

Analisis Struktur dan *Redesign* Tower Crane Potain MD 900

Sarah Ega Agustin dan I Nyoman Sutantra

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

e-mail: tantra@its.ac.id

Abstrak—Mengikuti berkembangnya jaman, pertumbuhan ekonomi nasional bergerak naik dari tahun ke tahun. Hingga saat ini, lapangan usaha penyumbang PDB terbesar Indonesia adalah sektor industri, perdagangan dan konstruksi dimana alat bantu tower crane memengaruhi proses kegiatan guna menunjang produktivitas. Dalam kenyataannya, penggunaan tower crane memiliki resiko kecelakaan kerja yang cukup besar. Penyebab primer kecelakaan tower crane saat beroperasi adalah kerusakan secara struktur dan teknik. Hal ini membuat struktur dan umur tower crane menjadi hal yang sangat penting dalam keamanan penggunaannya dan untuk menunjang produktivitasnya. Pada penelitian ini, tower crane Potain MD 900 akan dibuat dalam permodelan 3 dimensi. Permodelan tersebut kemudian dianalisis kekuatan strukturnya menggunakan software berbasis metode elemen hingga. Hasil dari analisis tersebut akan digunakan sebagai dasar untuk proses redesign tower crane Potain MD 900 yang dilakukan dengan memodelkan redesign secara 3 dimensi. Permodelan hasil redesign tersebut kemudian dianalisis kekuatan strukturnya menggunakan software berbasis metode elemen hingga. Hasil analisis redesign tersebut akan dibandingkan dengan desain saat ini. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, didapatkan hasil bahwa pada desain saat ini tegangan maksimum terjadi sebesar 149,488 Mpa, sedangkan tegangan minimum yang terjadi sebesar 15,0427 Mpa. Umur dari tower crane Potain MD 900 dengan desain saat ini adalah 910.377 cycle. Redesign dilakukan dengan menambahkan seamless pipe pada rangka yang memiliki titik kritis dan frame segiempat yang dihubungkan dengan tali baja menuju tower top. Berdasarkan hasil simulasi redesign jib tower crane Potain MD 900, diketahui bahwa tegangan maksimum yang terjadi adalah sebesar 78,444 Mpa, sedangkan tegangan minimum yang terjadi adalah sebesar 13,2941 Mpa. Umur yang dimiliki oleh desain hasil redesign adalah 2.602.671 cycle. Berdasarkan hasil penelitian, dapat disimpulkan bahwa hasil redesign memiliki kekuatan struktur yang lebih baik daripada desain saat ini.

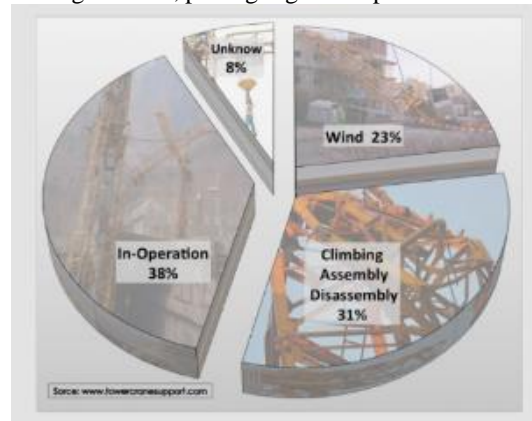
Kata Kunci—Tower Crane, Tegangan Maksimum, Tegangan Minimum, Cycle, Metode Elemen Hingga, *Redesign*.

I. PENDAHULUAN

MENGIKUTI berkembangnya jaman, pertumbuhan ekonomi nasional bergerak naik dari tahun ke tahun. Berdasarkan data Badan Pusat Statistik (BPS), pada tahun 2017 perekonomian Indonesia tumbuh sebesar 5,01 persen dari tahun 2016. Hingga saat ini, lapangan usaha penyumbang PDB terbesar Indonesia adalah sektor industri, perdagangan dan konstruksi [1].

Dalam pelaksanaannya, alat bantu sangat memengaruhi proses kegiatan tiap sektor tersebut guna menunjang produktivitas. Salah satu contohnya adalah alat pemindah bahan, yaitu tower crane. Tower crane merupakan salah satu

alat pemindah bahan yang dapat membantu proses kegiatan dalam bidang industri, perdagangan maupun konstruksi.



Gambar 1. Grafik Penyebab Kerusakan Tower Crane.

Dalam kenyataannya, penggunaan tower crane memiliki resiko kecelakaan kerja yang cukup besar. Berdasarkan kompas.com, sepanjang tahun 2017, setidaknya lebih dari 5 kasus kecelakaan kerja yang disebabkan oleh tower crane. Menurut data internasional yang diambil hingga tahun 2010, terdapat beberapa faktor tower crane menjadi penyebab kecelakaan kerja. Dapat dilihat dari Gambar 1 penyebab kecelakaan tower crane terbesar adalah pada saat beroperasi sebesar 38% [2]. Penyebab primer kecelakaan crane saat beroperasi adalah kerusakan secara struktur dan teknik. Hal ini membuat kekuatan struktur dan umur crane menjadi hal yang sangat penting dalam keamanan penggunaan crane.

Mengingat pentingnya peran tower crane dalam sektor industri, perdagangan dan konstruksi, maka diharapkan tower crane mampu memiliki daya angkut yang sesuai dengan kebutuhan, aman digunakan, dan memiliki umur yang panjang. Pada penelitian ini akan dilakukan analisa struktur pada crane Potain MD900 sebagai bahan pertimbangan untuk redesign crane guna meningkatkan produktivitas dalam ketiga sektor tersebut.

II. METODE PENELITIAN

Dalam penelitian ini akan dilakukan studi literatur dan studi lapangan untuk mendapatkan data-data mengenai tower crane Potain MD 900. Data teknis dari tower crane Potain MD 900 adalah sebagai berikut

- Merk : Potain
- Model : MD 900 SWL 50 Ton
- Tahun pembuatan : 1989
- Negara asal : Perancis
- Panjang Jib : 60 m
- Ketinggian Tower : 98,98 m
- Kecepatan putar Jib : 0 - 0,7 rpm
- Kecepatan Trolley : 0 - 33 m/min

- Kecepatan angkat : 17,5 m/min
- Massa : 221 ton

Setelah mengetahui data teknis tower crane [3], dilakukan permodelan secara 3 dimensi. Dari dimensi jib yang dapat dilihat dari gambar 2, dapat dilakukan permodelan dan didapatkn hasil seperti gambar 3.

Setelah melakukan permodelan, dilakukan perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada jib tower crane. Gaya yang pertama dihitung adalah tekanan dengan persamaan berikut

$$q = \frac{1}{2} \rho V^2 \left[\frac{h}{h_0} \right]^{2p} \tag{1}$$

dimana:

q : tekanan permukaan elemen pada ketinggian tertentu (N/m²)

h : ketinggian (dihitung tiap-tiap kenaikan 10 m)

h₀ : ketinggian referensi (10 meter)

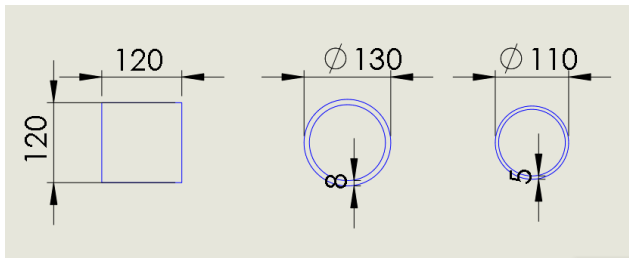
V : kecepatan angin (m/s)

ρ : massa jenis udara (1,3 kg/m³)

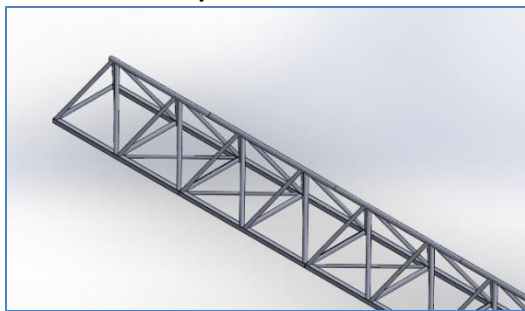
p : Power Law Exponent ($\frac{1}{7}$ untuk daerah terbuka atau pantai)

[4]

dengan menggunakan persamaan (1), maka tegangan pada ketinggian tertentu dapat dilihat pada tabel 1. Setelah mengetahui tekanan angin pada ketinggian tertentu, maka selanjutnya dicari jumlah luasan permukaan jib yang terkena gaya angin yaitu luas permukaan jib sisi depan seperti ditunjukkan pada gambar 4. Luas permukaan hasil perhitungan adalah 26,818 m². Setelah menghitung tekanan dan luasan pada jib, maka gaya angin dari arah depan yang mengenai jib tower crane dapat dihitung dengan persamaan 2 yaitu sebagai berikut



Gambar 2. Dimensi Profil Penyusun Jib.



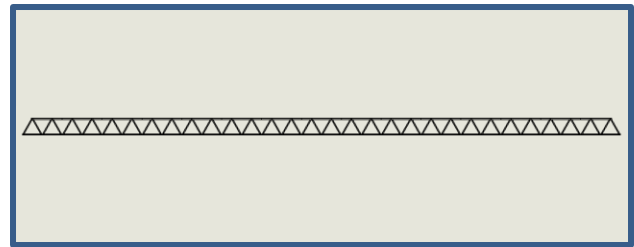
Gambar 3. Permodelan Jib Tower Crane.

Tabel 1.

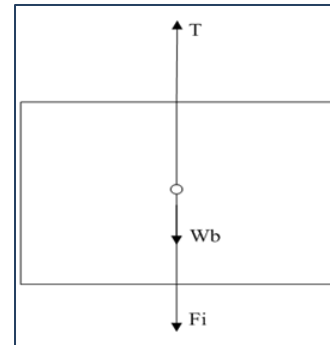
Tekanan Angin pada Ketinggian tertentu

Ketinggian (m)	Tekanan Angin (N/m ²)
0-10	406,45
10-20	495,224
20-30	556,049
30-40	603,685
40-50	643,427
50-60	677,832
60-70	708,353

70-80	735,9
80-90	761,087
90-100	784,346



Gambar 4. Permukaan Jib Tower Crane Sisi Depan.



Gambar 5. Free Body Diagram Gaya pada Beban.

$$F = q \cdot A \cdot C_d \tag{2}$$

dimana:

F : gaya pada permukaan elemen (N)

q : tekanan permukaan elemen (N/m²)

A : luasan (m²)

C_d : koefisien drag total

Dari perhitungan yang telah dilakukan maka didapatkan hasil bahwa gaya angin yang mengenai jib tower crane adalah sebesar 42.069,182 N.

Selanjutnya adalah menghitung gaya akibat gerakan hoisting atau pengangkatan beban secara vertikal yang dilakukan oleh tali pada trolley. Free body diagram dari gaya-gaya yang bekerja pada beban dapat dilihat pada gambar 5.

Dari data Tower Crane Potain MD 900 didapatkan hasil bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan konstan 8,7 m/min dari kecepatan awal yaitu 0 m/min adalah 50 detik. Dari data tersebut kemudian dapat dihitung percepatan yang terjadi sebagai berikut

$$V_t = V_0 + at \tag{3}$$

dimana :

V_t : kecepatan akhir saat konstan (m/s)

V₀ : kecepatan awal (m/s)

t : waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan konstan (s)

a : percepatan awal yang dibutuhkan oleh beban (m/s²) [5]

Dari hasil perhitungan dengan persamaan (3), didapatkan percepatan sebesar 0,0029 m/s². Berdasarkan beban yang diangkat pada jarak 60 meter yaitu 13.00 kg, maka dapat dihitung gaya tegang tali sebagai berikut.

$$\Sigma F = 0 \tag{4}$$

$$T - W_b - F_i = 0$$

$$T = W_b + F_i$$

$$T = mg + ma$$

$$T = m(g + a)$$

Dari persamaan (3) dapat diketahui bahwa gaya angkat yang diperlukan ketika tower crane hendak mengangkat beban sebesar 13.100 kg pada jarak jib 60 meter adalah 128.548,99 N. Dengan metode perhitungan yang sama, maka dapat diketahui gaya yang diperlukan pada jarak dan beban tertentu dengan hasil seperti pada tabel 2.

Selanjutnya adalah menentukan gaya ayun yang terjadi pada proses hoisting. Pada gambar 6 ditunjukkan bahwa akan terjadi perubahan perhitungan beban yang disebabkan oleh sudut yang terjadi, yaitu gaya normal yang diakibatkan oleh percepatan normal. Dengan mengetahui percepatan dan waktu yang dibutuhkan dalam proses hoisting hingga mencapai kecepatan konstan, maka dapat diketahui jarak yang ditempuh oleh beban secara vertikal hingga mencapai kondisi sesaat sebelum konstan dengan perhitungan sebagai berikut

$$\Delta h = V_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \tag{5}$$

dimana:

h : Jarak saat beban akan mencapai kecepatan konstan (m)

Vo : Kecepatan awal (m/s)

t : waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan konstan (t)

a : percepatan awal yang dibutuhkan oleh beban (m/s²)

Setelah menghitung dengan persamaan 5, dihasilkan Δh sebesar 3,625. Pada penggunaannya, tower crane Potain MD 900 biasa dioperasikan pada ketinggian minimum 2 meter dari permukaan tanah. Sehingga, jarak total untuk mencapai kecepatan konstan adalah 5,625 meter. Untuk mengetahui jari-jari atau panjang tali trolley, dapat dilihat dari panjang tali pada ketinggian saat akan mencapai kondisi kecepatan konstan. Panjang tali trolley untuk tower crane potain MD 900 50 ton adalah 85,4 m, maka jari jarinya adalah 79,7 m. Berdasarkan jari-jari dan kecepatan angkat yang diketahui, maka dapat diketahui percepatan normal yang terjadi dengan perhitungan sebagai berikut

$$a_n = \omega^2 r \tag{6}$$

dimana :

a_n : percepatan normal (m/s²)

ω : kecepatan slewing (rad/s)

r : jari-jari (panjang seling saat akan mencapai kecepatan konstan) (m)

Dari perhitungan dengan persamaan (6), didapatkan a_n sebesar 0,0108 m/s². Setelah mengetahui percepatan normal yang terjadi, maka gaya yang diakibatkan oleh gaya ayun dapat dicari. Dengan mengasumsikan sudut mendekati nol, maka perhitungan gaya ayun untuk beban sebesar 13.100 kg pada jarak jib 60 meter adalah sebagai berikut

$$F = m \cdot a_n \cdot \cos\theta \tag{7}$$

dimana :

F : Gaya ayun (N)

m : massa (kg)

a_n : percepatan normal (m/s²)

Dari perhitungan dengan persamaan (7), didapatkan beban sebesar 141,48 N. Dengan metode perhitungan yang sama, maka dapat diketahui gaya ayun yang terjadi pada jarak dan beban tertentu dengan hasil seperti pada tabel 3.

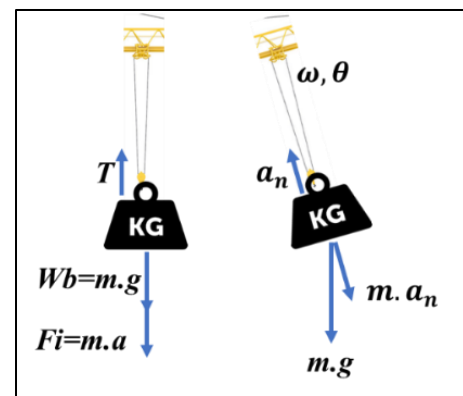
Logam yang mengalami tegangan berulang akan rusak pada tegangan yang jauh lebih rendah dibanding tegangan yang diperlukan untuk menimbulkan perpatahan pada penerapan

beban tunggal. Fenomena ini disebut dengan *fatigue* (kelelahan). *Fatigue* disebabkan oleh beban dinamis yang berupa beban siklis.

Tabel 2.

Hasil Perhitungan Gaya yang Dibutuhkan Pada Jarak dan Ketinggian Tertentu

No.	Jarak (m)	Beban (kg)	Gaya Tegang Tali (N)
1	60	13.100	128.548,99
2	55	15.000	147.193,50
3	50	17.300	169.763,17
4	45	20.000	196.258,00
5	40	23.500	230.603,15
6	38,1	25.000	245.322,50
7	35	26.700	262.004,43
8	30	32.600	319.900,54
9	25	40.900	401.347,61
10	21,1	50.000	490.645,00



Gambar 6. Free Body Diagram Beban akibat Gaya Ayun.

Tabel 3.

Hasil Perhitungan Gaya Ayun yang Terjadi Pada Jarak dan Beban Tertentu

No.	Jarak (m)	Beban (kg)	Gaya Ayun (N)
1	60	13.100	141.48
2	55	15.000	162
3	50	17.300	186.84
4	45	20.000	216
5	40	23.500	253.8
6	38,1	25.000	270
7	35	26.700	288.36
8	30	32.600	352.08
9	25	40.900	441.72
10	21,1	50.000	540



Gambar 7. Beban 1 Cycle pada Tower Crane Potain MD 900.

Pada tower crane Potain MD 900, beban 1 siklus didefinisikan sebagai beban saat mengangkat (hoisting), berputar (slewing), kemudian menurunkan beban. Beban 1 siklus yang terjadi pada tower crane Potain MD 900 dapat dilihat pada gambar 7.

III. HASIL DAN ANALISIS

3.1 Simulasi Desain Saat Ini

Analisis kekuatan material bagian jib tower crane diawali dengan membuat mesh permodelan dalam perangkat lunak berbasis metode elemen hingga [6]. Dimulai dengan mengubah format file permodelan dari *.sldasm menjadi *.STEP, file model tersebut kemudian diimpor ke dalam perangkat lunak berbasis metode elemen hingga. Pada program tersebut, permodelan jib tower crane Potain MD900 diberikan pengaturan yaitu size function diatur adaptive, ukuran elemen yaitu sebesar 100mm, dengan relevance center medium, span angle center medium, dan smoothing medium. Dari proses meshing yang dilakukan, diperoleh hasil yaitu terdapat 493.200 elements dan 964.712 nodes. Hasil meshing dari permodelan jib tower crane dapat dilihat pada gambar 8.

Setelah meshing selesai dilakukan, maka langkah selanjutnya adalah menentukan gaya-gaya yang akan diberikan pada proses simulasi. Pada penelitian ini, digunakan 5 titik dengan panjang tertentu pada proses simulasi guna mencari tegangan maksimum. 5 titik dan bebannya dapat dilihat pada tabel 4.

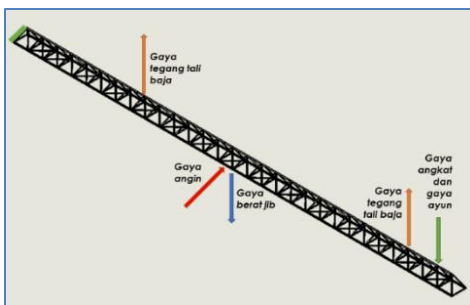
Selanjutnya adalah menginput gaya tersebut dalam fitur static structural yang terdapat pada software berbasis metode elemen hingga. Proses simulasi kemudian dilakukan dengan menggunakan fitur solution.



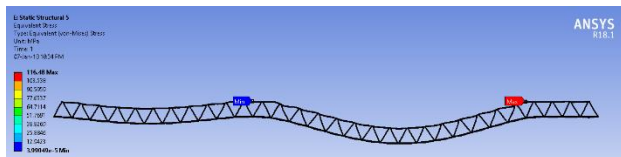
Gambar 8 Hasil Meshing Jib Tower Crane Potain MD900
Tabel 4.

Panjang, Beban, dan Gaya yang Akan Digunakan pada Proses Simulasi.

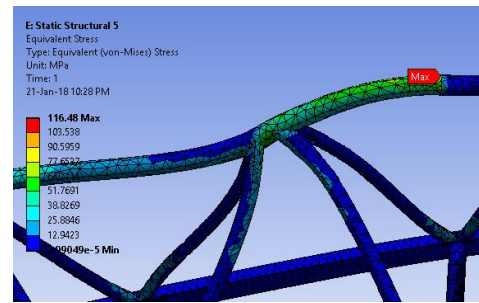
Panjang Jib (m)	Beban (kg)	Gaya Angin (N)	Gaya Tegang Tali (N)	Gaya Ayun (N)
60,0	13.100	42.069,182	128.548,99	141.48
50,0	17.300	42.069,182	169.763,17	186.84
40,0	23.500	42.069,182	230.603,15	253.8
30,0	32.600	42.069,182	319.900,54	352.08
21,1	50.000	42.069,182	490.645,00	540



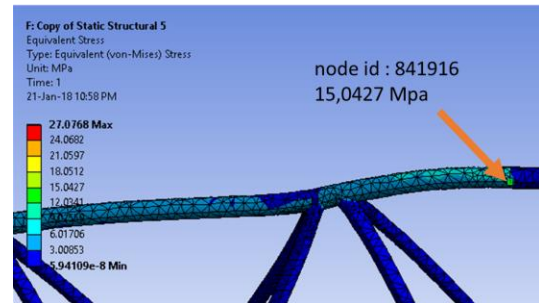
Gambar 9. Pemberian Input Gaya pada Pembebanan.



Gambar 10. Hasil Simulasi dengan Beban 13.100 kg pada jarak 60 meter.



Gambar 11 Tegangan saat Beban 13.100 kg pada jarak 60 meter pada nodal 841916



Gambar 12 Tegangan saat Kondisi Minimum pada nodal 841916

Analisa pertama adalah dengan memberikan beban sebesar 13.100 kg pada jarak 60 meter. Gaya berat jib tower crane, gaya angin, gaya angkat dan gaya ayun diberikan pada jib tower crane seperti pada gambar 9. Dari hasil simulasi yang dilakukan dengan beban sebesar 13.100 kg pada jarak 60 meter, didapat hasil seperti pada gambar 10

Pada gambar 10 dapat diketahui bahwa tegangan maksimum yang terjadi pada jib tower crane Potain MD 900 adalah sebesar 116,48 Mpa. Dapat dilihat pada gambar 11, tegangan tersebut terjadi pada jib berada di nodal nomor 841916. Sedangkan tegangan pada kondisi minimum yang terjadi pada nodal tersebut yaitu saat tidak diberi pembebanan adalah 15,0427 Mpa, seperti yang dapat dilihat pada gambar 12.

Analisa kedua dan selanjutnya adalah dengan memberikan beban seperti pada tabel 4. Hasil dari simulasi 5 titik berbeda dengan beban tertentu dapat dilihat pada tabel 5. Dari tabel tersebut dapat diketahui bahwa tegangan maksimum yang terbesar terjadi saat pembebanan 23.500 kg pada jarak 40 meter yaitu sebesar 149,488 Mpa dan terjadi pada pada nodal nomor 841916. Tegangan maksimum dan minimum dalam satuan Mpa yang terjadi juga dapat dilihat pada siklus tegangan seperti gambar 13.

Apabila dianalisa secara statis, dengan material ST 37-2 yang memiliki tegangan yield sebesar 235 Mpa dan dengan angka keamanan 1,5 tegangan ijin menjadi sebesar 165,67 Mpa, tegangan maksimum terbesar yang terjadi masih masuk dalam kategori aman. Pada kenyataannya, tower crane mendapatkan beban secara dinamis yaitu beban fatigue. Oleh karena itu, walaupun secara statis dapat tower crane dikategorikan aman, perlu dilakukan analisa beban secara dinamis menggunakan analisa beban fatigue Soderberg [7] sebagai berikut

$$S_{yp} = 235 \text{ MPa}$$

$$SF = 1,5$$

$$K_f = 2$$

$$\Delta\sigma = 134,4453 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{235 \text{ MPa}}{1,5} = 156,67 \text{ MPa}$$

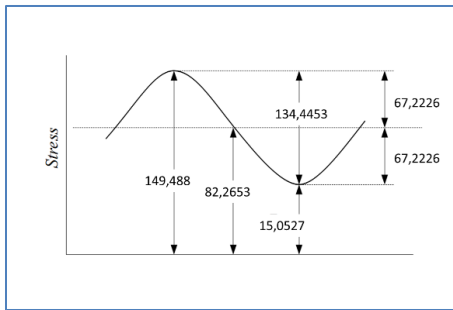
Dari perhitungan tersebut, maka dapat diketahui posisi keamanan dari titik yang dianalisa seperti pada gambar 14. Dari gambar 14 dapat diketahui bahwa tegangan yang dihasilkan sudah berada pada posisi di bawah Soderberg *failure line*, namun berada di atas soderberg safe line, sehingga tegangan yang dihasilkan tidak masuk kategori aman.

Untuk menghitung umur siklus dari jib, akan dilakukan berdasarkan persamaan (8). Rentang tegangan $\Delta\sigma$ diubah dari satuan MPa ke Ksi terlebih dahulu. Dengan $A = 67,5 \times 10^8$ dan $m = 3$ sehingga N dapat diketahui sebagai berikut.

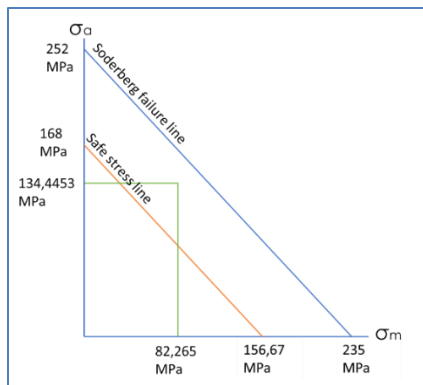
$$N = \frac{A}{\Delta\sigma^m} \tag{8}$$

Tabel 5
Tegangan Maksimum dan Minimum pada Masing-Masing Titik

L (m)	Load (kg)	σ_{Maks} (Mpa)	σ_{min} (Mpa)	Nodal	Amplitudo
60,0	13.100	116,48	15,042	841916	50,718
50,0	17.300	136,237	15,042	841916	60,597
40,0	23.500	149,488	15,042	841916	67,222
30,0	32.600	123,538	24,682	579608	49,428
21,1	50.000	121,91	24,682	383310	48,614



Gambar 13. Siklus Tegangan pada Pembebanan.



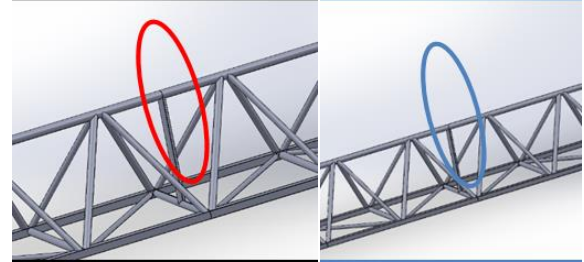
Gambar 14. Posisi Tegangan pada Diagram Soderberg failure line.

Hasil perhitungan persamaan (8) menunjukkan umur siklus yang dimiliki *jib tower crane* tersebut yaitu sebesar 910.377. Hasil analisa struktur *jib tower crane* Potain MD 900 yang menyatakan bahwa *tower crane* tidak aman ini menandakan perlunya redesign secara struktur.

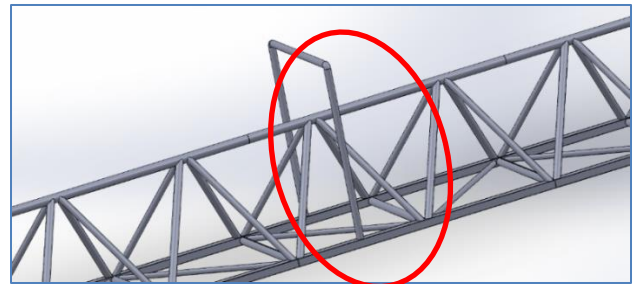
3.2 Permodelan redesign

Proses redesign yang dilakukan adalah dengan penambahan *seamless pipe* dengan diameter 110 milimeter pada bagian dalam *jib* yang bagian atasnya dihubungkan dengan tali baja seperti ditunjukkan pada gambar 15. Hal ini dilakukan karena letak 3 titik kritis yaitu nodal nomor 579608 dan 383310 serta 841916 berada di dekat koneksi tali baja dan *jib*. Selain itu, ditambahkan juga *frame segiempat* pada rangka *jib* yang

memiliki defleksi terbesar seperti ditunjukkan pada gambar 1. Hal ini dilakukan agar momen bending yang terjadi berkurang.



Gambar 15 Penambahan Seamless Pipe pada Bagian Dalam Jib (a) dekat nodal 579608 dan 383310 (b) dekat nodal nomor 841916



Gambar 16 Penambahan Seamless Pipe pada Rangka Jib

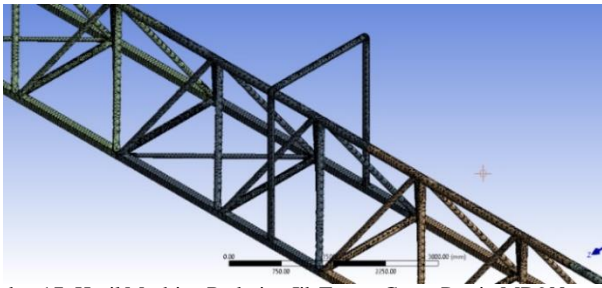
3.3 Simulasi Jib hasil redesign

Analisis kekuatan material bagian *jib tower crane* diawali dengan membuat *mesh* permodelan dalam perangkat lunak berbasis metode elemen hingga. Dimulai dengan mengubah format file permodelan hasil redesign dari *.sldasm menjadi *.STEP, file model tersebut kemudian diimpor ke dalam perangkat lunak tersebut. Pada program software berbasis metode elemen hingga, permodelan hasil redesign *jib tower crane* Potain MD900 diberikan pengaturan yaitu *size function* diatur *adaptive*, ukuran elemen yaitu sebesar 100mm, dengan *relevance center medium*, *span angle center medium*, dan *smoothing medium*. Dari proses *meshing* yang dilakukan, diperoleh hasil yaitu terdapat 505.731 elements dan 990.215 nodes. Hasil *meshing* dari permodelan *jib tower crane* dapat dilihat pada gambar 17.

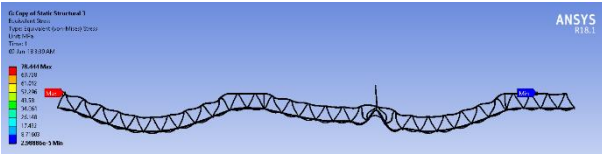
Setelah *meshing* selesai dilakukan, maka langkah selanjutnya adalah menentukan gaya-gaya yang akan diberikan pada proses simulasi. Pada penelitian hasil redesign ini, digunakan 1 titik yaitu pada saat jarak 40 meter dan dengan pembebanan 23.500 kg.

Proses simulasi kemudian dilakukan dengan menggunakan fitur *solution*. Dari hasil simulasi yang dilakukan dengan beban sebesar 23.500 kg pada jarak 40 meter, didapat hasil seperti pada gambar 18.

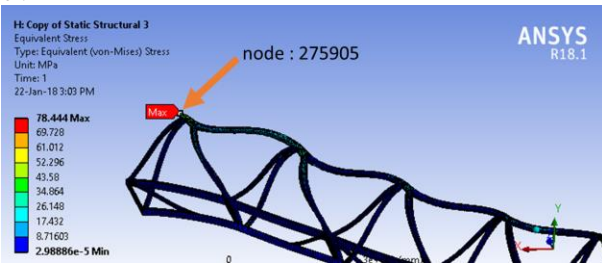
Pada gambar 18 dapat diketahui bahwa tegangan maksimum yang terjadi pada *jib tower crane* Potain MD 900 adalah sebesar 78,444 terjadi nodal nomor 275905 seperti ditunjukkan pada gambar 19. Tegangan minimum yang terjadi pada nodal tersebut saat tidak diberi pembebanan adalah 13,2941 Mpa, seperti yang dapat dilihat pada gambar 20. Tegangan maksimum dan minimum dalam satuan Mpa yang terjadi juga dapat dilihat pada siklus tegangan seperti gambar 21.



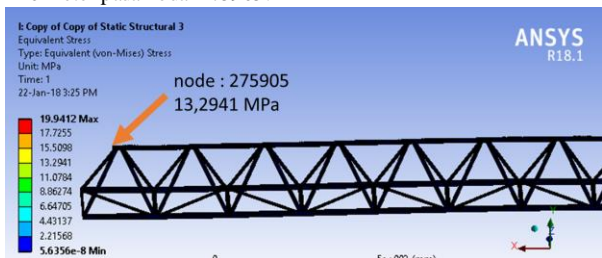
Gambar 17. Hasil Meshing Redesign Jib Tower Crane Potain MD900.



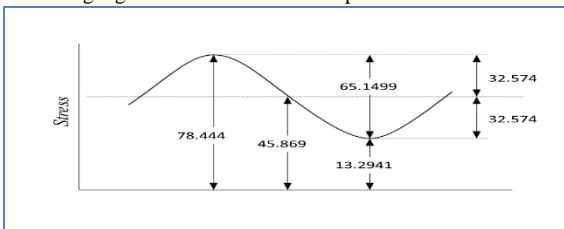
Gambar 18. Hasil Simulasi Redesign dengan Beban 23.500 kg pada jarak 40 meter.



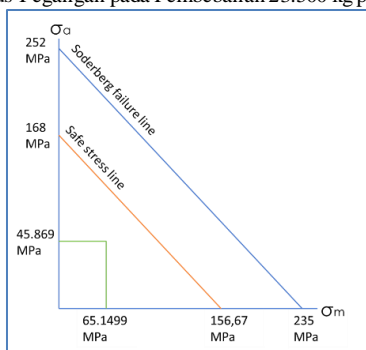
Gambar 19. Hasil Simulasi Hasil Redesign dengan Beban 23.500 kg pada jarak 40 meter pada nodal 275905.



Gambar 20. Tegangan saat kondisi minimum pada Nodal 275905.



Gambar 21. Siklus Tegangan pada Pembebanan 23.500 kg pada jarak 40 meter.



Gambar 22. Posisi Tegangan hasil Redesign pada Diagram Soderberg failure line

Setelah mengetahui tegangan maksimum dan tegangan minimum yang terjadi, maka umur hasil redesign dapat diketahui dengan analisa fatigue Soderberg yang ditunjukkan pada gambar 22.

Dari gambar 4.43 dapat diketahui bahwa tegangan yang dihasilkan sudah berada pada posisi di bawah Soderberg failure line, bahkan dibawah safe stress line. Sehingga tegangan yang dihasilkan sudah masuk kategori lebih aman.

Untuk menghitung umur siklus dari jib, akan dilakukan berdasarkan Perhitungan umur dilakukan sesuai persamaan (8). Hasil perhitungan tersebut menunjukkan umur siklus yang dimiliki jib tower crane tersebut yaitu sebesar 2.602.671 cycle.

IV. KESIMPULAN

1. Dari hasil simulasi yang dilakukan, didapatkan kekuatan struktur dari desain saat ini yaitu berupa tegangan maksimum pada saat pembebanan 23.500 kg pada jarak 40 meter sebesar 149,488 Mpa dan tegangan minimum sebesar 15,0427 Mpa serta umur sebesar 910.377cycle. Secara statis jib tower crane dengan desain saat ini aman, namun secara dinamis dapat dikategorikan gagal.
2. Dalam proses redesign, digunakan seamless pipe sebagai support pada titik yang mengalami tegangan maksimum. Selain itu, digunakan frame support berbentuk segiempat untuk mengatasi bending pada pusat massa. Dari hasil simulasi yang dilakukan, didapatkan kekuatan struktur dari desain baru hasil redesign yaitu berupa tegangan maksimum pada saat pembebanan 23.500 kg pada jarak 40 meter sebesar 78,444 Mpa dan tegangan minimum sebesar 13,2941 Mpa serta umur sebesar 2.602.671cycle. Secara statis jib tower crane dengan desain baru dikatakan aman, secara dinamis juga sudah dapat dikategorikan aman.
3. Dari hasil simulasi yang dilakukan, dapat dikatakan bahwa secara struktur jib tower crane hasil redesign lebih baik daripada desain saat ini. Hal ini ditunjukkan dengan tegangan yang terjadi baik maksimum dan minimum pada jib tower crane dengan desain baru lebih kecil nilainya dibandingkan dengan desain saat ini. Umur struktur jib tower crane dengan desain baru lebih lama daripada umur struktur jib tower crane dengan desain saat ini. Berdasarkan analisa beban secara dinamis, jib tower crane dengan desain baru dapat dikatakan aman, sedangkan jib tower crane dengan desain saat ini dapat dikatakan gagal.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Badan Pusat Statistik, "Badan Pusat Statistik," 2015. [Online]. Available: <https://www.bps.go.id/brs/view/id/1168>.
- [2] Anonymous, "No Title." [Online]. Available: www.towercranesupport.com.
- [3] Anonymous, "Potain MD900 Database," Deutschland, 1997.
- [4] R. E. Bintoro, "Analisa Tegangan Pada Struktur Tower Crane Dengan Menggunakan ANSYS 8.0," Surabaya, 2008.
- [5] K. M. Pranatha, "Studi Perbandingan Analisa Desain Fourangle Tower Crane dengan Analisa Desain Triangle Tower Crane Menggunakan Program Ansys 12.0," Surabaya, 2012.
- [6] S. Moaveni, *Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS*. New Jersey: Prentice Hal, Inc, 1999.
- [7] J. A. Bannantine and J. J. Comer, *Fundamental of Metal Fatigue Analysis*. New Jersey: Prentice Hal, Inc, 1990.