

PERANCANGAN SISTEM HIDROLIK PADA MESIN KEMPA BAMBU LAMINASI DENGAN DUA HYDRAULIC CYLINDER

Fanny Restu Utama¹, Ignatius Aris Hendaryanto¹✉, Radhian Krisnaputra¹

¹ Department of Mechanical Engineering, Vocational College, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta, 55281, Indonesia

✉ aris.hendaryanto@ugm.ac.id

Received 21 February 2025, Revised 5 February 2026, Accepted 22 May 2026

ABSTRAK

Penggunaan mesin kempa manual pada proses produksi bambu laminasi masih banyak dijumpai dan menimbulkan permasalahan utama berupa ketidakmerataan tekanan, waktu pengempaan yang lama, serta kualitas produk yang rendah akibat perekat mengering sebelum proses selesai. Penelitian ini bertujuan untuk merancang sistem hidrolik pada mesin kempa bambu laminasi menggunakan dua *hydraulic cylinder*, sebagai solusi atas kendala penggunaan mesin kempa manual yang menghasilkan tekanan tidak merata, waktu produksi yang lama, dan kualitas produk yang rendah. Sistem hidrolik dirancang untuk memberikan tekanan seragam, efisiensi operasional yang lebih baik, dan meningkatkan kualitas bambu laminasi. Metode penelitian meliputi studi literatur, observasi lapangan, perancangan sistem menggunakan *software CAD* dan *software* sistem hidrolik, serta simulasi untuk mengevaluasi kinerja sistem. Komponen utama sistem meliputi *hydraulic gear pump*, motor listrik dengan daya 5,5 kW, silinder hidrolik dengan jenis *double acting*, dan *monoblock hydraulic valve*. Perhitungan menunjukkan sistem mampu menghasilkan tekanan hingga 2 MPa dengan waktu pengempaan kurang dari 5 menit dan beban maksimum mencapai 15 ton. Perhitungan matematis juga menghasilkan data, antara lain *hydraulic gear pump* dengan *displacement* sebesar 14,3 cc/rev, motor listrik dengan daya 3,7 kW, diameter *hydraulic cylinder* 100 mm, diameter *cylinder rod* 56 mm, panjang *rod* 400 mm, diameter *hydraulic hose* 3/8" dan kapasitas tangki sebesar 12 liter. Penelitian ini diharapkan dapat memberikan kontribusi pada pengembangan teknologi berbasis hidrolik di industri bambu laminasi, mendukung efisiensi energi, dan meningkatkan keberlanjutan dalam proses produksi.

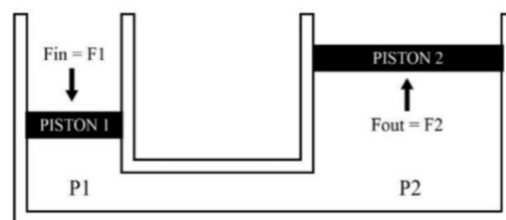
Kata Kunci: Sistem hidrolik, mesin kempa, bambu laminasi, *hydraulic cylinder*, efisiensi produksi.

1. PENDAHULUAN

Bambu merupakan bahan alami dengan kekuatan mekanis tinggi serta potensi besar dalam industri konstruksi dan manufaktur [1], [2]. Salah satu aplikasi utama bambu adalah dalam bentuk material laminasi yang membutuhkan proses pengempaan untuk meningkatkan kualitas dan daya tahannya [3], [4]. Namun, penggunaan mesin kempa manual masih menghadapi berbagai kendala, seperti ketidakmerataan tekanan

dan waktu produksi yang lama, yang berdampak pada rendahnya kualitas produk [5], [6]. Oleh karena itu, penelitian ini berfokus pada optimalisasi sistem hidrolik dalam mesin kempa bambu laminasi guna meningkatkan efisiensi dan kualitas produk.

Optimalisasi sistem hidrolik pada mesin kempa bambu laminasi menjadi solusi strategis untuk mengatasi masalah ini. Sistem hidrolik memungkinkan pengaturan tekanan dan distribusi panas yang lebih baik [7], meningkatkan efisiensi operasional, mengurangi limbah, serta menghasilkan produk dengan kualitas lebih tinggi. Prinsip kerja sistem hidrolik berdasarkan hukum Pascal memungkinkan daya yang besar dengan *input* energi relatif kecil yang ditunjukkan pada Gambar 1, menjadikannya metode yang efisien untuk aplikasi laminasi bambu [8].



Gambar 1. Prinsip dasar sistem hidrolik menggunakan hukum Pascal [9]

Beberapa penelitian sebelumnya telah membahas penggunaan sistem hidrolik dalam mesin kempa untuk berbagai aplikasi. Apriel Fernandus Nainggolan, Herisiswanto, dan Dedi Rosa Putra Cupu meneliti perancangan komponen hidrolik pada mesin *press* berkapasitas 50 ton [9]. Joko Yunianto Prihatin meneliti optimasi kinerja mesin *press* hidrolik dengan berbagai parameter, seperti *relief valve*, jenis pipa, viskositas oli, dan kecepatan motor listrik [10]. Rofie Tritho Muhammad mengembangkan mesin *cold pressing* mesin hidrolik untuk produksi bambu laminasi [8], sedangkan Risky Zairuddin menganalisis sistem hidrolik pada mesin kempa yang digunakan untuk memproduksi produk berbahan komposit [11]. Kajian terbaru oleh Theo Satria Gumilang, Radhian Krisnaputra, Sugiyanto, Ignatius Aris Hendaryanto, Inggar Septhia Irawati, dan Galuh Bahari merancang sistem hidrolik untuk mesin *press*

bambu laminasi yang menggunakan empat silinder hidrolik [12]. Berdasarkan penelitian-penelitian tersebut, diperlukan inovasi lebih lanjut dalam optimalisasi sistem hidrolik guna meningkatkan efisiensi dan mutu produk bambu laminasi.

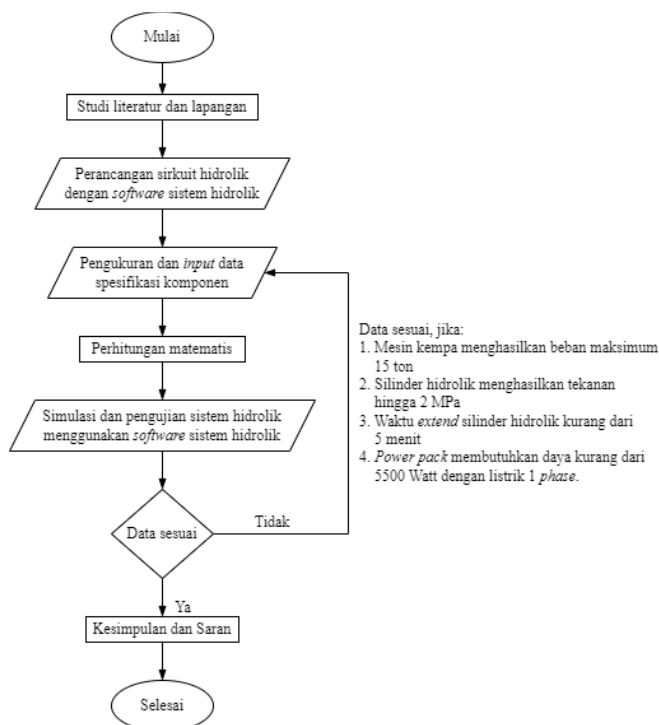
Meskipun berbagai penelitian telah dilakukan, masih terdapat beberapa permasalahan utama dalam penggunaan mesin kempa bambu laminasi. Mesin kempa manual eksisting masih memiliki ketidakmerataan tekanan sehingga memengaruhi kualitas bambu laminasi [13]. Selain itu, proses produksi yang memakan waktu lama menyebabkan perekat cepat mengering sebelum tahap pengempaan selesai. Oleh karena itu, dibutuhkan sistem hidrolik yang optimal untuk meningkatkan efisiensi dan kualitas produk bambu laminasi.

Penelitian ini bertujuan untuk merancang dan mengoptimalkan sistem hidrolik pada mesin kempa bambu laminasi guna meningkatkan efisiensi produksi, mengurangi konsumsi energi, dan menghasilkan produk berkualitas tinggi. Dengan demikian, diharapkan hasil penelitian ini dapat memberikan kontribusi dalam meningkatkan kinerja mesin kempa serta mendukung pengembangan industri bambu laminasi secara berkelanjutan.

2. METODOLOGI PENELITIAN

2.1 Diagram Alir Penelitian

Analisa atau studi harus memiliki metode yang terstruktur dengan baik untuk membuat penjelasan penelitian lebih mudah. Diagram alir penelitian pada Gambar 2 menggambarkan langkah-langkah utama yang dilakukan dalam proses penelitian.



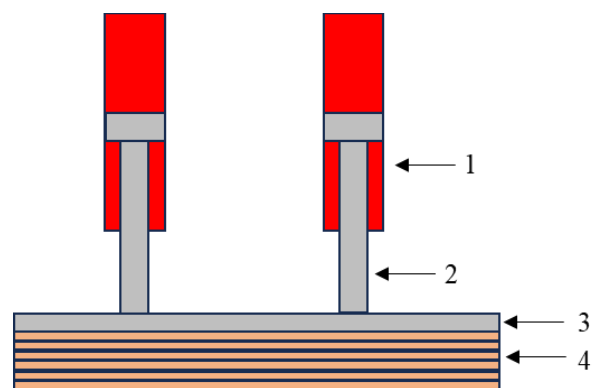
Gambar 2. Diagram alir penelitian (*flowchart*)

Penelitian ini bertujuan untuk merancang sistem hidrolik pada mesin kempa bambu laminasi menggunakan dua *hydraulic cylinder*. Proses penelitian diawali dengan studi literatur dan observasi lapangan untuk memahami proses pembuatan bambu laminasi serta mesin kempa yang digunakan. Diskusi dengan dosen pembimbing dan tim riset dilakukan untuk memperkaya wawasan, diikuti dengan penelusuran literatur terkait. Tahap berikutnya adalah perancangan sirkuit hidrolik menggunakan *software* khusus untuk memahami aliran fluida dan menentukan komponen yang dibutuhkan. Setelah itu, dilakukan pengukuran dan pengumpulan data spesifikasi komponen, seperti motor listrik, pompa hidrolik, silinder hidrolik, tangki, dan pipa, yang kemudian dipilih berdasarkan katalog. Perhitungan matematis dilakukan untuk menghitung kerugian mayor dan minor serta waktu gerakan silinder *extend* dan *retract*. Simulasi dan pengujian sistem hidrolik dilakukan untuk menganalisis laju aliran, tekanan, dan efisiensi waktu gerakan silinder. Hasil pengujian dinyatakan sesuai jika memenuhi persyaratan berikut:

1. Mesin kempa menghasilkan beban maksimum sebesar 15 ton.
2. Silinder hidrolik menghasilkan tekanan hingga 2 MPa.
3. Waktu yang diperlukan oleh *hydraulic cylinder* untuk bergerak menekan kurang dari 5 menit.
4. Unit tenaga (*power pack*) tidak memerlukan lebih dari 5500 Watt daya dengan listrik 1 *phase*.

2.2 Spesifikasi Mesin Kempa yang Dibutuhkan

Mesin kempa dengan kapasitas maksimum 15 ton dan tekanan 2 MPa dirancang untuk proses pembuatan bambu laminasi. Mesin ini memiliki panjang 1600 mm dan dilengkapi dua silinder hidrolik yang diposisikan dengan jarak antar silinder 650 mm. Silinder hidrolik bekerja secara bersamaan, memungkinkan pengempaan dilakukan sekaligus untuk efisiensi proses. Proses pengempaan divisualisasikan pada Gambar 3.



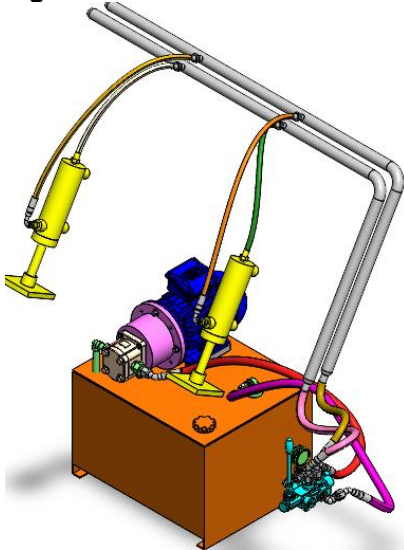
Gambar 3. Proses pengempaan bambu laminasi [9]

Keterangan:

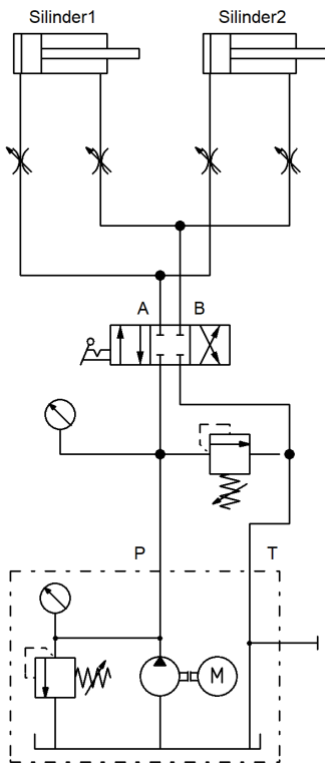
1. *Hydraulic cylinder*
2. Piston (*rod*)
3. Ram/*slide*
4. Susunan bilah bambu

Pengempaan sekaligus dapat mempercepat proses dan mencegah perekat mengering sebelum pengempaan selesai. Perekat membutuhkan waktu sekitar lima menit untuk mengeras, sehingga durasi pengempaan dirancang kurang dari lima menit. Java Bamboo Lamina adalah produsen bambu laminasi yang menggunakan listrik satu *phase* dengan daya 5.500 Watt untuk operasionalnya.

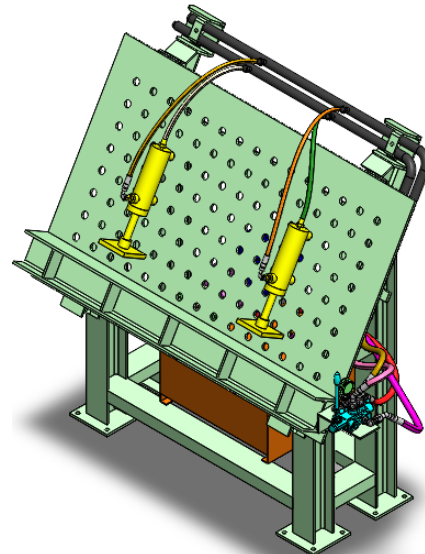
2.3 Perancangan Sistem Hidrolik



Gambar 4. Jalur *hydraulic hose* mesin kempa bambu laminasi



Gambar 5. Diagram sistem hidrolik mesin kempa



Gambar 6. Desain mesin kempa bambu laminasi

Ketiga gambar di atas memperlihatkan rancangan jalur selang hidrolik (*hydraulic hose*) yang menuju ke silinder hidrolik. Komponen utama sistem hidrolik pada mesin kempa bambu laminasi meliputi:

1. Pompa hidrolik menggunakan *positive displacement pump* tipe *external gear pump*.
2. Motor induksi satu *phase* dengan daya kurang dari 5.500 watt digunakan untuk menggerakkan pompa hidrolik dengan kecepatan konstan.
3. Silinder hidrolik jenis *double acting* dengan *head flange mounting* dirancang untuk memberikan kontrol optimal dan daya tahan terhadap beban. Sistem ini menggunakan dua silinder hidrolik.
4. *Monoblock hydraulic valve* yang dilengkapi *directional control valve* digunakan untuk mengurangi jumlah pipa, mempermudah pemasangan valve, serta dilengkapi *two-stage relief valve* untuk mengatur tekanan fluida.
5. *Pressure gauge* berfungsi untuk mengukur tekanan fluida dan mencegah tekanan berlebih.
6. *Hydraulic piping* berfungsi untuk membagi jalur fluida menuju silinder, mempermudah instalasi paralel, dan perawatan.
7. Selang hidrolik yang terbuat dari karet dapat memudahkan proses perawatan.
8. Filter sebagai penyaring kotoran dalam fluida.
9. Tangki (*Reservoir*) yang berfungsi sebagai tempat penyimpanan fluida hidrolik.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Kapasitas tekanan untuk membuat bambu laminasi berkisar antara 3 hingga 15 ton. Oleh karena itu, mesin kempa dengan kapasitas maksimal 15 ton dipilih. Perhitungan gaya yang dibutuhkan oleh mesin kempa tersebut dapat dilakukan menggunakan Persamaan 1. Diketahui mesin kempa memiliki

massa (m) sebesar 15.000 kg dan percepatan gravitasi (g) sebesar 9,81 m/s².

$$\begin{aligned} F &= m \times g \\ F &= 15.000 \times 9,81 \\ F &= 147.150 \text{ N} \end{aligned} \quad (1)$$

Mesin kempa dengan kapasitas 15 ton menghasilkan gaya sebesar 147.150 N. Perancangan mesin ini menggunakan dua silinder hidrolik, gaya yang diterima oleh setiap silinder adalah:

$$\begin{aligned} F &= \frac{147150}{2} \text{ N} \\ F &= 73.575 \text{ N} \end{aligned}$$

3.1 Proses Perhitungan dan Pemilihan Motor Induksi

Motor induksi menghasilkan tenaga untuk menggerakkan pompa hidrolik. Penetapan motor induksi harus sesuai dengan kapasitas listrik yang tersedia di perusahaan. Industri pengolahan bambu diketahui mempunyai daya listrik sebesar 5500 Watt.

Motor induksi yang digunakan memiliki daya (P_{in}) 3,89 kW/5 HP dengan listrik satu *phase* dan putaran (ω) sebesar 1.460 rpm. Motor tersebut dihubungkan ke pompa menggunakan kopling fleksibel yang diasumsikan memiliki efisiensi (η_m) sebesar 95%. Oleh karena itu, *output* daya dan torsi dapat dihitung menggunakan persamaan di bawah ini.

$$\eta_m = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\% \quad (2)$$

$$\begin{aligned} P_{out} &= P_{in} \times \eta_m \\ P_{out} &= 3,89 \times 95\% \\ P_{out} &= 3,69 \text{ kW} \end{aligned}$$

Torsi yang diciptakan oleh motor:

$$\begin{aligned} T &= \frac{P_{out} \times 9550}{\omega} \\ T &= \frac{3,7 \times 9550}{1460} \\ T &= 24,2 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (3)$$

3.2 Proses Perhitungan dan Pemilihan Pompa Hidrolik

Output putaran motor diketahui sebesar 1460 rpm dengan *output* daya 3,7 kW. Efisiensi pada *gear pump* sebesar 90%, maka pompa dapat menghasilkan daya yang dihitung menggunakan Persamaan 4.

$$\begin{aligned} \text{Daya output} &= \text{Daya input} \times \eta_m \\ \text{Daya output} &= 3,7 \times 90\% \\ \text{Daya output} &= 3,33 \text{ kW} \end{aligned} \quad (4)$$

Torsi yang diciptakan oleh pompa dapat dihitung menggunakan persamaan 3 yang memberikan hasil sebesar 21,78 Nm. *Volumetric displacement* pompa memengaruhi debit aliran dan *pressure* maksimum yang diciptakan oleh pompa.

Berdasarkan Tabel 1, pompa dengan *volumetric displacement* sebesar 14,3 cc/rev, *flow rate* 21 l/min, dan tekanan maksimum 95,6 bar dipilih untuk perancangan sistem hidrolik ini.

Tabel 1. Analisis pompa hidrolik berdasarkan *volumetric displacement*

D (cc/rev)	Speed (rpm)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	Flow rate (l/min)	Tekanan Maksimum (bar)
4	1460	3,33	21,78	5,4	341,9
6	1460	3,33	21,78	8,4	228,1
8,4	1460	3,33	21,78	12,0	162,9
11	1460	3,33	21,78	16,2	124,4
13	1460	3,33	21,78	19,2	105,2
14,3	1460	3,33	21,78	21,0	95,6
16,5	1460	3,33	21,78	24,0	82,9
19,2	1460	3,33	21,78	28,2	71,2
23	1460	3,33	21,78	33,6	59,5
25	1460	3,33	21,78	36,6	54,7
28	1460	3,33	21,78	40,8	48,8
30	1460	3,33	21,78	43,8	45,6
33	1460	3,33	21,78	48,0	41,4
35	1460	3,33	21,78	51,0	39,1

3.3 Proses Perhitungan dan Pemilihan Silinder Hidrolik

Diketahui bahwa pompa memiliki tekanan maksimum (P) sebesar 10.000.000 N/m² dan gaya (F) pada setiap silinder hidrolik adalah 73.575 N. Luas penampang piston pada silinder hidrolik dapat dihitung menggunakan Persamaan 5.

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{F}{P} \\ A_1 &= \frac{73575}{10000000} \\ A_1 &= 7357,5 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (5)$$

Berdasarkan standar ISO 7181-1991, luas permukaan silinder *rod* A_2 dapat dihitung melalui rasio (ϕ) antara A_1 dan A_2 . Rasio yang digunakan adalah 1,4, dengan perhitungan menggunakan Persamaan 6.

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{A_1}{A_2} \\ 1,4 &= \frac{7357,5}{A_2} \end{aligned} \quad (6)$$

$$A_2 = 5255,35 \text{ mm}^2$$

Menghitung diameter piston

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D_1)^2 \quad (7)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{A_1 \times 4}{\pi}}$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{7357,5 \times 4}{3,14}}$$

$$D_1 = 96,81 \text{ mm}$$

Menghitung diameter *cylinder rod*

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) \quad (8)$$

$$5255,35 = \frac{\pi}{4} ((96,81)^2 - D_2^2)$$

$$D_2 = 51,74 \text{ mm}$$

Volume silinder hidrolik dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 9 dengan panjang *cylinder rod* 400 mm.

Menghitung volume silinder hidrolik (V_{s1})

$$V_{s1} = A_1 \times L \quad (9)$$

$$V_{s1} = 7357,5 \times 400$$

$$V_{s1} = 2.943.000 \text{ mm}^3$$

Menghitung volume *cylinder rod* (V_r)

$$V_r = A_2 \times L \quad (10)$$

$$V_r = 5255,35 \times 400$$

$$V_r = 2.102.140 \text{ mm}^3$$

Menghitung volume antara dinding silinder dan *cylinder rod* (V_{s2})

$$V_{s2} = V_{s1} - V_r \quad (11)$$

$$V_{s2} = 2943000 - 2102140$$

$$V_{s2} = 840.860 \text{ mm}^3$$

Ketebalan dinding silinder ditentukan berdasarkan material JIS G 3445 (STKM13C), yang memiliki *tensile strength* (*ultimate*) sebesar 510 MPa dan *tensile strength* (*yield*) sebesar 380 MPa, sesuai dengan standar yang berlaku. Nilai *tensile strength* dan *burst pressure* diperlukan untuk menghitung ketebalan dinding silinder. *Burst pressure* dapat dihitung menggunakan Persamaan 12 dengan faktor keamanan (FS) sebesar 6 dan tekanan kerja (WP) sebesar 10 MPa.

Menghitung *burst pressure* (BP)

$$BP = FS \times WP \quad (12)$$

$$BP = 6 \times 10$$

$$BP = 60 \text{ MPa}$$

Menghitung ketebalan dinding silinder

$$t_d = \frac{BP \times D_1}{2 \times S_y} + C \quad (13)$$

$$t_d = \frac{60 \times 0,09681}{2 \times 380} + 0,0005$$

$$t_d = 0,0081 \text{ m} = 8,1 \text{ mm}$$

Perancangan mesin kempa ini menggunakan *front flange mounting* dengan faktor kekuatan sebesar 2. *Cylinder rod* dibuat dari material SAE 1045 (S45C). Faktor kekuatan beban tekuk pada pemasangan aktuator dihitung menggunakan Persamaan 12 dengan parameter *tensile strength* (*ultimate*) 686 MPa, *tensile strength* (*yield*) 490 MPa, modulus Young 200.000 MPa, dan panjang 400 mm.

Menghitung area momen kedua (I)

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64} \quad (14)$$

$$I = \frac{3,14 \times 56^4}{64}$$

$$I = 482.504,96 \text{ mm}^4$$

Menghitung *buckling load* Euler (F_E)

$$F_E = \frac{S_F \times \pi^2 \times EI}{L^2} \quad (15)$$

$$F_E = \frac{2 \times (3,14)^2 \times 200000 \times 482504,96}{400^2}$$

$$F_E = 11.893.264,8 \text{ N}$$

Resistensi terhadap deformasi (*buckling resistance*) pada silinder hidrolik diketahui sebesar 11.893.264,8 N, jauh lebih tinggi dibandingkan gaya yang bekerja sebesar 73.575 N. Dengan demikian, *cylinder rod* sepanjang 400 mm dapat digunakan dengan aman.

3.4 Proses Perhitungan dan Analisis Aliran Fluida

Selang (*hose*) berbahan karet digunakan untuk menyalurkan fluida dari pompa ke silinder hidrolik. Diagram hidrolik pada Gambar 3 menunjukkan jalur instalasi sistem hidrolik. Spesifikasi selang dan fluida yang digunakan ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Spesifikasi selang dan fluida

No	Parameter	Nilai
1	Tipe <i>hose</i>	SAE 100R1AT
2	Diameter dalam	3/8" (0,009525 m)
3	Tekanan kerja	2.600 psi (18 MPa)
4	<i>Burst pressure</i>	10.400 psi (72 MPa)
5	Tipe fluida	SAE 10W-30
6	Densitas fluida	869 kg/m ³ (8524,9 N/m ³)
7	Viskositas kinematik	69,8 mm ² /s = 0,0000698 m ² /s

Jenis aliran fluida pada sistem hidrolik ditentukan berdasarkan bilangan Reynolds yang dihitung menggunakan Persamaan 14 [14]. Parameter yang digunakan meliputi kecepatan rata-rata fluida, diameter selang, dan viskositas kinematik. Kecepatan rata-rata fluida diperoleh dari debit fluida dan luas penampang *hose*. Jalur pipa pada sistem hidrolik tersusun secara paralel, sehingga parameter tersebut dapat dihitung sebagai berikut:

Debit fluida:

$$Q_1 + Q_2 = 211/\text{min} = 0,00035 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= Q_1 = Q_2 = 0,000175 \text{ m}^3/\text{s}$$

Luas penampang pipa:

$$\frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,009525^2}{4} = 0,00007122 \text{ m}^2$$

Kecepatan rata-rata fluida di dalam *hose* (v):

$$v = \frac{Q}{A} \quad (16)$$

$$v = \frac{0,000175}{0,000071}$$

$$v = 2,46 \text{ m/s}$$

Menghitung bilangan Reynold (R_e)

$$R_e = \frac{v \times d}{\nu} \quad (17)$$

$$R_e = \frac{2,46 \times 0,009}{0,0000698}$$

$$R_e = 317$$

Hasil perhitungan bilangan Reynolds menunjukkan bahwa aliran dalam sistem hidrolik bersifat laminar.

1) Analisis Kerugian Jalur Pipa

Kerugian mayor terjadi ketika fluida bergesekan dengan dinding pipa, sedangkan kerugian minor terjadi akibat

gesekan fluida dengan katup atau *fitting* [15]. Nilai faktor gesekan untuk aliran laminar dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{317} = 0,202 \quad (18)$$

- A) Kerugian dan kehilangan tekanan jalur pipa *port A*
 Fluida mengalir dari *port A* ke silinder 1 melalui sistem pipa yang terdiri dari *hose* ($f = 0,203$), 2 *elbow* 90° ($K = 0,75$), dan *tee* ($K = 1,8$). Kerugian yang terjadi pada aliran fluida:

$$H_{LA} = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) + 2K \left(\frac{v^2}{2g} \right) + K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (19)$$

$$H_{LA} = 0,202(222,2)(0,308) + 1,5(0,308) + 1,8(0,308)$$

$$H_{LA} = 14,83 \text{ m fluida}$$

Kehilangan tekanan yang terjadi pada aliran fluida:

$$\Delta p_A = \gamma \times H_{LA} \quad (20)$$

$$\Delta p_A = 8524,9 \times 14,83$$

$$\Delta p_A = 126.424 \text{ Pa} = 1,264 \text{ bar}$$

- B) Kerugian dan kehilangan tekanan jalur pipa *port B*
 Fluida mengalir dari *port B* menuju silinder 1 melalui sistem pipa yang terdiri atas *hose* ($f = 0,203$), 2 *elbow* 90° ($K = 0,75$), dan *tee* ($K = 1,8$). Kerugian pada aliran fluida dapat dihitung sebagai berikut:

$$H_{LB} = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) + 2K \left(\frac{v^2}{2g} \right) + K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$H_{LB} = 0,202(233,3)(0,308) + 1,5(0,308) + 1,8(0,308)$$

$$H_{LB} = 15,52 \text{ m fluida}$$

Kehilangan tekanan yang terjadi pada aliran fluida:

$$\Delta p_B = \gamma \times H_{LB}$$

$$\Delta p_B = 8524,9 \times 15,52$$

$$\Delta p_B = 132.306 \text{ Pa} = 1,323 \text{ bar}$$

Berdasarkan perhitungan menggunakan persamaan di atas, analisis kerugian dan kehilangan tekanan pada jalur pipa diperoleh dalam Tabel 3.

Tabel 3. Kerugian dan kehilangan tekanan pada jalur pipa

Jalur Hose	Kerugian Jalur		Kehilangan Tekanan	
	Port A	Port B	Port A	Port B
Silinder 1	14,83	15,52	1,264	1,323
Silinder 2	14,14	16,19	1,205	1,380

- A) Waktu silinder untuk proses *extend*

$$t = \frac{(V_{s1} - V_{s2})}{Q_1} \quad (21)$$

$$t = \frac{(2943000 - 840860)}{175000}$$

$$t = 12 \text{ s}$$

- B) Waktu silinder untuk proses *retract*

$$t = \frac{(V_{s1} - V_r)}{Q_1} \quad (22)$$

$$t = \frac{(2943000 - 2102140)}{175000}$$

$$t = 5 \text{ s}$$

3.5 Proses Perhitungan Kapasitas Tangki

Kapasitas tangki dalam sistem hidrolik umumnya dua hingga tiga kali kapasitas aliran fluida dalam sistem. Kapasitas tangki dihitung menggunakan Persamaan 23 dengan volume silinder hidrolik (V_s) sebesar $0,002943 \text{ m}^3$ dan volume keseluruhan pipa (V_p) sebesar $0,000385 \text{ m}^3$.

$$V_{\text{tangki}} = 2(V_s + V_p) \quad (23)$$

$$V_{\text{tangki}} = 2(2V_s + V_p)$$

$$V_{\text{tangki}} = 2(2(0,002943) + 0,000385)$$

$$V_{\text{tangki}} = 0,012542 \text{ m}^3 = 12,5 \text{ liter}$$

3.6 Hasil Desain Komponen Mesin Kempa Bambu Laminasi

Desain mesin kempa pada pengolahan bambu laminasi melibatkan berbagai komponen elemen mesin yang divisualisasikan dengan bantuan perangkat lunak *computer aided design* (CAD). Visualisasi desain mesin kempa berdasarkan pada deskripsi, fungsi, tujuan perancangan, dan permasalahan yang dihadapi. Tabel 4 menunjukkan jenis bahan yang perlu diperhatikan dalam proses pembuatan mesin kempa.

3.7 Simulasi Sistem Hidrolik Menggunakan Software Sistem Hidrolik

Pompa mulai beroperasi saat motor listrik diaktifkan. Setelah mengambil fluida dari reservoir, pompa menghasilkan aliran fluida bertekanan yang diteruskan melalui saluran *output* ke sistem hidrolik. Fluida mengalir ke *pressure relief valve* melalui *hose*. *Pressure relief valve* dengan *cracking pressure* sebesar 100 bar berfungsi membatasi tekanan fluida pada sistem hingga nilai tersebut, sementara tekanan berlebih dialirkan kembali ke reservoir melalui port T. Selanjutnya fluida mengalir menuju *monoblock directional control valve* yang berperan dalam mengatur arah aliran menuju aktuator untuk memungkinkan gerakan *extend* atau *retract*.

- A. Posisi Netral

Pompa hidrolik mengalirkan fluida bertekanan menuju *monoblock hydraulic valve*. Pada kondisi spool *directional control valve* (DCV) berada di posisi netral, port P dan port T tetap tertutup sehingga aliran fluida bertekanan tidak mencapai aktuator. Fluida dengan tekanan berlebih

- 2) Waktu yang diperlukan oleh silinder untuk proses *extend* dan *retract*

Volume pada silinder hidrolik dan debit fluida digunakan untuk menentukan waktu yang diperlukan oleh silinder hidrolik dalam proses *extend* dan *retract*. Dalam perhitungan ini, diketahui bahwa volume silinder hidrolik (V_{s1}) adalah $2.943.000 \text{ mm}^3$, volume *cylinder rod* (V_r) sebesar $2.102.140 \text{ mm}^3$, dan volume antara dinding silinder dan *cylinder rod* (V_{s2}) sebesar 840.860 mm^3 . Debit fluida (Q_1) yang digunakan adalah $175.000 \text{ mm}^3/\text{s}$.

dialirkan ke *pressure relief valve* dan kemudian dikembalikan ke reservoir. Ilustrasi pada pernyataan tersebut ditunjukkan oleh Gambar 7.

Tabel 4. *Embodiment design*

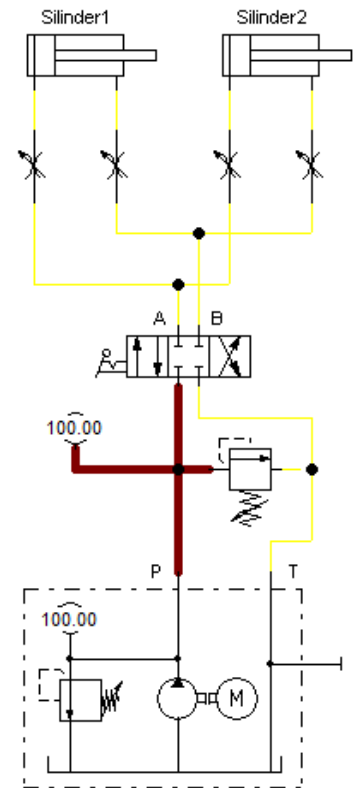
No.	Nama Komponen	Jumlah	Material
1	<i>Base plate</i>	1	ASTM A36
2	<i>Hydraulic piping</i>	2	<i>Carbon Steel</i>
3	<i>Frame bawah</i>	1	ASTM A36
4	<i>Frame atas</i>	1	ASTM A36
5	<i>H Beam</i>	1	ASTM A36
6	<i>Dudukan piping bawah</i>	1	ASTM A36
7	<i>Dudukan piping atas</i>	2	ASTM A36
8	<i>Dudukan monoblock DCV</i>	1	ASTM A36
9	<i>Clamp piping</i>	2	ASTM A36
10	<i>Motor induksi</i>	1	<i>Aluminium housing</i>
11	<i>Coupling</i>	1	<i>Cast Iron</i>
12	<i>Pompa hidrolik</i>	1	<i>Cast Iron housing</i>
13	<i>Dudukan motor induksi</i>	1	ASTM A36
14	<i>Reservoir</i>	1	ASTM A36
15	<i>Hose fittings</i>	16	AISI 316
16	<i>Hydraulic hose</i>	8	<i>Rubber</i>
17	<i>Monoblock type DCV</i>	1	<i>Cast Iron</i>
18	<i>Pressure gauge</i>	1	<i>Stainless Steel</i>
19	<i>Silinder hidrolik</i>	2	JIS G 3445 (STKM13C)
20	<i>Plat penekan</i>	2	ASTM A36

B. Simulasi Silinder *Extend*

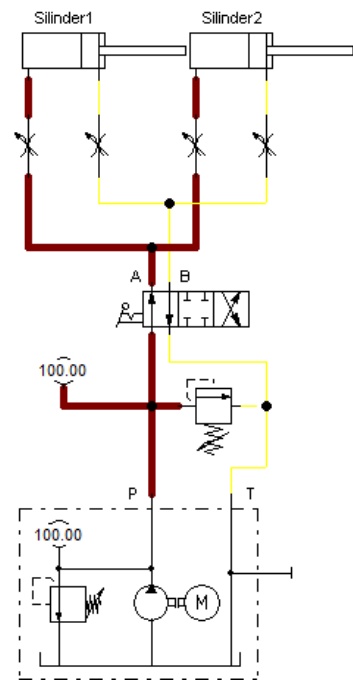
Spool DCV yang bergeser ke kanan mengarahkan aliran fluida bertekanan dari *port P* ke *port A* menuju piston silinder hidrolik. Sementara itu, fluida dari *port B* diarahkan kembali ke *port T*. Tekanan fluida ini mendorong piston ke depan sehingga silinder bergerak maju dengan sempurna. Ketika tekanan sistem hidrolik sebesar 100 bar, *pressure control valve* akan mengalirkan tekanan yang berlebih kembali ke reservoir. Hasil simulasi sistem hidrolik saat silinder bergerak *extend* dapat diilustrasikan pada Gambar 8.

C. Simulasi Silinder *Retract*

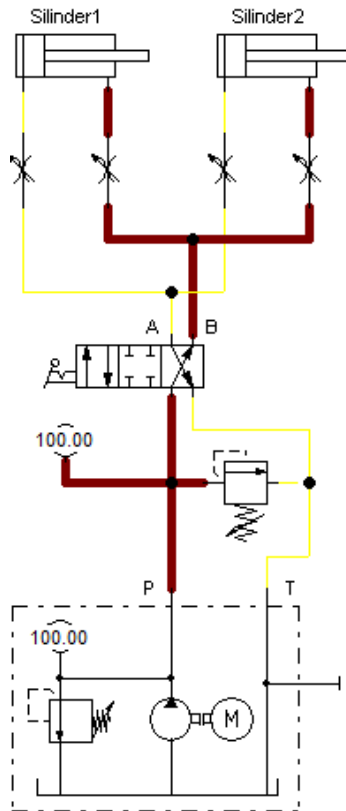
Spool DCV yang bergeser ke kiri mengarahkan aliran fluida bertekanan dari *port P* ke *port B* untuk mendorong piston silinder hidrolik ke arah balik. Sementara itu, fluida dari *port A* diarahkan kembali ke *port T*. Tekanan fluida ini mendorong piston ke belakang sehingga silinder bergerak mundur dengan sempurna. Hasil simulasi sistem hidrolik saat silinder bergerak *retract* dapat diilustrasikan pada Gambar 9.



Gambar 7. Silinder hidrolik posisi netral



Gambar 8. Silinder hidrolik bergerak *extend*



Gambar 9. Silinder hidrolik bergerak retract

3.8 Analisis Sistem Hidrolik

Telah diperoleh hasil dari simulasi dan perhitungan matematis pada sistem hidrolik sebagai berikut:

- 1) Mesin kempa dirancang sesuai spesifikasi yang diinginkan dan mampu menahan kapasitas maksimum hingga 15 ton.
- 2) Mesin kempa membutuhkan tekanan sebesar 2 MPa. Berdasarkan hasil perhitungan matematis, mesin kempa mampu menghasilkan tekanan hingga 100 bar yang sama artinya dapat menjangkau tekanan 2 MPa. Dengan demikian, mesin kempa memenuhi spesifikasi yang telah ditentukan.
- 3) Silinder hidrolik memerlukan waktu 12 detik untuk melakukan gerakan *extend*, sehingga proses pengempaan berlangsung cepat dan risiko lem mengering sebelum pengempaan selesai dapat diminimalkan. Mesin kempa memenuhi persyaratan yang ditentukan.
- 4) Perhitungan matematis dan pemilihan sistem hidrolik menunjukkan bahwa daya yang dihasilkan sistem hidrolik sebesar 3330 Watt. Dengan kebutuhan daya mesin kempa yang kurang dari 5500 Watt, mesin kempa tersebut dapat memenuhi spesifikasi yang dibutuhkan.

4. KESIMPULAN

Mesin kempa bambu laminasi dirancang dengan dua silinder yang bergerak 650 mm satu sama lain, sehingga proses pengempaan dilakukan pada beberapa titik secara bersamaan. Analisis sistem hidrolik menunjukkan bahwa mesin ini telah

memenuhi spesifikasi yang diperlukan. Hasil perhitungan matematis menunjukkan bahwa spesifikasi komponen yang diperlukan untuk sistem hidrolik adalah sebagai berikut:

- a. Mesin kempa dengan beban maksimum sebesar 15 ton dilengkapi pompa hidrolik tipe *gear pump* yang memiliki *displacement* sebesar 14,3 cc/rev. Penggerak pompa ini adalah motor listrik dengan daya 3,7 kW atau setara dengan 5 HP.
- b. *Hydraulic cylinder* yang menggunakan material JIS G 3445 (STKM 13C) memiliki diameter 100 mm dan *cylinder rod* berbahan SAE 1045 (S45C) memiliki panjang 400 mm dengan diameter 56 mm.
- c. *Hydraulic hose* tipe SAE 100 R1AT memiliki diameter dalam sebesar 3/8".
- d. Tangki hidrolik dirancang dengan kapasitas sebesar 12 liter.

Berdasarkan hasil perancangan, perhitungan, dan simulasi yang telah dilakukan, sistem hidrolik pada mesin kempa bambu laminasi ini diperkirakan memiliki potensi tingkat keteraplikasian oleh pengguna hingga sekitar 75%, khususnya pada industri kecil dan menengah dengan keterbatasan daya listrik dan kebutuhan proses pengempaan yang efisien.

REFERENSI

- [1] D. Solahudin, D. Zahara, B. Krisna, G. Friyatna, and D. Ardiatma, "Pemanfaatan limbah plastik Hdpe sebagai alternatif material komposit menggunakan laminasi serat bambu," *CBJIS: Cross-Border Journal of Islamic Studies*, vol. 7, no. 1, pp. 142–149, 2025.
- [2] F. Firdausi, N. O. Dese, and H. A. Putra, "Tinjauan Potensi dan Tantangan Pada Penggunaan Bambu Sebagai Bahan Komposit dengan Struktur Berlapis," *LingKar Journal*, vol. 4, no. 1, pp. 50–57, 2025.
- [3] I. A. P. Pratiwi and G. Bahari, "Rancang Bangun Mesin Pengering Bilah Bambu untuk Peningkatan Produktivitas Bambu Laminasi," *Jurnal Mekanik Terapan*, vol. 6, no. 2, pp. 73–81, 2025.
- [4] H. Setyo, N. Intang, I. Satyarno, D. Sulistyono, and T. A. Prayitno, "Sifat mekanika bambu petung laminasi," *Dinamika Rekayasa*, vol. 10, no. 1, pp. 6–13, 2014.
- [5] I. M. Sulastiningsih and A. Santoso, "Pengaruh jenis bambu, waktu kempa dan perlakuan pendahuluan bilah bambu terhadap sifat papan bambu lamina," *Jurnal Penelitian Hasil Hutan*, vol. 30, no. 3, pp. 199–207, 2012.
- [6] F. Arifin, P. Manik, and S. J. Siswoyo, "Analisa Pengaruh Suhu Kempa Dan Waktu Kempa Terhadap Kualitas Balok Laminasi Bambu Petung Untuk Komponen Konstruksi Kapal Kayu," *Jurnal Teknik Perkapalan*, vol. 5, no. 4, pp. 1–12, 2017.
- [7] T. S. Gumilang, R. Krisnaputra, S. Sugiyanto, I. A. Hendaryanto, I. S. Irawati, and G. Bahari, "Perancangan Sistem Hidrolik pada Mesin Press Bambu Laminasi," *Jurnal Rekayasa Mesin*, vol. 14, no. 3, pp. 963–978, 2023.
- [8] R. T. Muhammad, "Perancangan Cold Pressing Mesin Hidrolik Bambu Laminasi Dalam Upaya Peningkatan

Mutu Bambu Laminasi Sebagai Bahan Bangunan Ramah Lingkungan,” Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta, 2017.

- [9] A. F. Nainggolan, Herisiswanto, and D. R. P. Cupu, “Perancangan Komponen Sistem Hidrolik Pada Mesin Press Kapasitas 50 Ton,” *Jurnal Online Mahasiswa (JOM) Bidang Teknik dan Sains*, vol. 7, pp. 1–9, Jul. 2020.
- [10] J. Y. Prihatin, “Optimasi Kinerja Mesin Press Hidrolik 20 Ton Dengan Variasi Relief Valve, Jenis Pipa, Viskositas, dan Rpm Menggunakan Metode Taguchi Multi Respon,” Universitas Islam Indonesia, Yogyakarta, 2012.
- [11] R. Zairuddin, “Analisa Kerja Mesin Kempa Hidrolik Untuk Pembuatan Produk Jadi Dari Bahan Komposit,” Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara, Medan, 2019.
- [12] T. S. Gumilang, R. Krisnaputra, S. Sugiyanto, I. A. Hendaryanto, I. S. Irawati, and G. Bahari, “Perancangan Sistem Hidrolik Pada Mesin Press Bambu Laminasi,” *Jurnal Rekayasa Mesin*, vol. 14, no. 3, pp. 963–978, Dec. 2023, doi: 10.21776/jrm.v14i3.1484.
- [13] I. S. Irawati, U. Wusqo, and H. Z. Arifin, “Peluang Aplikasi Produk Bambu Rekayasa dalam Pembangunan Infrastruktur Berkelanjutan,” in *Proceedings*, 2021, pp. 369–383.
- [14] Peter. Chapple, *Principles of hydraulic systems design*. Momentum Press, 2015.
- [15] Anthony. Esposito, *Fluid power with applications*. Pearson Education Limited, 2014.