TUGAS AKHIR

PERENCANAAN SISTEM HIDROLIK PADA MESIN PEMBENTUK ENGSEL PINTU

Disusun oleh :

Anang Purwoko

01.51.030

MILIK PERPUSTAKAAN ITN MALANG

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

JURUSAN TEKNIK MESIN D - III

TAHUN AKADEMIK

2004 / 2005

LEMBAR PERSETUJUAN

TUGAS AKHIR

PERENCANAAN MESIN HIDROLIK PEMBENTUK ENGSEL PINTU

Disusun dan diajukan untuk melengkapi dan memenuhi syarat untuk mencapai
Gelar Ahli Madya Mesin di Fakultas Teknologi Industri
Jurusan Teknik Mesin D – III Institut Teknologi Nasional Malang

Disusun Oleh :

Anang Purwoko
01.51.030

Nilai : 86 A

Mengetahui :

Ka. Jur . Teknik Mesin D – III	Dosen Pembimbing
Ir . Teguh Rahardja , MT	Ir . Achmad Taufik

PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

NI (PERSERO) MALANG
ANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting) Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

BERITA ACARA UJIAN TUGAS AKHIR

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

Nama Mahasiswa : Anang Purwoko

Jurusan Program Studi : Teknik Mesin D – III

Dipertahankan dihadapan team penguji Ujian Tugas Aklhir Jejang Program

Diploma Tiga (-III) Pada :

Hari / tanggal : Kamis, 03 Maret 2005

Dengan Nilai Hasil Ujian : 66,00

PANITIA UJIAN TUGAS AKHIR

Ketua

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
DEKAN

Ir . Moctar Asroni , MSME

NIP : 101 810 0036

Sekretaris

Ir . Teguh Rahardja , MT

NIP : 131 991 184

Majelis Penguji

Ir . H . Widjatmoko , MT

NIP : 101 830 0057

Ir . Teguh Rahardja , MT

NIP : 131 991 184

PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

NI (PERSERO) MALANG
ANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting) Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

LEMBAR PERSETUJUAN TUGAS AKHIR

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

Nama Mahasiswa : Anang Purwoko

NIM : 01 51 030

Tempat / Tanggal Lahir : Kediri , 9 Agustus 1981

Alamat : Jl . Walet I No:13 B Pare – Kediri

Telah Menyelesaikan Laporan Tugas Akhir Yang Dimulai Pada Tanggal 1 Desember 2004 dan selesei pada tanggal 19 Februari 2005

Dengan Nilai Bimbingan : 86,00

Telah Mengetahui Dan Disetujui Oleh :

Ka . Jurusan Teknik Mesin D – III	Dosen Pembimbing
Ir . Teguh Rahardja , MT	Ir . Achmad Taufik
NIP : 131 991 184	NIP : 131 851 985

PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

NI (PERSERO) MALANG
ANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting) Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

Nomor : ITN2027/I.TA/8/'05 Malang 23 Februari 2005
Lampiran : ———
Perihal : ***Bimbingan Tugas Akhir.***

Kepada : **Yth. Sdr/iIr. Achmad Taufik**
Dosen Institut Teknologi Nasional
Di
Malang.

Dengan hormat.

Sesuai dengan permohonan dan persetujuan **Tugas Akhir** untuk mahasiswa:

Nama	: Anang Purwoko
NIM	: 0151030
Semester	: VIII (Delapan)
Jurusan	: Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)
Fakultas	: Teknologi Industri

Maka dengan ini pembimbingan Tugas Akhir tersebut kami serahkan sepenuhnya kepada saudara/i selama 1 (Satu) bulan, terhitung mulai tanggal 23 Februari s/d 23 Juni 2005 Adapun tugas tersebut untuk memenuhi persyaratan di dalam menempuh Ujian Tugas Akhir Diploma Tiga.

Demikian agar maklum, dan atas perhatian serta bantuannya kami ucapkan banyak terima kasih.

Jurusan Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)
Ketua

Ir. TEGUH RAHARDJO,MT
NIP.: 131 991 184

Tembusan kepada Yth.:
1. Mahasiswa yang bersangkutan.
2. Arsip.

LEMBAR ASISTENSI LAPORAN TUGAS AKHIR

Nama : Anang Purwoko

NIM : 01.51.030

Jurusan : Teknik Mesin D – III

Judul Tugas Akhir : Perencanaan Sistem Hidrolik Pada Mesin Pembentuk Engsel Pintu

Dosen Pembimbing : Ir Achmad Taufik

JADWAL ASISTENSI

Tanggal	Keterangan	Paraf
1 desember 2004	Asistensi proposal	
6 desember 2004	Asistensi BAB I	
20 desember 2004	Asistensi BAB II , Revisi gambar komponen sistem hidrolik	
3 januari 2005	Asistensi BAB III , revisi perhitungan , rekapitulasi data perhitungan , sirkuit hidrolik , diagram kerja katub dan silinder	
24 januari 2005	Asistensi BAB IV , revisi kesimpulan	
7 februari 2005	Asistensi gambar sistem hidrolik	

Malang , februari 2005

Dosen Pembimbing

Ir . Achmad Taufik

LEMBAR PERNYATAAN

Saya yang bertandatangan dibawah ini :

Nama	: Anang Purwoko
Tempat / tanggal lahir	: Kediri , 9 Agustus 2005
NIM	: 01. 51. 030
Jurusan	: Teknik Mesin D – III
Fakultas	: Teknik Industri
Alamat Asal	: Jl . Walet I no 13 B Pare – Kediri

Menyatakan dengan sesungguhnya bahwa laporan tugas akhir yang telah saya buat merupakan hasil karya sendiri , dan bukan merupakan duplikasi , serta tidak mengutip sebagian atau seluruhnya karya orang lain , kecuali yang telah disebut sumbernya .

Malang , Februari 2005

Penyusun

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa , atas berkat dan rahmatNya yang telah Dianugrahkan kepada kami sehingga dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan baik .

Dalam kesempatan ini kami juga tidak lupa mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bpk .Dr. Ir. Abraham Lomi , MSEE , selaku Rektor Institut Teknologi Nasional Malang .
2. Bpk. Ir . Mochtar Asroni , MSEE , selaku Dekan FTI
3. Bpk. Ir . Teguh Rahardjo , MT . selaku ketua jurusan Teknik Mesin D – III
4. Bpk . Ir. Achamad Taufik , selaku Dosen Pembimbing
5. Serta semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini .

Meskipun demikian kami menyadari bahwa dalam penyusunan laporan ini masih banyak kekurangan , oleh jarena itu saran dan kritik yang bersifat membangun sangat kami harapkan demi kesempurnaan penyusunan laporan tugas akhir periode mendatang . semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi kita semua.

Malang , Februari 2005

Penyusun

DAFTAR ISI

Lembar Persetujuan i
Lembar Pernyataan ii
Kata Pengantar iii
Daftar Isi iv
Daftar Gambar v
Daftar Tabel vi

BAB I PENDAHULUAN

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

BAB II DASAR TEORI

2.1. Tinjauan Masalah 5
2.2. Sifat – sifat Benda Cair 6
2.2.1. Kerapatan (Density) 6
2.2.2. kekentalan (Viscosity) 6
2.2.3. Tegangan 7
2.3. Proses Konversi Pada Tenaga Hidrolis 8
2.4. Persamaan – persamaan Dasar 9
2.4.1. Hukum Pascal 9
2.4.2. Persamaan Kontinuitas 11
2.5. Aliran Laminer Dan Turbulen 12
2.5.1. Aliran Cairan Dari Bejana 15

2.5.1. Aliran Cairan Dari Bejana 15
2.6. Fluida Hidrolik 16
2.7. Peralatan Hidrolik 19
2.7.1. Pompa Hidrolik 19
2.7.1.1. Pemilihan Pompa 22
2.7.2. Valve (Katup) 25
2.7.2.1. Pemilihan Katup 26
2.7.3. Reservoir 31
2.7.4. Hose Dan Fitting (Sambungan) 32
2.7.5. Silinder Hidrolik 35
2.8. Daya Motor Penggerak 41

BAB III PERHITUNGAN

3.1. Perhitungan Sistem Hidrolik 42
3.2. Perhitungan Pompa Hidrolik 53
3.3. Perhitungan Katup Hidrolik 55
3.4. Perhitungan Daya Motor Penggerak 57

BAB IV PENUTUP

4.1. Kesimpulan 63
4.2. Kritik Dan Saran 63

LAMPIRAN

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Distribusi Tekanan Pada Ruang Tertutup 9
Gambar 2.2. Gaya Luar Diteruskan Kesegala Arah 10
Gambar 2.3. Hukum Aliran 12
Gambar 2.4. Aliran Laminer Dan Turbulen 12
Gambar 2.5. Aliran Lubang Samping Kecil 15
Gambar 2.6. Aliran Lubang Samping Besar 16
Gambar 2.7. Internal Gear Pump 24
Gambar 2.8. Eksternal Gear Pump 25
Gambar 2.9. Solenoid Valve 27
Gambar 2.10. Manual Direction control Valve 28
Gambar 2.11. Check Valve 29
Gambar 2. 12. Multi Manual Unit valve 30
Gambar 2.13. Reservoir 32
Gambar 2.14. Jenis Selang Untuk Sistem Hidrolik 33
Gambar 2.15. Penggunaan Adaptor 34
Gambar 2.16. Silinder Hidrolik Single Acting 36
Gambar 2.17. Silinder Hidrolik Double Acting 37
Gambar 2.18. Sirkuit Hidrolik 38

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Koefisien Faktor Untuk Katup Dan Fitting 15
Tabel 2.2. perbandingan pompa hidrolik menurut type 21

BAB I

PENDAHULUAN

1.1.Latar Belakang Masalah

Pada kehidupan dewasa ini, terlihat perkembangan serta kemajuan teknologi yang cukup pesat, taraf kehidupan manusia dari tahun ke tahun semakin meningkat. Hal ini karena fasilitas untuk mencapai tujuan yang diinginkan mudah diperoleh oleh manusia, baik mengenai penerangan, informasi dan faktor fasilitas lainnya.

Sejalan dengan berkembangannya industri dan perbengkelan, maka kebutuhan bengkel semakin meningkat. Sehubungan dengan hal tersebut, berbagai upaya telah dan akan dilakukan oleh pemerintah agar usaha industri dan perbengkelan tetap bertahan dan berkembang di masa mendatang.

Salah satunya dengan memperbaiki kinerja para pekerja (mekanik), yang tadinya bekerja secara tradisional dan memerlukan waktu yang lama dalam bekerja disamping itu juga menguras tenaga para pekerja, sehingga tidak adanya effisiensi tenaga dan waktu.

Dari masalah atau kendala tersebut diatas, maka dirasakan perlu dibuat alat/ mesin penekuk plat yang mampu untuk melakukan pekerjaan dengan mudah dan cepat tanpa harus menguras tenaga yang besar. Diharapkan para pekerja dapat bekerja dengan semaksimal mungkin sehingga tercapainya effisiensinya tenaga dan waktu.

Dalam hal ini penulis, menulis tentang perencanaan system hidrolik pada mesin pembentuk engsel pintu

1.2. Rumusan Masalah

Pada industri kecil saat ini masih banyak menggunakan mesin-mesin manual untuk memproduksi sebuah produk, dengan sistem manual tersebut kwalitas produk yang dihasilkan bervariasa ataupun tidak memenuhi standar. Dengan penggunaan sistem hidrolik, mutu dari sebuah produk yang dihasilkan akan memenuhi standar.

Maka dapat disususn suatu rumusan masalah adalah sebagai berikut :

1. Berapa besar tekanan yang dihasilkan oleh pompa hidrolik.
2. Berapa besar ukuran silinder hidrolik.
3. Berapa besar diameter piston hidrolik.

1.3.Batasan Masalah

Dengan keterbatasan penulis dalam hal ilmu pengetahuan, waktu dan literature maka perlu adanya batasan masalah dengan tujuan agar pembahasan setiap poin dapat terarah dan terselesaikan dengan baik. Adapun batasan masalah yang dibahas penulis adalah mesin pembentuk engsel pintu dengan system hidrolik. Disini kita menentukan bahan yang akan dibentuk oleh system hidrolik ppembentuk engsel pintu dengan ukuran ketebalan (t) 1mm, panjang (P)60mm, lebar (L)50mm dengan bahan *plat*.

1.4. Tujuan Penulisan

Dalam penyusunan laporan tugas akhir ini maka tujuan yang akan dicapai, yaitu antara lain:

1. Ingin mengetahui besar tekanan yang dihasilkan oleh pompa hidrolik.
2. Ingin mengetahui besar ukuran silinder hidrolik.
3. Ingin mengetahui besar diameter piston hidrolik.

1.5.Kontribusi.

Dengan menyelesaikan tugas akhir ini, penulis lebih dapat memahami dan mengerti bagaimanan system hidrolik pada mesin pembentuk engsel pintu juga sebagai salah satu bekal ilmu yang diperoleh penulis selama diperguruan tinggi sebelum terjun langsung di masyarakat umum, selain itu diharapkan dapat bermanfaat bagi pembaca sebagai bahan masukan di bidang system hidrolik mesin pembentuk engsel pintu yang direncanakan.

1.6. Metode Penulisan.

Sistem penulisan ini disusun dengan beberapa pokok pembahasan (BAB) untuk lebih mempermudah penyusun menggunakan metode yang sudah umum digunakan untuk membahas permasalahan baik data ataupun perhitungannya dalam pembahasannya, yaitu dengan sistematika penulisan sebagai berikut :

1. Metode literatur yang mengacu pada studi kepustakaan yaitu merencanakan yang didasarkan pada kendali-kendali teori seperti yang tercantum dalam daftar referensi/pustaka.
2. Metode observasi yang melakukan pengamatan langsung dilapangan dan pencarian data-data khususnya penelitian dan

pengamatan terhadap alat atau mesin secara sistematis yang memiliki prinsip kerja yang sama untuk menghasilkan data-data yang dihasikan.

3. Pembinaan dari dosen pembimbing, yang mana telah memberi petunjuk dan pengarahan kepada penulis dalam segala hal yang erat hubungannya dengan penyusunan tugas akhir ini.

1.7.Sistematika Penulisan.

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini sebagai berikut :

BAB I Didalam bab ini diuraikan tentang : Latar belakang masalah, Batasan masalah, tujuan, kontribusi, metode penuliasan dan sistematika penulisan.

BAB II Tinjauan pustaka, yaitu salah satu bagian pokok suatu bahan yang membahas tentang teori dasar yang sesuai dengan permasalahan yaitu membahas teori tentang cara kerja system hidrolik pada mesin pembentuk engsel pintu.

BAB III Perhitungan, yaitu merupakan pokok pembahasan yang berisikan tentang perhitungan dalam perencanaan system hidrolik mesin pembentuk engsel pintu.

BAB IV Dalam bab ini, penulisan memberikan kesimpulan yang berisi rekapitulasi hasil perhitungan dan saran-saran.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Masalah

Hidrolik dan mekanik fluida adalah bagian dari mekanik terpakai (Applied Mechanics) yang mempelajari tentang statika dan dinamika dari cairan dan gas. Hidrolika (Hydraulics dari bahasa yunani Greek/Yunani yang berati air) adalah ilmu yang mempelajari tentang pengaliran air, tetapi sering pula dipakai untuk jenis fluida atau cairan lainnya, misalnya dalam hidrolik control gear yang biasanya memakai oli sebagai cairan.

Perubahan bentuk yang terjadi adalah disebabkan karena gaya-gaya geser yang bekerja, karena itu benda cair tersebut mengalir. Sebaliknya bila benda cair itu dalam keadaan diam maka berarti tidak terdapat gaya-gaya geser yang bekerja dan semua gaya yang ada selalu tegak lurus terhadap bidang tempat cairan itu berada. Fluida dibagi dalam dua bagian, yaitu cairan dan gas.

Cairan tidak dapat dimanfaatkan dan bila terdapat suatu tempat maka cairan itu akan mengambil tempat yang sesuai dengan bentuk tempatnya dan permukaan akan terbentuk suatu batas dengan udara terbuka. Gas dapat mudah dimanfaatkan dan dapat mengembang mengisi seluruh ruangan tempat tinggalnya dan tidak berbentuk batas tertentu seperti halnya cairan.

Perbedaan benda padat dan cair :

1. Pada batas elastisitas tertentu, perubahan benda padat sedemikian rupa sehingga regangan (strain) berbanding lurus dengan tegangan (strees).
2. Regangan pada benda padat tidak tergantung dari waktu lamanya gaya bekerja dan apabila batas elastis dari benda padat itu tidak dilampaui, maka bila gaya itu tidak bekerja semula lagi, perubahan bentuk pun menghilang dan kembali kebentuk semula, sedangkan pada zat cair akan terus berlangsung perubahan bentuknya selama gaya bekerja dan tidak kembali kebentuk semula bila gaya tersebut tidak kembali.

2.2 Sifat-sifat Benda Cair.

2.2.1 Kerapatan (Density)

Ada tiga macam kerapatan (density) yang harus diketahui perbedaanya:

1. ρ (bahasa yunani : rho) = kerapatan massa (massa density) ialah satuan massa per satuan isi : Kg/m^3.
2. W = berat jenis (specific weight) ialah berat per satuan isi : N/m^3.
3. s = kerapatan relatif ialah perbandingan berat suatu benda terhadap berat air yang mempunyai suhu 4° C dengan isi yang sama.

2.2.2 Kekentalan (Viscosity)

Benda atau zat cair yang dalam keadaan diam tidak menahan gaya geser, akan tetapi bila benda cair itu mengalir maka gaya geser akan bekerja diantara lapisan-lapisan cairan itu dan menyebabkan kecepatan yang berbeda-beda dari lapisan cairan. Kekentalan ialah sifat cairan yang dapat menahan gaya-gaya geser.

Kekentalan dinamis (η yang dalam bahasa yunani : eta) ialah gaya gesek per satuan luas yang dibutuhkan untuk menggeser lapisan zat cair dengan satu satuan kecepatan terhadap lapisan yang berletakan di dalam zat cair itu, satuanya ialah N.sec/m^2 atau kg/m sec.

Kekentalan kinematis (v yang dalam bahasa yunani : nu)

$$v = \frac{\eta}{\rho} = \frac{(kg/m.sec)}{(kg/m^3)} = (m^2/sec)$$

Dimana :

η = kekentalan dinamis (kg/m . sec)

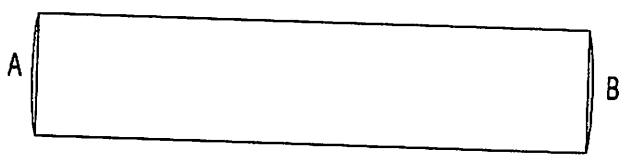
ρ = density (kg/m^3)

v = kekentalan kinematis (m^2/sec)

Kekentalan (η) akan berkurang nilainya apabila suhu dinaikan sedangkan hubungan antara gas dengan Kekentalan (η) berbanding lurus atau bila gas mengalami kenaikan maka kekentalanpun akan mengalami kanaikan.

2.2.3 Tegangan

Tegangan didefinisikan sebagai beban per satuaan luas penampang. Bila luasan penampang batang AB adalah A, dan beban yang diberikan sebesar P, maka tegangan pada penampang A adalah :



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

Dimana :

σ = Tegangan yang terjadi pada batang AB (N/m^2)

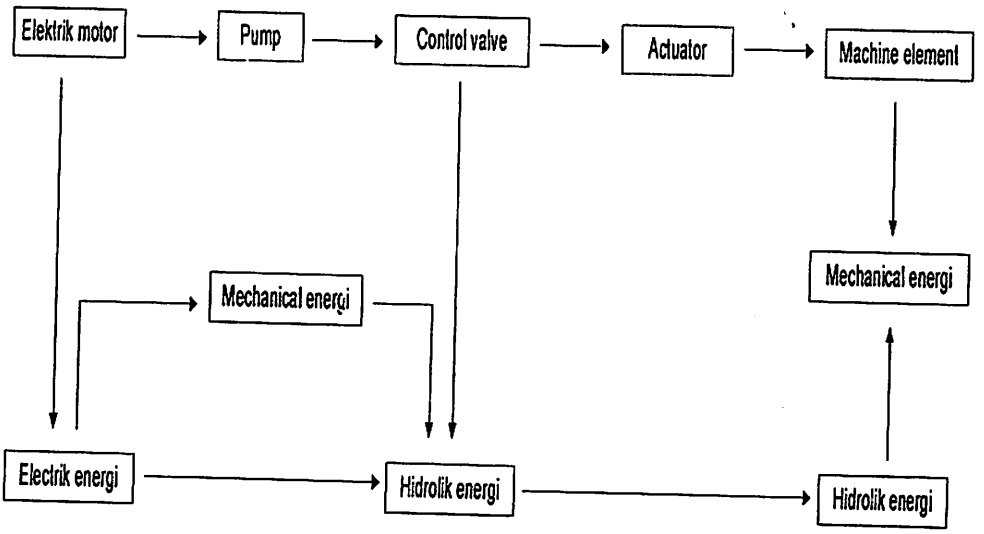
P = Beban yang diderita pada batang AB (N)

A = Luas penampang batang AB (m^2)

2.3. Proses Konversi Pada Tenaga Hidrolik

Sistem tenaga hidrolik dilihat dari prinsip kerjanya bisa dimasukkan pada sistem konversi energi, karena pada energi ini terjadi beberapa tingkat proses energi secara skemtis, proses konversi tersebut adalah sebagai berikut :

Diagram Blok 2.3.1. Aliran energi instalasi hidrolik



Aliran energi yang melalui sebuah instalasi hidrolik berlangsung sebagai berikut :

1. Pengkorvesian energi mekanis (motor listrik) menjadi energi hidrolik melalui pompa hidrolik dapat diartikan sebagai energi potensial ataupun sebagai kinetik dan suatu medium minyak hidrolik.
2. pemindahan energi hidrolik oleh aliran fluida bertekanan dan pompa melalui komponen-komponen pengatur.

3. pengubah energi hidrolik menjadi energi kinetik melalui silinder hidrolik.

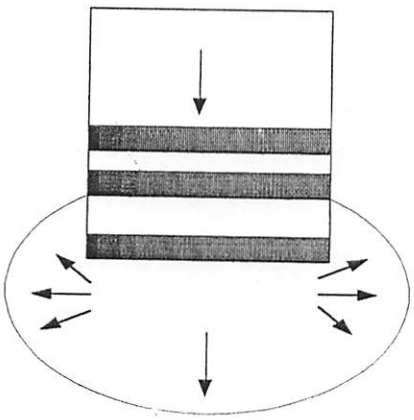
2.4 Persamaan – Persamaan Dasar

2.4.1 Hukum Pascal

Hukum yang menjadi dasar dari prinsip hidrolik adalah hukum pascal yaitu :

1. Tekanan stastik fluida akan bekerja tegak lurus terhadap permukaan dinding.
2. Tekanan pada suatu titik akan bekerja ke segala arah dengan sama besar.
3. Tekanan yang bekerja pada suatu bagian dari fluida di dalam sebuah bejana tertutup akan diteruskan ke segala arah.

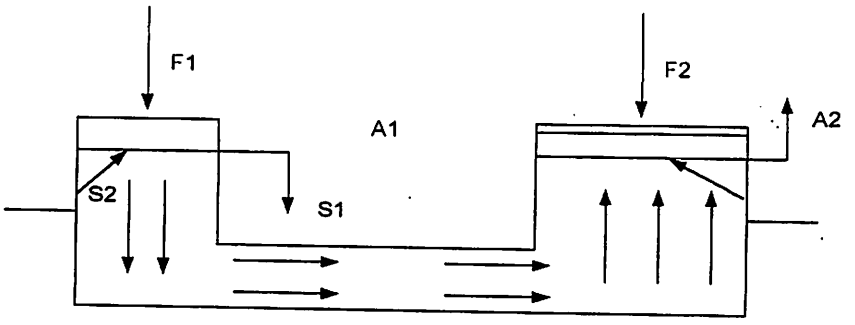
Gambar 2.1 : Distribusi Tekanan Pada Ruang Tertutup



Sumber : TP 501 Festo Didactic

Apabila gaya F bekerja pada suatu fluida tertutup melalui luasan permukaan A, maka tekanan akan terjadi dalam fluida tersebut. Tekanan yang bekerja sesuai dengan jumlah gaya yang dipakai secara tegak lurus menekan luasan permukaan tersebut.

Gambar 2.2 : Gaya Luar Diteruskan Kesegala Arah



Sumber : TP 501 Festo Didactic

Tekanan yang bekerja pada semua sisi secara merata (sama besar) dan serempak, sehingga tekanan itu diteruskan kesegala arah atau titik secara sama dan merata pula. Apabila permukaan A_1ditekan dengan gaya F_1, maka tekanan yang terjadi adalah sebagai berikut :

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} \qquad \left(N/m^2\right)$$

Dimana:

P_1 = Tekanan pada torak 1 ($N/m^{2)}$

F_1 = Gaya pada torak 1 (N)

A = Luas penampang torak 1 (m^2)

Sehingga tekanan P akan diteruskan kesegala arah atau kesemua bagian, pada sistem demikian juga pada permukaan A_2 terangkat dengan gaya sebesar:

$$F_2 = P_2 \cdot A_2$$

Karena $P_1 = P_2$ Maka

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

2.4.2 Persamaan Kontinuitas

Hubungan – hubungan antara debit, luas penampang, kecepatan aliran fluida dalam suatu luasan tertentu disebut mekanika aliran bergerak. Apabila fluida yang sama mengalir dalam waktu yang sama pula, maka yang berubah adalah kecepatan volume alirannya.

Jarak yang ditempuh persatuan waktu disebut kecepatan. Perkalian antara kecepatan aliran dengan luas penampang yang dilalui akan menghasilkan debit.

$$Q = A \cdot V$$

Dimana :

Q = Debit (m^3/det)

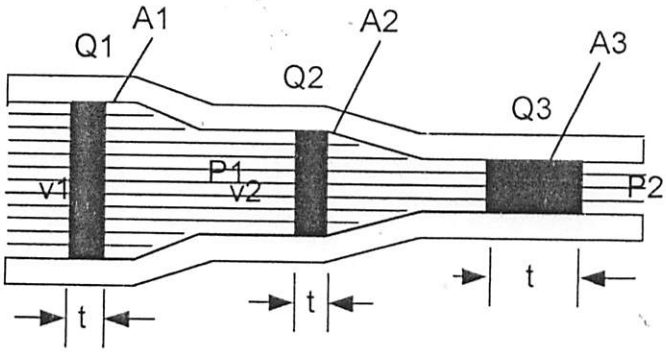
A = Luas penampang (m^2)

V = Kecepatan (m/det)

Sehingga persamaan kontunitas menjadi :

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$

Gambar 2.3 : Hukum Aliran



Sumber : TP 501 Festo Didactic

2.5 Aliran Laminer Dan Turbulen

Aliran dapat disklasifikasikan menjadi aliran turbulen. Aliran laminer adalah aliran yang struktur alirannya terdiri dari gerakan – gerakan partikel fluida yang berlapis-lapis, sedangkan aliran turbulen adalah aliran yang struktur alirannya terdiri dari gerakan-gerakan partikel fluida tidak beraturan (acak) serta selain itu partikel-partikel yang bergerak saling mengisi pada badan aliran. Perbedaan tersebut dapat dilihat pada gambar berikut.

Gambar 2.4 : Aliran Laminer Dan Turbulen

Sumber : Pesawat Tenaga Hidrolik, Tarsito

Untuk mengetahui bagaimana pola aliran didalam pipa laminer atau turbulen maka digunakan persamaan reynold number, Re, dan angka Re sendiri tidak mempunyai satuan. Re tersebut adalah :

$$Re = \frac{v\, d_H}{v_k}$$

Dimana :

Re = Angka reynold.

V = Kecepatan aliran (m/det).

d_H = Diameter dalam pipa penghantar.

$$d_H = 4x\frac{A}{U}$$

A = Luas penampang (m^2).

U = Keliling pipa.

v_k = Viskositas kinematik (m^2/det).

Re kritis = 2300

Jenis aliran dapat ditentukan berdasarkan angka reynold,yaitu :

1. Jika Re < 2300,maka aliran adalah laminer
2. Jika Re > 2300,maka aliran adalah turbulen

Kehilangan energi yang terjadi dalam system dapat terjadi oleh karene adanya heat loss yaitu :

1. Kurugian pipa.
2. Kerugian di fitting.

Heat loases pipa dapat dihitung berdasarkan persamaan darcy :

$$H_1 = f\left[\frac{L}{d}\right]\left[\frac{V^2}{2_g}\right]$$

Dimana :

f : Faktor gesekan.

L : Panjang pipa (m).

d : Diameter pipa (m).

V : Kecepatan rata-rata fluida (m/det^2).

g : Gaya grafitasi (m/det^2).

Kerugian atau kehilangan tekanan dapat dibedakan menjadi dua yaitu :

A. Kerugian mayor (Mayor losses)

Kerugian mayor adalah kehilangan tekanan karena gesekan pada dinding pipa yang mempunyai luas penampang yang tetap akibat panjang pipa.Untuk aliran laminar faktor gesekan dapat dihitung :

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

Sedangkan untuk head losses pada pipa subsitusi persamaan :

$$H_1 = \frac{64}{\mathrm{Re}}\left[\frac{L}{d}\right]\left[\frac{V^2}{2_g}\right]$$

B . Kerugian minor (minor losses)

Kerugian minor adalah kerugian tekanan akibat adanya fitting, katup, perubahan luasan, belokan, kerugian minor dapat ditulis sebagai berikut :

$$Hl = k.\frac{v^1}{2_g}$$

Untuk menentukan harga faktor koefisien dapat dilihat pada tebel berikut ini :

Tabel 2.1 : Koefisien faktor untuk katup dan fitting

VALVE OR FITTING	KOEFISIEN FAKTOR
Globe valve : WIDE OPEN	10,0
Globe valve : ½ OPEN	12,50
Gate valve : ¾ OPEN	0,19
Gate valve : ½ OPEN	0,90
Gate valve : ¼ OPEN	24,0
Ball check valve	2,20

2.5.1. Aliran Cairan dari Bejana

Pada gesek stasioner, garis arus dan jalan arus berhimpit, sedangkan pada gerak stasioner garis-garis tidak berhimpit. Garis arus pada suatu saat memberi gambaran dari arah dan kecepatan dari titik-titik.

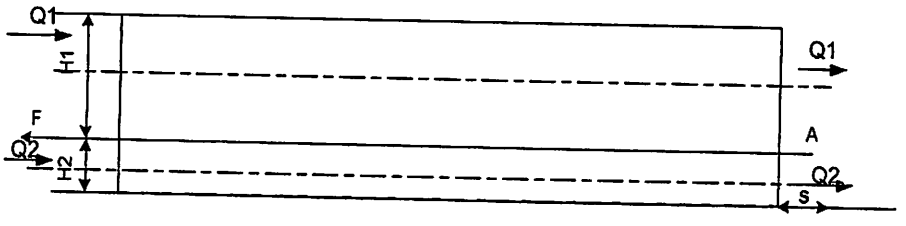
Untuk aliran lubang kecil :

$V = Cv\sqrt{2.9.H}$ .....m/menit

$Q = Cd.A\sqrt{2.9.H}$ .....m^3/menit.

F = Q . V .....m^3/menit.

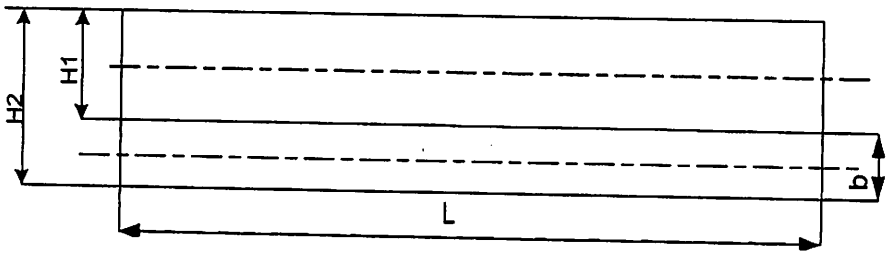
Gambar 2.5 : Aliran lubang samping kecil



Untuk lubang samping besar:

$$Q = \frac{2}{3}Cd.b\sqrt{2.g.(H_2^{3/2}.H_1^{3/2})} \ldots\ldots\ldots \text{L/menit}$$

Gambar 2.6 : Aliran Lubang Samping Besar



Dimana :

V = Kecepatan luar

Cd = Koefisien pembuanga (Cd = Cc x Cv)

Cc = Koefisien kontruksi (Cc = 0,62 untuk lubang dengan pinggiran tajam),(Cc = 0,97 untuk lubang bulat sempurna).

Cv = Koefisien kecepatan

S = Waktu

b = Diameter lubang

L = Panjang

f = Gaya reaksi

Q = Volume aliran keluar

2.6 Fluida Hidrolik

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

1. Sebagai penerus gaya.

Aplikasi fluida sebagai media 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 di buka dengan segera dapat dipindahkan.

2. Pelumasan

Untuk menjamin umur pemakaian komponen hidrolik lebih lama, kandungan oli harus terdiri dari bahan-bahan tambahan utama yang di inginkan untuk menjamin karakteristik inti keausan yang tinggi, tetapi tidak semua hidrolik meski mengandung bahan tambah.

3. Sebagai pengisi (sealing)

Dalam hal tertentu, fluida adalah hanya sebagai pengisi (penutup) terhadap tekanan didalam suatu komponen hidrolik, bahwa tidak ada cairan pengisi antara batang terhadap rumah katupnya untuk menekan kebocoran dari lintasan tekanan tinggi kelintasan tekanan rendah. Kerapatan mekanik pengepasan dari viscositas oli menentukan kebocoran rata-rata.

4. Sebagai pendingin

sirkulasi minyak oli melalui pipa-pipa penghantar dan saluran dinding bak penampung (resevoir) akan menyerap panas yang ditimbulkan dalam sistem hidrolik.

Selain fungsi-fungsi utama seperti tersebut diatas, fluida hidrolik akan lebih baik apabila memenuhi sejumlah peralatan-peralatan, antara lain:

a. Mampu mencegah korosi atau kontaminasi

b. Mampu mencegah adanya pembentukan endapan, getah oli dan pernis.

c. Tidak mudah membentuk buih-buih oli.

d. Memelihara kestabilan dengan sendirinya dengan cara demikian akan mengurangi ongkos penggantian fluida.

e. Secara relatif mampu menjaga kekentalan walau dalam perbedaan temperatur sangat tinggi.

f. Memisahkan kandungan air.

g. Sesuai dengan penyekat dan gasket yang dipakai pada komponen.

Syarat-syarat kwalitas yang harus dipenuhi sering dijumpai adanya hasil campuran dan tidak boleh dihadirkan pada setiap jenis fluida. Viscositas secara umum dianggap sesuatu yang paling penting dalam sifat-sifat fisik dari oli hidrolik, karena viscositas akan mempengaruhi kemampuan mengalir dan melumasi bagian-bagian yang bergesekan. Viscositas akan menentukan ketahanan dalam fluida hidrolik untuk mengalir. Nilai viscositas suatu fluida rendah jika fluida tersebut mengalir dengan mudah, selanjutnya disebut fluida ringan atau encer. Nilai viscositas suatu fluida tinggi jika fluida tersebut sukar mengalir, selanjutnya disebut fluida berat atau kental. Jenis yang dipakai dalam sistem hidrolik adalah oli.

Dalam praktek pemakaian, memilih oli dengan viscositas tertentu adalah suatu hal yang dianjurkan, sering kali pemilihan ini telah ditentukan oleh pembuatan pompa hidrolik. Sehingga pemilihan oli dengan spesifikkasi tertentu akan memenuhi sifat dan karakteristik dari perangkat hidrolik yang

telah direncakan oleh pemilih. Gerakan viscositas oli yang tinggi memberikan pengisian yang baik antara celah pompa, katup dan motor.

Tetap apabila nilai viscositas oli terlalu tinggi, hal ini akan mengakibatkan hal-hal sebagai berikut:

1. Karena hambatan untuk mengalir besar, menyebabkan seretnya gerakan elemem penggerak (actuator dan kavitasi pompa (udara masuk kepompa)).
2. Pemakaian tenaga bertambah, karena kerugian gesekan.
3. Penurunan tekanan bertambah melalui saluran-saluran dan katup.

Sebaliknya apabila viscositas oli terlalu rendah, akan menyebabkan hal-hal sebagai berikut ;

1. Kerugian-kerugian kebocoran bagian dalam sangat berlebihan.
2. Tingkat Kausan sangat berlebihan karena pelumasan tidak mencukupi pada pompa dan motor.
3. Menurunkan efisiensi motor dan pompa.
4. Suhu oli naik karena kerugian-kerugian kebocoran bagian dalam.

2.7 Peralatan Hidrolik

Komponen hidrolik yang diproduksi oleh pabrik sudah distandarnisasi, misalnya standart ISO, JIS dan lain-lain yang di dalam merencanakannya sebagai sistem rangkaian.

2.7.1 Pompa Hidrolik

Pompa hidrolik digunakan untuk mengubah tenaga mekanisme dari sumber luar menjadi fluida. Pompa hidrolik termasuk tipe positive

displacement (perpindahan positif) yang dibagi menjadi tipe vane, tipe gear dan tipe piston.

Positif displacement pada umumnya digunakan pada sistem aliran tenaga . ketika diterapkan positif displacement pump mengalirkan fluida dari sistem hidrolik pada setiap putaran dari putaran poros pompa .Pompa ini mampu mengatasi kelebihan tekanan dari sistem, selain itu juga mengatasi tahanan aliran yang disebabkan oleh gesekan. Dimana positif displacement pump memiliki beberapa keuntungan :

a. Mampu membangkitkan tekanan tinggi
b. Mempunyai efisiensi volumetric yang relatif tinggi
c. Ukuran pompa relatif kecil
d. Perubahan efisiensi relatif kecil pada daerah tekanan tertentu
e. Dapat dioperasikan pada kebutuhan tekanan yang bervariasi.

Pompa hidrolik dapat juga di klasifikasikan menurut gerakan dari komponen internalnya yaitu :

1. Pompa Vane
   a. Tipe Vane seimbang
   b. Tipe Vane tak seimbang
2. Pompa gear
   a. Tipe gear eksternal
   b. Tipe gear internal
3. Pompa piston

a. Tipe piston aksial

- Tipe aksis belok
- Tipe swashplate

b. Tipe piston radial tipe piston reciprocasting

Tabel 2.2 Perbandingan Pompa Hidrolik Menurut Tipe

Type	Preasure (Bar)	Discharge (1/min)	Max.Speed (rpm)	Over all Efisiency (%)
Vane pump	100-160	2-950	2000-4000	75-79
Gear Pump	160-250	7-570	500-3500	80-90
Axial piston pump	160-320	2-1700	750-3000	89-95
Radial piston pump	160-320	20-700	960-3000	80-92

Sumber : TP 501 Festo Didactic

Rumus - rumus dari pompa hidrolik :

A. Out put Fluida (Lo)

$$Lo = \frac{P.Q}{612} = 1{,}633 x 10^3 x P.Q \ldots\ldots\ldots\ldots \text{kw.}$$

Dimana :

P = Discharge preasure (kg/cm^2)

Q = Discharge at preasure P (1/min)

B. Input fluida (Li)

$$Li = \frac{2.\pi.N}{6120} = 1{,}026 \ x \ 10^2 \ xTN \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{kw.}$$

Dimana :

T = Axial tourge (kgf.m)

N = Speed (rpm)

1kw = 102 kg . m/s

C. Volume efficiency (ηv)

$$\eta v = \frac{Q}{Q_o} x 100\% \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\% $$

Dimana :

Q_o = Flow sesungguhnya atau tekanan discharge (l/min)

D. Overall efisiency (ηT)

$$\eta T = \frac{Lo}{L} x 100\% \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\% $$

E. Mechanical effisiensy (ηM)

$$\eta M = \frac{\eta M}{\eta V} x 100\% \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\% $$

2.7.1.1 Pemilihan Pompa

Dalam hal pemilihan pompa hidrolik terdapat beberapa faktor yang perlu diperhatikan antara lain :

1. Tekanan maksimum yang diperlukan sistem untuk mengahasilkan gaya keluar dengan elemen penggerak.
2. Daya pompa, kesesuaian pompa pada pengoperasiannya ringan mudah serta harga pembelian.
3. Kontrol aliran pompa selama sistem berada dalam tahap tak bergerak maupun bergerak dalam keadaan baik.

Sehingga dengan beberapa faktor yang ada di atas, maka pemilihan pompa dipilh dengan type roda gigi eksternal. Pemilihan pompa ini didasarkan atas beberapa alasan yaitu :

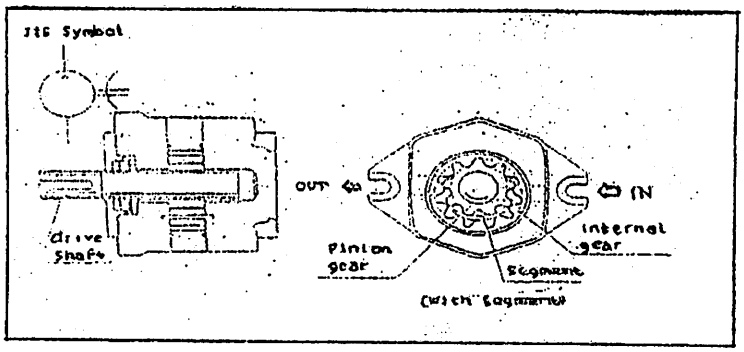
1. Kontruksi sederhana dan kokoh.
2. Kemantapan kerja pompa yang tinggi.
3. Tidak tergantung dari letak pemasang.
4. Sifat penghisap yang baik.
5. Relatif tidak peka terhadap kotoran.
6. Jangkauan putaran besar (n = 500 – 3500 rpm).
7. Dapat digunakan untuk berbagai tekanan (160 – 90%)
8. Efisiensi yang memadai (80 – 90%).

Berdasarkan tipe gigi, pompa roda gigi dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Pompa roda gigi dalam (internal gear pump). Pada pompa roda gigi dalam tekanan ini dibangkitkan secara bertahap: mengikut sertakan roda gigi luar dan roda gigi dalam (rotor). Dari lubang-lubang hisap yang berbetuk celah, minyak dihisap kedalam rongga-rongga gigi yang setelah dicengkram membuka kembali dan dibawa kesisi tekan. Percepatan antara sisi hisap dan sisi tekan dibentuk oleh gigi yang melakukan cengkraman dan juga oleh:

- Celah antara satu kepala gigi (roda dalam dan roda luar).
- Kepala – kepala gigi yang berbeda – beda pada sisi penhantar yang berbentuk sabit.

Gambar 2.7 : Internal Gear Pump



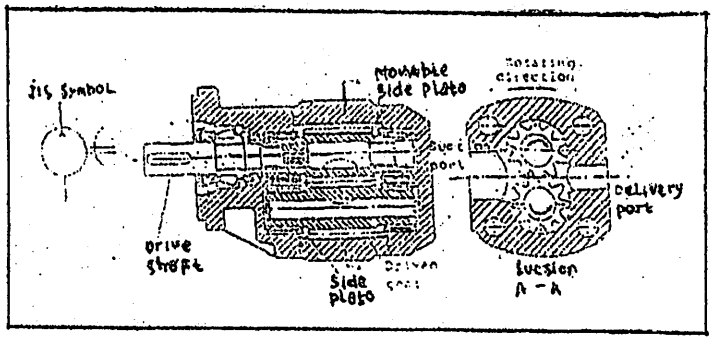
Sumber : Pesawat Tenaga Hidrolik, Tarsito

2. Pompa roda dengan gigi luar (eksternal gear pump).

Pada pompa gigi luar yang lurus dan dengan celah aksial yang konstan yaitu dengan membuat rumah pompa lebih lebar dari roda gigi sehingga terbentuklah celah aksial. Tipe ini sangat memadai untuk debit sampai 570 l/min pada putaran n = 1500 rpm dan untuk tekanan-tekanan kerja antara 40 – 350 bar. Sedangkan untuk pompa dengan gigi luar yang miring maka gigi-gigi akan mencengkram secara beraturan. Dengan demikian goyang tekanan di dalam rongga-rongga gigi tidak begitu kuat. Selain itu terdapat keuntung antara lain :

a. Pompa dapat berjalan lebih tenang (getaran kecil)
b. Dapat digunakan dalam tekanan rendah maupun tekanan tinggi dengan batas maksimum 350 bar.

Gamabar 2.8 : Eksternal Gear Pump



Sumber : Pesawat Tenaga Hidrolik, Tarsito.

2.7.2 Valve (katup)

Penggunaan katup dalam sistem hidrolik terutama digunakan untuk mengontrol atau mengatur aliran fluida baik dalam arah, kapasitas, dan tekanan agar tenaga yang dihasilkan pada pompa hidrolik bisa dimanfaatkan secara optimal berdaya guna.

Berdasarkan fungsinya katup bisa diklasifikasikan sebagai berikut:

1.Preasure kontrol valve

a. Preasure relife valve:

- Counter balance valve
- Unluading valve

b. Preasure sequence valve

c. Preasure reducing valve.

2.Directional control valve:

a. Selenoid valve.

b. Pilot operated selenoid directional control valve.

c. Manual directional control valve.

d. Check valve.

e. Pilot operate check valve.

f. Multiple manual unit valve.

3. Flow control valve:

a. Throtting valve

b. Flow control valve

c. Flow control valve dengan shut – OH valve

d. Pilot control flow control valve

e. Flow control valve dengan relief valve

f. Flow dividing valve

2.7.2.1 Pemilihan Katub

Dalam pemilihan katup yang sesuai dengan kontruksi serta pembiayaan maka perencana memilih direction control valve. Direction pembiayaan maka perencanaan memilih direction control valve dirancang untuk dihidupkan, dimatikan, control arah, mempercepat dan memperlambat silinder. Valve (katup) ini digunakan untuk diaplikasi dan banyak tipe.

Klasifikasi direction control valve:

1. Klasifikasi menurut jumlah lubang dan posisi kontrol dalam direction control valve. Jumlah lubang berarti jumlah pipa yang dihubungkan dan jumlah posisi control berarti jumlah posisi valve (katup).

2. Klasifikasi menurut fungsi, disamping operasi maju mundur dari silinder hidrolik, direction control valve, harus

mempunyai fungsi untuk dimasukan kedalam sistem hidrolik sesuai spesifikasi dan tujuan dari actuator waktu menghentikannya (waktu direction control valve dalam posisi netral).

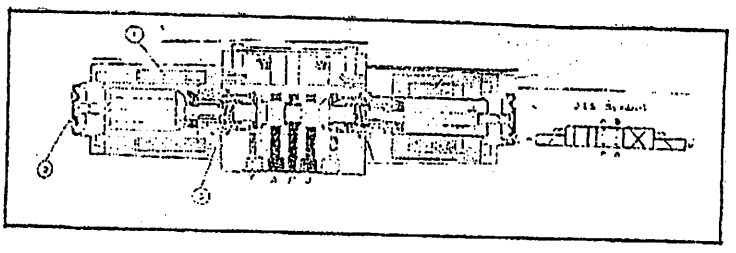
3. Klasifikasi menurut tipe operasi dan spring. Disamping klasifikasi menurut fungsi, direction control valve dapat disklafisikasikan menjadi tipe manual dan tipe mecanical, hidrolik, selenoid, dan pneumatic. Menurut tipe pemasangan spring offset yang dipakai dalam valve 2 posisi. Dalam tipe tanpa spring termasuk tipe detent (menahan) yang mampu menahan posisi valve.

Beberapa kontruksi dan ciri-ciri dari direction control valve:

1. Selenoid valve

   Selenoid valve dapat untuk mengganti posisi sirkuit hidrolik minyak dengan operasi listrik dan manual swicth, limit swicth atau preasure switch. Selenoid yang dipakai adalah tipe AC operated, DC operated, dan tipe konversi AC/DC.

Gambar 2.9 : Selenoid Valve



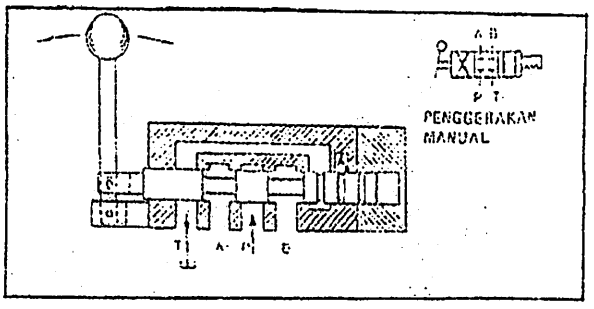
Sumber : Pesawat Tenaga Hidrolik, Tarsito

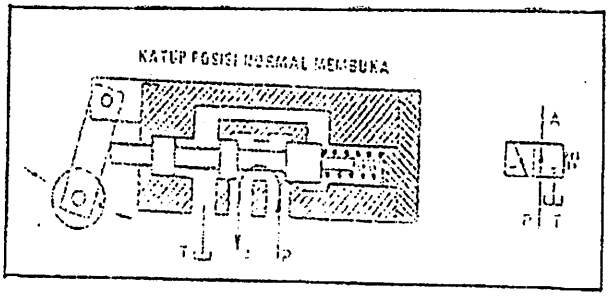
Keterangan :
1. Selenoid.
2. Emergensi tangan.
3. Pegas.

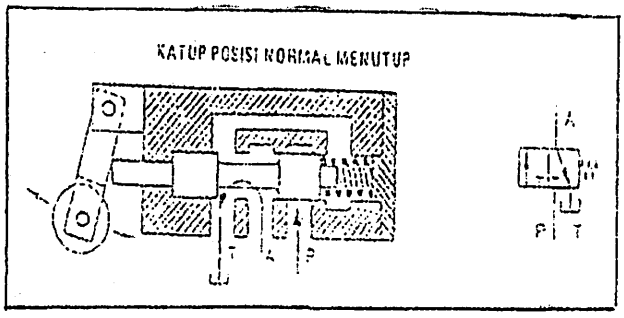
2. Manual direction control valve

Arah dari flow minyak diganti dengan operasional manual (tangan). Dengan memutar pegangan direction control, spool bergerak kesalah satu arah kemudian bola ditekan terhadap alur spool dengan spring dibagian penahan untuk menahan spool center (valve tiga posisi) dan tipe spring offset (valve dua posisi), dimana spool kembali ke posisi semula dengan melepaskan pegangan.

Gambar 2.10 : Manual Direction Control Valve.







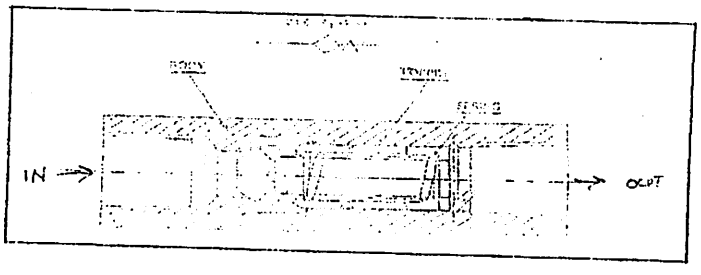
Sumber : Pesawat Tenaga Hidrolik, Tarsito.

Katup yang ditunjukan pada gambar adalah katup dua posisi dengan tiga lubang saluran, dimana pada sisi normal (gaya penekan pegas) tidak memberikan kesempatan aliran dari lubang tekan P ke lubang saluran A. Dalam hal katup posisi normal membuka saluran tekanan P diberi kesempatan untuk mengalir ke lubang saluran A, sementara katup berada dalam posisi normal.

3. Chek valve

Check valve dipakai untuk mengatur flow disirkuit hidrolik ke arah tertentu dibuka dengan crucking presuare tertentu dalam satu arah dan memutuskan flow sama sekali dalam arah balik. Tipe check valve dibagi menjadi tipe inline (lurus) dan angel (sudut).

Gambar 2.11 : Check Valve



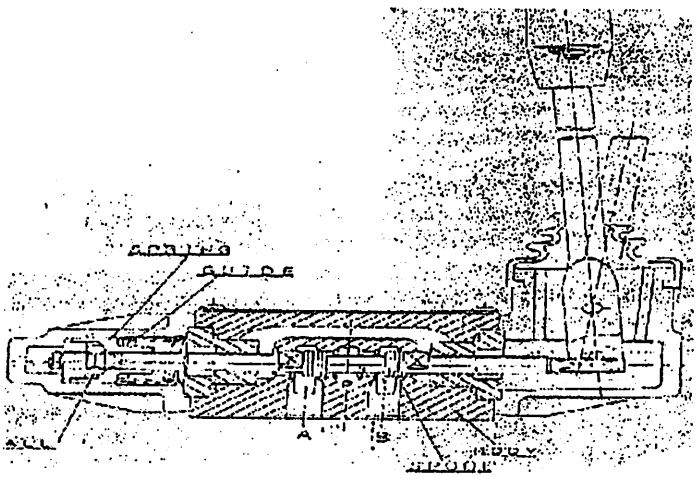
Sumber : Pesawat Tenaga Hidrolik, Tarsito

4. Multiple manual unit valve

Multiple Manual Unit Valve (valve banyak unit) terdiri dari sebuah relief valve, dan beberapa valve lubang, dan dipakai terutama untuk kendaraan bermotor. Jika direction control valve tidak dioperasikan, minyak yang keluar dari pompa kembali ke tangki melalui valve tanpa menghasilkan banyak tekanan, berarti tenaga yang berlubang dan panas yang ditimbulkan sedikit.

Sehingga dari klasifikasi tipe yang ada serta cara kerja dijelaskan diatas dan dengan pertimbangan pembiayaan, kontruksi dari sistem hidrolik yang kami buat maka perencanaan atau penulis menentukan katup direction control valve dengan tipe multiple manual unit valve untuk menggerakan silinder hidrolik double actig.

Gambar 2.12 : Multi Manual Unit Valve



Sumber : Pesawat Hidrolik, Tarsito.

2.7.3 Reservoir

Ruangan penyimpanan fluida (oil) digunakan tangki atau disebut juga resevoir. Fluida dijaga agar tetap bersih dengan menggunakan saringan kasar (strainer), saringan halus (filter) atau pemisah magnetic sesuai dengan kondisi yang dinginkan.

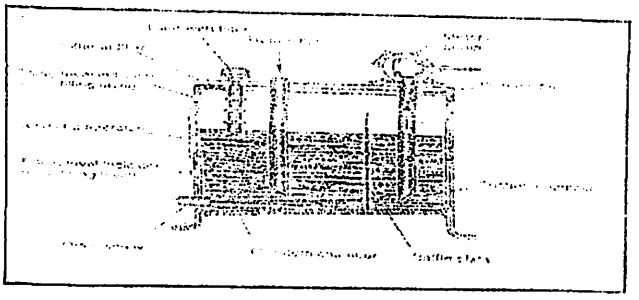
Pada prinsipnya resevoir mempunyai fungsi-fungsi penting yaitu :

1. Resevoir menyimpan fluida sehabis dipakai dari sistem hidrolik, dan bekerja sebagai penahan terhadap beban fluktuasi (gejolak) fluida yang disebabkan pemindahan aliran yang tidak sama pada elemen penggerak (sistem).
2. Resevoir mampu membuang panas yang ditimbulkan oleh tenaga pada elemen penggerak (katup).
3. Reservoir menetralisir adanya buih dan gelombang yang ditimbulkan, sehingga buih dan gelombang dapat terpisah dari fluida hidrolika.
4. Reservoir dapat memindahkan kotoran-kotoran fluida, endapan itu berada dibagian bawah reservoir, sehingga bebas dari fluidanya.

Gelombang-gelombang udara kadang ditimbulkan oleh jeratan udara atau aliran fluida yang datang dari saluaran balik dan pembangunan, akan menimbulkan atau memberikan kesempatan untuk memercik pada permukaan fluida dalam reservoir. Sangatlah penting menggunakan saluran pernafasan yang cukup untuk

menanggulangi aliran udara yang disebabkan oleh fluktuasi udara, karena volume udara dalam reservoir harus selalu berada pada tekanan atmosfir untuk menjamin kenormalan kerja pompa hidrolik.

Gambar 2.13 : Reservoir



Sumber : TP 501 Festo Didactic

2.7.4 Hose Dan Fitting (Sambungan)

Hose (pipa flexible) yang digunakan pada sistem pipa hidrolik terbuat dari bahan-bahan lapisan elastomerik, fiber dan anyaman atau tenunan kawat. Pipa flexible tersedia dalam bebagai ukuran. Lapisan pipa flexible bagian paling dalam harus cocok dengan aliran fluida yang dialirkan.

Pipa flexible (hose) hidrolik secara luas banyak digunakan karena mempermudah pemasangan dan mempunyai karakteristik meredam kejut tekanan dan getaran mesin. Selang hidrolik untuk industri dan pemobilan dibuat menyesuaikan spesifikasi (SAE). Dua jenis selang hidrolik yang paling umum digunakan adalah anyaman kawat tunggal (SAE 100 R1) dan anyaman kawat (SAE 100 R2), yang akhirnya membedakan daerah kemampuan menerima tekanan. Selang untuk hidrolik digolongkan dan ditentukan oleh kekuatan kontruksi

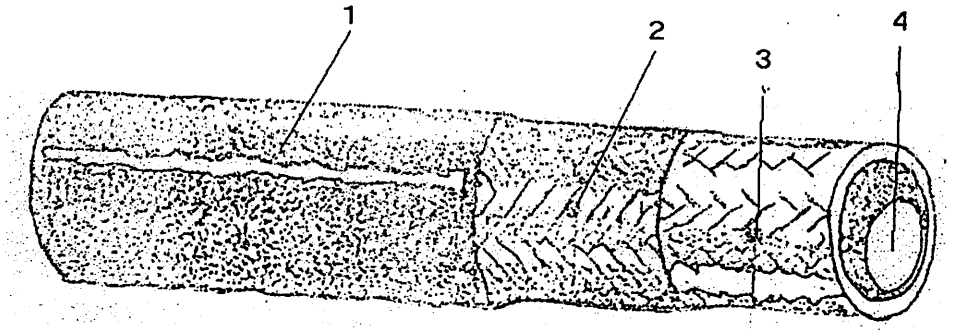
dindingnya. Ada empat jenis selang yang umum digunakan pada sistem hidrolik, yaitu:

1. Anyaman tenun.
2. Anyaman kawat tunggal.
3. Anyaman kawat ganda.
4. Kawat spiral.

Pada selang yang mengalirkan tekanan fluida lebih tinggi menggunakan lapisan kawat yang lebih kenyal (kuat) atau lapisan-lapisan external.

Dibawah ini gambar jenis selang untuk sistem hidrolik:

Gambar 2.14 : Jenis Selang untuk Sistem Hidrolik



Sumber : TP 501 Festo Didactic

Sedangkan fitting (sambungan) merupakan bagian dari sistem hidrolik yang digunakan untuk menyambung pada pipa atau selang, dimana dalam penyambungan selang ada dua jenis yang digunakan, yaitu:

1. Penyambungan bagian dari selang yang mempunyai soket dan nepel atau sarung.

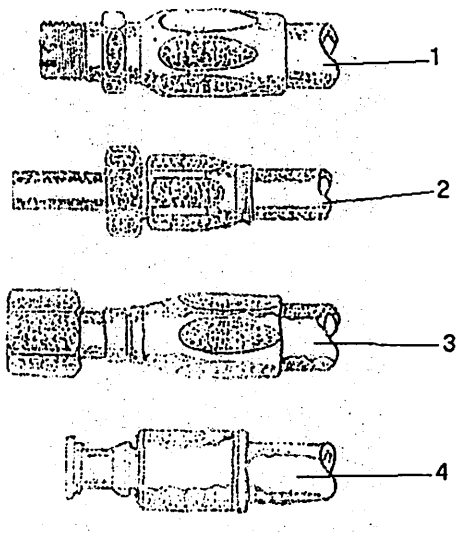
2. Adaptor bagian terpisah untuk menyambung penyambungan selang kesaluran lain.

Penyambungan ataupun adaptor keduanya disebut penyambungan betina dan jantan. Penyambungan selang tersebut dari baja, kuningan, baja tahan karat atau dalam pemakaian terbuat dari plastik. Bahan baja yang umumnya dipakai karena mampu melawan beberapa jenis tekanan dan panas yang tinggi.

Adaptor digunakan dalam 4 cara :

1. Untuk menghubungkan penyambungan kesuatu komponen.
2. Untuk menghubungkan dua saluran atau lebih.
3. Untuk mengganti gusing dan reduser.
4. Untuk menghubungkan saluran dan jangkar (penyambungan pada dinding pemisah).

Gambar 2.15 : Penggunaan Adaptor



Sumber : TP 501 Festo didactic

2.7.5. Silinder Hidrolik

Aktuator merupakan alat untuk mengubah energi hidrolik minyak flow rate dan tekanan menjadi energi mekanis, kecepatan dan gaya.

Aktuator dibagi menjadi beberapa tipe operasi sebagai berikut :

1. Silinder Hidrolik.
2. Motor hidrolik.
3. Motor oscillating (ayun).

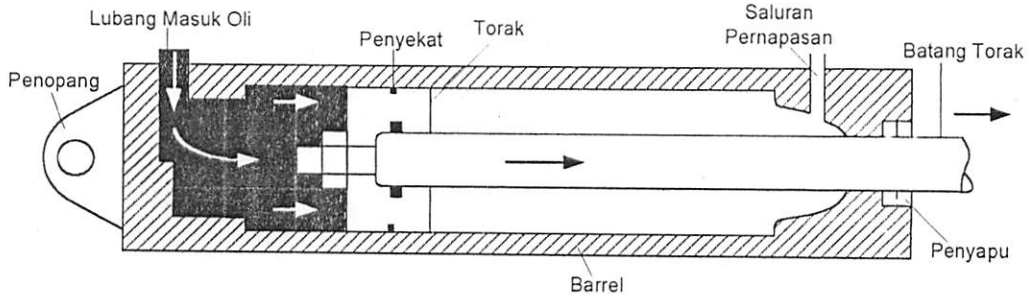
Silinder hidrolik bekerja dengan lurus adalah tipe aktuator yang paling banyak dipakai. Baik tipe single acting maupun double acting dibagi menjadi tipe single road dan tipe double road serta tipe telescopic yang mempunyai sebuah road tipe tabung multi state (banyak tabung) yang mampu memberikan stroke kerja yang panjang.

Konstruksi silinder hidrolik mempunyai dua tipe :

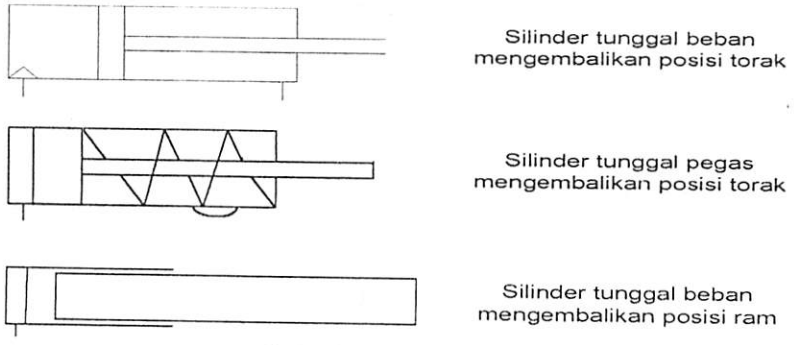
1. Tipe single acting : strokenya bekerja satu arah saja stroke baliknya dijalankan oleh gravitasinya atau tenaga mekanis.
2. Tipe double acting : strokenya bekerja dua arah dengan memakai kedua pihak piston.

Pada silinder ganda dengan satu batang torak disebut silinder differensial karena luasan penampang yang menerima tekanan oli berbeda. Sehingga gaya pada saat maju dan mundur berbeda besarnya. Silinder jenis ini biasanya didesain untuk gerakan lebih lambat, langkah lebih bertenaga ketika torak bergerak mundur.

Gambar 2.16 : Silinder hidrolik single acting



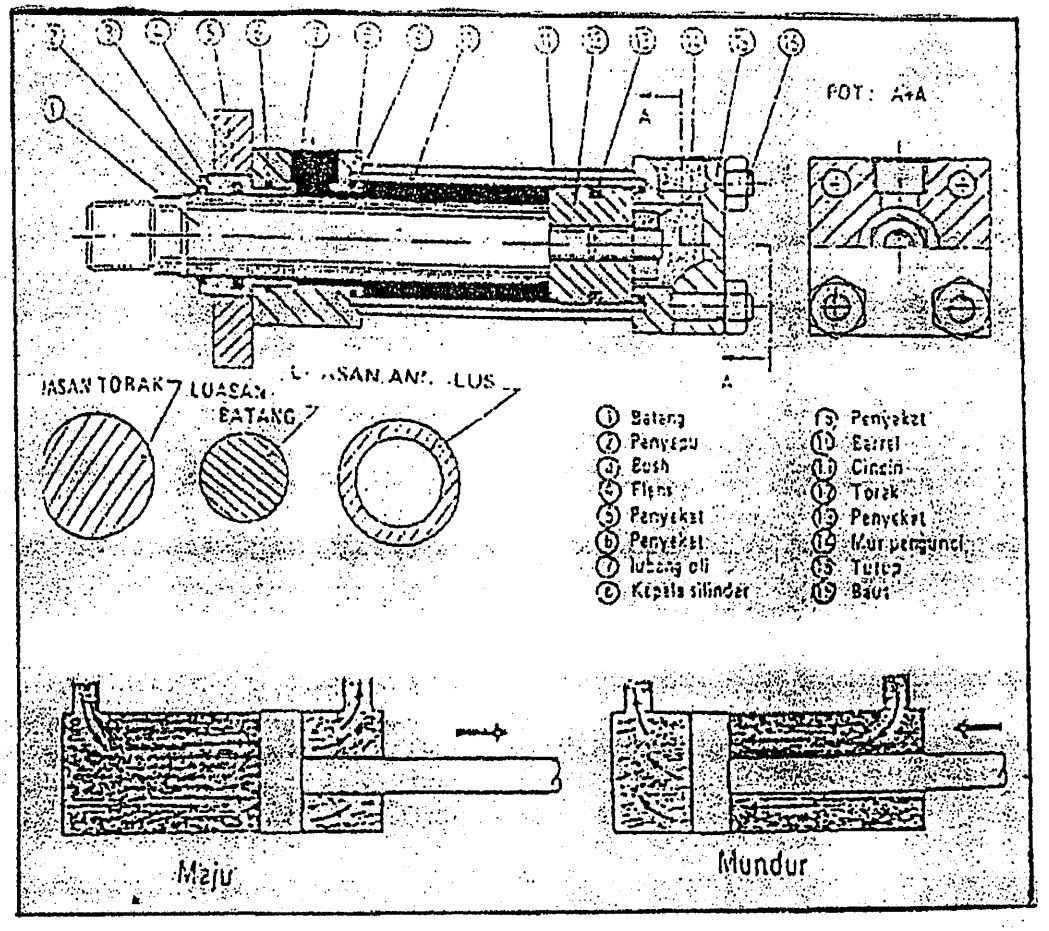
Simbol- simbol single acting



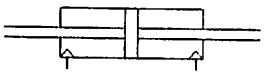
Silinder single acting

Silinder single acting pada silinder ini hanya memberikan gaya satu arah. Tekanan oli hanya dialirkan pada satu sisi silinder. Torak dan batang toraknya didorong keluar dari rumah silinder, dan digunakan untuk menggerakan beban. Ketika tekanan oli dilepas, berat beban atau gaya pegas mendorong torak keposisi semula. Istilah ini sering disebut dengan posisi mundur. Silinder ini biasanya dipasang dalam arah tegak, dengan demikian mengakibatkan beban untuk turun kembali keposisi awal. Apabila silinder dipasang horizontal maka harus dilengkapi dengan pegas untuk mengembalikan keposisi awal secara otomatis.

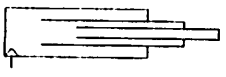
Gambar 2.17 : Silinder Hidrolik Double Acting



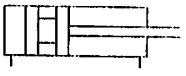
Simbol- simbol Double acting



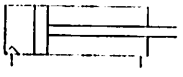
Silinder ganda dengan batang pada kedua ujungnya



Silinder teleskopis, beban mengembalikan posisi torak



Silinder ganda dengan peredam

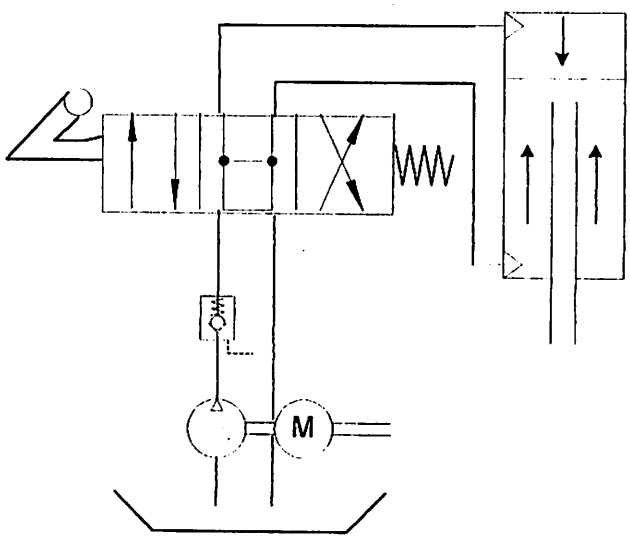


Silinder ganda tenaga langkah tenaga dua arah

Sumber : Pesawat Tenaga Hidrolik, Tarsito

Untuk silinder double acting memungkinkan pemakaian gaya hidrolik dalam dua arah. Tetapi langkah mundur memberikan gaya lebih kecil dari pada langkah maju, semenjak fluida bertekanan bergerak pada luasan yang lebih kecil dikenal sebagai "luasan annulus". Oli masuk kesalah satu ujung silinder untuk menggerakkan torak maju, dan masuk keujung silinder yang lain untuk menggerakkan torak.

Gambar 2.18 : Sirkuit Hidrolik



Rumus perhitungan silinder hidrolik

Untuk out put dan speed silinder:

Out put silinder = Tekanan x Luas penampang silinder

(kalau back preasure silinder adalah nol)

$$F_1 = P_1 \, x \, A = P_1 \, \mathrm{x} \frac{\pi}{4} x D^2 \quad \text{kg}$$

$$F_2 = P_2 \, x \, B = P_2 \, \mathrm{x} \frac{\pi}{4} x \left(D^2 - d^2\right) \quad \text{kg}$$

$$Speed\ silinder = \frac{\text{jumlah minimalaliran yang masuk}}{\text{luas penampang silinder}}$$

$$V_1 = \frac{Q_2}{A} = \frac{Q_2}{\frac{\pi}{4} \times D^2} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots cm/\min$$

$$V_1 = \frac{Q_2}{B} = \frac{Q_2}{\frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2)} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots cm/\min$$

dimana :

F = Gaya maju silinder (kgf)

F_2 = Gaya mundur silinder (kgf)

A = Luas penampang silinder (cm^2)

B = Luas penampang silinder di pihak nol (cm^2)

P_1 = Tekanan dipihak A (kg/cm^2)

P_2 = Tekanan dipihak B (kg/cm^2)

D = Diameter dalam silinder (cm)

D = Diameter rod (cm/min)

V_1 = Kecepatan maju rod (cm/min)

V_2 = Kecepatan mundur rod (cm/min)

Q_1 = Kwantitas minyak masuk di pihak piston (cm^2/min)

Q_2 = Kwantitas minyak masuk di pihak rod (cm^2/min)

Untuk beban frictional resistense (tahanan friksi)

- Beban friksi sebelum berbeda start Fs = W x μ s
- Beban friksi sesudah Fs = W x μ d

Koefisien friksi berbeda menurut kondisi permukaan kontak koefisien dipermukaan slidding dari mechine logis pada umumnya adalah :

$\mu < 0{,}2 - 0{,}3$

$\mu < 0{,}05 - 0{,}15$

Dimana :

W = Beban

μs = Koefisien friksi stantisd

μd = Koefisien friksi dinamis

Untuk beban karena inersia

Bila suatu beban dipercepat, benda itu mempunyai beban inersia yaitu suatu hasil dari percepatan dan massa dari benda bergerak jika percepatannya konstan, beban inersia dapat ditentukan dengan rumus sebagai berikut :

$$Fa = \frac{W}{g} \times a \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots kg.m/\det$$

$$\text{Percepatan } a = \frac{speed\ yang\ berlalu}{Waktu\ yang\ diperlukan\ untuk\ percepa\tan}$$

Dimana :

g = Percepatan gravitasi (m/det^2)

a = Percepatan (m/det^2)

Sehingga dengan beban percepatan adalah jumlah beban friksi dinamis dan beban inersia.

Untuk menentukan diameter piston :

$$P = \frac{F}{A} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots A = \frac{\pi}{4} x\, d^2 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots kg/cm^2$$

$$P = \frac{4F}{\pi \times d^2} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots kg/cm^2$$

Dimana :

P = Tekanan (kg/cm^2)

F = Gaya sillinder (kgf)

A = Luas penampang (cm)

2.8 Daya Motor Penggerak

Didalam pemilihan daya motor penggerak, maka daya motor penggerak harus lebih besar dari pompa yang digerakkan. Untuk melayani aliran fluida permenit, dan motor dapat diberikan daya yang cukup kuat kepada pompa maka daya motor dihitung dengan menggunakan rumus :

$$P_{motor} = \frac{2.\pi.T.N}{6120} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots kw$$

BAB III

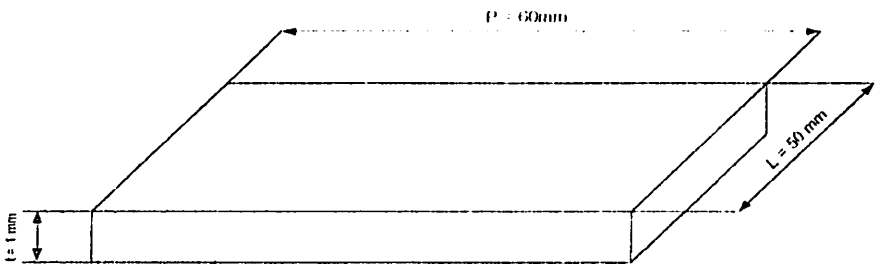
PERHITUNGAN

3.1. Perhitungan Sistem Hidrolik

a. Perhitungan gaya tekuk pada plat :

Benda kerja yang akan ditekuk adalah dari bahan plat ST 37, yang mempunyai ukuran :

Gambar 3.1 benda kerja (plat)



t (tebal) : 1 mm = 0,1cm

P (panjang) : 60 mm = 6 cm

l (lebar) : 50 mm = 5 cm

Maka kita dapat menghitung beban tekuk untuk dapat menekuk plat tersebut:

$P = \tau_{tarik} \; x \; A \quad (kg)$

Dimana :

P = beban tekan yang dibutuhkan (kg)

τ_{tarik} = tegangan tarik ijin pada benda kerja (37 kg/mm^2 = 3700 kg/cm^2)

A = luas penampang plat (cm^2)

Dimana :

$A = t \times l \ (cm^2)$

$= 0,1 \times 5 = 0,5 \ cm^2$

maka :

$$P = \tau_{tarik} \times A$$
$$= 3700 \times 0,5$$
$$= 1850 \ kg$$

b. perhitungan P_{tekan} pada plat, apabila diketahui luas penampang yang membebani adalah :

$A = \pi/4 \ . \ D^2 . \ l$ dimana : D (diameter) = 1 cm

l (lebar plat yang terbebani) = 5 cm

$A = 3,14 / 4 \ . \ 1^2 \ . \ 5 = 3,925 \ cm^2$

Maka dapat diketahui tekanan yang dibutuhkan adalah

$$P = \frac{F}{A}$$
$$= \frac{m \ . \ g}{A}$$
$$= \frac{1850 \ . \ 9,8}{3,925}$$
$$= 4619,1 \ N / cm^2$$

Dimana :

F = gaya tekan pada plat ($kg.cm/s^2$ = N)

m = beban tekuk yang dibutuhkan (kg)

g = gaya gravitasi ($9,8 \ m/s^2 = 980 \ cm/s^2$)

P = tekanan yang dibutuhkan (N/cm^2)

A = luas penampang yang membebani (cm^2)

e. Perhitungan diameter piston (d)

Bila diketahui tekanan: 4619,1 N/cm^2 dan gaya : 18130 N, maka dapat diketahui diameter piston yang direncanakan :

$$P = \frac{F}{A}(N/cm^2)$$

$$P = \frac{F}{\pi/4 . x d^2}(N/cm^2)$$

$$F = P.\pi/4 . d^2 \ (N)$$

$$d = \sqrt{\frac{18130}{0,785 x 1850}}$$

$$= \sqrt{\frac{18130}{1452,25}}$$

$$= \sqrt{47,28}$$

$$= 3,5 cm = 35 mm$$

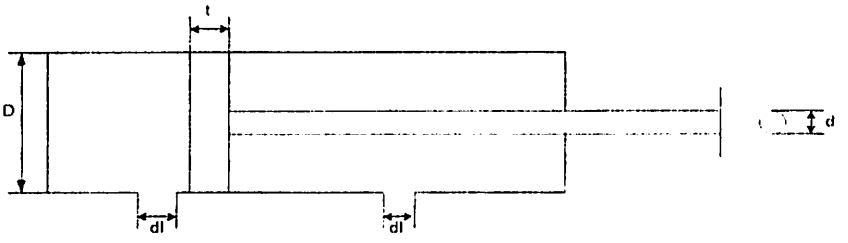
d. Dimeter batang torak (d_z)

Telah direncanakan diameter batang torak adalah ½ dari diameter torak maka 35 x ½ = 17,5 mm dengan bahan baja strip ST 37 .

e. Perhitungan silinder hidrolik

Bahan yang direncanakan adalah dari baja ST 42 (baja dengan syarat-syarat percobaan), dimana ST 42 ini menunjukan kekuatan tarik maksimum dalam kg/mm^2 :

Gambar 3.4. silinder hidrolik



1. Tegangan tarik pada dinding sililnder

$$\tau l = \frac{P x d}{2.t.\mu l}$$

Dimana :

P :Tekanan fluida = 4619,1 N/cm^2

d : Diameter torak = 35 mm = 3,5 cm

μl : Efisiensi gabungan = 90 %

t : tebal tabung yang direncanakan = 12 mm = 1,2 cm

Maka :

$$\tau l = \frac{4619{,}1 x 3{,}5}{2.1{,}2.0{,}9}$$

$$\tau l = \frac{16166{,}85}{2{,}16}$$

$$= 7484{,}65\, kg/cm^2$$

2. Tegangan yang menekan dinding dalam (τ_o)

$$\tau_0 = \frac{P.d}{2.t}$$

Dimana :

τ_o (tegangan yang menekan dinding dalam) kg/cm^2

P (tekanan fluida) = 4619,1 N /cm^2

t (tebal tabung) = 12 mm = 1,2 cm

d (diameter dalam tabung) = 35 mm = 3,5 cm

Jadi tegangan yang menekan dinding dalam silinder adalah :

$$\tau_0 = \frac{P.d}{2.t}$$

$$\tau_0 = \frac{4619,1\ x3,5}{2\,x1,2}$$

$$= 6736,19\ kg/cm^2$$

3. Tegangan tangensial (τ_t)

$$\tau_t = \frac{P(d_2^2 - d_1^2)}{d_2^2 - d_1^2}$$

Dimana besarnya d_2 adalah:

$D_2 = d_1 + (2t)$

$= 3,5 + (2 \times 1,2)$

$= 5,9$ cm

Sehingga besar tegangan tangensial adalah :

$$\tau_t = \frac{P(d_2^2 + d_1^2)}{d_2^2 - d_1^2}$$

$$\tau_t = \frac{4619,1(5,9^2 + 3,5^2)}{5,9^2 - 3,5^2}$$

$$= \frac{217374,85}{22,56}$$

$$= 9635,41\ kg/cm^2$$

Dimana:

τ_t = tegangan tangensial (kg/cm^2)

d_1^2 = diameter torak (cm)

d_2^2 = diameter besar torak (cm)

P = tekanan hidrolik (kg/cm^2)

4. Perhitungan gaya torak diketahui data-data sebagai berikut :

Diketahui data-data sebagai berikut :

D = diameter silinder (3,5 cm)

d = batang torak (1,75 cm)

Untuk silinder mempunyai gaya torak efektif karena jenis silinder mempunyai diameter dan tekanan. Maka untuk slilnder digunakan rumus sebagai berikut :

$$F_D = \frac{0{,}785\, x\, P\, x\, d_1^2}{10000} (kN)$$

$$F_Z = \frac{0{,}785\, x\, P\, x\, d_2^2}{10000} (kN)$$

Dimana :

F = Gaya torak efektif (kN)

A = luas penampang tanpa batang torak (cm^2)

A' = luas penampang batang torak (cm^2)

R_r = (Gaya gesek, (80%-90%) diambil 90%.

P = Tekanan (341891,16 N/cm^2 = 34189,11 kg/cm^2)

Dari persamaan luas penampang torak adalah:

$$A = \frac{0{,}785\, x\, d_1^2}{100} (cm^2) \qquad d_1 = Diameter\ torak\ dalam\ satuan\ (mm)$$

$$= \frac{0{,}785\, x\, 35^2}{100} = 9{,}62\, cm^2$$

Luas penampang batang torak (A') :

$$A = \frac{0{,}785\, x\, d_2^2}{100} (cm^2) \qquad d_2 = \text{Diameter batang torak dalam satuan (mm)}$$

$$= \frac{0{,}785\, x\, 17{,}5^2}{100} = 2{,}4\, cm^2$$

Luas penampang kerja (annulus area) luas penampang torak luas penampang batang torak

$$A = \frac{0{,}785\, x\, (d_1^2 - d_2^2)}{100} (cm^2) \qquad d_2\, dan\, d_1 = \text{Diameter dalam satuan (mm)}$$

$$= \frac{0{,}785\, x\, (1225 - 306{,}25)}{100} = 7{,}21\, cm^2$$

Dimana :

A = luas penampang torak (cm^2)

A' = luas penampang batang torak (cm^2)

A_R = Luas penampang kerja (annulus area = cm^2)

Gaya torak pada langkah maju yaitu sebagai berikut :

$$F_D = \frac{0{,}785\, x\, P\, x\, d_1^2}{10000} (kN)$$

$$= \frac{0{,}785\, x 4619{,}1\, x 3{,}5^2}{10000}$$

$$= 44{,}42\ kN$$

$F_{efektif}$ = (P . A)- Rr

= 44,42 – (44,42 x 90 %)

= 4,442 kN

Gaya torak pada langkah mundur

$$F_z = \frac{0{,}785 x P x (d_1^2 - d_2^2)}{10000} (kN)$$

$$= \frac{0{,}785 x 4619{,}1 x (3{,}5^2 - 1{,}75^2)}{10000}$$

$$= 33{,}31 kN$$

$F_{efektif}$ = (A' . P) – Rr

= 33,31 – (33,31 x 90%)

= 3,331 kN

Dimana :

F_d = Gaya torak maju (kN)

F_z = Gaya torak mundur (kN)

d_1 = Diameter torak dalam (cm)

d_2 = diameter batang torak dalam (cm)

Gaya dorong batang torak F_S (Gaya dorong maju dengan pemindaan difrensial :

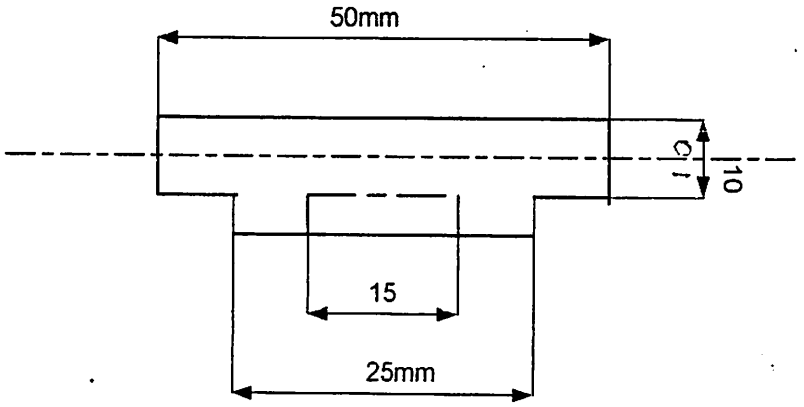
$$F_D = \frac{0{,}785 x P x d_2^2}{10000} (kN)$$

$$= \frac{0{,}785 x 4619{,}1 x 1{,}75^2}{10000}$$

$$= 11{,}1 kN$$

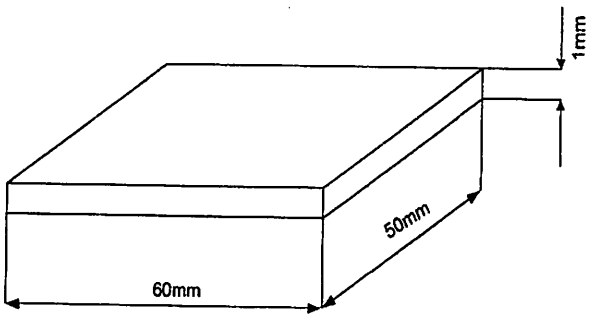
$= 252{,}08 \,.\, 10^3$ N

Bila diketahui bentuk daish (cetakan pembentuk engsel pintu dengan bahan baja ST 37) adalah:

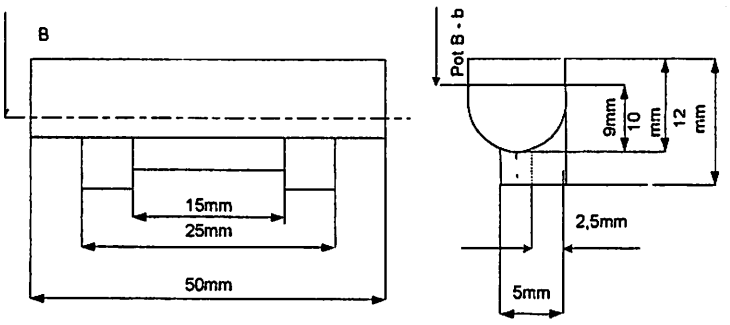


Maka dapat dicari massa dari daish tersebut, yaitu dengan memotong bentuk daish menjadi :

Gambar untuk potongan (A)



Gambar untuk potongan (B)



Maka dari potongan (A) akan didapat kan massa (m_A) dari daish :

$m_A = \rho \times v_A$ .....(kg)

Dimana :

ρ (rapat massa baja) = $7{,}8 \times 10^3$ (kg /m^3)

v (volume daish A)= P x L x t

dimana t (tebal): 1 mm = 0,001 m

P (panjang) : 60 mm = 0,06 m

L (lebar) : 50 mm = 0,005 m

$v_a = P \times L \times t$

$= 0{,}06 \times 0{,}005 \times 0{,}001$

$= 3 \,.\, 10^{-7} m^3$

Maka:

$m_A = (7{,}8 \times 10^3) \times (3 \times 10^{-7})$

$= 23{,}4 \,.\, 10^{-4}$ kg

$m_B = \rho \times v_B$.....(kg)

v (volume daish B)$_1$ $= \frac{1}{2} (\pi \times r^2 \times t)$.....$m^3$

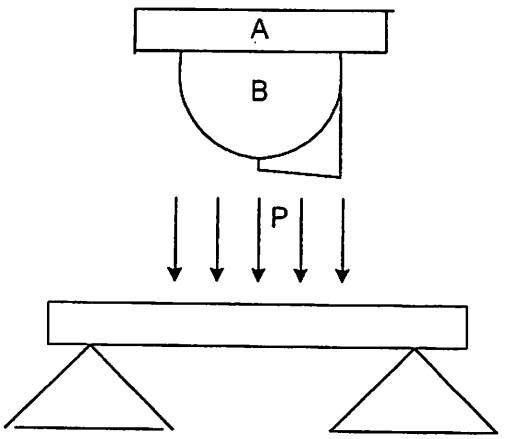
Dimana:

t (tinggi): 25 mm = 0,025m

r (jari – jari) : 5 mm = 0,005 m

$= ½ (3,14 \times 0,005^2 \times 0,025)$

$= 1,96 \times 10^{-4}\ m^3$



$m_A = (7,8 \times 10^3) \times (1,96 \times 10^{-4})$

$= 1,53$ kg

Maka beban total (m_{total}) adalah

$m_{total} = m_A + m_B$

$= 23,4 \cdot 10^{-4} + 15300 \cdot 10^{-4}$kg

$= 15323,4 \cdot 10^{-4}$ kg = 1,532 kg.

Maka dapat dicari gaya pada daish yang bekerja pada plat:

$F = m_{tot} \times g$.....(N)

$F = 1,532 \times 9,8$ ....(N)

$= 15,01$ N

Dimana :

F : Gaya daish (N)

m_{tot} : Total massa daish (kg)

g : Gaya gravitasi (9,8 kg.m/s^2)

Sehingga gaya efektif total pada langkah maju adalah:

$F_{tot} = F + F_{daish}$

$= 252{,}08 \,.\, 10^3 + 15{,}01$

$= 3783{,}72 \,.\, 10^3$ N

Gaya efektif pada langkah mundur adalah;

$F = A' \times P$

$= 32{,}922 \,.\, 10^{-2} \times 78{,}4 \,.\, 10^5$

$= 2581{,}08 \,.\, 10^3$ N

Jika gaya gerak diambil 90%, maka gaya torak efektif pada langkah mundur adalah :

$F = (a' \times P) - R_r$

$= 2581{,}08 \,.\, 10^3 - (2581{,}08 \,.\, 10^3 \times 90\%)$

$= 258{,}108 \,.10^3$ N $=$ 258108 N

Sehingga, gaya efektif total pada langkah mundur adalah :

$F_{total} = F + F_{daish}$

$= 258108 + 15{,}01$

$= 258123{,}01$ N

Jadi gaya gerak efektif silinder kerja adalah :

-Gaya gerak maju $= 3787{,}32 \,.\, 10^3$ N

-Gaya gerak mundur $= 258123{,}01$ N

c. Perhitungan piston

Telah direncanakan piston untuk silinder dengan bahan ST 37 dengan kekuatan bahan maksimum 370 N/mm^2,dan faktor keamanan (sf) 5, maka tegangan ijin bahan adalah

$$\sigma t = \frac{kekuatan\ bahan}{faktor\ keamanan}$$

$$\sigma t = \frac{370}{5}$$

$$= 74\ N/mm^2$$

$$\sigma g = \mu k \times \sigma_t$$

$$= 0{,}57 \times 74$$

$$= 42{,}1\ N/mm^2$$

(μk adalah koefisien gesekan kinetis antara baja dengan baja) sedangkan tegangan geser yang terjadi dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma t = \frac{F}{A} (N/mm^2)$$

Dimana:

F = Gaya yang bekerja (gaya efektif total langkah maju)

A = Luas bagian kritis yang menahan beban

$= \pi \times D \times t$

Sehingga berdasarkan persamaan tersebut diatas dapat diketahui tebal piston untuk silinder hidrolik, yaitu :

$$t = \frac{F}{\pi . D . \sigma g} (N/mm^2)$$

$$t = \frac{3783{,}32.10^3}{3{,}14.64.42{,}1}$$
$$= 44{,}71\,mm$$

Dalam perencanaan untuk menjaga keamanan dan menghindari kerusakan, maka tebalnya piston diambil 45 mm.

d. Perhitungan untuk perencanaan batang torak tersebut dari ST 37, dengan modulus elasitisitas (E) bahan adalah 2,1 x 10^4 kg/mm^2.

$$F = P\ x\ \pi/4\ x\ D^2$$

$$F = P\ x\ \pi/4\ x\ D^2 + daish(kg)$$

$$= 78{,}4.10^5\ x\ \pi/4\ x\ 64^2 + 1{,}532(kg)$$
$$= 1544772{,}125\ kg$$

- Beban tarik :
- Untuk menahan beban tekuk atau beban kritis yang terjadi adalah (Rumus Euller)

  Disamakan :

$$K = \frac{\pi.E.I}{Sk^2}$$

Dimana :

K = Gaya kritis yang terjadi (kg)

E = Modulus elastisitas bahan (st 37) adalah 2,1.10^2 kg/mm^2

I = Inersia batang torak (mm)

= Besarnya $\frac{\pi}{64} x d^2$

sK= Panjang batang yang menekuk bebas (panjang langkah)

= 450 mm

S = koefisien faktor keamanan (biasanya 2,5 – 3,5)

Maka dari persamaan tersebut diperoleh :

$$k = \frac{\pi x 2{,}1.10^4 x 38{,}465 x \pi x 0{,}35^2}{450 x 64}$$

$$= \frac{19885{,}235}{28{,}8} = 690{,}459\ KN$$

3.2 Perhitungan pompa hidrolik

Dalam pengunaan pompa hindrolik direncanakan jenis pompa roda gigi luar dengan perhitungan sebagai berikut :

Diketahui :

D = Diameter torak : 35 mm = 3,5 cm

d = Diameter batang torak : 17,5 mm = 1,75 cm

S = Panjang aliran (jarak yang ditempuh) : 500 mm = 50 cm

t = Waktu 6,4 s

1. Perhitungan volume silinder

Maka diketahui volume silinder dengan persamaan sebagai berikut :

$$V = \frac{\mu}{4} x (D^2 - d^2) x S$$

$$= \frac{3{,}14}{4} x\ (3{,}5^2 - 1{,}75^2)\ x\ 50$$

$$= 360{,}61\ cm^3$$

2. Perhitungan debit aliran (Q)

$$Q = \frac{V}{t}\ (cm^3)$$
$$= \frac{360,61}{6,4}$$
$$= 56,34\ cm^3 / \det$$

3. kecepatan fluida (v_f)

$$v_f = \frac{Q}{A}(cm/s)$$
$$= \frac{56,34}{8,04}$$
$$= 7,01\ cm/\det$$

1. Aliran rata-rata maju (Q)

$$Q = \frac{V_f\ x\ d_1^2\ x\pi/4}{t}(.cm^3/\det)$$
$$= \frac{7,01\ x 3,5^2\ x 0,785}{6,4}$$
$$= 10,53\ cm^3/\det$$

2. Aliran rata-rata mundur (Q')

$$Q' = \frac{V_f\ x(d_1^2 - d_2^2)x\pi/4}{t}(.cm^3/\det)$$
$$= \frac{7,01 x(3,5^2 - 1,75^2).x 0,785}{6,4}$$
$$= 7,89\ cm^3/\det$$

3. Volume efisiensi (η_v)

$$\eta_v = \frac{Q'}{Q} x 100\%$$

$$= \frac{7,89}{10,53} x 100\%$$

$$= 74,92\%$$

4. kecepatan fluida keluar pompa pada saat torak maju (lo)

$$Lo = \frac{P x Q}{612}$$

$$= \frac{4619,1 \ x \ 56,34}{612}$$

$$= 425,23 \ kg / cm^3$$

9. Kecepatan fluida keluar pada saat torak mundur (L_i

$$Li = \frac{2.\pi.n}{6120}$$

$$= \frac{2 \times 3,14 \times 28500}{6120}$$

$$= 29,24 \ kg.cm/s$$

10. Overal efisiensi (ηT)

$$\mu T = \frac{Li}{L_o}$$

$$= \frac{29,24}{425,23} x 100\%$$

$$= 6,9 \ \%$$

11 .Maka dapat diketahui tenaga pompa yang bekerja termasuk efisiensinya (η_p), adalah sebagai berikut :

$$P = \frac{P \, x \, Q \, x \, 100}{\eta_p}$$

$$= \frac{4619{,}1 \, x \, 10{,}53 \, x \, 100}{10^3 \, x \, 60 \, x \, 90}$$

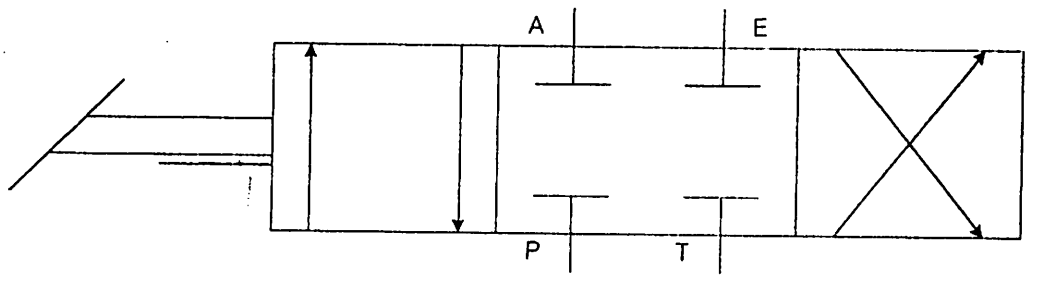
$$= \frac{4863912{,}3}{5400000}$$

$$= 0{,}9 \, kw$$

3.3. Perhitungan Katup Hidrolik

Adapun yang harus dihitung dalam perencanaan katup hidrolik adalah :

Gambar 3.8. Katup (valve)



1. Luas Penampang yang berhubungan dengan minyak (A_k)

$$A_k = \frac{\pi}{4}(d_k^2 - d_v^2)$$

Dimana :

d_k = Diameter tabung katup yang direncanakan adalah 65 mm

d_v = Diameter piston katup yang direncanakan adalah 60 mm

Jadi luas penampang yang berhubungan dengan minyak adalah :

$$A_k = \frac{\pi}{4}(d_k^2 - d_v^2)$$

$$A_k = \frac{3{,}14}{4}(65^2 - 60^2)$$

$= 3{,}925\ mm^2$

2. Gaya diperlukan untuk menggerakkan katup adalah :

$F = P \cdot A$

Dimana :

P = Tekanan fluida 4619,1 kg/cm^2

A = Luas penampang torak 7,21 cm^2

Maka gaya yang diperlukan untuk menggerakan katup adalah :

$F = P \cdot A$

$= 4619{,}1 \times 7{,}21$

$= 333037{,}1\ N/cm^2$

3. Usaha yang dilakukan oleh katup (U_k)

$U_k = F \cdot s$

Dimana :

F = Gaya yang diperlukan untuk menggerakkan katup

S = Jarak katup yang direncanakan : 35 mm = 3,5 cm

Jadi usaha yang dilakukan katup sebesar :

$U_k = F \cdot s$

$= 333037{,}1 \times 3{,}5$

$= 116562{,}9\ N/cm^2$

4. Tegangan tarik yang diijinkan (τ_t)

$$\tau_t = \frac{P(d_k^2 - d_v^2)}{2 \cdot t \cdot \mu_t}$$

Dimana :

P = Tekanan fluida = 4619,1 kg/cm^2

jadi tegangan tarik yang diijinkan adalah :

$$\tau_t = \frac{P(d_k^2 - d_v^2)}{2.t.\mu_1}$$

$$= \frac{4619{,}1.(6{,}5^2 - 6^2)}{2.12.0{,}9}$$

$$= 1336{,}5\ N/cm^2$$

3.4. Perhitungan daya motor penggerak (motor listrik)

Dalam perhitungan penggerak sistem hidrolik , maka daya motor penggerak harus lebih besar dari daya pompa yang digerakkan .

1. Perhitungan daya motor penggerak

maka dapat diketahui daya penggerak motor yang sebenarnya yang dibutuhkan dengan perhitungan sebagai berikut :

$$N = Q.P.\mu_t.\frac{1}{6000}$$

dimana :

Q = Debit : 1,053 . 10^{-5} m^3/s

P = Tekanan : 46191000 N/m^2

μ_t = efisiensi : 6,9

Maka dapat diketahui Daya motor yang dibutuhkan pada sistem hidrolik sebagai berikut :

$$N = 1{,}053.10^{-5}.46191000.6{,}9.\frac{1}{1000}$$

$$N = 3{,}36\ Kw$$

REKAPITULASI DATA

P_{cr} (Beban tekuk plat) : 1850 kg

P (tekanan hidrolik) : 4619,1 N/cm^2

D (Diameter torak) : 35 mm

d (Diameter batang torak) : 17,5 mm

τ_t (Tegangan tarik pada silinder) : 7484,65 kg/cm^2

τ_0 (Tegangan tekan pada dinding dalam) : 6736,19 kg/cm^2

τ_t (Tegangan tangensial) : 9635,41 kg/cm^2

F (Gaya torak efektif maju) : 4,442 kN

F (Gaya torak efektif mundur) : 3,331 kN

F (Gaya daish) : 15,01 N

F_{tot} (gaya torak maju + gaya daish) : 3783,72 . 10^3 N

F_{tot} (gaya torak mundur + gaya daish) : 2581,08 . 10^3 N

t (Direncanakan tebal piston) : 44,71 mm

τ_t (tegangan tarik piston) : 42,1 N/mm^2

K (beban kritis batang torak) : 690,459 kN (kilo newton)

F (pembebanan aman) : 1544772,125 kg

V (volume silinder) : 360,61 cm^3

Q (debit aliran) : 10,53 cm^3/s

V_f (kecepatan fluida kerja) : 7,01 cm/s

Lo (kecepatan fluida keluar pompa) : 425,23 kg/cm^3

Li (kecepatan fluida masuk pompa) : 29,24 kg/cm^3

μv (volume efisiensi) : 74,92 %

μT (overal efisiensi) : 6,9 %

A_k (luas penampang yang berhubungan dengan torak) : 3,925 mm^2

F (gaya yang diperlukan menggerakan katup) : 333037,1 N/cm^2

U_k (usaha yang dilakukan katup) : 116562,9 N/cm^2

τ_t (tegangan tarik ijin katup) : 1336,5 N/cm^2

N (daya motor) : 3,36 Kw

Diagram Kerja Katup

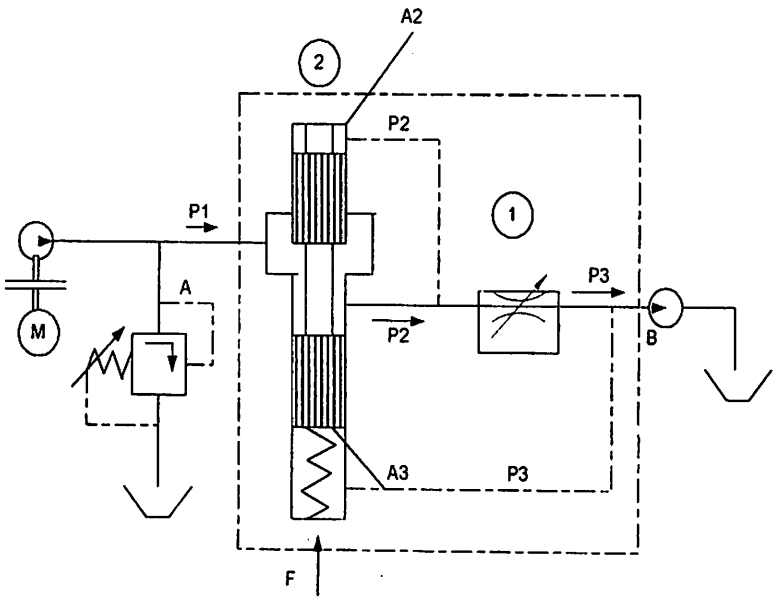
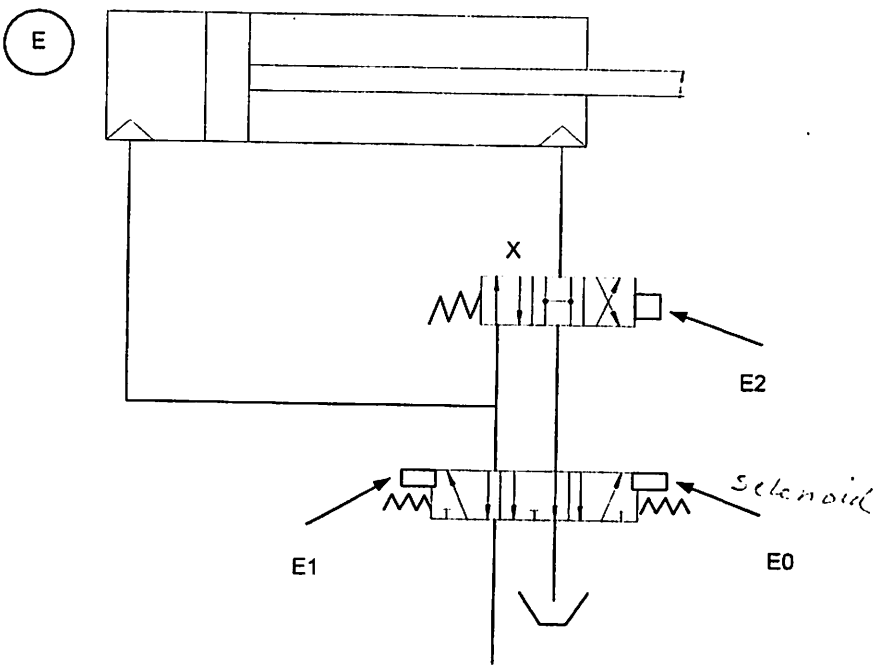


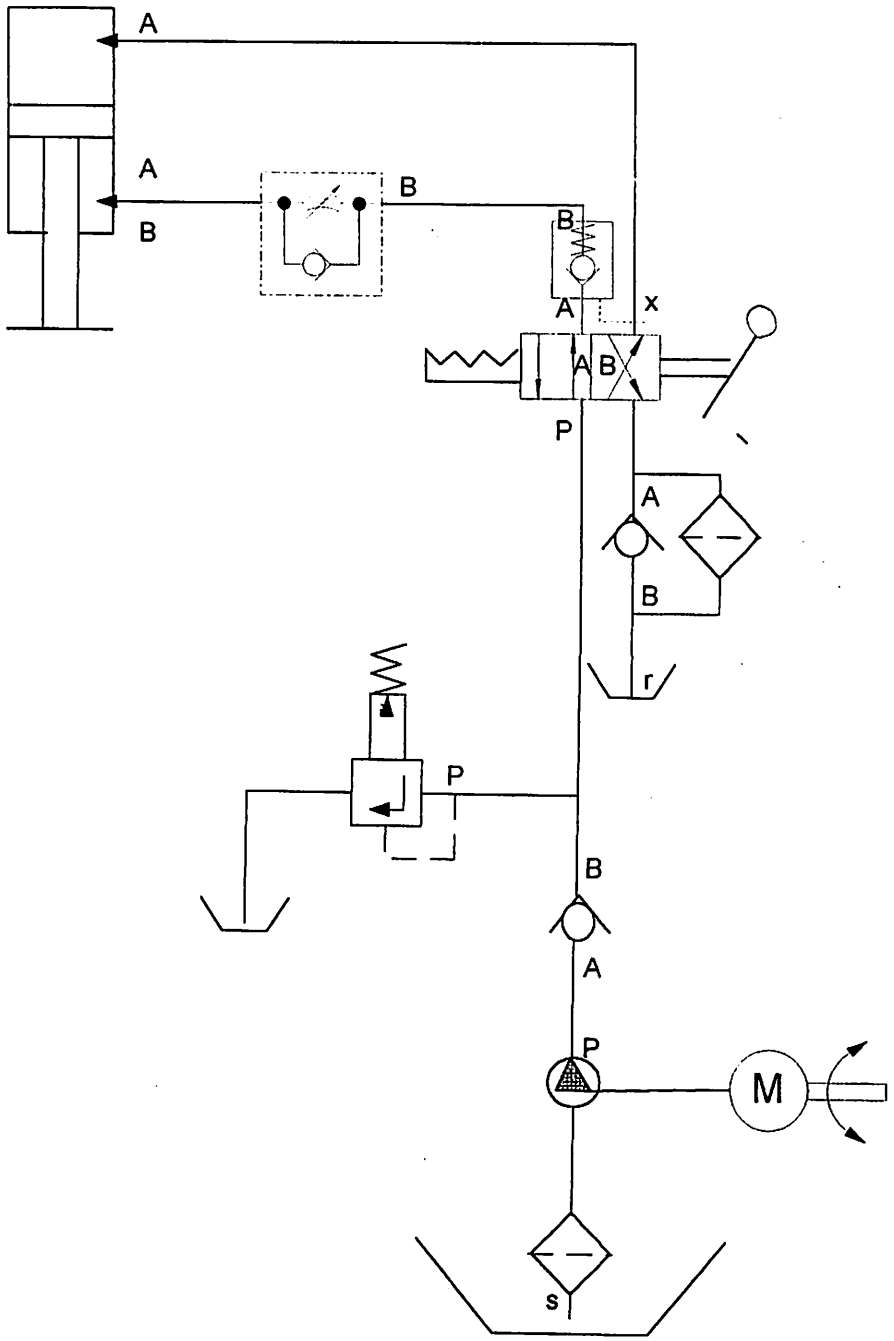
Diagram Kerja Silinder



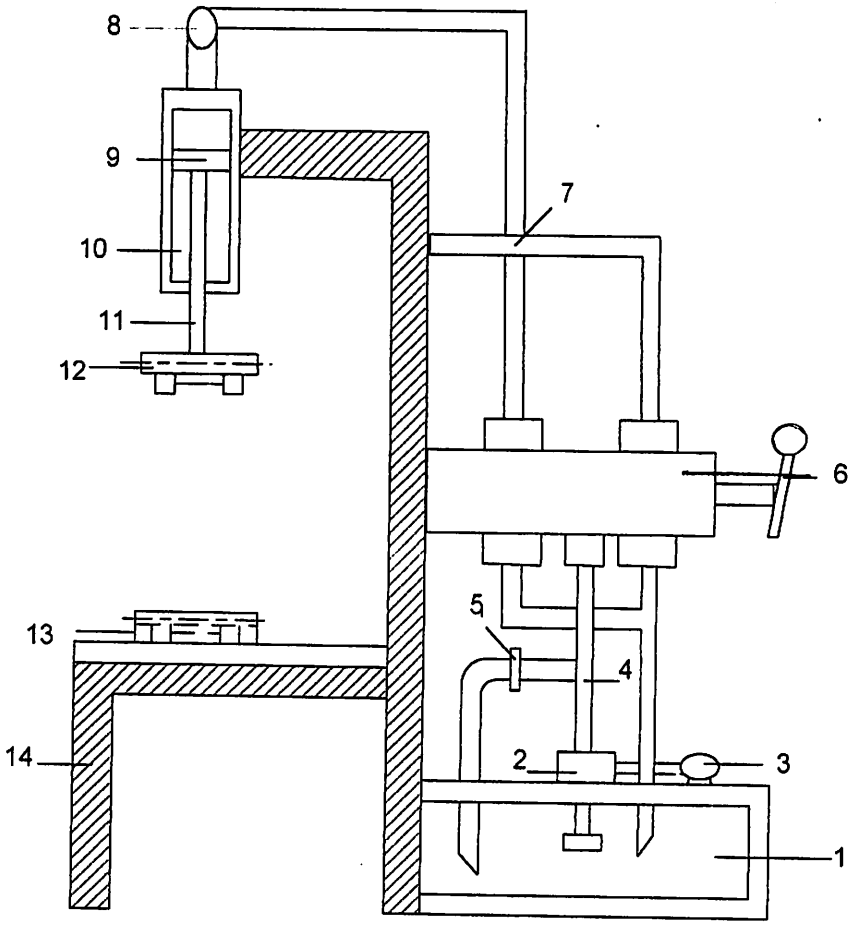
keterangan :

EI	E0	E2	
0	0	0	Silinder berhenti
0	0	1	–
0	1	0	mundur
0	1	1	Maju cepat
1	0	0	Maju normal
1	0	1	–
1	1	0	–
1	1	1	–

Gambar Rangkaian Sistem Hidrolis



MESIN HIDROLIS PEMBENTUK ENGSEL PINTU



Keterangan :

1. Reservoir.
2. Pompa hidrolik
3. Motor .
4. Katub balik.
5. Katup pelepas tekan.
6. Katup pengatur aliran .
7. Pipa alir
8. Pengatur tekanan .
9. Piston .
10. Silinder.
11. Batang piston.
12. Daish atas.
13. Daish bawah.
14. Kerangka

BAB IV
PENUTUP

4.1 Kesimpulan

Dari hasil perencanaan sistem hidrolik pada mesin pembentuk engsel pintu dibahas pada bab-bab terdahulu dan penulis membuat dalam bentuk nyata, maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dalam merancang suatu peralatan bantu industri tidak cukup hanya merancangnya saja, akan tetapi diperlukan analisa bahan yang digunakan, dan juga proses pengerjaannya.
2. Pemilihan bahan sangat menetukan dalam perencanaan sistem hidrolik pada mesin pembentuk engsel pintu
3. Kesalahan yang dapat terjadi pada saat pengukuran komponen-komponen hidrolik yang direncanakan, kebanyakan disebabkan karena perencanaan yang tidak baik.

4.2 Saran

Berdasarkan hasil perencanaan sistem hidrolik pada mesin pembentuk engsel pintu ada beberapa saran yang dapat disampaikan oleh penulis adalah sebagai berikut :

1. Pada saat perencanaan hendaknya bahan yang dipilih memenuhi syarat keamanan, harga tidak terlalu mahal, mudah didapat,dan hasilnya baik.

DAFTAR PUSTAKA

1. **Ir.Achmat Taufik**,Petunjuk Praktikum Hydraulic Control System
2. **Hartono.S,**Sistem kontrol Dan Pesawat Tenaga Hidrolik,Penerbit **Tarsito, Bandung,1998**
3. **Hidrolik**,VEDC,Bandung Tahun 1987
4. **John j.Pippenger,Tyler G.Hicks** . Industrial Hydraulics
5. **Pneumatik Dan Hindrolik,Industrial Training Swervice . ITB** . Tahun 1996
6. **Slamet Riva'I,**Sistem Pnematik Dan Hidrolik
7. **Sularso,** Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin,**PT.Pradnya Paramita Jakarta.**

RANGKUMAN

1. Kerapatan :
   a. kerapatan massa (ρ) adalah satuan massa per satuan isi (kg / m^3)
   b. berat jenis (W) adalah berat per satuan isi (N / m^3)
   c. kerapatan relatif (s) adalah perbandingan berat suatu benda terhadap berat air yang mempunyai suhu 4^0 C dengan isi yang sama
2. kekentalan (Viscosity) adalah sifat fluida yang dapat menahan gaya – gaya geser .
3. Tegangan adalah beban yang diterima per satuan luas (N / m^2)
4. Aliran laminer adalah aliran yang struktur alirannya terdiri dari gerakan – gerakan partikel fluida yang berlapis – lapis
5. Aliran turbulen adalah aliran yang struktur alirannya terdiri dari gerakan – gerakan partikel fluida tidak beraturan (acak) serta serta selain itu partikel – partikel yang bergerak saling mengisi pada badan aliran .
6. kerugian mayor adalah kehilangan tekanan karena gesekan pada dinding pipa yang mempunyai luas penampang yang tetap akibat panjang pipa .
7. kerugian minor adalah kerugian tekanan akibat adanya fitting , katup , perubahan luasan , belokan .