

DESAIN MESIN *HOT PRESS* UNTUK PEMBUATAN PAPAN KOMPOSIT DARI SERAT BATANG KELAPA SAWIT

Regi Octa Perdana¹⁾, Yohanes²⁾, Mustafa Akbar²⁾

Laboratorium Teknologi Produksi, Jurusan Teknik Mesin S1, Fakultas Teknik, Universitas Riau

¹⁾Regiocta27@gmail.com, ²⁾Yohanes_tmesin@yahoo.com, ²⁾akbarmst@gmail.com

ABSTRACT

Oil palm trunk has a low mechanical properties compared to other woods, so that the oil palm trunks can be used as building materials and furniture, should be improved in the quality of oil palm trunk by making a composite board. To get a hot press machine to produce a composite board, it is necessary to design the hot press machine that includes the design elements of the machines used and the analysis of the structural strength of the static loading and thermal loading using finite element method software. The conclusion, among others: (1) The design of the power screw is the screw thread diameter 30 mm with pitch 3,5 mm. From design of roller chain, the chain number is 06 B with load on the chain amounted 205,84 N. (2) the results of the simulation at temperature 27°C, Von-Misses stress is 154,6 MPa, the deformation 0,31357 mm and a safety factor 4,2. For temperature 200°C, Von-Misses stress is 442,36 MPa, the deformation 0,70437 mm as well as the safety factor for the engine hot press amounting to 1,48.

Keyword : *Oil Palm Trunk, Composite board, Hot Press Machine, Finite Elemen Method, Temperature changes, Static and Thermal Load.*

1. Pendahuluan

Umur produktif pohon kelapa sawit ditetapkan 25 tahun. Lewat umur tersebut, pohon kelapa sawit sudah terlalu tinggi untuk dipanen dan produksi buahnya sudah menurun sehingga harus diremajakan. Dari peremajaan tanaman tua kelapa sawit tersebut dihasilkan limbah batang kelapa sawit yang mengandung kayu dalam jumlah yang sangat besar [1].

Sejauh ini hasil batang kelapa sawit yang ditebang tersebut dibakar atau dibiarkan menumpuk menjadi limbah yang dapat menimbulkan berbagai dampak terhadap lingkungan. Sebagai hasil dari penanaman besar-besaran yang dimulai pada tahun 1970-an, maka pada tahun-tahun mendatang kegiatan peremajaan tanaman tua kelapa sawit akan menjadi sangat besar [2].

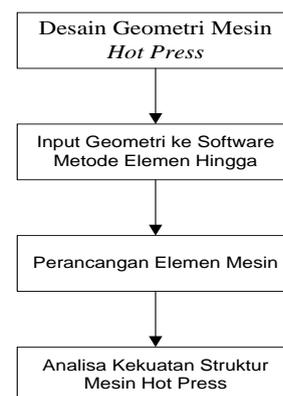
Berdasarkan hasil-hasil penelitian yang telah dilakukan diketahui kayu batang kelapa sawit memiliki berat jenis, sifat fisis dan sifat mekanis tergolong rendah dibandingkan dengan kayu lainnya. Agar kayu dari batang kelapa sawit dapat digunakan sebagai bahan bangunan dan *furniture* maka harus dilakukan perbaikan kualitas dari kayu batang kelapa sawit dengan menjadikannya papan partikel. Papan partikel merupakan salah satu produk biokomposit yang dihasilkan dari potongan kayu kecil (partikel) atau

bahan berlignoselulosa lainnya yang diikat dengan menggunakan perekat dan dikempa dengan kempa panas (*hot press*) [3].

Untuk mengatasi masalah tersebut, dilakukan perancangan suatu mekanisme mesin kempa panas atau mesin *hot press* dengan sistem mekanik untuk skala *home industri* yang digunakan untuk memadatkan serat dari batang kelapa sawit dimana perancangan mesin *hot press* ini meliputi perancangan elemen mesin yang digunakan dan analisis kekuatan struktur yang dikenai pembebanan statis dan termal.

2. Metode

Penelitian ini dilakukan dengan beberapa tahapan seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Tahapan Desain Mesin *Hot Press*

Adapun penjelasan dari tahapan desain mesin hot press adalah sebagai berikut :

1) Desain geometri mesin *hot press*

Tahap ini merupakan tahapan dilakukannya desain mesin *hot press* dimana terdapat Geometri, dimensi, dan perhitungan elemen mesin dari mesin *hot press* yang akan dirancang.

2) *Input* geometri ke *software* metode elemen hingga

Tahap ini geometri mesin hot press di *input* ke *software* metode elemen hingga untuk dilakukan analisa.

3) Perancangan elemen mesin

Perancangan elemen mesin yang dilakukan adalah perancangan ulir daya dan perancangan *roller chain*.

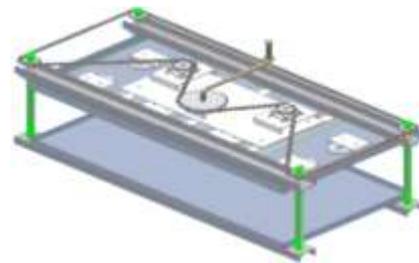
4) Analisa kekuatan struktur mesin *hot press*

Pada tahap ini, akan dilakukan analisa kekuatan struktur mesin *hot press* akibat pembebanan statis dan *thermal*.

2.2 Prinsip Kerja dan Desain Mesin Hot Press

prinsip kerja dari mesin hot press yang akan dirancang ini adalah penekanan dilakukan oleh pelat tekan yang dilengkapi dengan elemen pemanas dan pelat bawah sebagai penahan statis. Pelat penekan digerakkan menggunakan sistem ulir daya. Pada sproket penggerak *bushing* ulir terhubung dengan *bushing* ulir dan ulir daya dimana *bushing* ulir ini menyangga pelat penekan. Sehingga bila sproket penggerak *bushing* ulir diputar, maka *bushing* ulir juga akan bergerak secara rotasi dan translasi sepanjang batang ulir. *Bushing* ulir yang bergerak turun tersebut akan membuat pelat penekan ikut bergerak turun dan melakukan *pressing*. sproket penggerak *bushing* ulir, sproket pengatur rantai dan sproket penggerak gaya dihubungkan menggunakan rantai sepeda motor, dimana pada sproket penggerak gaya terdapat tuas pemutar sproket, sehingga bila tuas pemutar sproket penggerak gaya diputar akan diperoleh gerakan rotasi dan translasi antara ulir daya dengan *bushing* ulir.

Adapun desain mesin hot press yang dirancang dapat dilihat pada Gambar 2.



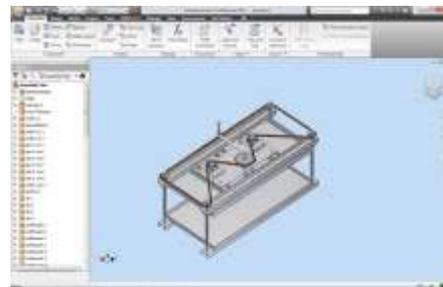
Gambar 2. Desain Mesin Hot Press

2.3 Prosedur Penyelesaian Analisa dengan Software Metode Elemen Hingga

Adapun Analisa mesin *hot press* menggunakan menggunakan *software* metode elemen hingga dimana prosedur penyelesaian menggunakan *software* metode elemen hingga meliputi :

1) Pemodelan Geometri Mesin Hot Press

Pada proses pemodelan geometri mesin *hot press* menggunakan bantuan *software* autodesk inventor 2010 yang dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Geometri Mesin Hot Press

2) Penentuan Material Mesin Hot Press

Pada proses ini ditentukan jenis material yang digunakan pada geometri mesin *hot press*. Pada jenis material, data-data material dapat dimasukkan secara manual pada *software* metode elemen hingga. Data material berupa, densitas, kekuatan luluh (*yield strength*) dan kekuatan tarik (*ultimate strength*). Untuk mesin *hot press*, menggunakan *steel alloy 4140 normalized* dengan *yield strength* sebesar 655 MPa.

3) Meshing

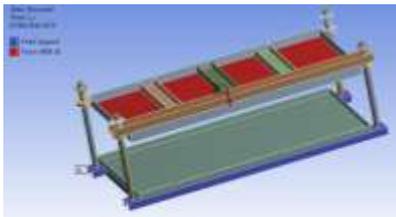
Pada proses *meshing* mesin *hot press*, jumlah *nodes* yang diperoleh sebanyak 322.087 dan *elements* sebanyak 141.473 yang dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4. Meshing

4) Penentuan Tumpuan serta Pembebanan Statis dan Termal

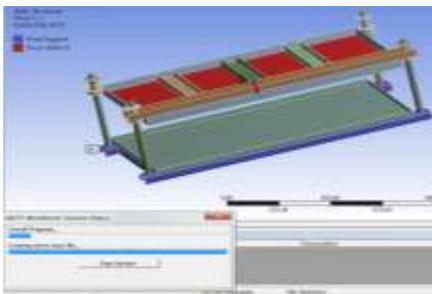
Jenis tumpuan yang digunakan pada simulasi analisa mesin *hot press* ini adalah *fixed support* dan gaya yang digunakan adalah *force* sebesar 6.000 N dengan pembebanan termal pada temperatur 27°C, 100°C, 150°C dan 200°C yang dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Kondisi Batas pada Mesin Hot Press

5) Solving (Proses Running Program)

Pada proses *solving*, kondisi batas pada mesin dirunning untuk mendapatkan hasil simulasi dari mesin *hot press* berupa nilai tegangan Von-Misses, dan nilai deformasi mesin *hot press* yang dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Proses Solving pada Mesin Hot Press

3. Hasil

3.1 Hasil Perancangan Ulir Daya

Ulir daya yang akan dirancang adalah ulir daya tipe *Acme* karena ulir ini memiliki kekuatan yang lebih tinggi dan mudah dalam pembuatannya. Diameter ulir daya yang digunakan berukuran 30 mm dengan *pitch* 3,5 mm tipe *coarse*. Untuk menghitung torsi yang terjadi pada ulir saat menurunkan beban dapat menggunakan persamaan torsi saat menurunkan beban [4].

$$T_{down} = \frac{Wd_m}{2} \left[\frac{(f\pi d_m) - (L \cos \alpha_n)}{(\pi d_m \cos \alpha_n) + (fL)} \right] + \frac{Wf_c d_c}{2} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana:

- T_{down} = Torsi menurunkan beban (Nmm)
- W = Gaya yang diberikan pada ulir daya (N)
- d_m = Diameter tengah ulir (mm)
- d_c = Diameter collar (mm)
- f = Koefisien gesek ulir
- f_c = Koefisien gesek collar
- α_n = Sudut ulir terhadap gaya normal
- L = Lead

maka

$$T_{down} = \frac{1481.92 \text{ N} \times 27.85 \text{ mm}}{2} \times \left[\frac{(0.15 \times 3.14 \times 27.85 \text{ mm}) - (3.5 \text{ mm} \cos 14.48^\circ)}{(3.14 \times 27.85 \text{ mm} \times \cos 14.48^\circ) + (0.15 \times 3.5 \text{ mm})} \right] + \frac{5,927.69 \text{ N} \times 0.15 \times 35 \text{ mm}}{2}$$

$$T_{down} = 20,635,736 \text{ Nmm} \left[\frac{9.72}{85.19} \right] + 3,890.04 \text{ Nmm}$$

$$T_{down} = 6244,53 \text{ Nmm}$$

3.2 Hasil Perancangan Roller Chain

Berdasarkan perancangan ulir daya, diperoleh nilai torsi menurunkan beban yaitu 6,244.53 Nmm. Daya yang ditransmisikan *roller chain* saat menurunkan beban dapat dihitung menggunakan persamaan daya [5].

$$P = \frac{2\pi nT}{60} \dots\dots\dots(2)$$

Dimana :

- P = Daya (hp)
- T = Torsi (Nm)
- n = kecepatan putaran (rpm)

maka

$$P = \frac{2\pi nT_{down}}{60 (1000)}$$

$$P = \frac{2 \times 3.14 \times 180 \text{ rpm} \times 6,244.53 \text{ Nmm}}{60 (1000)}$$

$$P = 117.64 \text{ watt}$$

Berdasarkan perhitungan daya yang diperoleh dan putaran sproket kecil dapat ditentukan nomor rantai yang akan digunakan berdasarkan Tabel 1.

Tabel 1. *Power Rating* dari *Simple Roller Chain*

Speed of smaller sprocket or pinion (rpm)	Power (kW)				
	06 B	08 B	10 B	12 B	16 B
100	0,25	0,64	1,18	2,01	4,83
200	0,47	1,18	2,19	3,75	8,94
300	0,61	1,70	3,15	5,43	13,06
500	1,09	2,72	5,01	8,53	20,57
700	1,48	3,66	6,71	11,63	27,73
1000	2,03	5,09	8,97	15,65	34,89
1400	2,73	6,81	11,67	18,15	38,47
1800	3,44	8,10	13,03	19,85	-
2000	3,80	8,67	13,49	20,57	-

Sumber : (Khurmi, 2005)

Dari Tabel 1. diperoleh nomor rantai yang digunakan adalah 06 B. Berdasarkan Tabel 2, diperoleh ukuran dari rantai yang akan digunakan.

Berdasarkan Tabel 2. diperoleh *pitch* rantai (p) sebesar 9.525 mm, *roller diameter* (d_1) sebesar 6.35 mm dan *breaking load minimum* (W_B) sebesar 8.9 kN.

Tabel 2. Karakteristik *Roller Chain* Berdasarkan IS: 2403_1991

ISO Chain number	Pitch (p) mm	Roller diameter (d ₁) mm	Roller inner pitch (d ₂) mm	Diameter pitch (p ₁) mm	Breaking load (kN)		
					Single	Double	Triple
05 B	8,00	5,00	3,80	5,64	4,4	7,8	11,1
06 B	9,525	6,35	5,72	10,74	8,9	16,9	24,9
08 B	12,70	8,54	7,75	13,32	17,8	31,1	44,1
10 B	15,875	10,16	9,05	16,50	22,2	44,1	66,7
12 B	19,05	12,07	11,00	19,40	28,9	57,8	86,7
16 B	25,4	15,88	17,02	21,88	42,3	84,1	124,8
20 B	31,75	19,05	19,56	26,45	64,5	129	183,5
24 B	38,10	21,40	21,40	30,34	97,9	195,7	283,4
30 B	44,45	27,54	23,80	35,50	139	258	387
32 B	50,80	29,21	23,80	38,55	169	338	507,10
40 B	63,50	38,37	38,37	72,29	262,4	524,9	787,3
48 B	76,20	48,26	45,72	91,21	400,3	800,7	1190

Sumber : (Khurmi, 2005)

3.3 Hasil Simulasi *Software* Metode Elemen Hingga

1) Tegangan Von-Misses

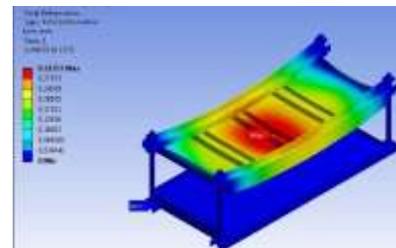
Tegangan von-miss merupakan reslutatan dari seluruh komponen tegangan yang terjadi pada mesin hot *press*. Hasil simulasi didapatkan bahwa tegangan Von-Misses maksimum yang terjadi adalah sebesar 154,6 MPa pada saat temperatur 27°C pada bagian sudut pelat tekan seperti yang terlihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Tegangan Von-Misses saat 27°C

2) Total Deformasi

Hasil simulasi dari Total deformasi yang terjadi diperoleh nilai deformasi maksimum terjadi pada saat temperatur 27°C sebesar 0,31357 mm seperti yang terlihat pada Gambar 8.



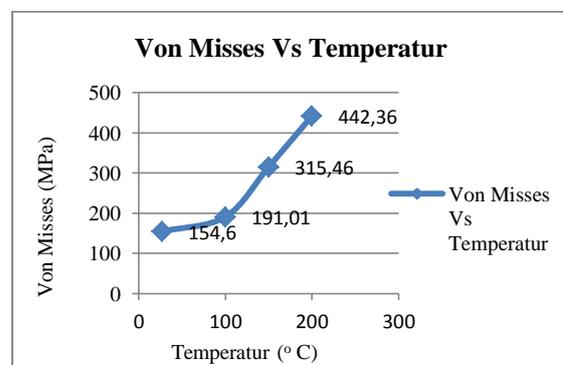
Gambar 8. Total deformasi pada saat 27°C

Hasil simulasi *software* metode elemen hingga dapat dilihat pada Tabel 3.

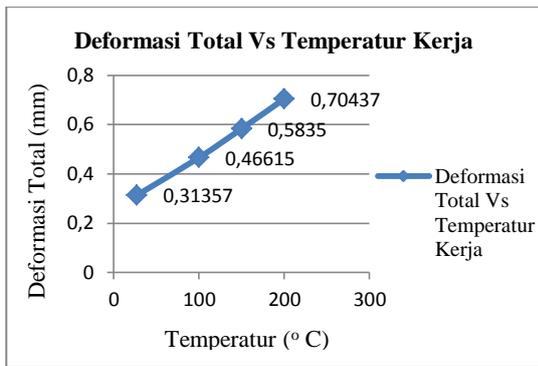
Tabel 3. Data Perbandingan Tegangan Untuk Temperatur yang Berbeda

No	parameter	Model 1	Model 2	Model 3	Model 4
		T= 27°C F= 6000 N	T= 100°C F= 6000 N	T= 150°C F= 6000 N	T= 200°C F= 6000 N
1	Tegangan Von-Misses (Mpa)	154,6	191,01	315,46	442,36
2	Deformasi Total (mm)	0,31357	0,46615	0,5835	0,70437
3	Safety factor	4,2	3,42	2,07	1,48

Dari Tabel 3. maka diperoleh grafik perbandingan tegangan Von-Misses Vs temperatur yang dapat dilihat pada Gambar 9 dan grafik Deformasi total Vs Temperatur pada Gambar 10.



Gambar 9. Grafik Tegangan Von-Misses Vs Temperatur Kerja



Gambar 10. Grafik Deformasi Total Vs Temperatur Kerja

4. Pembahasan

Berdasarkan grafik perbandingan tegangan Von-Misses diketahui bahwa temperatur kerja sangat berpengaruh terhadap tegangan von misses yang terjadi pada mesin *hot press* dimana tegangan Von-Misses meningkat dari yang terkecil terjadi pada saat temperatur 27°C yaitu sebesar 154.6 MPa dan tegangan Von-Misses terbesar terjadi pada saat temperatur 200°C yaitu sebesar 442.36 MPa.

Sementara itu grafik deformasi total terhadap temperatur kerja, nilai deformasi meningkat seiring dengan peningkatan temperatur kerja mesin *hot press*. Nilai deformasi terkecil pada saat temperatur 27° C yaitu 0.31357 mm dan nilai deformasi terbesar pada saat temperatur 200° C yaitu sebesar 0.70437 mm.

Nilai *safety factor* yang diperoleh berdasarkan tegangan luluh bahan berbanding tegangan Von-Misses. Nilai *safety factor* terbesar untuk mesin *hot press* yaitu 4.2 pada temperatur 27 ° C dengan tegangan Von-Misses 154.6 MPa dan nilai *safety factor* terkecil diperoleh sebesar 1.48 pada temperatur 200 ° C dengan tegangan Von-Misses 442.36 MPa sehingga mesin *hot press* aman untuk digunakan hingga temperatur kerja 200°C.

5. Simpulan

- 1) Dari perancangan elemen mesin, diperoleh data:
 - a. Berdasarkan perancangan ulir daya, diperoleh spesifikasi ukuran ulir yang akan digunakan yaitu ulir coarse diameter 30 mm dengan pitch 3.5 mm.
 - b. Untuk perancangan *roller chain* diperoleh spesifikasi nomor rantai 06 B dengan beban yang terjadi pada rantai sebesar 205.84 N.

- 2) Dari hasil simulasi menggunakan software metode elemen hingga diperoleh data:
 - a. Tegangan Von-Misses terhadap temperatur kerja diperoleh nilai tegangan terkecil sebesar 154.6 MPa pada saat temperatur 27°C dan tegangan terbesar sebesar 442.32 MPa pada saat temperatur 200°C.
 - b. Deformasi total terhadap temperatur kerja diperoleh nilai deformasi terkecil sebesar 0,31357 mm pada temperatur 27° C dan defomasi terbesar pada saat temperatur 200° C sebesar 0,70437 mm.
 - c. Nilai *safety factor* terbesar untuk mesin *hot press* diperoleh sebesar 4.2 pada saat tegangan 154.6 MPa dengan temperatur 27° C dan nilai *safety factor* terkecil untuk mesin *hot press* diperoleh sebesar 1.48 pada saat tegangan 442.36 MPa dengan temperatur 200°C.

Daftar Pustaka

- [1] Bakar, E.S. 2003. *Kayu Sawit Sebagai Substitusi Kayu Dari Hutan Alam*. Forum Komunikasi Teknologi dan Industri Kayu Jurusan Teknologi Hasil Hutan Fakultas Kehutanan IPB Volume 2/1 Juli 2003, Bogor.
- [2] Bakar, E.S., O. Rachman, W. Darmawan, dan L. Hidayat. 1999. *Pemanfaatan Batang Kelapa Sawit (Elaies guineensis jacq.) Sebagai Bahan Bangunan dan Furniture (II): Sifat Mekanis Kayu Kelapa Sawit*. Jurnal penelitian Hasil Hutan Fakultas Kehutanan Institut Pertanian Bogor Vol. XII No,1, Bogor.
- [3] Haygreen J.G dan J.L. Bowyer. 1996. Hasil Hutan dan Ilmu Kayu. Suatu Pengantar. HadikusumoSA, Penerjemah; Prawirohatmodjo S, editor. Terjemahan dari: *Forest Product And Wood Science, An Introduction*. Gajah Mada University Press. Yogyakarta.
- [4] Juvinall, Robert C. and Kurt M. Marshek. 2012. *Fundamentals of Machine Component Design*. New Jersey : Wiley & Sons, Inc.
- [5] Khurmi, R.S. and J.K. Gupta. 2005. *A textbook of Machine Design*. New Delhi; Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.