

RANCANG BANGUN MESIN PEMBUAT SENGGANG PERSEGI DENGAN SISTEM HIDROLIK

*Arino Anzip, Subowo, Bambang Sampurno, Suhariyanto, Pandu Kerta Wardana,
dan Annisa Laila Faizaturrohmah*

*Departemen Teknik Mesin Industri - Fakultas Vokasi - ITS Surabaya
Kampus ITS Keputih Sukolilo Surabaya 60111
Email: arinoanzip@gmail.com*

Abstrak. Pembuatan sengkang persegi dalam proses pembengkokannya masih secara manual yaitu dengan menggunakan linggis dan meja besi yang dimodifikasi untuk membuat sengkang persegi. Oleh karena itu timbul ide untuk membuat mesin yang berfungsi untuk membuat sengkang persegi sehingga diharapkan dapat memperoleh hasil yang maksimal dan lebih efisien. Mesin tersebut menggunakan sistem hidrolik. Dalam perencanaannya dilakukan analisa yang didasarkan pada proses bending dan dilakukan pengujian tarik pada baja tulangan polos diameter 8mm untuk mengetahui besarnya tegangan tarik material yang kemudian digunakan untuk menentukan gaya pembentukan. Untuk membengkokan baja tulangan polos diameter 8mm sehingga terbentuk 4 buah sengkang sekaligus membutuhkan gaya sebesar 1495kgf dengan sudut awal bending sebesar 97° dan kompensasi springback sebesar 7° . Dari perhitungan gaya tersebut maka didapatkan diameter silinder sebesar 50mm dan diperoleh head pump sebesar 80,01 bar serta daya motor listrik digunakan yaitu sebesar 2,17HP.

Kata kunci : Sengkang Persegi, Bending, Hidrolik.

1. Pendahuluan

Pada sebuah bangunan terdapat kolom dan balok sebagai salah satu kerangka utamanya. Kolom dan balok terdiri dari tulangan utama dan sengkang. Sengkang adalah tulangan melingkar yang mengikat tulangan utama pada balok maupun kolom yang berfungsi untuk memegang tulangan utama dan menahan gaya geser.

Berdasarkan hasil observasi yang telah dilakukan pada UKM pembuatan sengkang tulangan pondasi di kota Surabaya masih menggunakan cara manual. Baja tulangan dipotong sesuai ukuran yang dibutuhkan kemudian dilakukan proses *bending* secara bertahap sehingga menjadi sengkang. Proses tersebut selain membutuhkan tenaga manusia yang besar dan juga sengkang yang dihasilkan kurang seragam karena pada proses pembuatannya masih menggunakan perasaan.

Untuk memperbaiki kelemahan-kelemahan tersebut maka akan dirancang mesin pembuat sengkang dengan sistem hidrolik sebagai pengganti proses *bending* dengan tenaga manusia yang dapat meningkatkan efisiensi tenaga dan sengkang yang dihasilkan seragam.

2. Tinjauan Pustaka

2.1. Sengkang

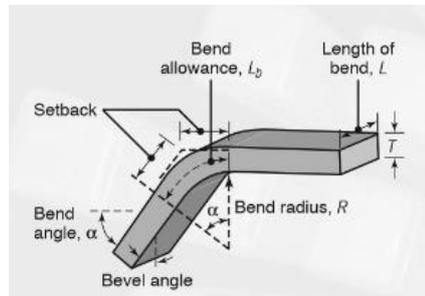
Sengkang adalah tulangan melingkar yang mengikat tulangan utama pada balok maupun kolom yang berfungsi untuk memegang tulangan utama dan menahan gaya geser. Sengkang terdiri dari dua jenis, yaitu sengkang persegi dan sengkang spiral seperti pada gambar di bawah ini. Bahan yang digunakan untuk pembuatan sengkang ini adalah baja dengan standard JIS G 3112-91, *Steel bar for concrete reinforcement*. [1]



Gambar 1. Sengkang

2.2. Bending

Bending adalah salah satu proses pembentukan yang biasa dilakukan untuk membuat barang kebutuhan sehari-hari seperti pembuatan komponen mobil, pesawat, atau peralatan rumah tangga. Proses *bending* dilakukan dengan menekuk benda kerja hingga mengalami perubahan bentuk yang menimbulkan peregangan logam pada sekitar daerah garis lurus (dalam hal ini sumbu netral).



Gambar 2. Proses *bending*

(Sumber: *Fundamental of Modern Manufacturing*, Second Edition)[2]

Selama panjang busur pada bagian tengah L_θ dari material tidak berubah selama proses *bending*, maka $L_\theta = r\theta$, dimana θ adalah sudut *bending* dalam radian. Pada posisi y , maka panjang busur *bending* menjadi $L = (r+y)\theta$ sehingga rumus regangan teknik dapat dituliskan:

Sedangkan regangan sebenarnya dituliskan:

$$\epsilon_x = \ln\left(1 + \frac{y}{r}\right) \cong \frac{y}{r} \dots\dots\dots (1)$$

Dimana:

- y = Jarak elemen yang mengalami peregangan (mm)
- r = Jari-jari kelengkungan (mm)

2.3. Faktor-faktor yang Mempengaruhi Proses *Bending*

2.3.1. Jari-jari Minimum *Bending*

Yang dimaksud jari-jari minimum dalam *bending* yaitu kemampuan material untuk menerima beban pembengkokan dengan jari-jari terkecil tanpa mengakibatkan retak. Hal ini biasa dinyatakan dalam fungsi ketebalan plat tersebut seperti 2T, 3T atau 4T.

Regangan sebenarnya saat patah pada pengujian tarik:

$$\epsilon_f = \ln\left(\frac{A_0}{A_f}\right) = \ln\left(\frac{100}{100-r}\right) \dots\dots\dots (2)[3]$$

Dimana r adalah “percent reduction of area” pada saat pengujian tarik.

$$\epsilon_0 = \ln(1+e_0) = \ln\left(1 + \frac{1}{\left(\frac{2R}{T}\right)+1}\right) = \ln\left(\frac{R+T}{R+\left(\frac{T}{2}\right)}\right) \dots\dots\dots (3)[3]$$

Kedua persamaan diatas dapat disederhanakan sehingga didapatkan:

$$\text{Minimum } \frac{R}{T} = \frac{50}{r} - 1 \dots\dots\dots (4)[3]$$

2.3.2. Springback

Perubahan plastis yang diikuti dengan balikan pegas secara elastis dalam proses *bending* dinamakan *Springback*.

$$K_s = \frac{\alpha_f}{\alpha_i} = \frac{(2R_f/T)+1}{(2R_i/T)+1} \dots\dots\dots (5)[3]$$

Dimana:

- K_s = Faktor springback
- α_i = Sudut awal *bending*
- α_f = Sudut akhir setelah *bending*
- R_i = Jari-jari awal

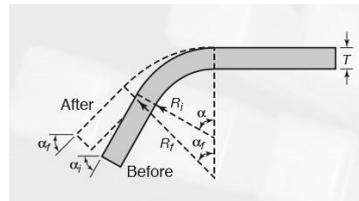
R_f = Jari-jari akhir setelah *bending*

Besarnya springback yang terjadi banyak dipengaruhi oleh faktor yang tergantung pada besarnya perbandingan R/T dari dimensi material. Ketika $K_s = 1$, maka hal ini menunjukkan tidak adanya springback dan $K_s = 0$ menandakan terjadinya springback secara sempurna.

$$\frac{R_i}{R_f} = 4 \left(\frac{R_i Y}{E T} \right)^3 - 3 \left(\frac{R_i Y}{E T} \right) + 1 \dots \dots \dots (6)$$

Dimana:

- E = Modulus elastisitas bahan
- Y = Tegangan yield dari material pada offset 0,2%
- R_i = Jari-jari awal *bending*
- R_f = Jari-jari akhir *bending*
- T = Tebal benda



Gambar 3. Springback

(Sumber: *Manufacturing Processes for Engineering Materials*. Third Edition)[3]

2.3.3. Panjang Material yang Mengalami *Bending* (Bend Allowance)

$$BA = 2\pi \frac{A}{360} (R + K_{ba} t) \dots \dots \dots (7)[2]$$

Dimana:

- BA = Bend Allowance, mm
- A = Sudut *bending*, derajat
- R = Jari-jari *bending*, mm
- t = Tebal material, mm
- K_{ba} = Konstanta untuk memperkirakan adanya peregangan
- Jika $R < 2t$, maka $K_{ba} = 0,33$
- Jika $R \geq 2t$, maka $K_{ba} = 0,50$

2.4. Gaya *Bending*

Besarnya gaya *bending* yang diperlukan untuk melakukan proses pembentukan material pada umumnya bisa diperkirakan dengan mengasumsikan bahwa proses *bending* terjadi pada batang rektanguler (*rectangular beam*). Dalam hal ini gaya *bending* merupakan fungsi dari “*Strength of material*”, panjang batang, tebal batang serta jarak terbukanya die (*die opening*) sehingga gaya tersebut dapat didekati dengan rumus:

$$P_{max} = k \frac{(UTS)LT^2}{W} \dots \dots \dots (8)[4]$$

Dimana:

- P_{max} = Gaya maksimum yang diperlukan, Kg
- TS = Ultimate tensile strength dari material, Kg/mm²
- L = Lebar benda kerja, mm
- T = Tebal benda kerja, mm
- k = Konstanta,
- untuk V-die *bending*, $k = 1,2-1,33$
- untuk U dan Wiping *bending*, $k = 2$ dan $0,25$
- W = Die opening (Jarak terbuka antar die dan punch), mm

Rumus dasar teori bending:

$$\sigma = \frac{M_r \cdot y}{I_c} \dots\dots\dots (9)$$

Dimana:

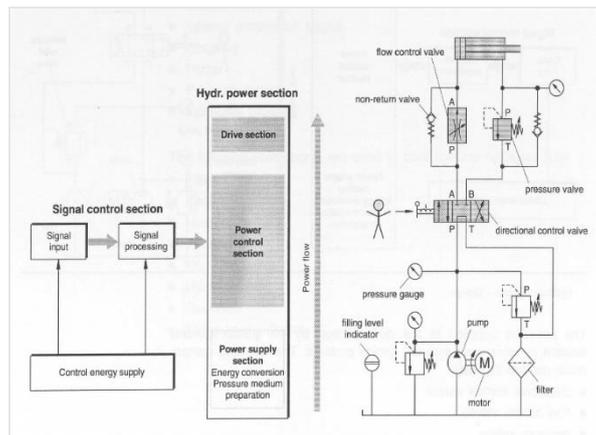
- M_r = Momen *bending* (Kg.mm)
- σ = Tegangan *bending* (Kg/mm²)
- I_c = Momen Inersia luasan dari benda
- y = Jarak tepi benda terhadap sumbu netral(mm)

2.5. Wiping Bending

Proses pembengkokkan dengan metode “*Wiping Bending*” merupakan proses dimana benda kerja dijepit pada salah satu ujungnya kemudian ujung yang lain dibengkokkan. Penjepitan benda kerja dilakukan oleh bagian sistem yang dinamakan “*Pad*” yang memberikan gaya penjepitan terhadap benda dengan permukaan “*die*” yang memanjang, sedangkan bagian yang berfungsi untuk membengkokkan benda kerja dinamakan “*punch*” yang mendorong ujung benda kerja oleh gaya luar yang bekerja pada punch tersebut.

Pada umumnya metode “*Wiping Bending*” digunakan untuk pembengkokkan dengan sudut 90° sehingga untuk sudut yang lebih besar memerlukan desain tersendiri untuk mengatasinya.

2.6. Sistem Hidrolik



Gambar 4.Sistem hidrolik

1. Signal Control Section

Bagian ini dapat dibagi lagi menjadi sinyal input atau sensor dan pemrosesan sinyal atau Signal processing. Sinyal input bisa dilakukan secara manual, mekanis maupun tanpa kontak sedangkan sinyal dapat diproses dengan berbagai cara seperti oleh operator, dengan listrik, elektronik, mekanik, pneumatik maupun hidrolik.

2. Hidraulic Power Section

- Power supply section
 Pada bagian ini terjadi proses perubahan energi dan pengondisian tekanan fluida kerja.
- Power control section
 Bagian bertugas sebagai pengontrol aliran daya dari power supply section menuju drive section.
- Drive section
 Bagian ini bertugas mengeksekusi gerakan kerja mesin atau sistem manufaktur. Energi yang terkandung dalam fluida hidrolik digunakan untuk menggerakkan berbagai beban. Komponen-komponen bagian ini biasanya mencakup silinder dan motor hidrolik.

2.7. Energi dan Daya dalam Sistem Hidrolik

2.7.1. Persamaan Energi

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + H_p - H_m - H_L = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \dots\dots\dots (10)[5]$$

Dimana:

- Z = Head elevasi
- P/γ = Head tekanan
- V²/2g = Head kecepatan
- H_p = Head pompa
- H_m = Head motor hidrolik
- H_L = Head loss antara titik 1 dan 2
= Head loss major + Head loss minor

2.7.2. Bilangan Reynolds

$$N_R = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \dots\dots\dots (11)$$

Dimana:

- ρ = mass density dari pelumas, kg/m³
- v = kecepatan rata-rata pelumas dalam pipa, m/dt
- D = diameter dalam pipa, m
- μ = viskositas absolut, Ns/m²
- ν = viskositas kinematik, m²/dt

Batasan bilangan Reynolds.

1. Bilangan Reynolds < 2000, adalah aliran laminar.
2. Bilangan Reynolds > 4000, adalah aliran turbulen.
3. Bilangan Reynolds 2000-4000, merupakan aliran transisi.

2.7.3. Persamaan Darcy

1. Kerugian Major

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (12)$$

Dimana

- f = faktor gesekan.
- L = panjang pipa (m)
- D = diameter dalam pipa (m)
- v = kecepatan rata-rata pelumas (m/dt)
- g = percepatan gravitasi (m/dt²)

Kerugian major untuk aliran laminar $f = \frac{64}{N_R}$ ga:

$$H_L = \frac{64}{N_R} \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (13)$$

Kerugian major untuk aliran turbulen

$$\text{relative roughness} = \frac{\epsilon}{D} \dots\dots\dots (14)$$

2. Kerugian Minor (*Minor Losses*)

$$H_L = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \text{ atau } \dots\dots H_L = f \left(\frac{Le}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (15)$$

Dimana:

K = faktor K untuk berbagai macam katup dan fitting

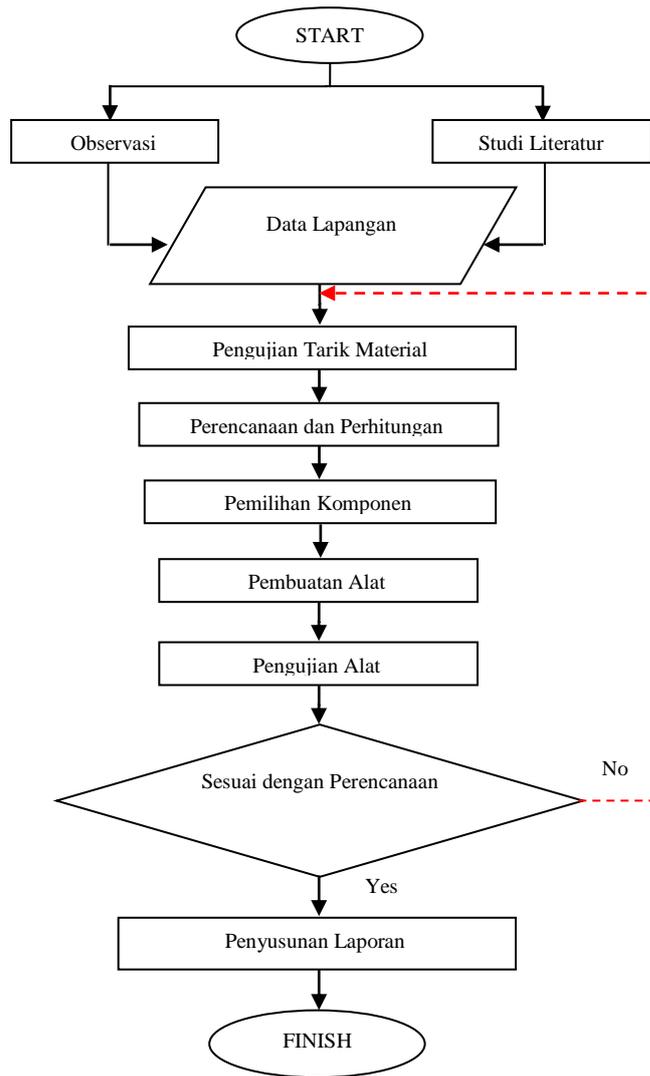
$\frac{Le}{D}$ = koefisien kehilangantekanan pada katup dan fitting

V = kecepatan rata-rata pelumas (m/dt)

g = percepatan gravitasi (m/dt²)

3. Metodologi

Diagram alir.



Gambar 5. Diagram alir pembuatan mesin

4. Hasil dan Pembahasan

4.1. Data Material dan Produk

Dari hasil pengolahan data proses Uji Tarik dari material benda kerja specimen II didapatkan:

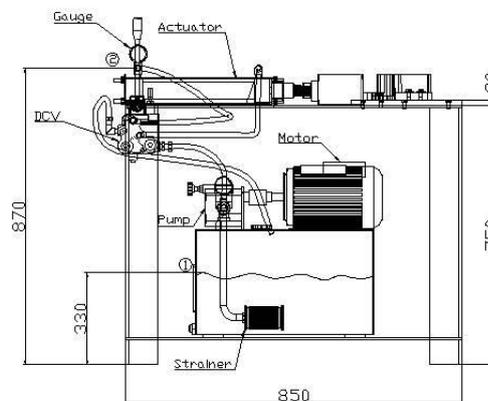
- Jari-jari benda kerja (r) : 4 mm
- Beban Ulur (P_y) : 1570 kgf
- Luas Penampang (S_0) : 50,27 mm²
- UTS sebenarnya : 58,38 kgf/mm²

4.2. Pengolahan Data

Tabel 1. Pengolahan data

No	Perhitungan	Simbol	Hasil
1	Radius awal bending	R_i	9 mm
2	Regangan dan tegangan	ϵ_x	31%
3	Die opening	W	26 mm
4	Sudut awal bending	α_i	97°
5	Kompensasi	$\alpha_f - \alpha_i$	7°
6	Gaya bending	F_{maks}	11281,5 N
7	Total gaya bending	F_{total}	14665,95 N

4.3. Perhitungan dan Pemilihan Perangkat Hidrolik Skema Peralatan yang Dikembangkan



Gambar 6. Skema sistem hidrolik yang dikembangkan

Pemilihan Komponen-komponen Sistem Hidrolik

4.3.1.1. Pemilihan Silinder Hidrolik

Stroke, waktu dan kecepatan bending

$$\begin{aligned} (S) &= 20\text{cm} \\ t &= 3,5 \text{ detik} \\ v &= 0,06 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Data katalog silinder hidrolik merk JUFAN

$$\begin{aligned} \text{Diameter silinder} &: 50\text{mm} \\ \text{Tekanan kerja maksimum} &: 140 \text{ bar atau } 1400 \text{ N/cm}^2 \\ \text{Tipe} &: \text{HCA-SD double acting, tie rod} \\ \text{stroke} &: 200\text{mm atau } 50\text{mm} \end{aligned}$$

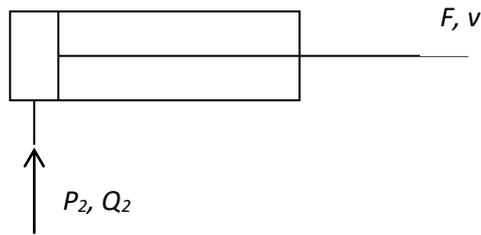
Pada kondisi tekanan kerja maksimum dari silinder tersebut maka akan diperoleh besar tekanan silinder teoritis sebesar:

$$F = 27489 \text{ N}$$

Gaya silinder sebesar 27489N ini pada hakekatnya akan sangat bias memenuhi gaya pembendingan material sengkang yang dibutuhkan, jadi silinder dengan diameter 50mm merk JUFAN dapat digunakan pada sistem hidrolik untuk proses bending sengkang.

$$\text{Tekanan silinder hidrolik saat penekanan } (P_2) := 7482653,1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

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



Gambar 7. Definisi efisiensi silinder hidrolis

Dengan melihat gambar 10. di atas maka besar kapasitas pelumas Q_2 yang dibutuhkan dapat ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= \frac{F \cdot v}{P_2 \eta_{sh}} \\
 &= \frac{14666 \text{ N} \cdot 0,06 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{7482653,1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 0,85} \\
 &= 1,38 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \left[\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ menit}} \right] \left[\frac{1000 \text{ L}}{1 \text{ m}^3} \right] \\
 &= 8,31 \frac{\text{L}}{\text{menit}}
 \end{aligned}$$

Kebutuhan kapasitas pelumas sebesar 8,31 liter/menit inilah yang dibutuhkan untuk menggerakkan silinder sesuai dengan kecepatan yang diinginkan.

4.3.1.2. Pemilihan Pipa dan Selang Fleksibel

Pemilihan pipa yang menghubungkan antara pompa dan *reservoir* menggunakan informasi yang diberikan oleh www.ihservice.com dimana pemilihan pipa tersebut didasarkan atas kecepatan aliran dalam pipa, yaitu:

- Pressure line = 7,62 m/s
- Return line = 3,05 m/s
- Suction line = 1,22 m/s

Kemudian dengan melihat tabel *recommended flow diameters* bila kapasitas pelumas yang diketahui sebesar 8,31 liter/menit, maka didapatkan diameter dalam pipa atau selang adalah:

- Pressure line = 4,723 mm
- Return line = 7,467 mm
- Suction line = 11,823 mm

Kemudian dengan melihat tabel *metric tube pressure ratings* maka, dapat diambil harga-harga ketebalan dan diameter luar untuk pipa atau selang fleksibel sebagai berikut:

- Untuk *pressure line* dengan diameter dalam 4,723 mm didapatkan besar diameter luar (OD) = 6 mm dan tebal 0,75 mm.
- Untuk *return line* dengan diameter dalam 7,467 mm didapatkan besar diameter luar (OD) = 12 mm dan tebal 2,5 mm.
- Untuk *suction line* dengan diameter dalam 11,823 mm didapatkan besar diameter luar (OD) = 15 mm dan tebal 1,5 mm.

4.3.1.3. Head Pump

Dari persamaan energi yang ada, yaitu:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_p - H_m - H_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

Dimana asumsi yang diambil adalah:

- $P_1 = 1 \text{ atm} = 0 \text{ gauge}$
- $V_1 = 0$, karena ketinggian permukaan pelumas pada titik 1 konstan.
- $H_m = 0$, karena tidak ada motor hidrolik antara titik 1 dan 2.
- $Z_1 = 330 \text{ mm}$

$$Z_2 = 870 \text{ mm}$$

Maka:

$$H_p = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} (Z_2 - Z_1) + H_L$$

Data-data yang ada di peralatan yang dikembangkan menunjukkan bahwa harga:

- $(Z_2 - Z_1) = 0,870 \text{ m} - 0,330 \text{ m} = 0,54 \text{ m}$
- Silinder port A dan B masing-masing mempunyai diameter 3/8 inchi = 9,52 mm.
- $P_2 = 7482653,1 \text{ N/m}^2$
- $\gamma_{oil} = SG \times \gamma_{H_2O} = 0,9 \times 9797 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} = 8817 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$

Dengan menggunakan data-data dari diameter pipa dan selang fleksibel yang sudah disebutkan di atas selanjutnya didapat hasil:

$$\frac{P_2}{\gamma} = 848,66 \text{ m}$$

$$V = 1,94 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{maka} \quad \frac{V^2}{2g} = 0,19 \text{ m}$$

Sesuai data dari *Peter Hodges (1996)* maka, pemilihan viskositas kinematik pelumas yang digunakan dalam sistem hidrolik ini haruslah mempunyai harga yang optimal yaitu antara $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ sampai $50 \text{ mm}^2/\text{s}$ dan untuk perhitungan ini ditentukan harga viskositas kinematik pelumas sebesar $30 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Didapat head loss total yang terjadi pada sistem hidrolik adalah:

$$\begin{aligned} H_{Ltotal} &= H_{Lmajor} + H_{Lminor} \\ &= 1,51 \text{ m} + 40,66 \text{ m} \\ &= 42,17 \text{ m} \text{ atau } 3,7 \text{ bar gauge} \end{aligned}$$

Pada akhirnya diperoleh besar head pump (H_p) yaitu sebesar:

$$\begin{aligned} H_p &= \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1) + H_L \\ &= 848,66 \text{ m} + 0,19 \text{ m} + 0,54 \text{ m} + 42,17 \text{ m} \\ &= 891,56 \text{ m} \\ &= 891,56 \text{ m} \cdot (\gamma_{oil}) \\ &= 891,56 \text{ m} \cdot \left(8817 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right) \\ &= 7860884,52 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \\ &= 78,6 \text{ bar} \end{aligned}$$

4.3.1.4. Pemilihan Pompa Hidrolik dan Motor Listrik

$$\begin{aligned} \text{Efisiensi pompa } (\eta_p) &= \frac{\text{Daya Hidrolik}}{\text{BHP}_B} \\ &= \frac{\gamma_{oil} \cdot Q \cdot H_p}{\text{BHP}_B} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \text{BHP}_B &= \frac{\gamma_{oil} \cdot Q \cdot H_p}{\eta_p} \quad \text{Efisiensi pompa} = 0,85 - 0,9 \\ &= \frac{8817 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times 1,38 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 891,56 \text{ m}}{0,8} \\ &= 1356 \text{ watt} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \text{Daya output motor listrik} &= \frac{1356 \text{ watt}}{0,85} \\ &= 1595,1 \text{ watt} \\ &= 1,595 \text{ KW} \\ &= 2,14 \text{ HP} \end{aligned}$$

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

- Pemilihan motor listrik

Motor listrik yang dipilih adalah motor listrik dengan merk WIPPRO dengan daya output 2HP dan kecepatan full load 1440rpm.

- Pemilihan pompa

Pompa yang dipilih adalah jenis *gear pump* dengan merk DELLI, CB1A Series dengan model CB1A-F6*(*Foot Mounting, Clockwise Rotation*), kapasitas $6,16\text{cm}^3/\text{rev}$ dengan tekanan kerja maksimum 200bar serta *inlet port diameter* $1/2$ inch dan *outlet port diameter* $3/8$ inch.

Kemudian dengan mengingat perumusan $KW = \frac{P \times Q}{\eta_p \times \eta_{mK}}$

(Majumdar, 2002).

Dimana:

- P = Tekanan pompa
- Q = Kapasitas pompa
- η_p = Efisiensi pompa
- η_{mK} = Efisiensi mekanis kopling
- KW = Daya output motor listrik

Dengan melihat data silinder hidrolik yang dipilih yaitu silinder dengan diameter 50mm= 0,05m untuk proses bending maka, akan didapatkan perhitungan sebagai berikut:

Kapasitas pompa (Q):

$$\begin{aligned} Q &= 6,16 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \times 1440 \frac{\text{rev}}{\text{menit}} \\ &= 8870,4 \frac{\text{cm}^3}{\text{menit}} \left[\frac{0,001\text{l}}{1\text{cm}^3} \right] \\ &= 8,870 \frac{\text{l}}{\text{menit}} \left[\frac{1\text{m}^3}{1000\text{l}} \right] \left[\frac{1\text{menit}}{60\text{dt}} \right] \\ &= 1,478 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{dt}} \end{aligned}$$

Kemudian dari perumusan:

$$KW = \frac{P \times Q}{\eta_p \times \eta_{mK}}$$

Maka,

$$\begin{aligned} P &= \frac{KW \times \eta_p \times \eta_{mK}}{Q} \\ &= \frac{1500\text{watt} \times 0,8 \times 0,85}{1,478 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{dt}}} \\ &= 6901217,862 \text{ N/m}^2 \\ &= 69,012 \text{ bar} \end{aligned}$$

Bila diketahui dari perhitungan sebelumnya bahwa *head loss* total yang didapatkan adalah sebesar 3,7bar, maka besarnya tekanan pelumas masuk lubang A pada silinder adalah:

$$69,012\text{bar} - 3,7\text{bar} = 65,312\text{bar}$$

Data silinder menunjukkan bahwa diameternya adalah 50mm = 0,05m, maka besar kecepatan silinder (V):

$$V = 0,075 \frac{\text{m}}{\text{dt}}$$

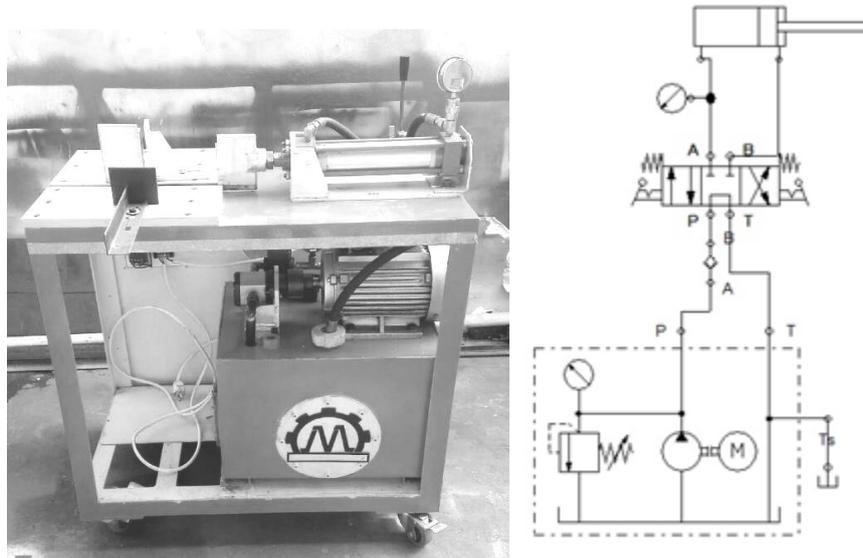
Selanjutnya dengan mengingat besarnya efisiensi silinder hidrolik $\eta_{sh} = \frac{F \times v}{P_2 \times Q_2}$, maka akhirnya akan diperoleh besarnya gaya silinder hidrolik :

$$F = \frac{P_2 \times Q_2 \times \eta_{sh}}{V}$$

$$= \frac{6901217,862 \frac{N}{m^2} \times 1,478 \times 10^{-4} \frac{m^3}{dt} \times 0,85}{0,075 \frac{m}{dt}}$$
$$= 11560 N$$

Dengan gaya tekan silinder hidrolik sebesar ini sebenarnya belum memenuhi gaya yang diinginkan untuk proses bending tetapi perhitungan ini sudah memenuhi tekanan dan kecepatan silinder hidrolik yang diinginkan untuk proses bending tersebut. Dengan mengatur besarnya tekanan pompa yaitu dengan mensetting *pressure relief valve* yang terdapat di dalam *Directional Control Valve* maka tekanan yang diinginkan untuk proses *bending* akan dapat dicapai sehingga gaya *bending* rancangan sebesar **14950 N** akan mudah dicapai.

4.4. Perencanaan Sirkuit Hidrolik



Gambar 8. Sirkuit hidrolik untuk mesin pembuat sengkang persegi

5.1. Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada “Rancang Bangun Mesin Pembuat Sengkang Persegi dengan Sistem Hidrolik”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Untuk proses tekuk/bending sengkang persegi dengan diameter betonijzer 8 mm dan menghasilkan empat buah sengkang sekaligus dibutuhkan gaya sebesar 14665,95 N.
2. Daya yang dibutuhkan sebesar 2,176 HP. Maka dari itu motor yang digunakan adalah motor AC dengan daya 2 HP putaran 1440 rpm.
3. Sistem hidrolik yang digunakan:
 - a. Silinder Hidrolik
Silinder hidrolik yang digunakan adalah silinder dengan merk JUFAN mempunyai diameter 50 mm dengan panjang stroke 200 mm.
 - b. Pompa Hidrolik
Pompa yang dipilih adalah jenis *gear pump* dengan merk DELLI, CB1A Series dengan model CB1A-F6*(*Foot Mounting, Clockwise Rotation*), kapasitas $6,16 \text{ cm}^3/\text{rev}$ dengan tekanan kerja maksimum 200bar serta *inlet port diameter* $1/2 \text{ inch}$ dan *outlet port diameter* $3/8 \text{ inch}$.
 - c. Motor Listrik
Motor listrik yang digunakan bermerk WIPRO dengan daya 2 HP dan 1440 rpm.
 - d. DCV (*Directional Control Valve*)
Digunakan katup *monoblock directional control valve* tipe MB 20 merk HOF dengan *mid circulation position* dengan metode aktuasi menggunakan *handle*.

4. Hasil percobaan mesin pembuat sengkang persegi:
Diperlukan waktu sekitar 1 menit 12 detik untuk membentuk 4 sengkang sekaligus dengan diameter 8 mm.

Daftar Pustaka

- [1] R. Segel, P. Kole and Gideon Kusuma. 1997. *Pedoman Pengerjaan Beton*. PENERBIT ERLANGGA.
- [2] Mikkel P., Groover. 2002. *Fundamental of Modern Manufacturing*, Second Edition. Prentice Hall International.
- [3] Serope Kalpakjian. 1997. *Manufacturing Processes for Engineering Materials*. Thirt Edition McGraw Hill, Inc.
- [4] Serope Kalpakjian. *Manufacturing Engineering and Technology*, Second Edition. McGraw Hill, Inc.
- [5] Esposito, Anthony. (2003). *Fluid Power with Applications*, Sixth Edition. Ohio: Pearson Education.
- [6] Majumdar, S. R.(2002), *Oil Hydraulic System: Principles and Maintenance*, Tata McGraw Hill Publishing Company, New Delhi.
- [7] *Industrial Hydraulic Manual*(1999), Fourth Edition, Vickers Incorporated, Rochster Hills, Michigan.