

Perancangan Struktur *Hydraulic Crane* ASTM A871-65 Kapasitas 250 Kg sebagai Sarana Penunjang Laboratorium *Outboard Engine* di PPNS

Andita Dharmayanti Fatimatu Zahro^{1*}, Pranowo Sidi², Widya Emilia Primaningtyas³

Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111, Indonesia ^{1*,2,3}
E-mail: anditadharmayanti@student.ppns.ac.id^{1*}

Abstract – The PPNS outboard engine laboratory is one of the learning media for marine engineering majors, it has a practical support tool for the process of moving machines outside the hull of the ship using manual material handling, it's just that it has dimensions that are not in accordance with the conditions of the laboratory layout. So it is necessary to redesign the tool to facilitate the transfer of the outboard engine from the laboratory to the test pool. A hydraulic crane with a capacity, strength and dimensions that are tailored to the needs of the outboard engine laboratory. The calculation and planning of the hydraulic crane structure made from ASTM A871-65 material using the design method has been carried out. The result is a detailed working drawing (detail drawing) with tool dimensions specifications 1526x867x1580 mm made from ASTM A871-65. On the boom hydraulic crane, the maximum stress compared to the allowable stress of the safe/strong material is $164,014 \text{ N/mm}^2 < 298,667 \text{ N/mm}^2$, the support structure is safe from bending because the loading force is greater than the working force of the support at $5747005,567 \text{ N} > 5559,82731 \text{ N}$, at leg structure calculation of safe crane stability where the length of the boom is shorter than the length of the leg (fork), there is no disturbing moment. The total budget plan for making tools is Rp. 1,992,000. The data from the design and budget plan are used as guidelines for the manufacture of hydraulic cranes.

Keyword: ASTM A871-65, Autodesk Fusion 360 (Educational License), Design, Hydraulic Crane, Static Analysis.

Nomenclature

$\Sigma(F_x, F_y, M)$	Total dari Gaya x, y, dan Momen (N)
M	Momen pada sudut (N/mm)
P	Beban atau gaya yang bekerja (N)
b (mm)	Lebar profil hollow
h	Tinggi profil hollow (mm)
I	Momen Inersia (mm ⁴)
sf	Safety factor
C	$\frac{1}{2}$ profil hollow (mm)
l	Panjang (mm)
E	Modulus Elastisitas Material (N/mm ²)
τ_{max}	Tegangan maksimum (N/mm ²)
P_{cr}	Buckling loads (N)

1. PENDAHULUAN

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (PPNS) merupakan satu-satunya politeknik negeri di bidang pendidikan vokasi perkapalan dan berorientasi pada *marine manufacture*. Dalam melaksanakan program *link and match*, PPNS menjalin hubungan kerjasama yang kuat dengan pihak industri dan terlibat langsung

dalam penyusunan standar kompetensi nasional serta mengembangkan pola pendidikan *teaching factory*.

Dalam menunjang keterampilan dan meningkatkan keahlian kompetensi mahasiswa, PPNS akan menyediakan laboratorium khusus untuk *outboard engine* pada Gedung *Repairing and Maintenance*. Pada laboratorium *outboard engine* alat penunjang praktikum untuk proses pemindahan mesin di luar lambung kapal dari satu tempat ke tempat lain menggunakan pesawat angkat berupa *manual material handling* jenis *engine lifter crane* sistem hidrolik, tetapi memiliki dimensi yang tidak sesuai dengan kondisi *layout* laboratorium *outboard engine*. Penggunaan *engine lifter crane* sistem hidrolik dengan dimensi yang terlalu besar kurang efisien dari segi kebutuhan material yang diangkat. Tenaga yang dikeluarkan operator dalam mendorong, menarik, maupun memutar beban dan *crane* menyebabkan kelelahan berlebih pada operator sehingga tidak aman menurut segi ergonomi karena *crane* yang terlalu berat. Ditambah lagi jarak yang ditempuh dari laboratorium menuju ke kolam uji cukup jauh dan proses yang dilakukan juga berulang-ulang.

Maka perlu dirancang ulang alat untuk memudahkan pemindahan *outboard engine* dari laboratorium menuju ke kolam uji. Pesawat angkat yang akan dirancang adalah *hydraulic*

crane yang memiliki kapasitas lebih ringan atau sesuai dengan kebutuhan dari laboratorium *outboard engine*. Alat ini mudah digunakan dan dapat dibongkar pasang sehingga mudah disimpan. Faktor utama pada *hydraulic crane* merupakan kekuatan terhadap pembebanan. Struktur yang dimiliki kuat sehingga dibutuhkan perancangan dan analisis struktur yang akurat agar tidak terjadi kegagalan yang mengakibatkan kecelakaan kerja. Perancangan ini juga memberikan alternatif biaya rendah dan efisien untuk penanganan material. Beban pada *hydraulic crane* dapat bermanuver dan memindahkan beban berat menjadi mudah.

Berdasarkan permasalahan di atas, dalam penelitian ini dibuat sebuah perancangan struktur *hydraulic crane* berbahan material ASTM A871-65 yang sesuai dengan kebutuhan laboratorium kapasitas beban angkat 250 kg sebagai sarana penunjang dan mempermudah pekerjaan pemindahan *outboard engine* dari laboratorium menuju ke kolam uji di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

2. METODOLOGI

2.1 Metode Penelitian

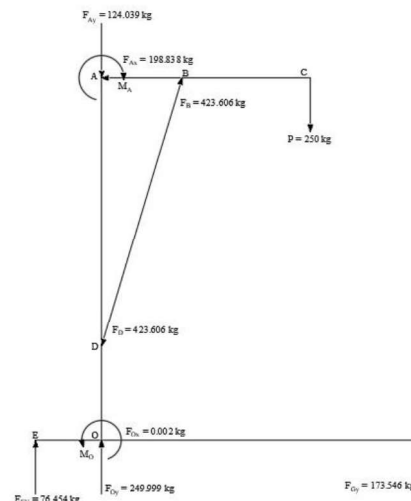
Metode yang digunakan yaitu Metode Perancangan dimana metode ini merancang struktur hidrolik *crane* meliputi pengumpulan data, menghitung dan merencanakan struktur berbahan material ASTM A871-65, analisis kekuatan struktur, dan *detail drawing*. Berikut tahap penelitian yang dilakukan:

1. Observasi Lapangan dan Identifikasi Masalah
2. Pengumpulan Data
3. Perhitungan Struktur
4. Menggambar dan Merencanakan Struktur
5. *Input Material Properties* dan Kondisi Beban
6. Analisis Struktur
7. Pemilihan Komponen
8. *Detail Drawing*
9. Rincian Biaya Perancangan Alat

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

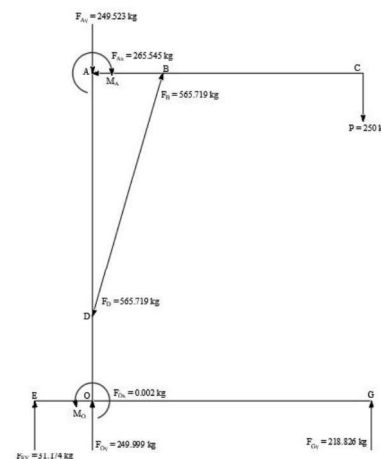
3.1 Diagram Benda Bebas *Hydraulic Crane*

Menghitung reaksi gaya menggunakan konsep mekanika analisis kesetimbangan gaya berupa diagram benda bebas pada bagian keseluruhan struktur keluaran 1, keseluruhan struktur keluaran 2, lengan keluaran 1, lengan keluaran 2, penopang, dan kaki. Sehingga menghasilkan reaksi gaya keseluruhan *hydraulic crane* keluaran 1 pada gambar 1 dan reaksi gaya keseluruhan *hydraulic crane* keluaran 2 pada gambar 2.



Gambar 1. Reaksi Gaya Keseluruhan Keluaran 1 (Posisi 90°)

Sumber: Dokumen Pribadi, 2021



Gambar 2. Reaksi Gaya Keseluruhan Keluaran 2 (Posisi 90°)

Sumber: Dokumen Pribadi, 2021

3.2 Perencanaan Kekuatan Struktur

Untuk mengetahui desain hidrolik *crane* aman atau tidaknya menumpu beban yang dibutuhkan, maka harus dihitung kekuatan struktur hidrolik *crane*.

3.2.1 Perhitungan Struktur Lengan

Lengan hidrolik *crane* ini direncanakan teleskopik 2 posisi (840 – 1100) mm, tebal plat 0.25 mm dan berat lengan hidrolik *crane* (W_1) = 5.939 kg.

Material / *mechanical properties* lengan hidrolik *crane*:

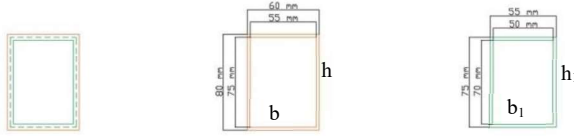
Tabel 1: Data Material / *Mechanical Properties* Plat ASTM-A871-65

Grade	Minimum Yield Point		Minimum Tensile Strength		Minimum Elongation	
	Ksi	[Mpa]	ksi	[Mpa]	In 8 inch	In 2 inch
65	65	[448]	80	[552]	15	17

Sumber: www.ssab.com, 2019

Kekuatan struktur lengan hidrolik crane:

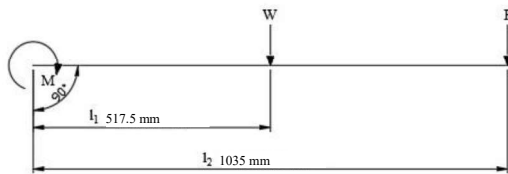
Untuk mengetahui desain lengan hidrolik crane aman atau tidaknya menumpu beban yang dibutuhkan, maka harus dihitung kekuatan struktur lengan hidrolik crane.



Gambar 3. Penampang Struktur Lengan Hidrolik Crane ASTM A871-65

Sumber: Dokumen Pribadi, 2021

- Material struktur lengan = ASTM A871-65
- Yield strength (σ_{yield}) = 448 Mpa
- Berat lengan (W) = 5.939 kg = 58.26159 N
- $F_{max} = P_{max} = 250$ kg = 2452.5 N
- Luas penampang (A) = $A_1 + A_2$
 $A_1 = L_1 - L_2 = 675$ mm²
 $A_2 = L_1 - L_2 = 625$ mm²
 $A = 1300$ mm²
- Inersia penampang (I)
 $I = \frac{1}{12}((b \times h^3) - (b_1 \times h_1^3))$
 $I = 626406.25$ mm⁴
- Momen pada posisi lengan 90°



Gambar 4. Momen pada Posisi Lengan 90°

Sumber: Dokumen Pribadi, 2021

$$+\circlearrowleft \sum M_{90^\circ} = P(l_2) + W(l_1) = 2568487.873 \text{ Nmm}$$

- Tegangan izin maksimal (σ_{max})

Tegangan izin:

$$\sigma_{izin} = \frac{\sigma_{yield}}{sf \times k} = 298.667 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan normal:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A} = 1.886538462 \text{ N/mm}^2$$

$$sf = \frac{\sigma_{yield}}{\sigma_{max}} = 237.4719674$$

$$sf \geq 1.5 \rightarrow \text{aman}$$

Tegangan lentur:

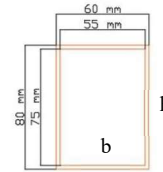
$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} = 164.0141919 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} < \sigma_{izin}$$

$$164.014 < \frac{448}{1.5}$$

$$164.014 < 298.667 \rightarrow \text{aman}$$

3.2.2 Perhitungan Struktur Penopang



Gambar 5. Penampang Struktur Penopang Hidrolik Crane Sumber: Dokumen Pribadi, 2021

- Material struktur penopang = ASTM A871-65
- Yield strength (σ_{yield}) = 448 Mpa
- $F_{max} = F_{Dmax} = 566.751$ kg = 5559.82731 N
- Luas penampang (A) = $L_1 - L_2$
 $L_1 = b_1 \times h_1 = 4125$ mm²
 $L_2 = b_2 \times h_2 = 4800$ mm²
 $A = 675$ mm²
- Inersia penampang (I)
 $I = \frac{1}{12}((b \times h^3) - (b_1 \times h_1^3))$
 $I = 626406.25$ mm⁴

Shingga persamaan yang digunakan untuk mencari nilai beban kritis pada teori buckling untuk penopang yaitu:

- Check buckling Euler

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{(K \times L)^2} = 8620508.351 \text{ N}$$

Shingga beban operasi maksimum dalam kondisi aman dapat diketahui dengan persamaan:

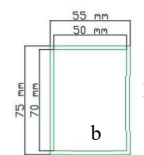
$$F = \frac{P_{cr}}{sf} = 5747005.567 \text{ N}$$

Jadi dapat disimpulkan bahwa struktur penopang aman dari tekukan karena gaya pembebanan aman lebih besar daripada gaya kerja penopang yaitu:

$$F > F_{max} \rightarrow (\text{aman})$$

$$5747005.567 \text{ N} > 5559.82731 \text{ N}$$

3.2.3 Perhitungan Struktur Kaki



Gambar 6. Penampang Struktur Kaki Hidrolik Crane Sumber: Dokumen Pribadi, 2021

- Material struktur kaki = ASTM A871-65
- Yield strength (σ_{yield}) = 448 Mpa
- $F_{max} = F_{Oy max} = 250$ kg = 2452.5 N
- Luas penampang (A) = $L_1 - L_2$
 $L_1 = b_1 \times h_1 = 4125$ mm²
 $L_2 = b_2 \times h_2 = 3500$ mm²
 $A = 625$ mm²
- Tegangan izin maksimal (σ_{max})

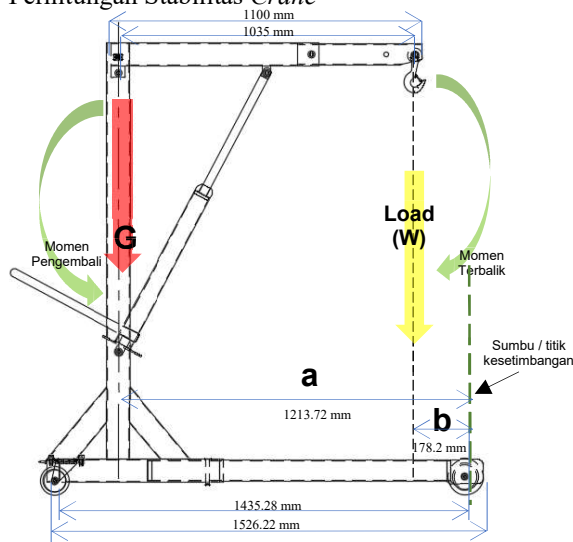
$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A} = 3.924 \text{ N/mm}^2$$

- Safety factor (sf)

$$sf = \frac{\sigma_{yield}}{\sigma_{max}} = 114.1692151$$

$$sf \geq 1.5 \rightarrow \text{aman}$$

-Perhitungan Stabilitas Crane

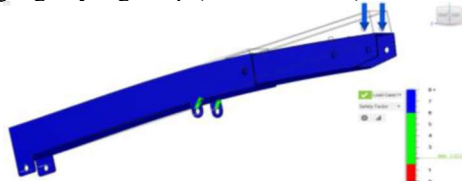


Gambar 7. Syarat Stabilitas Crane
 Sumber: Dokumen Pribadi, 2021

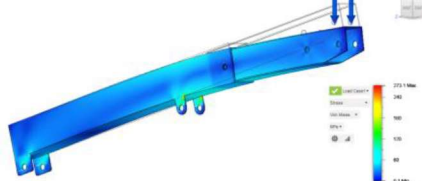
Berdasarkan informasi data pada gambar 7 dimana panjang lengan lebih pendek daripada panjang kaki (garpu), maka tidak perlu menghitung stabilitas karena tidak ada momen pengganggu. Perhitungan stabilitas hanya diperlukan kalau posisi beban berada di luar jangkauan kaki (tumpuan). Sehingga beban yang diangkat bisa masuk di antara kedua kaki / garpu.

3.3 Analisis Kekuatan Struktur

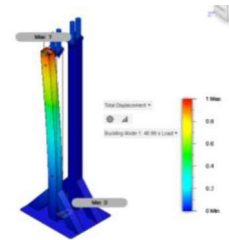
Hasil analisis dengan menggunakan software Autodesk Fusion 360. *Safety factor* yang digunakan adalah 1.5 karena bahan sudah diketahui, kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap (Vidosic, 1973).



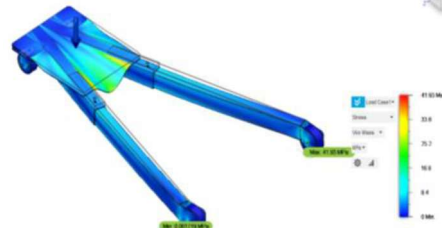
Gambar 8. Hasil Safety Factor Lengan (2.022)
 Sumber: Dokumen Pribadi, 2021



Gambar 9. Hasil Von Mises Lengan (273.1 Mpa)
 Sumber: Dokumen Pribadi, 2021



Gambar 10. Hasil Buckling Mode 1 Penopang (46.99xLoad)
 Sumber: Dokumen Pribadi, 2021



Gambar 11. Hasil Von Mises Kaki (41.93 Mpa)
 Sumber: Dokumen Pribadi, 2021

3.4 Pemilihan Komponen

3.4.1 Pemilihan Kait Pengangkat

Berdasarkan perencanaan maksimal daya angkat adalah 250 kg, maka dipilih kait dari BLT-Catalogue yang mendekati nilai maksimal daya angkat. Kait yang dipilih adalah kait yang dapat berputar (*swivel hook*) menggunakan bantalan bola dengan jepit pengaman.

3.4.2 Sistem Hidrolik

Menentukan panjang langkah hidrolik dapat diketahui dari perhitungan diagram benda bebas.

- Panjang hidrolik minimal (posisi 45°) yang direncanakan.
 $R_{min} = 709.917 \text{ mm}$
- Panjang hidrolik maksimal (posisi 105°)
 $R_{max} = 1140.659 \text{ mm}$
- Dari panjang maksimal dan panjang minimal hidrolik didapat panjang langkah (*stroke*), yaitu:
 $Stroke = R_{max} - R_{min} = 430.741 \text{ mm}$

Menentukan kapasitas beban maksimal silinder hidrolik dapat diketahui dari perhitungan diagram benda bebas lengan 105° posisi 2.

$$F_B = F_{Hidrolik} = 566.751 \text{ kg}$$

Maka dengan itu diperoleh kapasitas beban maksimal yang didapat dari $F_{Hidrolik}$ adalah 566.751 kg.

Pemilihan hidrolik ini berdasarkan pada perhitungan kapasitas beban maksimal hidrolik yaitu 566.751 kg dan *stroke* (panjang langkah) hidrolik yang dibutuhkan 430.741 mm. Hasil beban dan *stroke* tersebut dipilih hidrolik jenis *long ram jack* tipe D-51010 dengan kapasitas 3 ton (3000 kg) dan *stroke* 431.8 mm dari *US Jack Catalog*.

3.4.3 Perhitungan Pin

- Perhitungan Pin Penghubung Batang Lengan dan Batang Penopang

- Pemilihan bahan:

Alloy steel (37C15): $\sigma_y = 620.422 \text{ N/mm}^2$

- Safety factor = 3

- Tegangan yang diizinkan

$$\sigma_t = \frac{\sigma_y}{sf} = 206.807 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{\sigma_y}{sf} = 206.807 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_y}{sf} = 103.404 \text{ N/mm}^2$$

b. Perhitungan Pin Penghubung Kait dan Lengan

- Pemilihan bahan:

Alloy steel (37C15): $\sigma_y = 620.422 \text{ N/mm}^2$

- Safety factor = 3

- Tegangan yang diizinkan

$$\sigma_t = \frac{\sigma_y}{sf} = 206.807 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{\sigma_y}{sf} = 206.807 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{0.5 \times \sigma_y}{sf} = 103.404 \text{ N/mm}^2$$

3.4.4 Pemilihan Roda Depan dan Belakang

Berdasarkan perhitungan diagram benda bebas diperoleh nilai F_{Ey} dan F_{Gy} maksimal (beban maksimal yang diterima roda *hydraulic crane*). Nilai tersebut akan dipergunakan untuk menentukan pemilihan roda.

- Beban maksimal yang diterima roda belakang hidrolik *crane*.

$$F_{Ey} \text{ maksimal (keluaran 1 lengan } 45^\circ) = 115.986 \text{ kg.}$$

Beban yang diterima masing-masing roda belakang:

$$P = \frac{115.986}{2} = 57.993 \text{ kg.}$$

- Beban maksimal yang diterima roda depan hidrolik *crane*

$$F_{Gy} \text{ maksimal (keluaran 2 lengan } 90^\circ) = 218.826 \text{ kg.}$$

Beban yang diterima masing-masing roda depan:

$$P = \frac{218.826}{2} = 109.413 \text{ kg.}$$

Berdasarkan beban maksimal yang diterima roda depan dan belakang maka dipilih roda dari katalog TENTE.

- Roda depan (*wheel*; UEP 125×40×Ø8).

- Roda belakang (*swivel caster*; 3471ITP100P63) EAN 4031582304787.

3.5 Rincian Biaya Manufaktur

3.5.1 Biaya Bahan Baku

Adapun rincian dari biaya bahan baku dijelaskan pada tabel 2 di bawah ini.

Tabel 2: Biaya Bahan Baku

No	Komponen	Qty	Satuan	Harga @	Total
1	Hollow ASTM A871 60x80x2.5 mm	1	batang	Rp340.000	Rp340.000
2	Hollow ASTM A871 55x75x2.5 mm	1	batang	Rp270.000	Rp270.000
3	Plat ASTM A871-65	4	kg	Rp35.000	Rp140.000
4	Kait / Hook	1	buah	Rp50.000	Rp50.000
5	Hidrolik	1	buah	Rp500.000	Rp500.000
6	Lock Pin M14	7	buah	Rp2.500	Rp17.500
7	Roda Depan	2	buah	Rp10.000	Rp20.000
8	Roda Belakang	2	buah	Rp20.000	Rp40.000

9	Baut dan Mur M12x25 mm	8	buah	Rp6.100	Rp48.800
10	Dempul	0,5	kg	Rp60.000	Rp30.000
11	Cat Hitam Nippon Paint	1	kg	Rp60.000	Rp60.000
12	Thinner A	1	liter	Rp15.000	Rp15.000
Total					Rp1.531.300

Sumber: Hasil Perhitungan, 2021

Total biaya pembelian bahan baku hidrolik *crane* sebesar Rp1.531.300.

3.5.2 Biaya Pembuatan

Adapun rincian pembuatan dijelaskan pada tabel 3.

Tabel 3: Biaya Pembuatan

Biaya Pembuatan							
No.	Biaya Tenaga Kerja	Standard Time	Satuan	Qty	Satuan	Total	Satuan
1	Cutting Profil dan Plat	5	menit	21	potong	105	menit
2	Drilling	2	menit	36	lubang	72	menit
3	Welding	2	menit	74	titik	148	menit
4	Proses Gerinda dan Dempul	5	menit	31	bagian	155	menit
5	Painting	10	menit	13	bagian	130	menit
6	Assembly	1	menit	11	bagian	11	menit
Total						621	menit
WAKTU PENERJAAN		310,5	Menit	=	5,175	jam	
TENAGA KERJA						2	orang
OUTPUT						1	unit
UMR SURABAYA						Rp4.300.000	
UPAHJAM						Rp34.127	
TOTAL MANPOWER/ORANG						Rp176.607	
TOTAL BIAYA MANPOWER						Rp353.214	
No.	Biaya Pendukung	Lama Waktu	Satuan	Qty	Satuan	Total	
1	Listrik	5,175	jam	Rp1.445	kWh	Rp7.476	
2	Lainnya					Rp100.000	
TOTAL BIAYA PENDUKUNG						Rp107.475	
TOTAL BIAYA PEMBUATAN						Rp460.689	

Sumber: Hasil Perhitungan, 2021

Sehingga total biaya yang dikeluarkan untuk biaya pembuatan alat hidrolik *crane* adalah Rp460.700.

3.5.3 Biaya Total

Biaya total adalah jumlah biaya yang dikeluarkan pada proses perancangan dan pembuatan alat hidrolik *crane*, yang diakumulasi dari biaya bahan baku dan biaya pembuatan.

$$\begin{aligned} \text{Biaya total} &= \text{Biaya bahan baku} + \text{Biaya pembuatan} \\ &= \text{Rp1.531.300} + \text{Rp460.700} \\ &= \text{Rp1.992.000} \end{aligned}$$

Jadi dapat disimpulkan estimasi biaya total dari proses perancangan dan pembuatan alat hidrolik *crane* adalah Rp1.992.000 atau satu juta sembilan ratus sembilan puluh dua ribu rupiah.

4. KESIMPULAN

a. Hasil perancangan dari perhitungan struktur *hydraulic crane* kapasitas 250 kg yang sesuai dengan kondisi laboratorium yaitu berupa desain dan pemodelan *detail drawing* untuk mempermudah dalam proses pembuatannya.

- b. Kekuatan struktur pada bagian lengan, penopang, dan kaki semuanya aman dan kuat berbahan material ASTM A871-65. Hasil tegangan perhitungan struktur dan analisis pada *software* semuanya di bawah tegangan izin material.
- c. Parameter dan spesifikasi dari alat ini, antara lain:
- Dimensi dari alat ini 1526 mm × 867 mm × 1580 mm, berat alat 70 kg, dan kapasitas angkat 250 kg.
 - Lengan *crane* teleskopik = 840 – 1100 mm.
 - Lengan *crane* bergerak naik turun menggunakan dongkrak hidrolis (*hydraulic long ram jack*) tipe D-51010 dari US Jack, dengan kapasitas angkat 3 ton dan panjang langkah 430.741 mm.
 - Kait yang digunakan adalah jenis kait yang dapat berputar (*swivel hook*) menggunakan bantalan bola, dilengkapi jepit pengaman dengan batas beban kerja 350 kg. Pemilihan kait ini dari katalog *Brierley Lifting Tackle*.
 - Roda untuk menggerakkan alat ini dipilih dari TENTE. Untuk roda depan (*wheel*; UEP 125×40-Ø8). Sedangkan untuk roda belakang (*swivel caster*; 3471ITP100P63) EAN 4031582304787.
- d. Biaya total yang dibutuhkan untuk membuat hidrolis *crane* adalah Rp1.992.000. Dengan rincian biaya bahan baku sebesar Rp1.531.300 ditambah biaya pembuatan sebesar Rp460.700.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

- Orang tua penulis dan seluruh keluarga yang senantiasa memberikan dukungan secara moral, materi, dan doa sehingga dapat terselesaikan Tugas Akhir.
- Bapak Pranowo Sidi, ST., MT., selaku Koordinator Program Studi Teknik Desain dan Manufaktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya sekaligus Dosen

Pembimbing I yang berkenan memberikan bimbingan, saran, dan pengetahuan baru pada penulis.

- Ibu Widya Emilia Primaningtyas, ST., MT. selaku Dosen Pembimbing 2 yang berkenan memberikan bimbingan, semangat, motivasi, saran, dan pengetahuan baru pada penulis.
- Semua pihak yang telah membantu penulis selama menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir.

6. PUSTAKA

- [1] Beer, F.P., Johnston, Jr., E. R. (1996). *Mekanika untuk Insinyur: Statika*, Edisi keempat, Terjemahan The Houw Liong, Nainggolan, H. **Penerbit Erlangga, Jakarta.**
- [2] Gere, J.M. dan Timoshenko, S.P. (1972). *Mekanika Bahan*, Edisi keempat. **Erlangga, Jakarta.**
- [3] Mulyadi, Sentosa. (2011). *Analisa Tegangan-Regangan Produk Tongkat Lansia dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga*. **Jurnal ROTOR**. Vol. 4, No.1.
- [4] Popov, E. P. (1989). *Mekanika Teknik*, Edisi kedua, Terjemahan Tanisan, Z. A. **Penerbit Erlangga, Jakarta.**
- [5] Rudenko, N. (1996). *Mesin Pengangkat*, Edisi kedua, Cetakan ketiga, Terjemahan Foad, Nazar. **Penerbit Erlangga, Jakarta.**
- [6] Shapiro, L. K. dan Shapiro, Jay P. (1980). *Cranes and Derricks Fourth Edition*. Lymbrook, New York.
- [7] Sularso. (1983). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. **Jakarta: Pradnya Paramita.**
- [8] Usman, M. K., Usman, W. J. (2018). *Rancang Bangun Kontruksi Alat Angkat Mesin (Engine Crane) Kapasitas 2 Ton*. **Journal Mechanical Engineering**, Vol 7, No 2.