300	75		0.82	
SFW-20	2 1/2	700	157	414	390	97		1.36	
SFW-24	3	800	157	458	435	110		1.47	
SFN-04	1/2	35	64	160	153	30		150	0.27
SFN-06	3/4	46	64	166	153	34	0.28		
SFN-08	1	90	85	210	198	42	0.48		
SFN-10	1 1/4	150	103	231	215	54	0.77		
SFN-12	1 1/2	205	120	246	232	65	0.96		
SFN-16	2	320	120	332	317	75	1.27		
SFN-20	2 1/2	550	148	434	419	97	2.00		
SFN-24	3	600	148	434	419	110	2.68		
MF-03	3/8	24	58	96	90	22	100		0.10
MF-04	1/2	32	58	100	90	30			0.14
MF-06	3/4	56	58	137	124	34		0.18	
MF-08	1	110	58	170	155	42		0.20	
MF-10	1 1/4	210	71	186	170	54		0.35	
MF-12	1 1/2	285	85	196	182	65		0.49	
MF-16	2	395	103	215	202	75		0.65	
MF-20	2 1/2	750	148	274	252	97		1.20	
MF-24	3	800	148	274	252	110		1.21	
MF-32	4	1000	208	380	357	142		2.45	

NOMINAL PIPE SIZE, IN.	OUTSIDE DIAMETER OF PIPE, IN.	NUMBER OF THREADS PER INCH	LENGTH OF EFFECTIVE THREADS, IN.	SCHEDULE 40 (STANDARD)		SCHEDULE 80 (EXTRA HEAVY)		SCHEDULE 160		DOUBLE EXTRA HEAVY	
				Pipe I.D., in.	Burst press., psi	Pipe I.D., in.	Burst press., psi	Pipe I.D., in.	Burst press., psi	Pipe I.D., in.	Burst press., psi
1/8	0.405	27	0.26								
1/4	0.540	18	0.40	0.364	16,000	0.302	22,000				
3/8	0.675	18	0.41	0.493	13,500	0.423	19,000				
1/2	0.840	14	0.53	0.622	13,200	0.546	17,500	0.466	21,000	0.252	35,000
3/4	1.050	14	0.55	0.824	11,000	0.742	15,000	0.614	21,000	0.434	30,000
1	1.315	11 1/2	0.68	1.049	10,000	0.957	13,600	0.815	19,000	0.599	27,000
1 1/4	1.660	11 1/2	0.71	1.380	8,400	1.278	11,500	1.160	15,000	0.896	23,000
1 1/2	1.900	11 1/2	0.72	1.610	7,600	1.500	10,500	1.338	14,800	1.100	21,000
2	2.375	11 1/2	0.76	2.067	6,500	1.939	9,100	1.689	14,500	1.503	19,000
2 1/2	2.875	8	1.14	2.469	7,000	2.323	9,600	2.125	13,000	1.771	18,000
3	3.500	8	1.20	3.068	6,100	2.900	8,500	2.624	12,500		

\* Working pressures for various schedule pipes are obtained by dividing burst pressure by the safety factor.

Source: Hydraulics and Pneumatics.

# Lampiran 11

## Pemilihan Hose

### 钢丝编织液压胶管 (DIN EN 853 标准)

#### HYDRAULIC HOSES (DIN EN 853)



内层 耐油合成橡胶  
 加强层 单层高张力钢丝编织  
 外胶 耐磨物合成橡胶  
 温度范围: -40°C 至 +100°C (最高 +120°C)

Tube: oil resistant synthetic rubber  
 Reinforcement: one high tensile steel wire braid  
 Cover: abrasion and weather resistant synthetic rubber  
 Temperature range: -40°C to +100°C (+120°C max)



内层 耐油合成橡胶  
 加强层 单层高张力钢丝编织  
 外胶 耐磨物合成橡胶  
 温度范围: -40°C 至 +100°C (最高 +120°C)

Tube: oil resistant synthetic rubber  
 Reinforcement: one high tensile steel wire braid  
 Cover: abrasion and weather resistant synthetic rubber  
 Temperature range: -40°C to +100°C (+120°C max)



内层 耐油合成橡胶  
 加强层 单层高张力钢丝编织  
 外胶 耐磨物合成橡胶  
 温度范围: -40°C 至 +100°C (最高 +120°C)

Tube: oil resistant synthetic rubber  
 Reinforcement: one high tensile steel wire braid  
 Cover: abrasion and weather resistant synthetic rubber  
 Temperature range: -40°C to +100°C (+120°C max)



内层 耐油合成橡胶  
 加强层 单层高张力钢丝编织  
 外胶 耐磨物合成橡胶  
 温度范围: -40°C 至 +100°C (最高 +120°C)

Tube: oil resistant synthetic rubber  
 Reinforcement: one high tensile steel wire braid  
 Cover: abrasion and weather resistant synthetic rubber  
 Temperature range: -40°C to +100°C (+120°C max)

### DIN EN 853 1 ST

规格 Nominal Ø	软管内径		软管外径		最高工作压力 Working pressure	爆破压力 Burst pressure	最小弯曲半径 Bend radius		重量 Weight
	mm	inch	mm	inch			mm	inch	
6	5.4	0.4	11.1	0.8	200	840	800	100	0.25
8	8.0	0.6	12.7	1.0	210	850	850	110	0.30
10	10.0	0.8	15.1	1.2	210	850	770	120	0.40
12	12.0	0.9	17.8	1.4	180	700	780	140	0.50
14	14.0	1.1	20.4	1.6	160	600	720	160	0.60
16	16.0	1.2	23.1	1.8	150	580	740	180	0.70
18	18.0	1.4	25.8	2.0	130	500	760	200	0.80
20	20.0	1.5	28.6	2.2	110	450	780	220	1.00
25	25.0	1.9	35.4	2.8	80	350	750	300	1.40
30	30.0	2.4	42.2	3.4	60	270	720	350	2.00
35	35.0	2.8	49.0	4.0	45	200	700	400	2.70

Lengths in accordance to EN specification

### DIN EN 853 1 SN

规格 Nominal Ø	软管内径		软管外径		最高工作压力 Working pressure	爆破压力 Burst pressure	最小弯曲半径 Bend radius		重量 Weight
	mm	inch	mm	inch			mm	inch	
6	5.4	0.4	11.1	0.8	200	800	1000	80	0.18
8	8.0	0.6	12.7	1.0	210	800	1000	100	0.22
10	10.0	0.8	15.1	1.2	210	800	1000	110	0.28
12	12.0	0.9	17.8	1.4	180	650	1000	120	0.35
14	14.0	1.1	20.4	1.6	160	550	1000	130	0.42
16	16.0	1.2	23.1	1.8	150	500	1000	140	0.50
18	18.0	1.4	25.8	2.0	130	450	1000	150	0.58
20	20.0	1.5	28.6	2.2	110	400	1000	160	0.68
25	25.0	1.9	35.4	2.8	80	300	1000	200	0.95
30	30.0	2.4	42.2	3.4	60	220	1000	250	1.30
35	35.0	2.8	49.0	4.0	45	160	1000	300	1.75

Lengths in accordance to EN specification

### DIN EN 853 2 ST

规格 Nominal Ø	软管内径		软管外径		最高工作压力 Working pressure	爆破压力 Burst pressure	最小弯曲半径 Bend radius		重量 Weight
	mm	inch	mm	inch			mm	inch	
6	5.4	0.4	12.7	1.0	400	1600	800	130	0.45
8	8.0	0.6	14.3	1.1	450	1800	840	150	0.60
10	10.0	0.8	16.1	1.2	500	2000	880	170	0.80
12	12.0	0.9	18.1	1.4	550	2200	920	190	1.00
14	14.0	1.1	20.3	1.6	600	2400	960	210	1.20
16	16.0	1.2	22.6	1.8	650	2600	1000	230	1.40
18	18.0	1.4	25.0	2.0	700	2800	1040	250	1.60
20	20.0	1.5	27.5	2.2	750	3000	1080	270	1.80
25	25.0	1.9	34.1	2.7	900	3600	1200	350	2.50
30	30.0	2.4	40.8	3.2	1100	4400	1300	450	3.50
35	35.0	2.8	47.6	3.7	1300	5200	1400	550	4.80

Lengths in accordance to EN specification

### DIN EN 853 2 SN

规格 Nominal Ø	软管内径		软管外径		最高工作压力 Working pressure	爆破压力 Burst pressure	最小弯曲半径 Bend radius		重量 Weight
	mm	inch	mm	inch			mm	inch	
6	5.4	0.4	11.1	0.8	410	1650	900	140	0.50
8	8.0	0.6	12.7	1.0	460	1850	940	160	0.65
10	10.0	0.8	14.5	1.1	510	2050	980	180	0.85
12	12.0	0.9	16.4	1.3	560	2250	1020	200	1.10
14	14.0	1.1	18.4	1.5	610	2450	1060	220	1.35
16	16.0	1.2	20.5	1.6	660	2650	1100	240	1.60
18	18.0	1.4	22.7	1.8	710	2850	1140	260	1.85
20	20.0	1.5	25.0	2.0	760	3050	1180	280	2.10
25	25.0	1.9	31.7	2.5	910	3650	1300	360	2.90
30	30.0	2.4	38.4	3.0	1110	4450	1400	460	4.00
35	35.0	2.8	45.2	3.5	1310	5250	1500	560	5.50

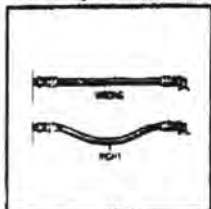
Lengths in accordance to EN specification

## Lampiran 12

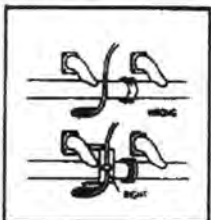
### Pemasangan hose

(Ref 1 hal 370)

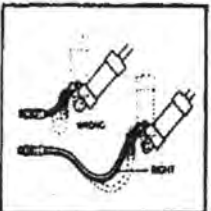
#### Hose routing and installation



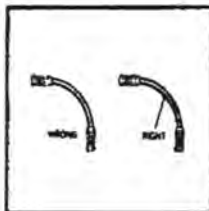
Under pressure, a hose may change in length. The range is from -4% to +2%. Always provide some slack in the hose to allow for this shrinkage or expansion. (However, excessive slack in hose hoses is one of the most common causes of poor appearance.)



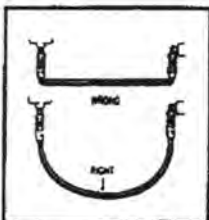
When hose lines pass near an exhaust manifold, or other heat source, they should be insulated by a heat resistant boot, fire sleeve or a metal baffle in any application. Brackets and clamps keep hoses in place and reduce abrasion.



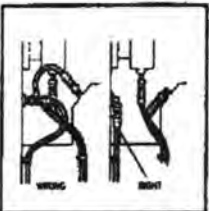
In applications where there is considerable vibration or flexing, allow additional hose length. The metal hose fittings, of course, are not flexible, and proper installation protects metal parts from undue stress, and avoids kinks in the hose.



If a hose is installed with a kink in it, high operating pressures tend to force it straight. This can loosen the fitting nut or even burst the hose at the point of strain.

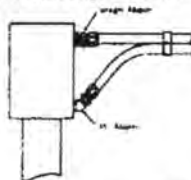


At bends, provide enough hose for a wide radius curve. Too tight a bend pinches the hose and restricts the flow. The line could even kink and close entirely. In many cases, use of the right fittings or adapters can eliminate bends or kinks.

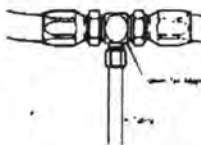


When 90° adapters were used, this assembly became easier-looking and easier to inspect and maintain. It uses less hose, too!

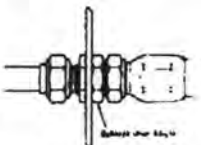
#### Four basic adapter functions



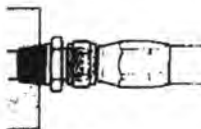
1. To join a hose to a component. Example, a valve might have a 1/2" female pipe thread and a hose a 1/2" S.A.E. 37° flare nut. The right Aeroquip Adapter fits both.



2. To connect two or more pieces of hose and tubing. Here, a T shaped adapter connects (two hoses) with a length of tubing. Each end of the adapter may have a different thread.



3. To provide both connection and anchor at a bulkhead. In this example, it provides an anchor in addition to connecting a hose to a tube.



4. To eliminate the need for a bushing. Example, one end of the adapter is 1/2" pipe thread, connected to the assembly and the other is 1/2" S.A.E. 37° flare which connects to an S.A.E. 37° flare fitting. The adapter itself replaces the bushing.

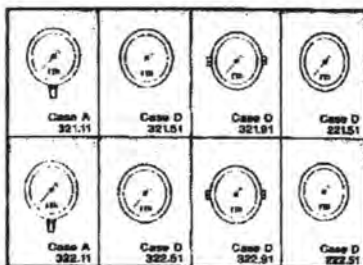
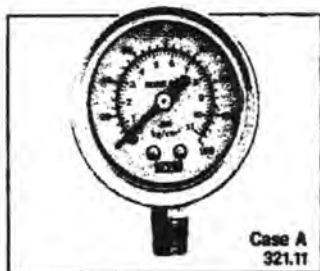
# Lampiran 13

## Pemilihan Pressure Gauge



### LIQUID FILLED PRESSURE GAUGES

8



Model No. : 221, 222, 321, 322 SERIES

**Outline :**

- All series are liquid-filled
- Water proof, shock resistant, and closed structures are durable and accurate, good for long time running.
- Special materials of movement and bourdon tube have testing durabilities.
- It is applicable to the places of both strong fluctuation and non-corrosive fluid, such as air, water and oil.

**Features :**

- Model** : 221, 222 series, (Push Twist Removable Bezel-RT)  
321, 322 series, (Crimped on Bezel-CB)
- Type** : Pressure gauge, Vacuum gauge, Compound gauge
- Nominal Size** : 40mm-50mm.
- Case** : Stainless steel AISI 304 supplied with LM or CBM mount type and blowout disk on the top.
- Tubing** : Brass or Phosphor Bronze (upon request).
- Movement** : Brass.
- Connection** : Brass, 1/8" - 1/4", NPT - PT - PF.
- Pointer Type** : General.
- Accuracy** :  $\pm 2.0\%$  F.S. (READ ANSI-B40.1 1985)
- Scale** : psi, bar, kPa, MPa, Kg/cm<sup>2</sup> etc. (Single or Dual Scale)

**Note :**

- LM : Lower Mount.
- CBM : Center Back Mount.

**Specifications :**

Nominal size (mm)	Case	Connection	Model No.	Case
				Accessory
40	A	NPT - PT - PF (1/8" - 1/4")	321.11	
			321.51	
	D	Bracket	321.91	U Bracket
			322.11	
50	D	NPT - PT - PF (1/8" - 1/4")	322.51	
			322.51	

Range (Kg/cm <sup>2</sup> )	Sealant	Tube	Accuracy (% F.S.)	Others
cmHg				
75-0				
cmHg				
1				
2				
3				
4				
5				
10				
15				
20				
0-1				
2	Brass	Brass or Phosphor Bronze	$\pm 2.0$	• Case & Ring 304 St. St.
3				
4				
5				
10				
15				
20				
25				
35				
50				
70				
100				
150				
200				

• Window Glass Acrylic (ASA LENS)

• Liquid Filled Glycerine Silicon

# Lampiran 14

## Simbol-Symbol Hidraulik

(Ref 1 hal 623)

THE SYMBOLS SHOWN CONFORM TO THE AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE (ANSI) SPECIFICATIONS. BASIC SYMBOLS CAN BE COMBINED IN ANY COMBINATION. NO ATTEMPT IS MADE TO SHOW ALL COMBINATIONS.

LINES AND LINE FUNCTIONS		LINES AND LINE FUNCTIONS (CONT.)	
LINE, WORKING		DIRECTION OF FLOW, HYDRAULIC	
LINE, PILOT (<math>L > 20W</math>)		LINE TO RESERVOIR ABOVE FLUID LEVEL	
LINE, DRAIN (<math>L < 5W</math>)		LINE TO VENTED MANIFOLD	
CONNECTOR		PLUG OR PLUGGED CONNECTION	
LINE, FLEXIBLE		RESTRICTION, FINE	
LINE, JOINING			
LINE, PASSING			

VALVE EXAMPLES		METHODS OF OPERATION	
UNLOADING VALVE, INTERNAL DRAIN, REMOTELY OPERATED		PRESSURE COMPENSATOR	
DECELERATION VALVE, NORMALLY OPEN		DETENT	
SEQUENCE VALVE, DIRECTLY OPERATED, EXTERNALLY DRAINED		MANUAL	
PRESSURE-REDUCING VALVE		MECHANICAL	
COUNTERBALANCE VALVE WITH INTEGRAL CHECK		PEDAL OR TREADLE	
TEMPERATURE- AND PRESSURE-COMPENSATED FLOW CONTROL WITH INTEGRAL CHECK		PUSH BUTTON	
DIRECTIONAL VALVE, TWO-POSITION, THREE-CONNECTION		LEVER	
DIRECTIONAL VALVE, THREE-POSITION, FOUR-CONNECTION		PILOT PRESSURE	
PROPORTIONAL DIRECTIONAL CONTROL VALVE, INFINITE POSITIONING (INDICATED BY HORIZONTAL BARS)		SOLENOID	
		SOLENOID-CONTROLLED, PILOT-PRESSURE-OPERATED	
		SPRING	
		SERVO	

PUMPS		MISCELLANEOUS UNITS (CONT.)	
PUMP, SINGLE FIXED DISPLACEMENT		TEMPERATURE GAGE	
PUMP, SINGLE VARIABLE DISPLACEMENT		FLOW METER (FLOW RATE)	
MOTOR AND CYLINDERS		ELECTRIC MOTOR	
MOTOR, ROTARY FIXED DISPLACEMENT		ACCUMULATOR, SPRING-LOADED	
MOTOR, ROTARY VARIABLE DISPLACEMENT		ACCUMULATOR, GAS-CHARGED	
MOTOR, OSCILLATING		FILTER OR STRAINER	
CYLINDER, SINGLE-ACTING		HEATER	
CYLINDER, DOUBLE-ACTING		COOLER	
CYLINDER, DIFFERENTIAL ROD		TEMPERATURE CONTROLLER	
CYLINDER, DOUBLE-END ROD		INTENSIFIER	
CYLINDER, CUSHIONS BOTH ENDS		PRESSURE SWITCH	
MISCELLANEOUS UNITS		BASIC VALVE SYMBOLS	
DIRECTION OF ROTATION (ARROW IN FRONT OF SHAFT)		CHECK VALVE	
COMPONENT ENCLOSURE		MANUAL SHUT-OFF VALVE	
RESERVOIR, VENTED		BASIC VALVE ENVELOPE	
RESERVOIR, PRESSURIZED		VALVE, SINGLE-FLOW PATH, NORMALLY CLOSED	
PRESSURE GAGE		VALVE, SINGLE-FLOW PATH, NORMALLY OPEN	
		VALVE, MAXIMUM PRESSURE (RELIEF)	
		BASIC VALVE SYMBOL, MULTIPLE FLOW PATHS	
		FLOW PATHS BLOCKED IN CENTER POSITION	
		MULTIPLE FLOW PATHS (ARROW SHOWS FLOW DIRECTION)	

## Lampiran 15

Tabel Konversi Satuan (Ref 1 hal 618)

<i>Parameter</i>	<i>English unit</i>	<i>Metric unit</i>
Area	1 in <sup>2</sup>	6,452 cm <sup>2</sup>
	1 ft	0,0929 m <sup>2</sup>
Density	1 slug/ft <sup>3</sup>	515 kg/m <sup>3</sup>
Energy	1 ft . lb	0,0284 m <sup>3</sup> /s
	1 lb	4,448 N
Length	1 ft	0,3048 m
	1 in	2,540 cm
Mass	1 slug	14,59 kg
Power	1 ft. lb/s	1,356 W
	1 hp	745,7 W
	1 Btu/min	0,01767 Kw
Pressure	1 psi	6895 Pa
	1 psi	0,06895 bars
	1 standard atmosphere (14,7 psia)	101,3 kPa abs
Specific weight	1 lb/ft <sup>3</sup>	157 N/m <sup>3</sup>
Velocity	1 ft/s	0,3048 m/s
Viscosity (absolute)	1 lb . s/ft	47,88 Pa . s

<i>Parameter</i>	<i>English unit</i>	<i>Metric unit</i>
Viscosity (kinematic)	1ft <sup>2</sup> /s	0,0929 m <sup>2</sup> /s
Volume	1 in <sup>3</sup>	16,39 <sup>3</sup>
	1 gal	3,785 L



<i>Parameter</i>	<i>First English Unit</i>	<i>Second English Unit</i>
Energy	1 Btu	778 ft . lb
Flow rate	1 ft <sup>3</sup> /s	449 gpm
Power	1 hp	550 ft . lb/s
	1 hp	42,4 Btu/min
Velocity (angular)	1 rpm	0,1047 rad/s
Volume	1 gal	231 in <sup>3</sup>
	1 gal	0,135 ft <sup>3</sup>

<i>Parameter</i>	<i>First English Unit</i>	<i>Second English Unit</i>
Force	1 N	10 <sup>5</sup> dyn
Pressure	1 bar	10 <sup>5</sup> bar
Velocity (ang)	1 rpm	0,1047 rad/s
Viscosity (abs)	1 N . s/m <sup>2</sup>	10 poise
	1 poise	1 dyn . s/cm <sup>2</sup>
Viscosity (kin)	1 m <sup>2</sup> /s	10.000 stokes
	1 stoke	1 cm <sup>2</sup> /s
Volume	1 m <sup>3</sup>	1000 L
	1 cm <sup>3</sup>	0,001 L

### *Temperature Conversions*

$$T(^{\circ}\text{F}) = 1,8 T(^{\circ}\text{C}) + 32 \qquad T(^{\circ}\text{C}) = \frac{T(^{\circ}\text{F}) - 32}{1,8}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = 1,8 T(\text{K}) \qquad T(\text{K}) = \frac{T(^{\circ}\text{R})}{1,8}$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = T(^{\circ}\text{F}) + 460 \qquad T(\text{K}) = T(^{\circ}\text{C}) +$$

## Lampiran 16

### Tipe dan Dimensi V belt

	Leather	Rubber canvas	Solid cover cotton	Woven Woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width, b (mm)	20-300	20-500	30-250	50-500	20-135	15-55
Thickness, h (mm)	single 3 - 5.5 double 7.5 - 12	2.5 - 13.5	4.5 - 6.5 - 8.5	6 - 9 - 11	1.75 - 2.5 - 3.3	1.75
UTS (kg/cm <sup>2</sup> )	200	440 (without layer 370 (with layer)	350 - 405	300	300	500
Maximum Elongation	10% at 100 kg/cm <sup>2</sup>	18% at rupture	20 - 25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio (D mm/h)						
Recommended	30	40	30 - 40	30	40	30
Allowable	25	30	25 - 35	25	30	25
Recommended v max (m/s)	40	20 - 30	25	30	50	50
Specific weight (kg/dm <sup>3</sup> )	0.98	1.25 - 1.50	0.75 - 1.05	0.90 - 1.24	1.2	1
Constants						
a	29	25	21	18	23	21
w	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elasticity (kg/cm <sup>2</sup> )	1000 - 1500	800 - 1200	300 - 600		1000 - 1500	

## Lampiran 17

SPECIFICATIONS						
Polymer	Neoprene/EPDM/SBR Blend				Ethylene Vinyl Acetate	
Stock Number:	SCE41B	SCE42B	SCE43B	SCE45B	2# EVA	4# EVA
ASTM-D-1056-67	SCE-41	SCE-42	SCE-43	SCE-45	RE 41/42	RE 42/43
ASTM-D-1056-78	RE-41	RE-42	RE-43	RE-45	RE 41/42	RE 42/43
Mil-R-6130C	II-A	II-A	II-A	II-A	----	----
Type - Grade - Condition	Soft	Soft-Med.	Medium	Firm	Soft-Med.	Medium
Mil-C-33133B STD 670 B	SCE3F2	SCE7F2	SCE11F 2	SCE20F 2	----	----
FLAMMABILITY SPECIFICATIONS						
UL-94-HF1	Approved	Approved	----	----	----	----
UL-94-HBF	Approved	Approved	Approved	----	----	----
Mil-R-6130C	Pass	Pass	Pass	Pass	----	----
FMVSS-302	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass
PHYSICAL PROPERTIES						
25% Compression Deflection	2-5	5-9	9-13	17-24	3-7	6-10
Densitv	7+/-2	7+/-2	10+/-2	20+/-4	2+/-0.5	4 +/- 0.7

Approximate						
Water Absorption Max. Weight %	5	5	5	5	5	5
Temperature Range (F)	-70/+225	-70/+225	-70/+225	-70/+225	-70/+160	-70/+160
Temperature High Intermittent (F)	250	250	250	250	180	180
Ozone Resistance	Good	Good	Good	Good	Excellent	Excellent
Tensile Strength	80	80	100	100	50	80
Fuel B Max. % weight Change	250	250	150	150	250	250
Elongation Typical Properties %	175	175	150	150	200	250
Durometer Shore 00 (App.)	30-50	45-60	55-70	75-OVER	----	----
Shrinkage 7 Days @ 158(F)	5%	5%	5%	5%	5%	5%
K Factor	.30	.30	.38	----	.25	.30