

# PERENCANAAN MESIN SEKRAP DENGAN PENGGERAK HIDROLIK

DESIGN OF SHAPER MACHINE BY HYDRAULIC DRIVE

## TUGAS AKHIR

Nomor Soal : 171 / FT. USD / TM / IX / 2002

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Program Studi Teknik Mesin



Oleh :

**MARTINUS BAGUS WICAKSONO**

NIM : 995214137

NIRM : 993051123109120137

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA  
2002**

**PERENCANAAN MESIN SEKRAP DENGAN  
PENGGERAK HIDROLIK**

**TUGAS AKHIR**

**Nomor Soal : 171/ FT\_ USD / TM / IX / 2002**

Oleh :

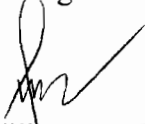
MARTINUS BAGUS WICAKSONO

NIM : 995214137

NIRM : 993051123109120137

Telah disetujui oleh :

Pembimbing Utama



Ir. Mudjijana, M.Eng.

24 September 2002

Pembimbing Kedua



Ir. M. Rines Alapan, M.T.

24 September 2002

# PERENCANAAN MESIN SEKRAP DENGAN PENGGERAK HIDROLIK

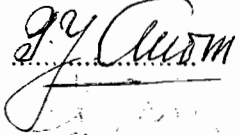
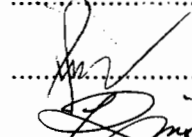
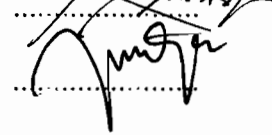
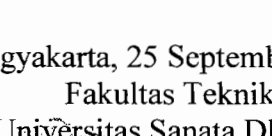
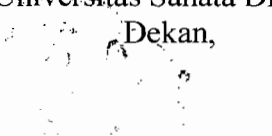
## TUGAS AKHIR

Nomor Soal : 171/ FT\_USD / TM / IX / 2002

Dipersiapkan dan ditulis oleh :  
Martinus Bagus Wicaksono  
NIM : 995214137  
NIRM : 993051123109120137

Telah dipertahankan di hadapan Panitia Penguji  
pada tanggal : 25 September 2002  
dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji :

	Nama Lengkap	Tanda Tangan
Ketua	Ir. P.J. Soedarjana	
Sekretaris	Ir. Greg. Harjanto.	
Anggota	Ir. Mudjijana, M.T.	
Anggota	Ir. Rines Alapan, M.T.	
Anggota	I Gusti Ketut Puja, S.T., M.T.	

Yogyakarta, 25 September 2002  
Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Dekan,

Ir. Greg. Harjanto



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS SANATA DHARMA**  
**YOGYAKARTA**

( Kampus III ) Paingan Maguwoharjo, Sleman -DIY  
Telp. ( 0274 ) 883037, 883969, Fax. ( 0274 ) 886529

---

**TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN**

Nomor : 171 / FT.USD / TM / IX / 2001

Diberikan kepada :  
Nama Mahasiswa : Martinus Bagus Wicaksono  
Nomor Mahasiswa : 995214137  
NIRM : 993051123109120137  
Jurusan : TEKNIK MESIN  
Fakultas : TEKNIK  
Mata kuliah : Mesin Perkakas  
Judul / naskah soal :

Rencanakan dan gambar lengkap sebuah mesin sekrup dengan penggerak hidrolik.

Tanggal dimulai : 1 September 2001

Dosen Pembimbing Kedua

( Ir. M. Rines Alapan, M.T. )

Yogyakarta, 7 September 2001  
Dosen Pembimbing Utama

( Ir. Mudjijana, M.Eng. )

## **PERNYATAAN**

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa tugas akhir yang saya tulis ini tidak memuat karya orang lain, kecuali yang telah disebutkan dalam daftar pustaka sebagaimana layaknya karya ilmiah.

Yogyakarta, 11 September 2002

Penulis,

Martinus Bagus Wicaksono

***Segala perkara dapat kutanggung di dalam Dia  
yang memberi kekuatan kepadaku***

*(Fil 4 : 13)*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur ke hadirat Tuhan Yesus Kristus atas rahmat dan karuniaNya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul ” Perencanaan Mesin Sekrap Dengan Penggerak Hidrolik “.

Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana pada Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta.

Penulis menyampaikan ucapan terima kasih atas segenap bantuan yang telah diberikan oleh berbagai pihak. Ucapan terima kasih penulis tujukan kepada :

1. Bapak Ir. Mudjijana, M.Eng., selaku dosen pembimbing utama yang telah memberi bimbingan dan perhatian selama penelitian dan penyusunan tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. M. Rines Alapan, M.T., selaku dosen pembimbing kedua yang telah memberi bimbingan dan perhatian selama penelitian dan penyusunan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Greg. Harjanto, yang telah memberi bimbingan dan semangat selama masa kuliah sampai dengan penelitian dan penyusunan tugas akhir ini.
4. C. Veraika Guruh Lestari yang selalu memberi semangat kepada penulis dalam penyusunan tugas akhir ini.
5. Dosen-dosen di Jurusan D3 Mekatronika Universitas Sanata Dharma Yogyakarta dan semua pihak yang telah memberi bantuan dan semangat, namun tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari sempurna dikarenakan keterbatasan pengetahuan dan pengalaman dari penulis. Oleh karena itu penulis sangat mengharapkan saran dan kritik yang sifatnya membangun. Semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi para pembaca.

Yogyakarta, September 2002

Penulis



# **PERENCANAAN MESIN SEKRAP DENGAN PENGGERAK HIDROLIK**

## **DESIGN OF SHAPER MACHINE BY HYDRAULIC DRIVE**

### **ABSTRACT**

Basically, hydraulic shaper machine is same as crank shaper machine but the difference is on the moving system. On the hydraulic shaper, oil is flowed using a pump into the system. Flow control valve will control the oil flow which enters into a cylinder on the cutting step in other word it can also control the cutting speed. In order to get the required cutting speed, we can do it by controlling the flow control valve.

The goal of this hydraulic shaper machine plan is to get the better effectiveness and efficiency than crank shaper machine by considering profit and loss.

The design will use the calculation of cutting force and power that is going to be count previously as refference of the whole system. From this design, it's found the spesification of hydraulic shapper machine using double acting cylinder with max stroke 300 mm, gear pump as a power source is 12,8 kw, produces debit 129,7 l/min and the tank capasity is 11 l

## **PERENCANAAN MESIN SEKRAP DENGAN PENGGERAK HIDROLIK**

### **DESIGN OF SHAPER MACHINE BY HYDRAULIC DRIVE**

#### **INTISARI**

Pada dasarnya mesin sekrap tipe hidrolik sama dengan mesin sekrap tipe engkol, perbedaannya terletak pada sistem penggerak. Pada sekrap hidrolik oli dialirkan ke dalam sistem oleh pompa. *Flow control valve* akan mengatur aliran oli yang masuk ke dalam silinder pada saat langkah pemotongan, dengan kata lain juga dapat berfungsi untuk mengatur *cutting speed*. Untuk memperoleh *cutting speed* yang diinginkan dapat dilakukan dengan cara mengatur *flow control valve*.

Tujuan perancangan mesin sekrap tipe hidrolik ini adalah untuk mendapatkan efektivitas dan efisiensi yang lebih baik daripada mesin sekrap tipe engkol dengan mempertimbangkan keuntungan dan kerugian yang ada.

Perencanaan dilakukan dengan terlebih dahulu menghitung gaya potong dan daya potong yang nantinya digunakan sebagai acuan untuk perhitungan-perhitungan yang ada dalam seluruh sistem. Dari perencanaan yang dilakukan diperoleh spesifikasi mesin sekrap hidrolik menggunakan *double acting cylinder* dengan panjang langkah maksimum 300 mm, *gear pump* sebagai penghasil aliran dengan daya 12,8 kw dan debit 129,7 liter/menit serta tangki dengan kapasitas 11 liter.



## DAFTAR ISI

	Halaman
Halaman Judul .....	i
Halaman Pengesahan Pembimbing .....	ii
Halaman Pengesahan Ujian .....	iii
Halaman Soal .....	iv
Halaman Pernyataan .....	v
Halaman Motto .....	vi
Kata Pengantar .....	vii
Abstract .....	ix
Intisari .....	x
Daftar Isi .....	xi
Daftar Gambar .....	xiii
Daftar Tabel.....	xiv
<b>BAB I. PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Tujuan Perancangan .....	3
1.3. Pembatasan Masalah .....	3
<b>BAB II. LANDASAN TEORI</b> .....	<b>5</b>
2.1. Mesin Sekrap Tipe Engkol .....	5
2.1.1. Bentuk Mesin Sekrap .....	6
2.1.1.1 Ram (lengan) .....	8
2.1.1.2 <i>Tool Slide</i> .....	8
2.1.1.3 Meja .....	9
2.1.2 Gerak Utama.....	9
2.1.3. Panjang Langkah .....	10
2.1.4. Mekanisme Gerak Pemakanan .....	11
2.2. Mesin Sekrap Tipe Hidrolik .....	13
2.2.1. Gerak Utama.....	14
2.2.2. Panjang Langkah .....	15
2.3. Pahat Sekrap .....	16
2.3.1. Pahat Kasar .....	16
2.3.2. Pahat <i>Finishing</i> .....	17
2.3.3. Pahat Khusus .....	18
<b>BAB III. PERHITUNGAN DAYA POTONG</b> .....	<b>19</b>
3.1. Gaya Potong .....	19
3.2. Daya Potong .....	21
<b>BAB IV. PERHITUNGAN SISTEM HIDROLIK</b> .....	<b>22</b>
4.1. Desain Rangkaian Hidrolik .....	22

4.2. Pemilihan Fluida Kerja.....	23
4.3. Perhitungan Silinder Hidrolik.....	28
4.4. Perhitungan <i>Hose</i> .....	29
4.5. Perhitungan Rugi-Rugi Tekanan .....	31
4.6. Perhitungan Daya Pompa .....	34
4.7. Pemilihan Bahan Silinder .....	36
4.8. Peninjauan Batang <i>Piston</i> Terhadap Tekukan.....	37
4.9. Perhitungan Kapasitas Tangki .....	40
BAB V. PERANCANGAN SISTEM KONTROL .....	42
BAB VI. PENUTUP .....	46
DAFTAR PUSTAKA.....	60

## DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
1. Mesin Sekrap .....	1
2. Bentuk permukaan yang dapat dikerjakan pada mesin sekrap.....	1
3. Bentuk <i>chip</i> selama pemotongan pada mesin sekrap .....	2
4. Diagram kecepatan .....	3
5. Gerak pemakanan .....	6
6. Bentuk mesin sekrap .....	6
7. <i>Clapper</i> dengan <i>clapper box</i> .....	8
8. Posisi pahat di <i>tool post</i> .....	9
9. Cara posisi langkah .....	10
10. Panjang langkah .....	11
11. Mekanisme gerak pemakanan .....	11
12. Mesin sekrap hidrolik.....	13
13. Bentuk geometri pahat sekrap .....	16
14. Pahat kasar.....	17
15. Pahat <i>finishing</i> .....	17
16. Pahat kasar.....	18
17. Diagram sistem hidrolik .....	22
18. Rangkaian kontrol .....	44
19. Gambar teknik mesin sekrap hidrolik .....	59
.....	

## DAFTAR TABEL

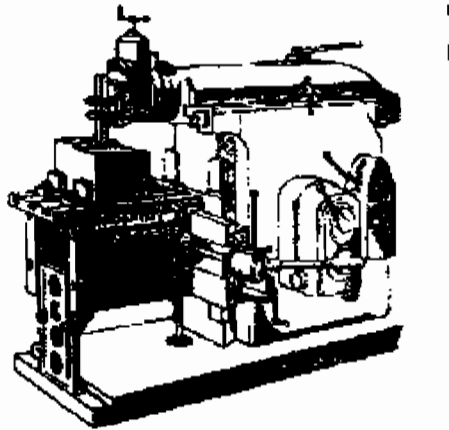
Tabel	Halaman
1 Karakteristik Alluminium <i>Alloy</i> .....	47
2 <i>Cutting Speed</i> .....	48
3 Sudut Gometri Pahat.....	49
4 Angka Keamanan.....	50
5 Silinder.....	51
6 Kelangsingan Bahan.....	53
7 <i>Hose</i> .....	54
8 Debit dan Daya <i>Gear Pump</i> .....	55
9 Karakteristik <i>Gear Pump</i> .....	56
10 Harga K.....	57
11 Kecepatan dan Feed.....	58

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Mesin sekrap adalah mesin dengan alat potong pahat dari jenis pahat mesin bubut yang bergerak bolak-balik dan lintasannya berupa garis lurus.



Gambar 1. Mesin sekrap

Dengan menggerakkan benda kerja menyilang dari arah gerakan pahat, maka akan ditimbulkan sebuah permukaan yang rata.



Gambar 2.  
Bentuk permukaan yang dapat dikerjakan pada mesin sekrap

Karena mesin sekrap hanya digunakan dalam proses-proses *roughing*, permukaan yang dihasilkan tidak dituntut sehalus dan seteliti seperti kalau menggunakan

mesin jenis lain. Misalnya jika menggunakan mesin frais atau mesin gerinda maka permukaan yang dihasilkan akan berbeda tingkat kehalusan dan ketelitiannya.



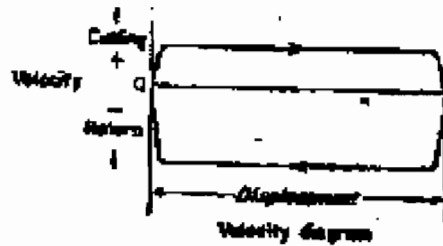
Gambar 3. Bentuk *chip* selama pemotongan pada mesin sekrup

Dalam proses *roughing* yang menjadi tuntutan utama adalah kecepatan proses. Mesin sekrup hidrolis memiliki beberapa keunggulan dibanding mesin sekrup mekanis dalam hubungannya dengan proses *roughing* yang biasa dikerjakan, seperti :<sup>1</sup>

1. Kecepatan potong dan tekanan konstan dari awal sampai akhir pemotongan.
2. Panjang langkah dan kedudukan relatif pahat terhadap benda kerja dapat diubah dengan cepat tanpa harus menghentikan mesin.
3. Pemilihan kecepatan potong dapat dilakukan dengan mudah dan lebih cepat.
4. Pembalikan gerakan ram dapat dilakukan dengan mudah dalam segala arah dan posisi.

<sup>1</sup> Campbell, J.S., *Principles of Manufacturing Materials and Processes*, hal 478, Tata Mc Graw-Hill, New Delhi





Gambar 4. Diagram kecepatan sekrap hidrolik

Adapun kerugian yang dimiliki oleh mesin sekrap dengan tenaga penggerak hidrolik adalah biaya pengadaan yang relatif tinggi jika dibanding dengan biaya pengadaan mesin sekrap mekanik. Beberapa hal inilah yang melatarbelakangi perencanaan mesin sekrap dengan tenaga penggerak hidrolik.

## 1.2 Tujuan Perancangan

Tujuan perancangan mesin sekrap dengan tenaga penggerak hidrolik ini adalah untuk mendapatkan efektivitas dan efisiensi yang lebih baik dari sebuah mesin sekrap yang biasanya digunakan dalam proses *roughing* dengan mempertimbangkan keuntungan dan kerugian yang ada.

## 1.3 Pembatasan Masalah

Perencanaan mesin sekrap hidrolik untuk mengerjakan benda kerja dari bahan Aluminium *alloy*, dengan memperhitungkan daya potong, gaya potong. Dalam perhitungan sistem hidrolik, rugi-rugi aliran dalam pipa dan sambungan juga berpengaruh dalam perhitungan daya untuk pemilihan pompa dan motor

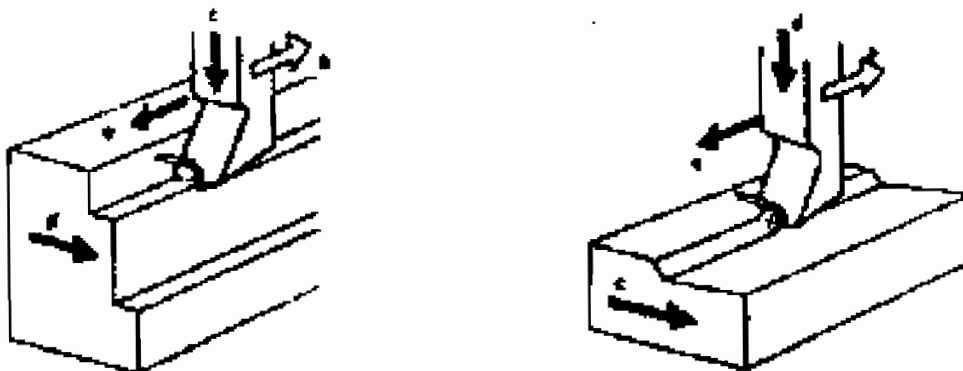
penggerak pompa. Perancangan sistem kontrol menggunakan kontrol elektrik dengan memanfaatkan saklar dan relai.

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Mesin Sekrap Tipe Engkol**

Mesin sekrap digunakan untuk proses permesinan yang menghasilkan sebuah bidang datar. Untuk memperoleh bidang rata pada benda kerja, benda kerja melakukan gerak pemakanan yang periodik sedang alat potong melakukan gerak utama dan gerak penyetelan. Gerak utama dari alat potong diperoleh dari gerak ram maju mundur yang berasal dari gerak batang berayun. Pada langkah kerja (gerak maju dari pahat) pahat akan memotong benda kerja, dan pada langkah mundur pahat bergerak mundur tanpa memotong benda kerja. Gerakan lain adalah gerak pemakanan. Pada proses penyekrapan arah horisontal benda kerja digeser terhadap posisi pahat yang dipasang (gambar 5.), pada proses penyekrapan vertikal pahat digeser ke arah benda kerja yang dikerjakan (gambar 5.). Untuk pengaturan kedalaman pemakanan dapat dilakukan dengan menggeser pahat turun terhadap benda kerja pada proses penyekrapan arah horisontal (gambar 5.). Pada arah vertikal dapat dilakukan dengan menggeser benda kerja terhadap posisi pahat (gambar 5.).



Gambar 5. Gerakan Pemakanan

Gerakan untuk proses vertikal

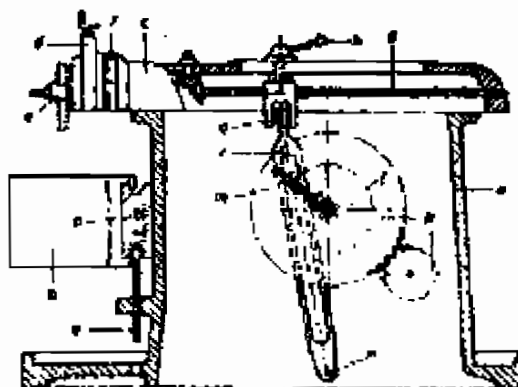
- a) Langkah maju
- b) Langkah mundur
- c) Gerak pemakanan vertikal
- d) Lebarnya pemakanan

Gerakan untuk proses horisontal

- a) Langkah maju
- b) Langkah mundur
- c) Gerak pemakanan horisontal
- d) Dalamnya pemakanan

### 2.1.1 Bentuk Mesin Sekrap

Secara umum mesin sekrap terdiri dari : badan mesin penyangga, meja, ram (lengan), penggerak utama, penggerak langkah pemakanan.



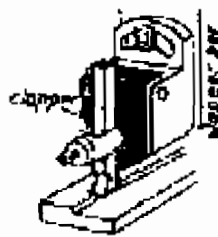
Gambar 6. Bentuk mesin sekrap

Keterangan :

- a. badan mesin
- b. meja
- c. ram (lengan)
- d. *tool slide* (penyetelan pahat)
- e. *tool post* (tempat pahat)
- f. pembagi sudut
- g. *spindle* untuk mengatur posisi langkah
- h. tangkai pengunci
- i. *rocker arm* (batang ayun)
- k. roda gigi penggerak
- l. roda gigi
- m. balok geser
- n. titik galang
- o. *joint* (penghubung)
- p. *spindle* penggerak meja
- q. *spindle* penggerak naik turun

### 2.1.1.1. Ram (lengan)

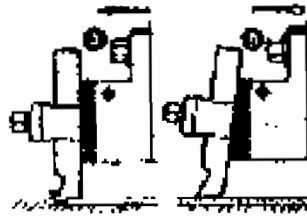
Lengan berada di *guideway* dan menghasilkan gerakan utama. Di bagian depan, lengan membawa *tool slide*. Pahat dipegang pada *tool post* yang mempunyai posisi tetap pada engsel di *clapper box*. Pada saat langkah maju, *clapper* ditekan oleh *clapper box* dengan gaya potong (tenaga potong). Pada saat langkah mundur, *clapper* terangkat. Dengan cara ini merusakkan pahat dan benda kerja dapat dihindarkan.



Gambar 7. *Clapper* dengan *clapper box*

### 2.1.1.2. *Tool Slide*

*Tool slide* dapat distel untuk pemotongan miring. Untuk keperluan ini dilengkapi dengan pembagi sudut. *Spindel* di dalam lengan digunakan untuk menyetel posisi langkah. Benda kerja dapat dipegang secara berlainan di meja mesin. Oleh sebab itu langkah gerak harus dapat distel sesuai dengan posisi benda kerja. Untuk menyetelnya, tangkai pengunci dikendorkan dan lengan digerakkan ke arah yang diperlukan dengan memutar spindel untuk menyetel posisi langkah.



Gambar 8. Posisi Pahat di *Tool Post*

- a). langkah maju
- b). langkah mundur

### 2.1.1.3. Meja

Dipakai untuk memegang benda kerja, dapat disetel mendatar dan tegak dengan menyetel *spindle* penggerak.

### 2.1.2. Gerak Utama

Gerak utama adalah langkah maju dan langkah mundur. Biasanya diubah dari gerak berputar ke gerak lurus oleh *rocker arm* (batang ayun). Motor listrik menggerakkan roda penggerak ke roda gigi yang dipasang pada poros yang dapat disetel dengan baut *spindle*. Balok geser akan meluncur bolak-balik pada batang ayun. Dengan momen putar dari roda gigi, batang ayun mempunyai titik galang di dasar mesin yang berayun maju dan mundur dengan bebas. Sebuah penghubung memindahkan gerakan berayun ini ke lengan. Ada pula mesin sekrap yang menggunakan penggerak hidrolik.



Gambar 9. Cara mengatur posisi langkah:

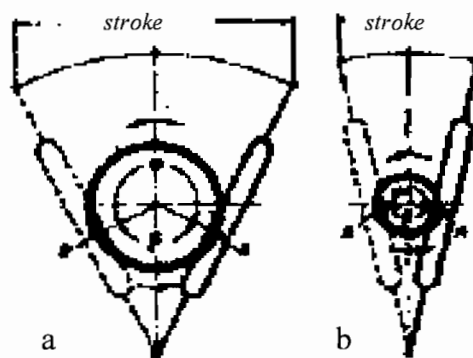
- a) Perubahan pada langkah maju
- b) Perubahan pada langkah mundur

### 2.1.3 Panjang Langkah

Panjang langkah dapat diatur dengan menggerakkan roda gigi. Gerakan langkah mundur memerlukan waktu lebih pendek daripada langkah maju. Untuk langkah maksimum poros harus ditempatkan pada jarak maksimum dari titik pusat roda gigi. Pada waktu langkah maju poros melintasi jarak dari A ke B (sudut  $\alpha$ ) dan melintasi jarak dari B ke A (sudut  $\beta$ ) pada waktu langkah mundur. Oleh sebab itu langkah maju lebih lama dari langkah mundur.

Di waktu langkah terpendek, poros terpasang dekat sekali dengan *centre*. Perbedaan antara sudut  $\alpha$  dan  $\beta$  sangat kecil. Oleh sebab itu perbedaan langkah maju dan mundur tidak terlalu banyak.

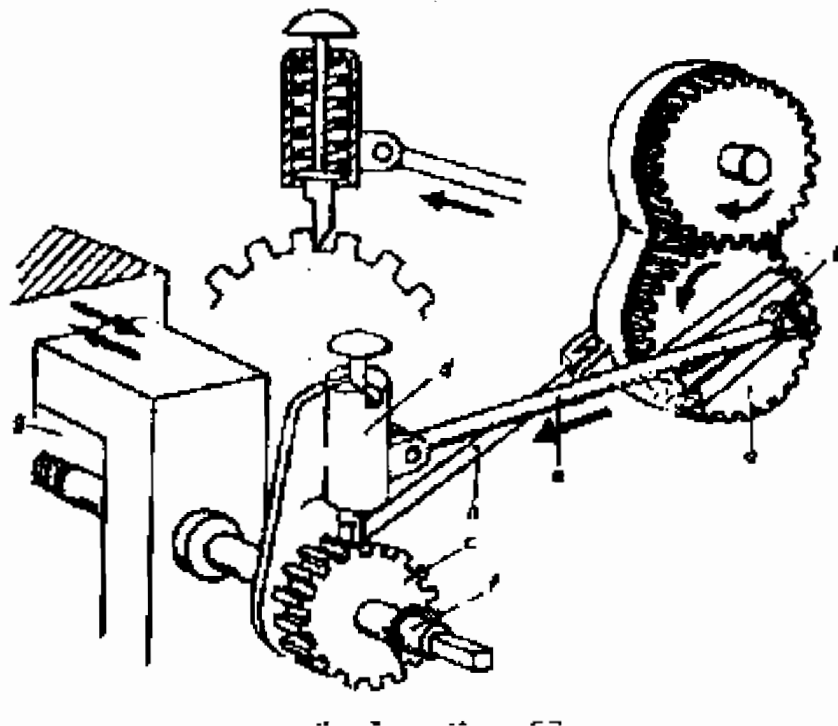




Gambar 10. Panjang langkah

- a) langkah panjang
- b) langkah pendek

#### 2.1.4. Mekanisme Gerak Pemakanan



Gambar 11. mekanisme penggerak pemakanan

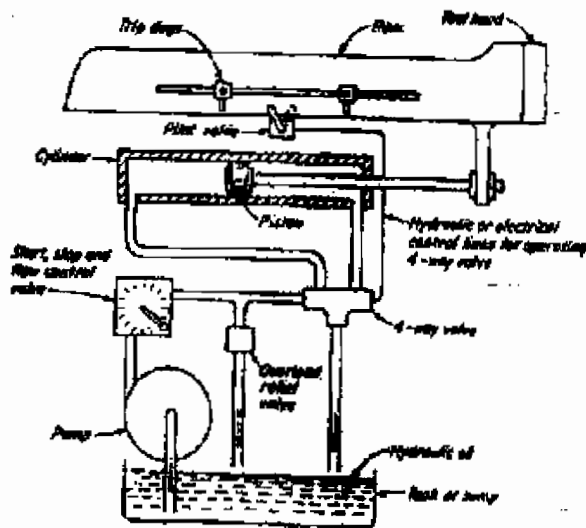
Mekanisme gerak pemakanan terdiri dari:

- a) roda gigi dengan alur slot
- b) baut
- c) roda gigi *ratchet*
- d) lidah pengungkit
- e) batang penggerak
- f) spindel penggerak meja
- g) meja
- h) batang penggerak

Pada waktu langkah mundur mekanisme penggerak pemakanan bekerja, gerak pemakanan ini dapat dilakukan secara manual. Hanya saja hal tersebut mengakibatkan kerugian yang berupa kasarnya permukaan benda kerjadan gerakan tersebut tidak konstan. Kerugian tadi dapat dihindari dengan cara menggerakkan gerak pemakanan secara otomatis. Roda gigi dengan T slot a, digerakan oleh as mesin. Di dalam slot ada baut b yang dapat digeser dan dikunci di sembarang posisi. Pada spindel penggerak meja f, dipasang roda gigi ratchet c dengan lidah jentera d (lidah pengungkit). Baut b dan lidah pengungkit d dihubungkan dengan batang penggerak e waktu gerak maju. Pada gerakan berikutnya batang e bergerak mundur dan lidah pengungkit d melewati roda gigi ratchet c diantara 2 gigi. Dengan memutar lidah pengungkit d  $180^\circ$ , maka arah pemakanan terbalik. Pemakanan dapat disetel dengan baut. Pengerjaan kasar lidah

pengungkit dapat melewati beberapa gigi, *finishingnya* melewati gigi demi gigi. Untuk mengatur tinggi meja, batang penggerak h dapat diatur panjangnya. Dengan batang penggerak e, roda gigi dapat diputar untuk jarak yang dikehendaki dari meja.

## 2.2. Mesin Sekrap Tipe Hidrolik



Gambar 12. Mesin sekrap hidrolik

Secara umum mesin sekrap hidrolik terdiri dari:

- a) ram
- b) *trip dogs*
- c) *limit switch*
- d) silinder
- e) *piston*
- f) *4-way valve*

g) *flow control valve*

h) *relief valve*

i) pompa

j) oli hidrolik

k) tanki

Pada dasarnya mesin sekrap tipe hidrolik sama dengan mesin sekrap tipe engkol, perbedaannya terletak pada sistem penggerak. Pada sekrap hidrolik oli dialirkan ke dalam sistem oleh pompa. *Flow control valve* akan mengatur aliran oli yang masuk ke dalam silinder pada saat langkah pemotongan, dengan kata lain juga dapat berfungsi untuk mengatur *cutting speed*. Untuk memperoleh *cutting speed* yang diinginkan dapat dilakukan dengan cara mengatur *flow control valve*.

### **2.2.1. Gerak Utama**

Gerak utama adalah langkah maju dan langkah mundur. Saat oli bertekanan menyentuh bagian belakang piston, maka ram akan terdorong maju. Begitu pula sebaliknya saat bagian depan piston tersentuh oli bertekanan maka ram akan bergerak mundur.

Saat mesin dihidupkan maka pompa akan bekerja dan memompa oli dari tangki menuju ke *4 way valve* melalui *flow control valve*. Jika *flow control valve* tertutup maka oli akan kembali ke tangki melalui *relief valve*. Hal ini terjadi

karena ada *overload* maka secara otomatis *relief valve* akan terbuka jika ada beban lebih. Ini juga berfungsi untuk melindungi alat potong dari kerusakan akibat beban lebih.

Untuk menggerakkan ram maju, maka *flow control valve* harus dibuka. Oli akan mengalir melalui *flow control valve* ke *4 way valve* menuju ke piston. Dan akan mendorong piston bergerak maju. Pada langkah maksimum yang sudah diatur, *limit switch* akan tersentuh *trip dogs*. Hal ini akan mengubah arah dari *4 way valve*, sehingga oli bertekanan dari pompa akan masuk ke *4 way valve* dan menyentuh bagian depan dari piston. Ram akan bergerak mundur sampai menyentuh limit switch posisi minimum yang sudah diatur posisinya.

Mekanisme gerak bolak-balik ini diatur secara elektrik oleh *limit switch* yang memberi sinyal pada *solenoid* di dalam *4 way valve* sehingga akan mengubah arah dari *4 way valve*.

### **2.2.2. Panjang Langkah**

Untuk pengaturan panjang langkah dapat dilakukan dengan cara yang lebih sederhana. Dengan mengubah posisi *trip dogs*, maka panjang langkah dan posisi kerja akan berubah. Jika *trip dogs* pada posisi maksimum tersentuh *limit switch* maka ram akan bergerak mundur. Begitu juga sebaliknya, ram akan bergerak maju kembali saat langkah mundur *trip dogs* posisi minimum menyentuh *limit switch*.

### 2.3. Pahat Sekrap

Pahat sekrap biasanya terbuat dari *HSS*. Sering juga ujungnya terbuat dari *cemented carbide*. Dengan tujuan untuk mengurangi keausan. Kekecualiannya pahat ini berbeda dengan pahat bubut.



Gambar 13. Bentuk geometri pahat sekrap

$\alpha$  : sudut bebas

$\beta$  : sudut baji

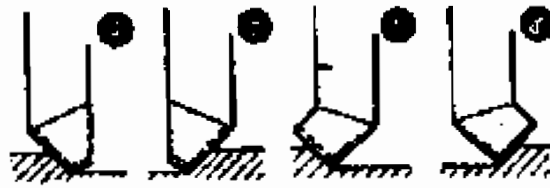
$\gamma$  : sudut garuk

Jenis pahat sekrap dibedakan menurut proses pengerjaannya. Jenis-jenis pahat sekrap adalah :

1. pahat kasar
2. pahat *finishing*
3. pahat khusus

#### 2.3.1. Pahat Kasar

Pahat kasar dipakai untuk mengurangi bahan sebanyak mungkin dalam waktu yang singkat. Dalam proses ini biasanya disebut proses *roughing* akan menghasilkan tatal dengan luas penampang yang relatif lebih besar, sehingga memerlukan pahat yang kuat.

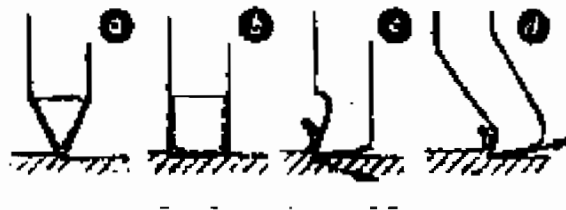


Gambar 14. Pahat Kasar

- a) Pahat kasar lurus kiri
- b) Pahat kasar lurus kanan
- c) Pahat kasar bengkok kiri
- d) Pahat kasar bengkok kanan

### 2.3.2. Pahat *Finishing*

Pahat ini harus menghasilkan permukaan yang halus pada benda kerja. Biasanya tebal pemakanan sesedikit mungkin. Oleh karena itu sisi potongnya bisa berbentuk bulat atau segi empat. Pahat bebek bisa menahan lenturan benda kerja ( dapat mengurangi kerusakan pada benda kerja) sehingga kehalusan permukaan yang diinginkan dapat tercapai.

Gambar 15. Pahat *finishing*

- a) Pahat *finishing* titik
- b) Pahat *finishing* datar
- c) Pahat *finishing* lurus
- d) Pahat *finishing* bebek

### 2.3.3. Pahat Khusus

Pahat khusus ini hanya digunakan untuk mengerjakan bentuk-bentuk khusus pada benda kerja yang tidak mungkin dicapai dengan menggunakan pahat kasar atau pahat *finishing*.



Gambar 16. Pahat Khusus

- a) Pahat *groove*
- b) Pahat sisi
- c) Pahat bengkok untuk alur T
- d) Pahat radius



## BAB III

### PERHITUNGAN DAYA POTONG

#### 3.1 Gaya Potong

Pada mesin perkakas, untuk melakukan proses pemotongan diperlukan gaya potong yang cukup untuk memotong benda kerja. Pada mesin sekrup hidrolis sisi potong dari pahat akan dapat menyayat benda kerja jika gaya potong yang diberikan cukup kuat untuk menyayat benda kerja. Gaya pemotongan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$P_z = K \times t \times s^m \dots\dots\dots(3.1)^2$$

dengan:

- K = koefisien bahan ( lampiran tabel. 10)
- t = *depth of cut* ( mm )
- s = lebar pemakanan (mm)
- m = 0,55

Material benda kerja diambil *aluminium alloy* yang memiliki *tensile strength* 70 sampai 170 kg/mm<sup>2</sup>, dipilih *aluminium alloy* 6063 T5 dengan *tensile strength* 150 N/mm<sup>2</sup> ( lampiran tabel 1.) maka nilai K = 99,5 (lampiran tabel 10)

Dari persamaan 3.1 dapat dihitung :

$$\begin{aligned} P_z &= 99,5 \times 5 \times 1^{0,55} \\ &= 497,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

---

<sup>2</sup>Samsudin, *Teknologi Mekanik, UGM, hal. 36*

Untuk menghitung gaya gesek dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$f_k = m \times \mu \dots\dots\dots(3.2)^3$$

dengan:

m = berat ram. ( kg)

$\mu$  = koefisien gesek antara besi tuang dengan besi tuang, ada lapisan oli. (0,1)

maka:

$$\begin{aligned} f_k &= 104,55 \times 0,1 \\ &= 10,455 \text{ kg} \end{aligned}$$

Selain gaya potong  $P_z$ , gaya gesek antara ram dengan *slide way* juga berpengaruh dalam perhitungan daya potong.gaya gesek yang timbul sebesar 10,455 kg.

$$\begin{aligned} P_z \text{ total} &= P_z + \text{ gaya gesek} \dots\dots\dots(3.3) \\ &= 507,955 \text{ kg} \end{aligned}$$

---

<sup>3</sup> Sudibyo, B, *Poros Penyangga, ATMI, hal. 59*

### 3.2 Daya Potong

Dari perhitungan daya potong total maka dapat dihitung daya potong yang dibutuhkan. Daya potong dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$N_c = \frac{P_{\text{tot}} \times V}{60 \times 102} \text{ ( kW )} \dots\dots\dots (3.4)^4$$

Dengan:

V = Kecepatan potong dalam m/menit.

Untuk material *aluminium alloy* maka digunakan V = 60,96 m/menit

( lampiran tabel. 2.)

Maka, dari persamaan 3.4 dapat dihitung

$$N_c = \frac{507,955 \times 60,96}{60 \times 102}$$

$$N_c = 5,06 \text{ kW}$$

Setelah diketahui gaya potong dan daya potong yang dibutuhkan maka dapat dihitung silinder yang akan dipakai, debit aliran yang dibutuhkan, selang yang akan dipakai serta rugi-rugi aliran dalam sistem hidrolik. Untuk perhitungan-perhitungan tersebut akan dibahas pada bab selanjutnya.

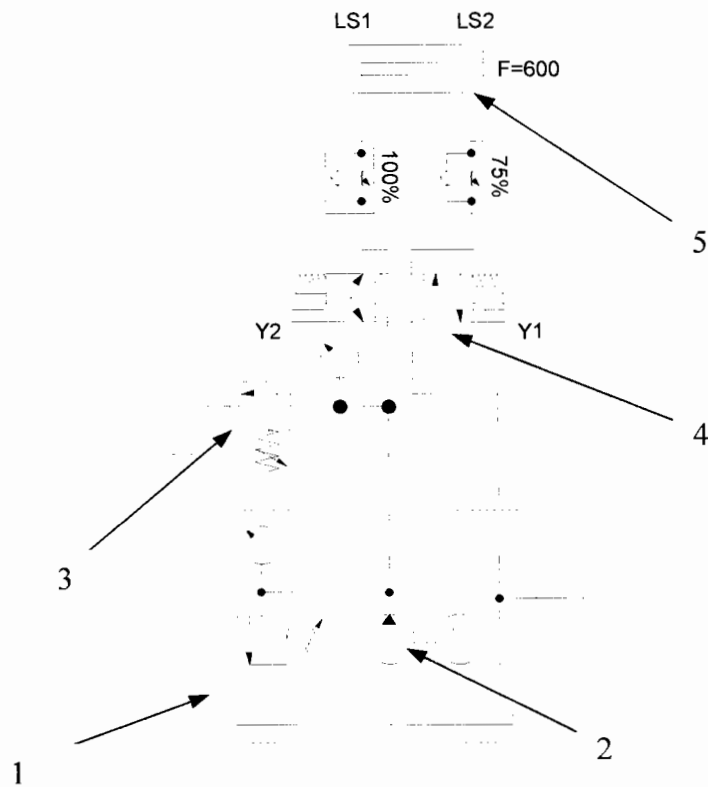
---

<sup>4</sup> Maslov, D, *Engineering Manufacturing Processes in Machine and Assembly Shops*, First Impression Peace Publishers, Moscow , hal 145

## BAB IV

### PERHITUNGAN SISTEM HIDROLIK

#### 4.1. Desain Rangkaian Hidrolik



Gambar17.

Diagram sistem hidrolik

- 1) tangki oli
- 2) pompa
- 3) katup pengaman (*pressure relief valve*)
- 4) katup pengarah aliran (*4/3 double solenoid valve*)
- 5) *actuator* / piston

Cara kerja diagram di atas adalah sebagai berikut:

Pada saat pompa bekerja, oli yang ada di tangki dihisap dan akan diteruskan ke sistem melalui *hose* atau selang menuju ke katup pengarah, setelah sebelumnya melewati katup pengaman. Fungsi katup pengaman adalah sebagai pelindung sistem dari beban lebih atau kejutan-kejutan beban. Setelah melewati katup pengaman oli akan memasuki katup pengarah, dan katup ini akan mengarahkan oli ke salah satu bagian *inlet port* dari silinder yang akan mendorong silinder maju atau mundur. Oli dari *outlet port* silinder akan mengalir melalui katup pengarah dan kembali ke tangki. Demikian seterusnya sehingga membentuk sebuah siklus hidrolis. Apabila terjadi beban lebih, maka oli dari katup pengaman tidak diteruskan menuju katup pengarah tapi akan dialirkan kembali ke tangki. Dengan kata lain siklus hidrolis akan terputus dan sistem akan berhenti.

#### **4.2. Pemilihan Fluida Kerja**

Setiap sistem hidrolis pasti menggunakan minimal satu fluida atau lebih. Dalam sistem hidrolis, fluida kerja mempunyai fungsi utama mentransmisikan daya dari lokasi yang satu ke lokasi yang lain. Digunakannya fluida dalam sistem tenaga hidrolis dengan pertimbangan bahwa fluida mempunyai sifat inkompresibel atau volumenya tidak akan berubah (berubah tetapi sangat kecil), saat tekanan bekerja pada fluida.

Selain *incompressible*, fluida hidrolik yang baik harus mempunyai sifat-sifat utama :

1. Mempunyai stabilitas kimia ( *chemical stability* ), untuk mencegah timbulnya kotoran, karbon atau hasil yang lain dari reaksi kimia, karena kotoran-kotoran tersebut akan dapat menyumbat saluran, menimbulkan kebocoran pada *valve* dan piston dan mengakibatkan pelumasan yang buruk pada bagian-bagian yang bergerak,
2. Bebas dari sifat asam ( *freedom from acidity* ), sehingga fluida tidak bersifat korosif pada baja dalam sistem,
3. Mempunyai sifat melumasi ( *lubricating property* ), dapat menjaga ketetapan jarak antara dua bagian untuk mencegah timbulnya goresan pada bagian tersebut. Lapisan film yang dibentuk fluida harus cukup untuk fluida hilang atau tertekan dari dua permukaan yang bergesekan. Jika lapisan film ( *film strength* ) ini hilang, maka oli tidak akan melumasi bagian tersebut,
4. Mempunyai viskositas dan viskositas indeks yang baik ( *Satisfactory viscosity and viscosity index* ), sehingga fluida akan tetap stabil terhadap range temperatur normal mesin. Viskositas adalah hambatan yang dimiliki fluida untuk

mengalir. Fluida dengan viskositas yang tinggi akan menyebabkan fluida sukar mengalir sehingga daya yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida semakin besar. Fluida dengan viskositas rendah berarti fluida mudah mengalir sehingga daya yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida akan semakin kecil. Fluida dengan viskositas rendah akan lebih mudah untuk bocor. Viskositas yang baik adalah sekitar 150 SSU pada suhu kerjanya. Jika temperatur dalam fluida turun maka viskositas fluida akan naik demikian pula sebaliknya. Viskositas indeks adalah suatu harga yang menunjukkan bagaimana temperatur tersebut berpengaruh terhadap fluida, semakin kecil harga viskositas indeks maka viskositas fluida akan sangat besar perubahannya terhadap perubahan temperatur,

5. *Poor point* yang baik. Yaitu *poor point* harus berada dibawah suhu minimal yang diperkirakan saat beroperasi normal. *Poor point* adalah temperatur dimana suatu fluida akan membeku. Semakin rendah *poor point* akan semakin baik,
6. *Flash point* yang tinggi, untuk mencegah terjadinya penguapan. *Flash point* adalah temperatur dimana suatu



campuran uap, minyak dan udara akan terbakar dengan nyala api, dan

7. Tidak beracun / racun yang ada pada fluida semiminal mungkin ( *minimum toxicity* ) sehingga tidak membahayakan dalam penanganannya.

Disamping sifat-sifat diatas, fluida hidrolis juga harus mempunyai sifat-sifat :

1. *Good resistance for foaming* ( ketahanan minyak dalam pembentukan buih yang baik ).

Terbentuknya buih dalam minyak akan menimbulkan banyak kerugian antara lain :

- Berkurangnya daya dukung lapisan film,
  - Ketidacermatan pengendalian, dan
  - Sifat inkompresibel turun.
2. Mempunyai sifat anti karat yang baik ( *good antirust properties* ),
  3. Kemampuan memisahkan air yang baik ( *good water separating ability* ), dan
  4. Ketahanan terhadap oksidasi yang tinggi ( *good oxidation resistance* ).



Dalam dunia industri dikenal beberapa macam fluida. Fluida yang digunakan pada sistem hidrolis yaitu :

1. *Petroleum oil*

*Petroleum oil* didapatkan dari pengolahan minyak bumi dan dengan ditambah bahan-bahan aditif untuk meningkatkan sifat pelumasannya, viskositas indek dan ketahanan terhadap oksidasi.

2. *Fire resistance fluid*

Pada sistem hidrolis *fire resistance fluid* ini dikelompokkan menjadi 3, yaitu :

a. *Water glycol solutions*

Tipe ini merupakan campuran dari 40 % air dan 60 % glycol.

b. *Water in oil emultions*

Tipe ini mengandung 35 – 40 % air yang didispersikan dalam petroleum oil.

c. *Straight synthetics*

Tipe ini diformulasikan secara kimia untuk menghambat penguapan dan secara umum mempunyai ketahanan terhadap temperatur yang tinggi.

Dari berbagai macam fluida yang tersedia pada sistem hidrolik dan dengan membandingkan sifat-sifatnya ( perbandingan sifat fluida dapat dilihat pada lampiran ), maka pada sistem hidrolik mesin sekrup ini digunakan fluida *petroleum oil* SAE 40 dengan viskositas 850 SUS pada 100<sup>0</sup>F dan 84 SUS pada 210<sup>0</sup>F.

#### 4.3. Perhitungan Silinder Hidrolik

Untuk menentukan silinder hidrolik yang digunakan maka harus ditentukan dahulu bahan dari batang silinder, untuk mengetahui batas kekuatan tariknya. Material batang silinder yang dipakai adalah baja St.50 dengan kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) sebesar  $50 \text{ kg/mm}^2$ .

Dengan memilih angka keamanan 5 (lampiran tabel 4) maka :

$$\sigma_{b\text{-ijin}} = \frac{\sigma_b}{5} \text{ kg/mm}^2 .$$

$$\sigma_{b\text{-ijin}} = \frac{50}{5} . \text{kg/mm}^2$$

$$\sigma_{b\text{-ijin}} = 10 \text{ kg/mm}^2$$

Untuk perhitungan diameter batang silinder digunakan persamaan :

$$d^2 = \frac{4 \times P_{\text{ztot}}}{\pi \times \sigma_{\text{bijin}}} \dots\dots\dots (4.1)^6$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 507,955}{\pi \times 10}}$$

---

<sup>6</sup> Suroto, A, *Strength of Materials*, ATMI Surakarta, hal 4

$$d = \sqrt{\frac{2031,82}{31,4}}$$

$$d = \sqrt{64,71}$$

$$d = 8,04 \text{ mm}$$

Dari persamaan 4.1. maka ukuran diameter batang silinder sebesar  $d = 8,04 \text{ mm}$ .

Dipilih batang silinder  $d = 25,4 \text{ mm}$  atau 1 inch (lampiran tabel 5.).

Dari diameter batang silinder yang dipilih sesuai dengan lampiran tabel 5. dapat ditentukan ukuran *bore* yang sesuai. Dipilih *bore* dengan diameter 50,8 mm atau 2 inch, dan ketebalan silinder 34,925 mm atau  $1\frac{3}{8}$  inch.

#### 4.4. Perhitungan *Hose*

Untuk menentukan *hose* yang akan dipakai harus diketahui terlebih dahulu debit pada silinder hidrolik, dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$Q = A_0 \times V \dots\dots\dots (4.2)^7$$

$$A_0 = \text{luas penampang silinder hidrolik ( mm}^2 \text{ )}$$

$$A_0 = \frac{\pi}{4} \times D^2$$

$$A_0 = \frac{\pi}{4} \times 50,8^2$$

---

<sup>7</sup> Esposito, A, *Fluid Power with Applications*, Pretince-Hall, Inc, 1980, hal 156

$$A_0 = \frac{\pi}{4} \times 50,8^2$$

$$A_0 = 2026,83 \text{ mm}^2$$

$$V = \text{kecepatan potong ( m/menit )}$$

$$V = 60,96 \text{ m/menit}$$

maka:

$$\begin{aligned} Q &= 2026,83 \times 60960 \\ &= 123555556,8 \text{ mm}^3/\text{menit} \end{aligned}$$

Maka dari rumus 4.2 didapatkan debit aliran dalam silinder hidrolik :  
 $123555556,8 \text{ mm}^3/\text{menit}$  atau setara dengan  $0,0123 \text{ m}^3/\text{menit}$

Untuk menghitung diameter dalam *hose* maka dapat digunakan rumus 4.2. Supaya aliran yang terjadi adalah aliran laminar, maka kecepatan aliran yang diijinkan adalah  $6,1 \text{ m/s}$

Pada aliran laminar tingkat kenaikan *head losses* dan temperatur relatif lebih kecil dibandingkan aliran turbulen. Maka :

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} \dots\dots\dots (4.3)^8 \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 0,0123}{\pi \times 366}} \times 1000 \\ &= 6,543 \text{ mm.} \end{aligned}$$

---

<sup>8</sup> *Ibid, hal 156*

Dipilih *hose* dengan diameter dalam 25,4 mm atau setara dengan 1 inch. (Lampiran tabel 7.)

#### 4.5. Perhitungan Rugi – Rugi Tekanan

Perhitungan rugi-rugi tekanan ( $H_L$ ) pada seluruh sistem merupakan salah satu faktor untuk menentukan besar daya dari pompa yang digunakan. Karena dalam sebuah sistem hidrolis pasti akan terjadi *head losses*. Untuk menghitung head losses pada katup dan sambungan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$H_{L(\text{valve \& fitting})} = \frac{K \times v^2}{2g} \dots\dots\dots (4.4)^9$$

K : faktor gesekan pada *valve* atau sambungan

v : kecepatan aliran (*m/s*)

g : percepatan gravitasi ( $9,81 \text{ m/s}^2$ )

Untuk menghitung *head losses* akibat gesekan aliran dalam pipa dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$H_{L(\text{pipe})} = f \times \left( \frac{L}{d} \right) \times \left( \frac{v^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (4.5)^{10}$$

f : faktor gesekan dalam pipa.

---

<sup>9</sup> *Ibid, hal171*

<sup>10</sup> *Ibid, hal165*

$$f = \frac{64}{N_R} \dots\dots\dots (4.6)^{11}$$

$N_R$  : Angka Reynold<sup>12</sup>

- Jika  $N_R < 2000$  maka aliran yang terjadi adalah laminar
- Jika  $N_R > 4000$  maka aliran yang terjadi adalah turbulen
- Jika  $2000 \leq N_R \leq 4000$  maka tipe aliran berada pada daerah kritis antara laminar dan turbulen.

Supaya aliran yang terjadi laminar maka  $N_R$  harus di bawah 2000.

$d$  : diameter dalam *hose* ( $\text{mm}^2$ )

$v$  : kecepatan aliran dalam pipa ( $6,1 \text{ m/s}$ )<sup>13</sup>

$L$  : panjang pipa pada keseluruhan sistem. Diperkirakan 6 m.

Oli yang digunakan SAE 40 dengan viskositas 850 SUS pada  $100^{\circ}\text{F}$

dan 84 SUS pada  $210^{\circ}\text{F}$ . Maka :

$$\nu \text{ (cS)} = 0,226t - \frac{195}{t}, \quad t \leq 100 \text{ SUS} \dots\dots\dots (4.7)^{14}$$

$$= 0,22t - \frac{135}{t}, \quad t \geq 100 \text{ SUS} \dots\dots\dots (4.8)$$

dengan:

$t$  : viskositas (SUS)

---

<sup>11</sup> *Ibid*, hal 166

<sup>12</sup> *Ibid*, hal 164

<sup>13</sup> *Ibid*, hal 135

<sup>14</sup> *Ibid*, hal 63

: nilai viskositas diambil 467 SUS pada suhu 155° F

maka:

$$\begin{aligned} \nu \text{ (cS)} &= 0,22 \times 467 - \frac{135}{467} \\ &= 102,45 \text{ (cS)} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas maka dapat dihitung  $N_R$  dengan persamaan sebagai

berikut:

$$N_R = \frac{7740 \times V \times D}{\nu} \dots\dots\dots (4.9)^{15}$$

dengan:

- V : kecepatan aliran dalam pipa ( *ft/s* )  
 : agar aliran dalam pipa laminar maka kecepatan aliran 20 *ft/s*<sup>16</sup>
- D : diameter *hose* (inch)
- $\nu$  : viskositas (cS)

maka:

$$\begin{aligned} N_R &= \frac{7740 \times 20 \times 1}{102,45} \\ &= 1510,98 \end{aligned}$$

dari perhitungan angka Reynold yang didapat maka:

---

<sup>15</sup> *Ibid, hal 164*

<sup>16</sup> *Ibid, hal 135*

$$f = \frac{64}{1510,98}$$

$$f = 0,04$$

Maka:

$$H_{L(\text{valve \& fitting})} = \frac{2,7 \times (6,1)^2}{2 \times 9,81}$$

$$= 5,12 \text{ meter}$$

$$H_{L(\text{pipe})} = 0,04 \times \left( \frac{6}{0,0254} \right) \times \left( \frac{6,1^2}{2 \times 9,81} \right)$$

$$= 18,98 \text{ m}$$

$$H_{L \text{ tot}} = H_{L(\text{valve \& fitting})} + H_{L(\text{pipe})} \dots \dots \dots (4.10)$$

Maka ,

$$H_{L \text{ tot}} = 5,12 + 18,98$$

$$= 24,1 \text{ m}$$

$$= 79,07 \text{ ft}$$

#### 4.6. Perhitungan Daya Pompa

Besar daya pompa dihitung dengan memperhatikan besar daya pemotongan yang timbul saat proses pemotongan benda kerja dan besar daya yang hilang dalam seluruh sistem hidrolik. Besar daya yang hilang dalam sistem hidrolik dapat dirumuskan sebagai berikut :



$$H_p = \left( \frac{H_{L_{tot}} \times Q \times S_g}{3950} \right) \times 0,7457 \text{ (kW)} \dots \dots \dots (4.11)^{17}$$

Dengan:

$H_{L_{tot}}$  : besar rugi-rugi tekanan dalam sistem (ft)

$Q$  : debit aliran (gpm)

$S_g$  : *specific gravity*. Untuk minyak besarnya  $0,9^{18}$

maka,

$$\begin{aligned} H_p &= \left( \frac{(79,07) \times (0,123 \times 0,0631) \times 0,9}{3950} \right) \times 0,7457 \\ &= \frac{79,07 \times 0,00776 \times 0,9}{3950} \times 0,7457 \\ &= 0,0017 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas dapat dilihat bahwa daya yang hilang akibat gesekan fluida dalam pipa dan katup pada seluruh sistem sebesar 0,0017 kW. Untuk menghitung besar daya yang dibutuhkan pompa untuk mengalirkan fluida ke dalam seluruh sistem dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$H_{pompa} = N_c + H_p \text{ (kW)} \dots \dots \dots (4.12)$$

Dengan:

$N_c$  : daya yang dibutuhkan saat proses pemotongan

$H_p$  : daya yang hilang dalam sistem hidrolik.

Maka,

<sup>17</sup> Esposito, A, *Fluid Power with Applications*, Prentice-Hall, Inc, 1980, hal 156

<sup>18</sup> *Ibid*, hal 178

$$H_{\text{pompa}} = 5,06 + 0,0017$$

$$= 5,0617 \text{ kW}$$

Dari daya pompa yang didapat dari hitungan maka dipilih pompa dari lampiran tabel 8. dengan spesifikasi:

Daya : 12,8 kW

Debit : 129,7 liter/ menit

Tekanan kerja : 220 bar

$$: (220 \times 10^5 \times 0,102 \times 10^{-6}) \text{ kg/mm}^2$$

$$: 2,243 \text{ kg/mm}^2$$

#### 4.7. Pemilihan Bahan Silinder

Dari daya dan debit pompa yang dipilih maka bahan silinder dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\sigma_B = \frac{P \times D_{\text{silinder}}}{2t} \times 6 \dots\dots\dots (4.13)^{19}$$

dengan:

P : tekanan yang dihasilkan pompa ( $\text{kg/mm}^2$ )

$$: 2,243 \text{ kg/mm}^2$$

---

<sup>19</sup> Ibid, hal 137

dengan:

$D_{\text{silinder}}$  : diameter dalam silinder (mm)

: 50,8 mm

t : tebal silinder (mm)

: 34,5925 mm

maka dari persamaan 4.13. dapat dihitung :

$$\begin{aligned}\sigma_B &= \frac{2,243 \times 50,8}{2 \times 34,925} \times 6 \\ &= 9,7876 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 9,7876 \times 9,81 \\ &= 96,0167 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Dari perhitungan tegangan tarik, material silinder dapat dipilih Aluminium *alloy* 6463 T4 dengan kekuatan tarik 125 N/mm<sup>2</sup> (lampiran tabel 1.)

#### 4.8. Peninjauan Batang Piston Terhadap Tekukan

Dari diameter batang piston yang dipilih perlu juga ditinjau adanya suatu kemungkinan kegagalan yang disebut tekuk. Kemungkinan terjadinya tekuk semakin besar bila batang semakin kecil yakni perbandingan antara panjang dengan luas penampang semakin besar. Oleh karena itu pada pembebanan tekan harus selalu kita perhatikan adanya kegagalan karena tekukan. Untuk perhitungan gaya tekuk dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\sigma_B = \frac{F_k}{A} \left( \frac{N}{\text{mm}^2} \right) \dots\dots\dots (4.14)^{20}$$

dengan:

$F_k$  : gaya yang mengakibatkan mulai terjadinya tekuk (N)

$A$  : luas penampang batang piston ( $\text{mm}^2$ )

Langkah pertama adalah menghitung jari-jari kelembaman (i) dengan persamaan:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} \text{ (mm)} \dots\dots\dots (4.15)^{21}$$

dengan :

$$I = \frac{\pi}{64} \times d^4 \text{ (mm}^4) \dots\dots\dots (4.16)^{22}$$

$d$  = diameter batang piston (25,4 mm)

dari persamaan 4.16. didapat  $I = 20431,7 \text{ mm}^4$

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi}{4} \times d^2 \text{ (mm}^2) \dots\dots\dots (4.17)^{23} \\ &= 506,7 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

maka dari persamaan 4.15 didapatkan  $i = 6,35 \text{ mm}$ .

Setelah diketahui harga i maka dapat dihitung harga kelangsingan ( $\lambda$ ) dengan

persamaan :

$$\lambda = \frac{L_k}{i} \dots\dots\dots (4.18)^{24}$$

<sup>20</sup> Suroto, A, *Strength of Material*, ATMI Surakarta, hal 36

<sup>21</sup> *Ibid*, hal 38

<sup>22</sup> *Ibid*

<sup>23</sup> *Ibid*

dengan:

$$L_K = \frac{L}{2}, \text{ untuk konstruksi jepit-jepit dengan } L \text{ adalah}$$

panjang batang yang bebas (300 mm)

Maka dari persamaan 4.18  $\lambda = 23,622$

Jika harga  $\lambda \leq \lambda_0^{25}$  (lampiran tabel 6.) untuk material St. 50 maka perhitungan tegangan tekuk menggunakan persamaan Von Tetmayer.

$$\sigma_k = 335 - 0,62 \lambda \left( \frac{N}{\text{mm}^2} \right) \dots\dots\dots (4.19)^{25}$$

maka:

$$\sigma_k = 335 - 0,62 \times 23,622$$

$$\sigma_k = 320,35 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Dengan menggunakan persamaan 4.14 maka harga gaya tekuk dapat dihitung sebagai berikut:

$$320,35 = \frac{F_K}{506,7}$$

$$F_K = 162321,345 \text{ N}$$

$$= 16232,1345 \text{ kg}$$

Dari hasil perhitungan gaya tekuk yang dibutuhkan untuk menekuk batang St. 50 sepanjang 300 mm dapat dibandingkan dengan total gaya potong

---

<sup>24</sup> *Ibid*

<sup>25</sup> *Ibid*

<sup>25</sup> *Ibid*

yang dibutuhkan dapat disimpulkan bahwa 500,995 kg lebih kecil dari 16232,1345 kg ( $P_{Z \text{ total}} < F_K$ ), maka batang piston dengan diameter 25,4 mm dapat digunakan.

#### 4.9. Perhitungan Kapasitas Tangki

Volume oli dalam tangki dapat dihitung dengan menjumlahkan volume oli dalam seluruh pipa ditambah dengan volume oli dalam silinder. Hal itu masih harus diberi angka keamanan supaya tidak terjadi aliran yang terputus akibat berkurangnya volume fluida dalam tangki. Volume tangki dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$V_{\text{tangki}} = (V_{\text{silinder}} + V_{\text{selang}}) \times 3 \dots\dots\dots (4.20)$$

$$\begin{aligned} V_{\text{silinder}} &= \frac{\pi}{4} \times 50,8^2 \times 300 \text{ (mm}^3\text{)} \\ &= 608048,975 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{selang}} &= \frac{\pi}{4} \times 25,4^2 \times 6000 \\ &= 3040244,875 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

maka dari persamaan 4.20  $V_{\text{tangki}}$  dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}V_{\text{tangki}} &= (608048,975 + 3040244,875) \times 3 \\ &= 10944881,55 \text{ mm}^3 \\ &= 10,95 \text{ liter}\end{aligned}$$

Maka kapasitas tangki minimal yang dapat digunakan adalah 10,95

liter.

## BAB V

### PERANCANGAN SISTEM KONTROL

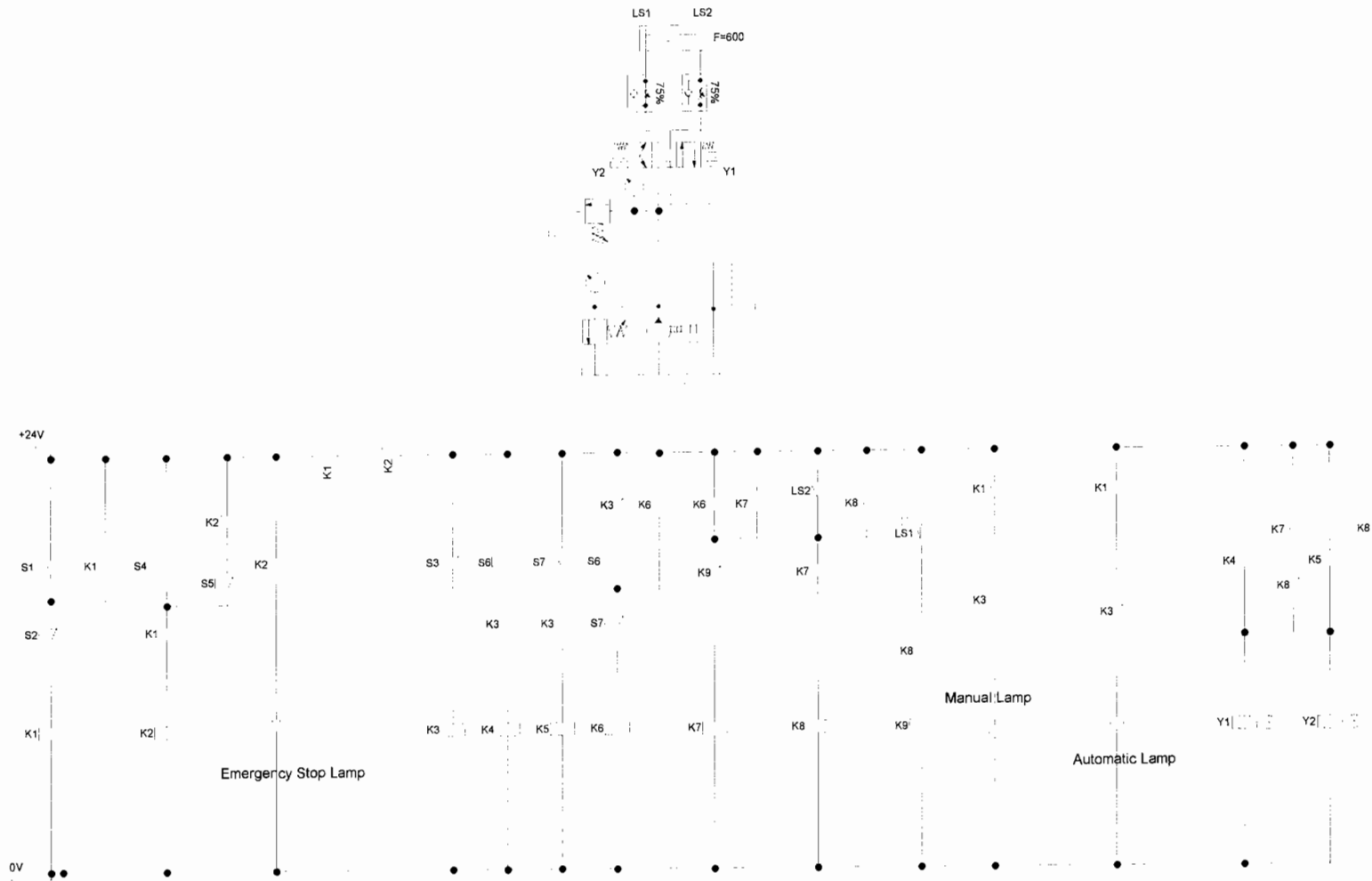
Desain sistem kontrol Mesin Sekrap dapat dilihat pada gambar 5.1.

Secara garis besar, prinsip kerja sistem kontrol tersebut adalah sebagai berikut :

Ada 6 tombol untuk pengoperasian mesin ini. Untuk menghidupkan mesin dapat dilakukan dengan menekan tombol S1, tombol untuk menyalakan mesin. Maka relai K1 akan aktif dan seluruh kontak K1 aktif. Karena S3, tombol selektor untuk proses manual/otomatis, *normally close* maka relai K3 aktif dan seluruh kontak K3 aktif. Mesin siap untuk digerakkan secara manual, hal ini ditandai dengan menyalanya lampu manual. Dengan menekan S6, tombol maju manual, maka relai K4 aktif dan seluruh kontak K4 aktif dan *solenoid* Y1 aktif dan piston akan bergerak maju sampai pada posisi maksimal atau pada posisi yang diinginkan, dan dengan menekan tombol S7 maka relai K5 aktif dan seluruh kontak K5 aktif sehingga *solenoid* Y2 aktif maka *piston* atau silinder akan bergerak mundur sampai pada posisi minimal atau posisi yang diinginkan. Untuk menggerakkan silinder secara otomatis dapat dilakukan dengan menekan tombol S3. Jika saklar *deten* S3 ditekan maka relai K3 tidak aktif dan seluruh kontak K3 menjadi tidak aktif, lampu manual akan mati dan lampu otomatis akan menyala. Hal ini berarti mesin siap untuk digerakkan secara otomatis. Dengan menekan tombol gerak otomatis S6 maka relai K6 aktif dan seluruh kontak K6 aktif, relai K7 aktif dan



seluruh kontak K7 aktif maka *solenoid* Y1 aktif. Jika Y1 aktif, valve 4/3 *double solenoid* akan bergeser dan oli bertekanan akan mengalir ke bagian belakang piston sehingga piston akan bergerak maju sampai menyentuh *limit switch* LS2 posisi maksimal. Jika LS2 terkena kepala silinder atau piston maka relai K8 aktif dan seluruh kontak K8 aktif. *Solenoid* Y1 akan *off* karena kontak K8 *normally close* aktif, sebaliknya kontak K8 *normally open* aktif dan *solenoid* Y2 aktif sehingga silinder bergerak mundur sampai *limit switch* LS1 posisi minimum terkena silinder. Ls1 *on* maka relai K9 aktif dan seluruh kontak K9 aktif. Sehingga silinder akan bergerak maju kembali. Untuk menghentikan siklus dapat dilakukan dengan menekan S7. Jika S7 *normally close* aktif maka siklus akan terhenti dan silinder akan kembali mundur sampai posisi minimum. Jika terjadi kesalahan proses mesin dapat dihentikan dengan menekan tombol deten *emergency stop* S4, maka relai K2 akan aktif dan seluruh kontak K2 aktif dan proses akan terhenti. Untuk mengembalikan ke posisi awal dapat dilakukan dengan menekan kembali tombol deten S4 dan diikuti dengan menekan tombol reset S5, maka mesin akan kembali pada kondisi awal atau pada posisi pengoperasian manual. Untuk mematikan seluruh sistem elektrik dapat dilakukan dengan menekan tombol S2.



Gambar 18. Rangkaian Kontrol

Keterangan gambar 18. :

- S1 : tombol mesin *ON*
- S2 : tombol mesin *OFF*
- S3 : tombol selektor manual/otomatis
- S4 : tombol *emergency stop*
- S5 : tombol *reset*
- S6 : tombol maju manual/otomatis
- S7 : tombol mundur manual/*stop*
- LS1 : *limit switch* posisi minimum
- LS2 : *limit switch* posisi maksimum
- Y1 : *solenoid* pengatur gerakan maju
- Y2 : *solenoid* pengatur gerakan mundur

## BAB VI

### PENUTUP

Dari hasil perencanaan pada bab-bab sebelumnya maka dapat ditentukan spesifikasi mesin yang dirancang adalah sebagai berikut:

1. Pompa : *gear pump*
  - a. daya : 12,8 kW
  - b. debit aliran : 129,7 liter/ menit
  - c. kapasitas tangki : 11 liter
2. Aktuator : *double acting cylinder*
  - a. panjang langkah : 300 mm
  - c. diameter *rod* : 25,4 mm
  - d. diameter *bore* : 50,8 mm
3. *Hose* : *Two wired braid*
  - a. *inner* diameter : 25,4 mm
4. *Valve* : *4/3 double solenoids*
5. Oli : SAE 40 850 SUS pada 100<sup>0</sup>F

Tabel 1. Karakteristik Aluminium Alloy

		0.2% proof stress N/mm <sup>2</sup>	Tensile strength N/mm <sup>2</sup>	Elongation % on 50mm	Typical Hardness Brinell
<b>6063</b>	F	-			35
	T4	70	130	14	55
	<b>T5</b>	<b>110</b>	<b>150</b>	<b>7</b>	<b>65</b>
	T6	160	195	7	80
<b>6463</b>	<b>T4</b>	<b>75</b>	<b>125</b>	<b>14</b>	
	T6	160	185	9	
6082	T4	120	190	14	65
	T6	255	295	7	100

Sumber : [www.snelsons.co.uk](http://www.snelsons.co.uk)

Tabel 2. Cutting Speed

Work material	Rise per tooth <i>mm</i>	Cutting speed <i>m/min.</i>
Free machining steels	0.1	9
Mild steels	0.1	6-9
Medium carbon steels	0.075	3-8
Alloy steels	0.085	5-9
Tool steels	0.05	3-6
Stainless steels	0.075	4-6
Cast iron:		
Grey, Ductile & Malleable	0.1	7-9
Aluminium alloys	0.15	9-15
Copper alloys	0.125	8-9
Magnesium alloys	0.15	9-15
Titanium alloys	0.025	1.5-3

Sumber : Machine Tool Design Handbook

Tabel 3. Sudut Geometri Pahat

Work material	Hardness <i>HB</i>	Hook angle <i>deg.</i>	Clearance angle <i>deg.</i>
Free-machining steels Mild steels Medium carbon steels	100-375	15-20	2-3
Alloy steels	120-375	8-15	1-3
Tool steels	100-375	8-12	1-2
Stainless steels	135-275	12-18	2-3
Cast iron: Grey, Ductile, Malleable	100-320	6-8	2-3
Aluminium alloys	30-150	10-15	1-3
Copper alloys	40-200	-5-15	1-3
Magnesium alloys	40-90	10-15	1-3
Titanium alloys	110-440	8-20	2-8

Sumber : Machine Tool Design Handbook

Tabel 4. Angka Keamanan

Materials	Dead-Load (Beban statis)	Live Load		
		Stress of one kind (Beban berulang)	Reversed stress (Beban berganti)	Shocks (Cepat)
Cast iron, brittle metals and Alloys	4	6	10	15
Wrought-iron, Mild steel	3	5	8	13
Cast-steel	3	5	8	15
Copper, other soft metals and Alloys	5	6	9	15
Timber	6	8	12	18

Sumber : Suroto, A, Strength of Material, ATMI Surakarta





Tabel 5 Silinder

BORE	1 1/2	2	2 1/2	3 1/4	4	5	6	7	8
A	3/4	1 1/8	1 1/8	1 3/8	2	2 1/4	3	3 1/2	3 3/4
AC	1 1/8	1 1/2	1 1/2	1 3/4	2	2 3/8	3 1/4	3 3/4	4 3/8
AD	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 1/2	1 3/8	2 1/8	2 1/8
AE	1/4	3/8	3/8	3/8	1/2	3/8	3/4	1	1
AF	3/8	1 1/8	1 1/8	1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/4	2 1/4	2 1/2
B -001 -003	1 1/8	1 1/2	1 1/2	2	2 3/8	2 3/8	3 1/8	3 3/4	4 1/4
BL	1.65	2.07	2.50	3.27	3.64	4.95	5.71	5.58	7.51
C	3/8	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1	1	1
CC	1/2-20	1/2-14	1/2-14	1 1/4-12	1 1/2-12	1 3/4-12	2 1/4-12	2 3/4-12	3 1/4-12
D	1 1/8	1/8	1/8	1 1/8	1 1/2	1 3/4	2 1/8	2 3/8	3
E	2 1/4	3	3 1/2	4 1/2	5	6 1/2	7 1/2	8 1/2	9 1/2
EBL	...	...	...	...	...	...	...	...	...
EE (SAE)	10	10	10	12	12	12	16	20	24
EE (NPTF)	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4	3/4	1	1 1/4	1 1/2
EF	...	...	...	...	...	...	...	...	...
EG	...	...	...	...	...	...	...	...	...
EL	...	...	...	...	...	...	...	...	...
EO	...	...	...	...	...	...	...	...	...
ET	...	1	1	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2
F	▲	▲	1/2	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
FH	...	...	...	...	...	...	...	...	...
FT	3/8-18	1-14	1-14	1 1/4-12	1 1/4-12	2-12	2 1/2-12	3-12	3 1/2-12
G	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2	2	2 1/4	2 3/4	3
J	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 3/4	1 3/4	1 3/4	2 1/4	2 1/4	3
K	3/8	1/8	1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1	1 1/2
KK	1/2-20	3/4-16	3/4-16	1-14	1 1/4-12	1 1/2-12	1 3/4-12	2 1/4-12	2 1/2-12
LB*	4 3/8	4 3/8	4 3/4	5 1/2	5 3/4	6 1/4	7 1/4	8 1/2	9 1/2
MM	1/2	1	1	1 1/8	1 1/4	2	2 1/2	3	3 1/2
NT	1-16	1-13	1-11	1-10	1-8	1-8	1 1/2-7	1 1/2-6	1 1/2-6
P*	2 1/8	2 1/8	2 1/8	3 1/8	3 1/8	4 1/8	4 1/8	5 1/8	5 1/8
RM	■	■	2 3/8	3 1/4	3 3/8	4	4 3/8	5 1/4	5 3/8
SBL	...	...	...	...	...	...	...	...	...
SE*	6 1/2	7 1/2	7 1/2	8 1/2	8 1/2	10 1/2	11 1/2	13 1/2	14 1/2
SN*	2 1/2	2 1/2	3	3 1/2	3 1/2	4 1/2	5 1/2	6 1/2	6 1/2
SS*	3 1/2	3 1/2	3 1/2	4 1/2	4	4 1/2	5 1/2	5 1/2	6 1/2
ST	...	3/4	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 3/4	1 3/4
SU	...	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2	2 1/2	2 3/4	2 3/4
SW	...	1	1 1/8	1 1/8	1	1	1 1/2	1 1/2	1 1/2
TK	3/8	1/2	1 1/8	3/4	1	1 1/8	1 1/8	2 1/8	1 3/8
TN	...	...	...	1 1/4	2 1/4	2 3/4	3 1/4	3 3/4	4 1/4
TS	3 1/2	4	4 1/2	5 1/2	6 1/2	8 1/2	9 1/2	11 1/2	12 1/2
US	4	5	6 1/2	7 1/2	8 1/2	10	12	14	15
V	▲	▲	3/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	2 1/8	1 1/8	1 1/8
VB	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4
W	3/8	3/4	3/4	1/2	1	1 1/8	1 1/4	1 1/4	1 1/4
XE*	6 1/2	6 1/8	7 1/8	8 1/4	8 3/4	9 3/4	11 3/8	12 3/8	13 3/4
XS	1 1/2	1 1/2	2 1/8	2 1/8	2 3/4	2 3/8	3 3/8	3 3/8	3 3/8
XT	2	2 3/8	2 3/8	2 3/4	3	3 3/8	3 1/2	3 3/8	3 3/8
Y-	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 3/4	2 3/4	3 3/4	3 3/8	3 3/8	4 1/8
ZB*	6	6 1/8	6 1/8	7 1/8	8 1/8	8 1/8	10 1/8	11 3/4	12 1/8
ZE*	6 1/2	7 1/8	7 1/8	8 1/2	9 1/2	10 1/2	12 1/2	13 1/2	14 1/2
WALW THICKNESS	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2 1/4	2 1/2	3	3 1/2

Piston Rod Dia. in inches	Bore Size N5 AN5 LAN5	Piston Rod Area sq. in.	In-Stroke Pull in Pounds Force Deduct The Following Force Or Consumptions Corresponding To Rod Size From Out-Stroke Thrust Or Consumptions To Determine In-Stroke Pull Or Consumptions												Consumption Per Inch Of Stroke in One Direction		
			Pressures of Operating Medium – Air or Hydraulic												Oil Gallons Displaced	Air Pressure Cubic Ft. Displaced	Free Air Cubic Ft. at 80 psi Displaced
			50 psi	60 psi	80 psi	100 psi	200 psi	250 psi	500 psi	750 psi	1000 psi	1500 psi	2000 psi	3000 psi			
5/8	1 1/2	.31	16	19	25	31	62	78	155	233	310	465	620	930	.00138	.00018	.00116
1	2 & 2 1/2	.79	40	47	63	79	158	198	395	593	790	1,185	1,580	2,370	.00342	.00046	.00294
1 1/8	3 1/4	1.49	75	89	119	149	298	373	745	1,118	1,490	2,235	2,980	4,470	.00645	.00086	.00555
1 3/4	4	2.41	121	145	193	241	482	603	1,205	1,808	2,410	3,615	4,820	7,230	.01043	.00139	.00898
2	5	3.14	157	188	251	314	628	785	1,570	2,355	3,140	4,710	6,280	9,420	.01359	.00182	.01170
2 1/2	6	4.91	246	295	393	491	982	1,228	2,455	3,683	4,910	7,365	9,820	14,730	.02126	.00284	.01830
3	7	7.07	354	424	566	707	1,414	1,768	3,535	5,303	7,070	10,605	14,140	21,210	.03061	.00409	.02635
3 1/2	8	9.62	481	577	770	962	1,924	2,405	4,810	7,215	9,620	14,430	19,240	28,860	.04165	.00557	.03585
4	–	12.57	629	754	1,006	1,257	2,514	3,143	6,285	9,428	12,570	18,855	25,140	37,710	.05442	.00727	.04685
4 1/2	10	15.90	795	954	1,272	1,590	3,180	3,975	7,950	11,925	15,900	23,850	31,800	47,700	.06883	.00920	.05926
5	–	19.63	982	1,178	1,570	1,963	3,926	4,908	9,815	14,723	19,630	29,445	39,260	58,890	.08498	.01136	.07316
5 1/2	12	23.76	1,188	1,426	1,901	2,376	4,752	5,940	11,880	17,820	23,760	35,640	47,520	71,280	.10288	.01375	.08855
7	14	38.48	1,924	2,309	3,078	3,848	7,696	9,620	19,240	28,860	38,480	57,720	76,960	115,440	.16658	.02227	.14341
8	16	50.27	2,514	3,016	4,022	5,027	10,054	12,568	25,135	37,703	50,270	75,405	100,540	150,810	.21762	.02909	.18735
9	18	63.62	3,181	3,817	5,090	6,362	12,724	15,905	31,810	47,715	63,620	95,340	127,240	190,860	.27541	.03682	.23710
10	20	78.54	3,927	4,712	6,283	7,854	15,708	19,638	39,270	58,905	78,540	117,810	157,080	235,620	.34000	.04545	.29271
11	24	95.03	4,752	5,702	7,602	9,503	19,006	23,758	47,515	71,272	95,030	142,545	190,060	285,090	.41138	.05499	.35413
14	30	153.94	7,697	9,236	12,315	15,394	30,788	38,485	76,970	115,455	153,940	230,910	307,880	461,820	.66641	.08908	.57567

Sumber : [www.hydro-line.com](http://www.hydro-line.com)

Tabel 6. Kelangsingan Bahan

Bahan	$E \left( \frac{N}{mm^2} \right)$	$\lambda_0$	Von Tetmayer $\bar{\sigma}_k \left( \frac{N}{mm^2} \right)$
Kayu	10.000	100	$\bar{\sigma}_k = 29,3 - 0,194 \lambda$
Besituang	100.000	80	$\bar{\sigma}_k = 776 - 12\lambda + 0,053 \lambda^2$
St. 37	210.000	105	$\bar{\sigma}_k = 310 - 1,14 \lambda$
St. 50; st. 60	210.000	89	$\bar{\sigma}_k = 335 - 0,62 \lambda$

Sumber : Suroto,A, Strength of Materials, ATMI Surakarta

Tabel 7. Hose

Hose I.D. (IN.)	Hose O.D. (IN.)	Maximum Operating Pressure (PSI)	Minimum Burst Pressure (PSI)	Item Code Number
3/16	.47	3,000	12,000	00103
1/4	.53	2,750	11,000	00104
5/16	.59	2,500	10,000	00105
3/8	.69	2,250	9,000	00106
1/2	.81	2,000	8,000	00108
3/4	1.09	1,250	5,000	00112
1	1.44	1,000	4,000	00116
1-1/4	1.72	625	2,500	00120

Sumber : [www.hydro-line.com](http://www.hydro-line.com)

Tabel 8. Debit dan Daya Gear Pump

SPEED	DELIVER (l/min)					POWER INPUT KW							
	7	70	140	210	250	300	7	70	140	210	250	300	
1000 rpm	IG*-2*-	3.59	3.48	3.39	3.28	3.24	3.16	0.13	0.61	1.10	1.60	1.89	2.26
	3.5	5.23	5.09	4.95	4.79	4.70	4.61	0.14	0.77	1.44	2.22	2.58	3.13
	-5.0	6.54	6.36	6.20	6.04	5.94	5.82	0.16	0.95	1.78	2.74	3.19	3.87
	-6.5	8.18	7.95	7.74	7.55	7.42	7.28	0.16	1.17	2.20	3.38	3.93	4.77
	-8.0												
	IG*-3*-	10.1	9.95	9.7	9.4	9.3	9.1	0.17	1.56	2.68	4.17	4.96	6.02
	10	13.1	13.0	12.6	12.4	12.2	12.0	0.26	1.98	3.50	5.25	6.17	7.58
	-13	15.7	15.3	15.0	14.7	14.5	14.2	0.32	2.32	4.15	6.23	7.33	9.01
	-16												
	IG*-4*-	20.6	20.1	19.7	19.2	19.0	18.7	0.42	3.07	5.45	8.08	9.61	11.5
	40	25.6	25.1	24.6	24.1	23.8	23.5	0.48	3.72	6.76	10.1	11.9	14.3
	-25	32.2	31.5	30.9	30.3	30.0	29.6	0.54	4.62	8.50	12.6	15.0	18.0
-32													
IG*-5*-	40.7	39.8	38.9	38.1	37.6	37.0	1.1	6.60	10.7	16.0	18.9	23.3	
40	50.2	49.2	48.3	47.3	46.8	46.1	1.2	7.28	13.3	19.7	23.3	28.0	
-50	63.9	62.5	61.4	60.2	59.5	58.6	1.3	9.14	16.9	25.0	30.0	35.6	
-64													
1500 rpm	IG*-2*-	5.40	5.24	5.11	4.97	4.90	4.80	0.19	0.94	1.65	2.41	2.83	3.39
	3.5	7.85	7.65	7.44	7.25	7.13	6.98	0.22	1.15	2.17	3.25	3.78	4.60
	-5.0	9.10	9.58	9.35	9.13	8.99	8.84	0.23	1.44	2.68	4.01	4.67	5.67
	-6.5	12.2	11.8	11.6	11.35	11.2	11.0	0.25	1.75	3.30	4.95	5.76	7.00
	-8.0												
	IG*-3*-	15.2	14.8	14.5	14.2	14.0	13.8	0.26	2.27	4.07	6.10	7.26	8.82
	10	19.8	19.4	19.0	18.7	18.5	18.2	0.40	2.89	5.31	7.87	9.26	11.4
	-13	23.6	23.1	22.6	22.2	22.0	21.7	0.49	3.39	6.30	9.35	11.0	
	-16												
	IG*-4*-	30.9	30.3	29.7	29.2	28.8	28.4	0.61	4.61	8.17	12.2	14.4	17.3
	40	38.4	37.7	37.1	36.5	36.1	36.1	0.77	5.58	10.2	15.1	17.9	21.5
	-25	48.3	47.5	46.7	45.9	45.9	45.4	1.02	6.93	12.8	18.9	22.5	27.0
-32													
IG*-5*-	98.1	59.9	58.8	57.6	56.9	56.2	10.8	9.33	16.3	24.2	28.7	35.3	
40	114.4	74.0	72.8	71.6	70.8	70.0	11.4	11.8	20.1	29.8	35.4	42.5	
-50	<b>129.7</b>	94.1	92.5	91.0	90.0	89.0	<b>12.8</b>	14.1	25.5	37.9	45.0	54.0	
-64													

Sumber : <http://customer.manufacture.com.tw/~camel/index.html>

Tabel 9. Karakteristik Gear Pump

TYPE	C.C PER REV	PRESSURE		SPEED		WEIGHT Kg	SAE FLANGES	
		Cont bar	peak bar	mini rpm	max rpm		intake port	pressure port
IGM 2	3.5	220	250	600	3000	2.4	1/2"	1/2"
	5					2.5		
	6.5					2.6		
	8					2.8		
IGM 3	10	220	250	600	3000	4.8	1"	1/2"
	13					5.0		
	16					5.3		
IGM4	20	220	250	600	3000	9.5	1-1/4"	3/4"
	25					10.0		
	32					10.5		
IGM 5	40	220	250	600	2500	19.5	1-1/2"	1"
	50					20.5		
	64					21.5		

Sumber : <http://customer.manufacture.com.tw/~camel/inter-01g.htm>

Tabel 10. Harga K

Bahan yang dikerjakan	$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	K	$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	K	$\sigma_B$ kg/mm <sup>2</sup>	K
<b>Aluminium</b>	<b>15 - 17</b>	<b>99,5</b>	50 - 60	157	80 - 90	200
steel	30 - 40	132	60 - 70	170	90 - 100	226
	40 - 50	145	70 - 80	191	100 - 110	246

Sumber : Samsudin, Teknologi Mekanik, UGM

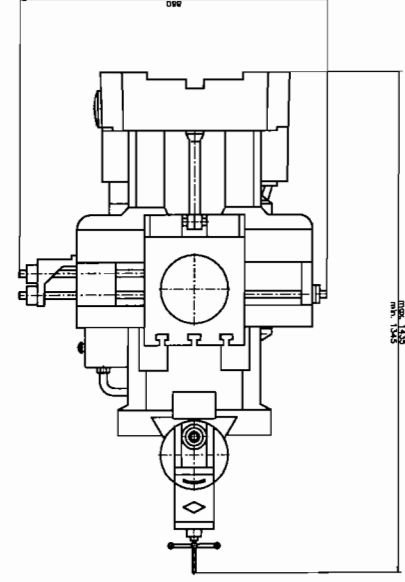
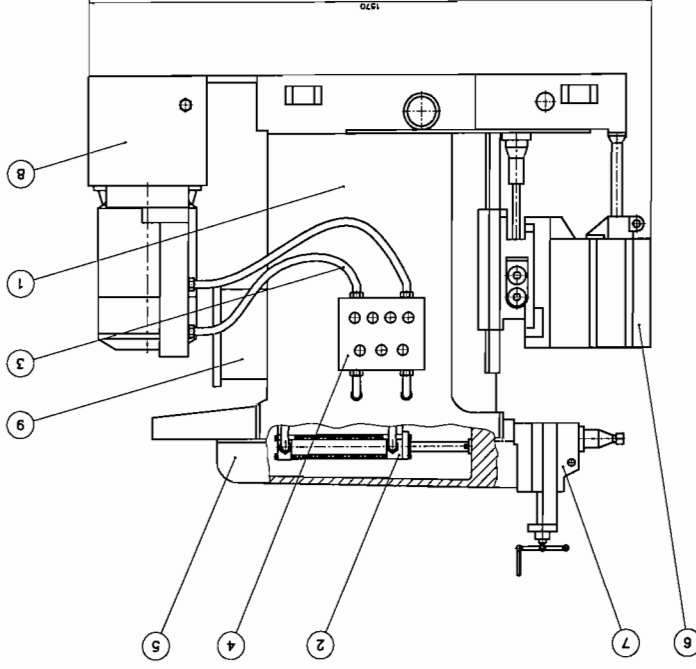
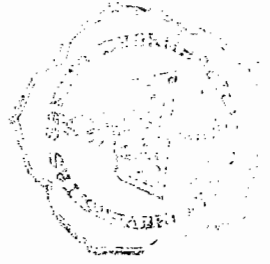
Tabel 11. Kecepatan dan Feed

	Cast iron		Machine steel		Carbon steel		aluminium	
	CS	s	CS	s	CS	s	CS	s
<i>HSS</i>	60	0,085	80	0,04	50	0,05	<b>200</b>	<b>0,03</b>
Carbon Steel	30	0,06	40	0,05	25	0,05		

Sumber : Samsudin, Teknologi Mekanik, UGM.



No. Urut		Nama		Keterangan	
1	1	Body			
2	1	Hydraulic Cylinder			
3	1	Hose 1/2"			
4	1	Control Panel			
5	1	Iron			
6	1	Table			
7	1	Tool Pin			
8	1	Power Pack			
9	1	Electric Control Box			



## DAFTAR PUSTAKA

- Campbell, J.S., Principles of Manufacturing Processes. New Delhi, Tata McGraw-Hill Publishing Co, 1981.
- CMTI, Machine Tool Design Handbook. New Delhi, Tata McGraw-Hill Publishing Co, 1982.
- Esposito, A, Fluid Power with Applications. New Jersey, Prentice-Hall Interational, 1980.
- Fitch, Ernest, Fluid Power and Control System. New York, McGraw-Hill Book Company, 1966.
- Gerling, All About Machine Tool. New Delhi, Wiley Eastern Limited,1982.
- Kanginan, M, Fisika SMA. Jakarta, Erlangga,1994.
- Maslov, D, Engineering Manufacturing Processes in Machine and Assembly Shops. Moscow, First Impression Peace Publishers, 1981
- Riyadi, N, Teori Bengkel. ATMI Surakarta, 1983.
- Samsudin, Teknologi Mekanik. UGM.
- Soeratno, Metodologi Penelitian. Yogyakarta, Unit Penerbit dan Percetakan AMP YKPN, 1999.
- Suroto, A, Strength of Materials. ATMI Surakarta.