

Perancangan Continuous Barge Unloader Kapasitas 800 Ton/Jam Bermuatan Batu Bara

Dhimas Satria, Aswata, Erny Listijorini, Imron Rosyadi, Haryadi, Rina Lusiani, Muhammad Furi Irsyadi
Jurusan Teknik Mesin, Universitas Sultan Ageng Tirtayasa
Jl. Jenderal Sudirman Km.03 Cilegon, 42435
Telp.: (0254) 395502, 376712, Fax: (0254) 395440376712
E-mail: dhimas@untirta.ac.id

Abstract

It is undeniable energy needs in Indonesia is increasing, and can never be separated from the need to use material of coal as a source of energy. So that industry has a role in the processing of coal should be increased productivity. One is an increase in productivity of the use of coal loading and unloading equipment at ports which handle ships - collier. This final project offers an example of the calculation and planning of loading and unloading equipment Continuous Barge Unloader capacity of 800 tons / hour for barges loaded with coal which is normally used in the industry, especially coal handling plant. The final project is expected to be the solution for the lack of productivity of the loading and unloading of coal and one of the reference design tool manufacture Continuous Barge Unloader. This design uses Pahl and Beitz method and the results of this research in the form of structural design tools, the selection of the main component unloader (driving, lifting, belt conveyor, bucket conveyor, and electric motors for lifting and driving).

Keywords: Unloader, coal, barge, Pahl and Beitz, ports.

PENDAHULUAN

PT. XYZ adalah salah satu pembangkit yang menggunakan bahan bakar batubara dengan kapasitas 3400 MW. Untuk mencukupi kapasitas tersebut dibutuhkan batubara dalam jumlah yang banyak. Oleh karenanya diperlukan suatu penanganan khusus terhadap bahan bakar batubara tersebut yang dinamakan *coal handling system*.

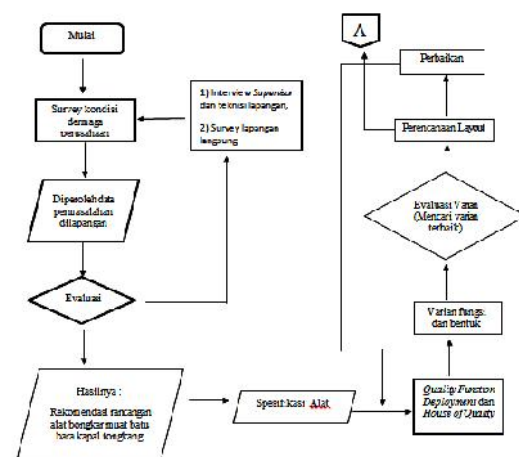
Setelah diamati lebih lanjut kondisi *Coal Handling System* pada perusahaan tersebut, ternyata muncul beberapa keluhan perusahaan diantaranya proses bongkar muat yang berada di salah satu area dermaga yaitu area *Semi Permanent Oil Jetty (SPOJ)*. Keluhan tersebut diantaranya minimnya luasan area SPOJ yang berdekatan dengan Dermaga I, sehingga ketika kapal yang masuk ke SPOJ dan Dermaga I dalam waktu bersamaan harus bergantian karena terhalangi oleh *Floating Crane*, kemudian penggunaan *floating crane* kurang efektif, dan perusahaan menargetkan aktivitas bongkar muat mencapai 10 jam, akan tetapi faktanya hasil laporan di lapangan rata - rata mencapai 14 jam yang masih menggunakan fasilitas bongkar muat berupa *Floating Crane*.

Tujuan yang ingin dicapai adalah merancang *Continuous Bucket Unloader* berkapasitas 800

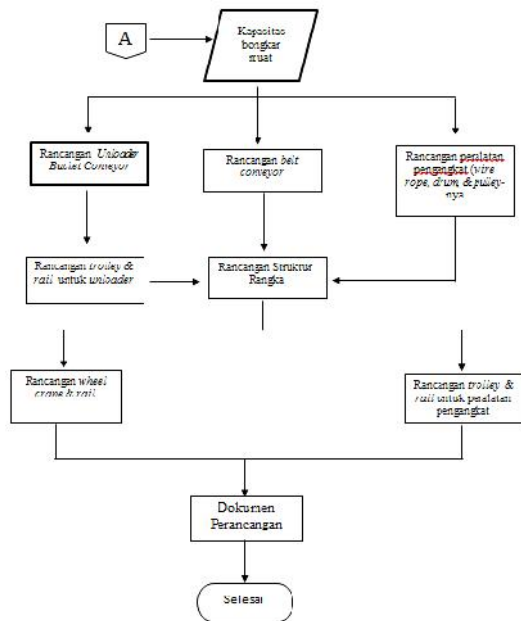
ton/jam untuk kapal tongkang bermuatan batubara dengan ketentuan:

- Belt Conveyor kapasitas 800 ton/jam
- Bucket Conveyor kapasitas 800 ton/jam
- Lifting equipment
- Mekanisme *trolley unloader* dan *crane*
- Struktur dengan tegangan kerja lebih kecil dari pada tegangan izin material $SF \geq 1$

METODOLOGI PENELITIAN

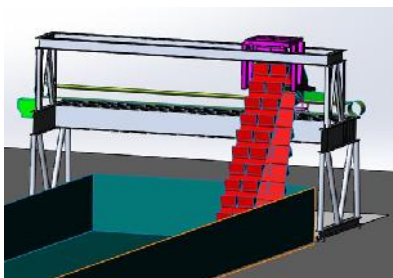


Gambar 1. Diagram Alir Penentuan Varian



Gambar 2. Diagram Alir Perancangan

Pemilihan Variant



Gambar 3. Continuous Barge Unloader

Continuous Barge Unloader diterapkan pada kondisi dermaga yang dikurangi wilayah daratannya atau diperlebar area perairan disekitar dermaga dengan maksud ada ruang khusus untuk tongkang bisa berlabuh, alasan kenapa dipilih karena lebar lalu lintas yang berada diarea unloader menjadi lebih luas, memenuhi target waktu bongkar muat memenuhi syarat kapasitas kebutuhan perusahaan.

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Perencanaan Belt Conveyor

Lebar Belt

Rumus menghitung lebar belt yang disangga troughed idler (Btr) :

$$Btr = (Q/160.v.\gamma \cdot (3,6 C_1 \tan (0,35 \phi) + 1)^{1/2} \quad (1)$$

Dengan angle of the load repose (ϕ) : 35° maka hasilnya :

$$Btr = (Q/285.v.\gamma.C_1)^{1/2} \text{ m} \quad (2)$$

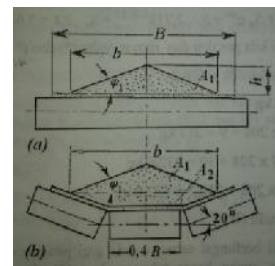
Dengan C_1 faktor koreksi. Hal ini disebabkan oleh adanya sudut kemiringan konveyor : $= 0^\circ$

$$\beta = 0^\circ - 10^\circ, C_1 = 1,0$$

$$Btr = (800/285.4.0.8.1)^{1/2} \text{ m} = 0,94 \text{ m}$$

Sehingga dipilih belt dengan lebar standar 1000 mm. (Zainuri, 2010).

Luas Penampang



Gambar 4. Muatan curah flat & troughed idler

Ada dua luasan : A_1 berbentuk segitiga dan A_2 berbentuk trapesium.

$$A = A_1 + A_2 \quad (3)$$

$$A = 0,16 B^2 C_1 \tan(0,35 \phi) + 0,0435 B^2 = 0,078 \text{ m}^2$$

Untuk pembuktiannya, maka dibalik menghitung kapasitasnya :

$$Q = A \cdot v \cdot \gamma \quad (4)$$

$$Q = 0,078 \text{ m}^2 \cdot 4 \text{ m/s} \cdot 0,78 \text{ ton/m}^3 = 876 \text{ ton/jam}$$

Berat Belt

Dipilih belt dengan jumlah lapisan $i = 10$ lapis, tebal tiap lapis 1,25 mm, tebal cover pada sisi beban $\delta_1 = 3 \text{ mm}$, dan pada sisi roll pembawa $\delta_2 = 1 \text{ mm}$.

$$q_b = 1,1 B (1,25i + \delta_1 + \delta_2) \quad (5)$$

$$q_b = 1,1 \times 1 (1,25 \times 10 + 3 + 1) = 18,15 \text{ kg/m}$$

Berat beban muatan curah

$$q = 1000 \cdot A \cdot \gamma \quad (6)$$

$$q = 1000 (0,078) (0,78) = 60,84 \text{ kg/m}$$

Berat idler rotating part (G_p)

Spesifikasi Trough Idler :

Diameter Idler = 127 mm

Diameter Shaft = 20 mm

Panjang Roll = 280,987 mm

Sudut Kemiringan = 20°

Berat Idler Keseluruhan = 32,66 kg

Spesifikasi Return Idler :

Diameter Idler = 127 mm

Panjang Roll = 1133,475 mm

Berat Idler = 17,69 kg

Jarak Idler maksimum, $I = 1300$ mm. Jarak idler pada zone pembebanan (*loading zone*) belt, $I_1 = 0,5 I$ Pada operasi balik (*return run*), $I_2 = 2 I$. Maka, jarak $I_1 = 650$ mm = 0,65 m, jarak $I_2 = 2600$ mm = 2,6 m.

$$q'_p = G'_p / I_1 \quad (7)$$

$$q'_p = 32,66 / 0,65 = 50,25 \text{ kg/m}$$

$$q''_p = G''_p / I_2 \quad (8)$$

$$q''_p = 17,69 / 2,6 = 6,80 \text{ kg/m}$$

Diameter Puli

Menurut referensi diameter minimal puli penggerak yang disarankan adalah:

$$D_p \geq k_i \text{ mm} \quad (9)$$

k = factor proportionality (125 to 150)

i = jumlah lapisan belt (10)

$$D_p \geq (125)(10) \text{ mm}$$

$$D_p \geq 1250 \text{ mm}$$

(Spivakovsky dan Dyachkov)

Panjang Belt

$$\text{Total panjang belt} = (2 \times 26.000 \text{ mm}) + (2 \times 963,50) = 55.927 \text{ mm}$$

Tahanan Gerak Belt & Tarikan belt

Tarikan S_1 pada titik 1, di mana belt meninggalkan pulley penggerak = S_1

Tarikan S_2 pada titik 2 :

$$S_2 = S_1 + W_{1,2}$$

$$S_2 = S_1 + (q_b + q''_p) L \cdot w' \cdot \cos \beta$$

$$+ (q_b L \sin \beta)$$

(10)

$$S_2 = S_1 + 25,95 \text{ kg}$$

Tarikan S_3 pada titik 3 :

Tahanan gesek pada puli (sprocket atau drum) berkisar 5 – 7 % sehingga :

$$S_3 = 1,07 S_2 \quad (11)$$

$$S_3 = 1,07 S_1 + 27,76 \text{ kg}$$

Tarikan pada titik 4, dihitung untuk material langsung dijatuhkan pada ujung tail pulley (S_4), sehingga :

$$S_4 = S_3 + W_{3,4}$$

$$S_4 = S_3 + \{(q + q_b + q'_p)(L \cdot w' \cdot \cos \beta)$$

(12)

$$- (q_b + q)(L \sin \beta)\}$$

$$S_4 = S_3 + \{(60,84 + 18,15 + 50,25)(26 \cdot 0,04) - (11,275 + 60,84)(26 \cdot 0)\}$$

$$S_4 = 1,07 S_1 + 160,17 \text{ kg}$$

Tarikan belt teoritis (S_t)

$$\alpha = 210^\circ = 3,7 \text{ rad}$$

μ factor gesek puli penggerak di mana besarnya :

$\mu = 0$, maka

$$S_t \leq S_{sl} e^{\mu \alpha}$$

$$S_t = S_4 * S_{sl} e^{\mu \alpha} = S_{sl} (2,718^{0,2 \cdot 3,7}) = 2,08 S_1$$

sehingga :

$$2,08 S_1 \geq 1,07 S_1 + 160,17 \text{ kg}$$

$$S_1 \geq 158,58 \text{ kg}; S_2 \geq 184,53 \text{ kg};$$

$$S_3 \geq 197,45 \text{ kg}; S_4 \geq 331,86 \text{ kg}$$

Tarikan Pulli (W_{dr})

Jika puli berfungsi sebagai roda gigi pengencang dan penggerak konveyor maka besar tahanan 3 – 5 % dari jumlah tegangan, sehingga :

$$W_{dr} = 0,03 (S_4 + S_1) \quad (13)$$

$$W_{dr} = 0,03 (331,86 + 158,58) = 14,7 \text{ kg}$$

Tegangan efektif pull (W_o)

$$W_o = S_4 - S_1 + W_{dr} \quad (14)$$

$$W_o = 331,86 - 158,58 + 14,7 = 187,98 \text{ kg}$$

Berat take-up gravity, G_{TU}

$$G_{TU} = S_2 + S_3 + W_T \quad (15)$$

$$G_{TU} = 184,53 + 197,45 + 15 = 396,98 \text{ kg}$$

Dimana, W_T adalah usaha puli bergerak pada slides.

$$\text{Total panjang belt} = (2 \times 26.000 \text{ mm}) + (2 \times 1.963,50) = 55.927 \text{ mm}.$$

Daya motor yang dibutuhkan

$$N = W_o v / 102 \eta_g \quad (16)$$

$$N = 187,98 (4) / 102 (0,96)(0,97) = 7916 \text{ W}$$

Perencanaan Bucket Conveyor

Dimensi Bucket

Dipilih V-type buckets, dengan lebar bucket $B = 1400$ mm, jarak antar bucket $a = 1045$ mm tinggi bucket $h = 1045$ mm

$$i_o/\alpha = Q/3,6 \cdot v \cdot \gamma \cdot \phi \quad (17)$$

$$\text{kapasitas bucket } (i_o) = 465 \text{ liter} = 329 \text{ kg}$$

Panjang Bucket

$$A \geq a_{\max} \cdot m \quad (18)$$

$a_{\max} = 60 \text{ mm}$ (lump size)

$m = 4,75$ (when the material contains 50 to 100 per cent by weight of lump sized)

$$A \geq 60 \times 4,75 \geq 285 \text{ mm}$$

Material Bucket :

1060 Alloy Aluminium

Mass = 166.200,85 grams = 166,2 kg

Volume = 61.555.871,94 mm³

$$q = Q/3,6v \quad (19)$$

$$q = 800/3,6(0,8) = 277 \text{ kg/m} = 0,277 \text{ ton/m}$$

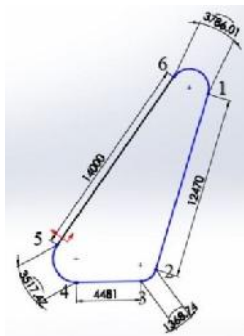
Validasi / Pembuktian : Lama waktu saat rentang 14 m dengan sudut kemiringan 36,3°. 14 m (cos 36,3°) / 0,8 m/s = 14 s

Total muatan pada bucket saat rentang 14 m, 0,277 ton/m x 14 (cos 36,3°) = 3 ton (teroritis)

329 kg x 10 (sepanjang 14 m) = 3.29 ton (actual)

Target pencapaian operasi 8000 ton / 10 jam, 3.29 ton / 14 s x 36 000 s = 8460 ton

Tarikan dan tegangan pada rantai



Gambar 5. Diagram Bucket Conveyor

Tarikan oleh puli penggerak:

$$S_{\max} = 1,15 \cdot H (q + K_2 \cdot Q) \quad (20)$$

$$S_{\max} = 1,15 \times 14 \{800/(3,6 \times 0,8) + (0,9 \times 800)\}$$

$$S_{\max} = 16.064,22 \text{ kg}$$

Tegangan pada titik 1 = S_1

Tegangan pada titik 2;

$$S_2 = S_1 + W_{1,2} = S_1 + (-q_0 \cdot H) \sin \alpha \quad (21)$$

$$S_2 = S_1 - (720 \cdot 12,47) \cos 17,95^\circ = S_1 - 8541.38 \text{ kg}$$

Tegangan pada titik 3;

$S_3 = S_2 + W_{2,3}$ dengan $W_{2,3}$ besarnya adalah 5% sampai 7% dari S_2

$$S_3 = S_2 + 0,07 \cdot S_2 \quad (22)$$

$$S_3 = 1,07 (S_1 - 8541.38) \text{ kg}$$

Tegangan pada titik 4;

$$S_4 = S_3 + W_{3,4} \quad (23)$$

$$S_4 = 1,07 (S_1 - 8541.38) = 1,07 S_1 - 9139.27 \text{ kg}$$

Tegangan pada titik 5;

$$S_5 = S_4 + W_{4,5} \quad (24)$$

dengan $W_{4,5}$ besarnya adalah 5% sampai 7% dari S_2

$$= S_4 + 0,07 \cdot S_4 = 1.145 S_1 - 9779.026 \text{ kg}$$

Tegangan pada titik 6;

Berat flat idler,

$$G''_p = 10 (1,4) + 3 = 10 (1,4) + 3 = 17 \text{ kg}$$

$$q''_p = G''_p / l_2 = 17 / 2,05 = 8,29 \text{ kg/m}$$

$$S_6 = S_5 + W_{5,6} \quad (25)$$

Dengan $W_{5,6} = (q + q_0 + q''_p) \cdot H \cdot \cos \alpha - (q + q_0) \cdot H \cdot \sin \alpha$
 $W_{5,6} = \{800/(3,6 \cdot 0,8) + (0,9 \cdot 800) + 8,29\} \cdot 14 \cos 36,30^\circ - \{800/(3,6 \cdot 0,8) + (0,9 \cdot 800)\} \cdot 14 \cos 36,30^\circ$
 $= 11351,46 - 8401.53 \text{ kg} = 2949.93 \text{ kg}$

maka :

$$S_6 = 1.145 S_1 - 9779.026 \text{ kg} + 2949.93 \text{ kg}$$

$$S_6 = 1.145 S_1 - 6829.096 \text{ kg}$$

$$S_{sl} = S_6 = S_{\max} \cdot 2,718$$

$$1.145 S_1 - 6829.096 \text{ kg} = 16064,22 \text{ kg} (2,718) \text{ kg}$$

$$1,145 S_1 = 43662.55 + 6829.096 \text{ kg}$$

$$1,145 S_1 = 50491.646 \text{ kg},$$

sehingga :

$$S_1 = 44097,50 \text{ kg}; S_2 = 35556,12 \text{ kg}$$

$$S_3 = 38045,05 \text{ kg}; S_4 = 38045,05 \text{ kg}$$

$$S_5 = 40708,21 \text{ kg}; S_6 = 43658,14 \text{ kg}$$

Tarikan yang terjadi pada sprocket

$$W_{dr} = k' (S_1 + S_6) \quad (26)$$

dengan $k' : (0,03 - 0,05)$

$$W_{dr} = 0,05 (44097,50 + 43658,14) \text{ kg} = 4387,78 \text{ kg}$$

Tarikan / tegangan efektif

$$W_o = S_6 - S_1 + W_{dr} \quad (27)$$

$$W_o = 43658,14 - 44097,50 + 4387,78 \text{ kg} = 3947,63 \text{ kg}$$

Daya motor yang dibutuhkan

$$N = W_o \cdot v / 102 \cdot \eta \cdot q \quad (28)$$

$$N = 3947,63 \cdot (0,8) / 102 \cdot (0,96) \cdot (0,97) = 33,25 \text{ kW}$$

Atau dapat menggunakan persamaan : $N = \frac{Q \cdot H}{367 \cdot \eta \cdot g (1,15 + K_2 \cdot K_3 \cdot v)}$

$$N = 800(14) / 367(0,96)(0,97) \{1,15 + (0,9 \cdot 0,8 \cdot 1,6)\}$$

$$N = 75,44 \text{ kW}$$

Jadi daya motor yang diperlukan adalah 75,44

kW (diambil yang terbesar).

Perencanaan Wire rope

$$S = Q / \text{Jumlah tali penggantung} \quad (29)$$

dimana :

S : Gaya tarikan tali (kg)

Q : Bobot muatan total (22125 kg)

maka :

$$S = 22125/4 = 5531,25 \text{ kg}$$

Dimana kekuatan putus tali sebenarnya

$$S = P/K \quad (30)$$

Dimana :

S : gaya maksimum yang diinginkan pada tali (5531,25 kg)

P : kekuatan putus tali sebenarnya (kg)

K : faktor keamanan sesuai dengan jenis mekanisme dan kondisi operasinya (5,5)

Maka :

$$P = S \cdot K = 5531,25 \text{ kg} \cdot 5,5 = 30\,421,875 \text{ kg}$$

Tipe tali baja yang dipilih wire rope dengan tipe 6 x 36 Galvanised Ws Fibre Core dengan spesifikasi:

Beban putus : 34317 kg

Tegangan putus : 1770 Mpa = 18048.98 kgf/cm²

Diameter tali : 24 mm

Maka gaya tarik maksimum tali yang diizinkan adalah :

$$S_{izin} = \text{Beban putus tali}/K \quad (31)$$

$$S_{izin} = 34.317 \text{ kg}/5,5 = 6.239,45 \text{ kg}$$

Tegangan tarik yang diizinkan :

$$\sigma_{izin} = \sigma_b/K \quad (32)$$

$$\sigma_{izin} = 18.048,98/5,5 = 3.281,63 \text{ kg/cm}^2$$

Luas penampang tali baja (F) adalah = 2,79 cm²

Tegangan tarik yang terjadi pada tali baja adalah

$$\sigma_t = S/F \quad (33)$$

$$\sigma_t = 5.531,25/2,79 = 19,8253 \text{ kg/mm}^2$$

Terlihat bahwa perencanaan tali aman karena :

gaya yang bekerja tali < gaya izin tali

$$5531,25 \text{ kg} < 6239,45 \text{ kg}$$

Tegangan tarik yang bekerja < tegangan tarik izin

$$19,825 \text{ kgf/mm}^2 < 32,816 \text{ kg/mm}^2$$

Perencanaan Puli

Berdasarkan jumlah lengkungan (NB) diperoleh:

$$Dm/d = NB \quad (34)$$

Dimana, jumlah lengkungan = 3,

maka NB = 23 (Rudenko, 1992)

Maka diameter puli :

$$Dm = 23 \cdot d = 23 \cdot 24 \text{ mm} = 552 \text{ mm atau } 55,2 \text{ cm.}$$

Perencanaan Drum

Perencanaan setiap drum dapat dihitung dengan rumus :

$$D > e_1 \cdot e_2 \cdot d \quad (35)$$

Dimana :

D : diameter drum pada dasar alurnya (mm)

d : diameter tali (24 mm)

e₁ : faktor yang tergantung pada alat pengangkat dan kondisi operasinya (30)

e₂ : faktor yang tergantung pada kondisi tali (0,9)

maka :

$$D \geq 30 \cdot 0,9 \cdot 24 \geq 648 \text{ mm} = 648 \text{ mm}$$

Jumlah lilitan atau putaran tali pada masing-masing drum dapat dihitung dengan rumus:

$$Z = (H_i/\Pi d) + 2 \quad (36)$$

Dimana :

H : tinggi angkat muatan (direncanakan 14.000 mm)

D : Diameter drum (648 mm)

i : perbandingan sistem tali , i = 2

maka :

$$Z = (14.000/\Pi.648) + 2 = 15,76 \text{ lilitan} = 16 \text{ lilitan}$$

Panjang total masing-masing drum:

$$L = [(2.H/\Pi.d) + 12].s + l \quad (37)$$

Dimana :

L : Panjang total drum (mm)

H : Tinggi angkat (14.000 mm)

D : Diameter drum (648 mm)

s : Jarak antara titik pusat tali baja (27 mm)

l : Lebar ruang antara bagian kanan dan kiri alur (12.s = 12 . 27 = 324 mm)

Maka:

$$L = [(2.14.000/\Pi.648) + 12].27 + 324 = 1019,54 \text{ mm}$$

Tebal dinding masing-masing drum ditentukan dengan rumus :

$$\omega = 0,02.D + (0,6 \text{ s.d. } 1,0 \text{ cm}) \quad (38)$$

Dimana :

ω : Tebal dinding drum (mm)

D : Diameter drum (648 mm)

$$\omega = 0,02 (648) + 10 \text{ mm} = 22,96 \text{ mm} = 2,29 \text{ cm}$$

Untuk menghitung tegangan tekan maksimum pada permukaan dalam drum digunakan rumus:

$$\sigma = S/\omega.s \quad (39)$$

Dimana :

σ : Tegangan tekan permukaan dalam drum (kg/cm²)

S : Gaya tarikan tali (5531,25 kg)

ω : Tebal dinding drum (2,29 cm)

s : Jarak antara titik pusat tali baja (2,7 cm)

$$\sigma = 5.531,25/2,29.(2,7) = 894,59 \text{ kg/cm}^2$$

Maka menggunakan material baja cor berdasarkan (Rudenko, 1992) σ yang diizinkan untuk baja cor sampai dengan 1600 kg/cm².

Perencanaan Motor pengangkat

$$N = Q.v/75.\eta \quad (40)$$

Dimana :

Q : Bobot muatan (22.12 kg)

v : Kecepatan angkat muatan (0,5 m/s)
 η : Efisiensi mekanisme pengangkat diasumsikan 0,8 dengan 3 pasang roda gigi penggerak (Rudenko, 1992)
 sehingga :
 $N = 22.12 \text{ kg} \cdot (0,5)/75 \cdot 0,8 = 184,37 \text{ Hp} = 137,48 \text{ kW}$

Perencanaan rail dan wheel crane

$$P_{max} = (Q + G_o)/8 \quad (41)$$

Dimana :

P_{max} : Gaya yang bekerja pada roda (kg)

Q : Bobot muatan + bobot *unloader* + belt conveyor (25.101 kg)

G_o : Bobot *Frame* (212.905 kg)

Maka : $(25.101 + 212.905)/8 = 29.750,75 \text{ kg}$

Beban yang bekerja pada roda sebesar 29.750,75 kg maka dipilih diameter roda baja dengan diameter 40 cm dan beban yang diizinkan pada roda sebesar 30000 kg, memakai rel 59,87 kg.

Dimensi *Wheel* :

B_{eff} (lebar rail) = 57 – 100 mm

Diameter *Wheel* = 400 mm

Tinggi *Rail* = 18,09 mm

Lebar *Rail* = 76,2 mm

Perencanaan Tahanan gerak roda Crane

$$W = \beta(Q + G_o)[(\pi d + 2k)/D] \quad (42)$$

Dimana :

W : Tahanan akibat roda gerak *Crane* (kg)

Q : Bobot muatan + bobot *unloader* + belt conveyor (25.101 kg)

G_o : Bobot *Frame* (212.905 kg)

β : Koefisien untuk memperhitungkan gesekan pada flens roda gerak (1,2 sampai 1,3 untuk bantalan luncur dan 1,8 untuk bantalan rol) (direncanakan menggunakan bantalan rol)

μ : Koefisien gesek pada bantalan roda (0,1 untuk bantalan luncur ; 0,01 untuk bantalan peluru dan rol ; dan 0,015 untuk bantalan rol fleksibel) (Rudenko, 1992) (direncanakan menggunakan bantalan rol)

d : Diameter dalam bantalan (300 mm)

k : Koefisien gesek pada gelinding roda (diasumsikan 0,05) (Rudenko, 1992)

D : diameter roda(400 mm)

Sehingga nilai tahanan gerak roda crane adalah:

$$W = 1,8(25.101 + 212.905)[0,01 \cdot 300 + 2 \cdot 0,05]/400]$$

$$W = 3.320 \text{ kg}$$

Perencanaan Motor penggerak crane

$$N_{mot} = W \cdot v / 75 \cdot \eta \quad (43)$$

Dimana :

W : Tahanan gerak *crane* (3.320 kg)

v : Kecepatan gerak roda (0,5 m/s)

η : Efisiensi total mekanisme (diasumsikan 0,8)

$$N_{mot} = 3.320 (0,5)/75 (0,8) = 27,6 \text{ hp} = 20,58 \text{ kW}$$

Perencanaan rail dan wheel trolley

$$P_{max} = (Q + G_o)/4 \quad (44)$$

$$P_{max} = 6656,25 \text{ kg}$$

Beban yang bekerja pada roda sebesar 6.656,25 kg maka dipilih diameter roda baja dengan diameter 31,5cm dan beban maksimum yang diizinkan sebesar 24750 kg dan memakai rel 53,97 kg

Dimensi *Wheel* :

Lebar *rail* = 55 – 100 mm

Diameter *rail* = 315 mm

Dengan menggunakan persamaan (42), akan didapatkan beban yang bekerja pada roda, yaitu:

$$W = 1,8(22.125 + 4.500)[0,01 \cdot 90 + 2 \cdot 0,05]/125]$$

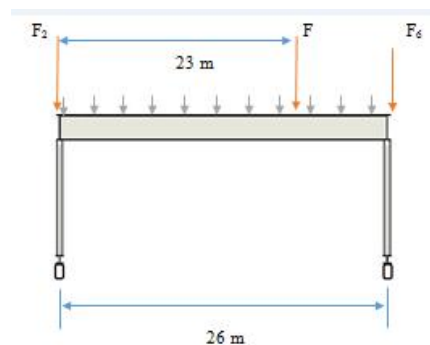
$$W = 383,4 \text{ kg}$$

Perencanaan Motor penggerak trolley

Daya yang dibutuhkan oleh peralatan penggerak dapat direncanakan dengan menggunakan persamaan (43):

$$N_{mot} = 383,4 (0,4)/75 (0,8) = 2,556 \text{ hp} = 1,9 \text{ kW}$$

Perencanaan Faktor Keamanan Struktur B



Gambar 5. Struktur B Beban Di Sisi Kanan

$$\Sigma M_B = N_A L - F_2 L - qL^2/2 - P_b = 0$$

$$N_A = F_2 + qL/2 + P_b/L$$

$$N_B = F_1 + qL/2 + P_a/L$$

Gaya Geser

Untuk menentukan gaya geser terbesar/maksimum terjadi saat kondisi dimana $x = 0$, yaitu pada jentang $0 \leq x \leq a$

$$V = qL/2 + P_b/L - q_x$$

$$V = 43.776,29 \text{ N}$$

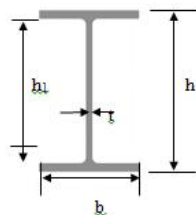
Momen Lentur

Untuk menentukan gaya geser terbesar/maksimum terjadi saat kondisi dimana $x = 23 \text{ m}$ ditinjau dari beban berada disisi sebelah kanan, yaitu pada jentang $0 \leq x \leq a$

$$M = (P.b.x/L) + (q.L.x/2) - (q.x^2/2)$$

$$M = 635.589,38 \text{ Nm}$$

Tegangan normal yang terjadi jika diambil dari potongan melintang *beam*



Gambar 6. Profil *Beam*

Dimensi *beam* yang direncanakan adalah

$$b = 550 \text{ mm} = 0,55 \text{ m}$$

$$h_1 = 1900 \text{ mm} = 1,9 \text{ m}$$

$$h = 2000 \text{ mm} = 2 \text{ m}$$

$$t = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

$$\sigma_x = M.y/I = (635.589,38)(0,95)/0,064$$

$$\sigma_x = 9.434.529,948 \text{ N/m}^2$$

dimana, $y : h_1/2$

Tegangan geser maksimum pada *beam*,

$$\tau_{\text{maks}} = (V/8.l.t) (bh^2 - bh_1^2 + th_1^2)$$

dimana,

$$I = 1/12 (bh^3 - bh_1^3 + th^3)$$

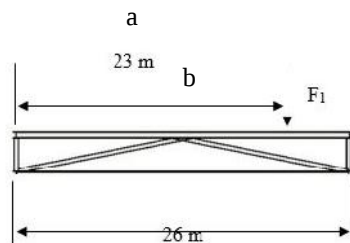
$$I = 0,064$$

$$\tau_{\text{maks}} = 3.283.221,75 \text{ N/m}^2$$

$$SF = \sigma_{\text{max}}/\sigma_{\text{kerja}} \quad (45)$$

$$SF = (250 \times 10^6 \text{ N/m}^2)/(9.434.529,94) = 26,49$$

Perencanaan Faktor Keamanan Struktur A



Gambar 7. Struktur A Beban Disisi Kanan

Gaya Geser

Untuk menentukan gaya geser terbesar/maksimum terjadi saat kondisi dimana $x = 0$, yaitu pada jentang $0 \leq x \leq a$

$$V = R_A$$

$$V = P_b/L$$

$$x = 0; V = (221.250)(3)/26 = 25.528,84 \text{ N}$$

Momen Lentur

Untuk menentukan gaya geser terbesar/maksimum terjadi saat kondisi dimana $x = 23 \text{ m}$ ditinjau dari beban berada disisi sebelah kanan, yaitu pada jentang $0 \leq x \leq a$

$$(0 \leq x \leq a), M = P.b.x/L$$

$$x = 23 \text{ m}; M = 221.250(3)(23)/26 = 587.163,461 \text{ Nm}$$

Dimensi *beam* yang direncanakan adalah

$$b = 550 \text{ mm} = 0,55 \text{ m}$$

$$h_1 = 820 \text{ mm} = 0,82 \text{ m}$$

$$h = 900 \text{ mm} = 0,9 \text{ m}$$

$$t = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$$

$$\sigma_x = M.y/I = (587.163,46)(0,41)/0,00997$$

$$\sigma_x = 24.146.140,32 \text{ N/m}^2$$

dimana, $y : h_1/2$

Tegangan geser maksimum pada *beam*,

$$\tau_{\text{maks}} = (V/8.l.t) (bh^2 - bh_1^2 + th_1^2)$$

dimana,

$$I = 1/12 (bh^3 - bh_1^3 + th^3)$$

$$I = 0,00997$$

$$\tau_{\text{maks}} = 820.789,334 \text{ N/m}^2$$

$$SF = (250 \times 10^6 \text{ N/m}^2)/(24.146.140,32) = 10,35$$

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perencanaan Continuous Barge Unloader, maka kita mendapatkan spesifikasi Belt Conveyor, Bucket Conveyor, Lifting Equipment, wheel crane, wheel trolley unloader, dan faktor keamanan struktur berdasarkan profil *beam*, yaitu Struktur B = 26,49 (aman), Struktur A = 10,35 (aman).

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Arief, F.M., 2016, "Perancangan *Lifter Segment Fly Over* Dengan Struktur *Beam* Untuk *Lifting*

Dapat Lepas Pasang”, *Tugas Akhir Teknik Mesin*, Untirta, Cilegon.

- [2] Gere, J. M., 2006, *Mechanics of Materials*, Sixth Edition, Thomson, Canada
- [3] Khurmi, R.S. dan Gupta, J.K., 2005, *A Textbook of Machine Design*, Eurasia Publishing House (Pvt.) Ltd., New Delhi
- [4] Rudenko, N., 1992, *Mesin Pemindah Bahan*, Erlangga, Jakarta