

# Analisis *Fatigue* pada *Slewing Tower Level Luffing Crane* Berbasis Metode Elemen Hingga

Hanun A. R. Cahyono dan Julendra B. Ariatedja

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

*e-mail:* ariatedja@me.its.ac.id

**Abstrak**—Tidak hanya tegangan statis, pergerakan dalam mengangkat material secara vertikal maupun horizontal, menyebabkan tegangan dinamis yang juga turut berpengaruh terhadap ketahanan struktur *crane*. Tegangan dinamis berulang inilah yang dapat menyebabkan kelelahan (*Fatigue*) sehingga terjadi kegagalan seperti retak (*Crack*). Salah satunya adalah yang terjadi pada bagian *tower Slewing Tower Level Luffing Crane* produksi PT. Lelangon yang telah beroperasi selama 4 tahun di Tanjung Emas, Semarang, Jawa Tengah. Analisis dilakukan dengan pembebanan vertikal dan horizontal pada bagian *tower* berbasis metode elemen hingga. Analisis beban statis juga dilakukan terlebih dahulu untuk verifikasi beban desain dan memperoleh pembebanan yang akan digunakan pada tahap simulasi sebagai *load condition*. Dengan *software* berbasis *Finite Element Method (FEM)*, simulasi *static structural* kemudian dilakukan pada bagian *tower* yang terbuat dari material *High Strength Steel S355J2G3* dengan kondisi batas *fixed support* pada bagian dasar. Sebagai tahap proses validasi, hasil analisis melalui simulasi akan dibandingkan dengan perhitungan manual menggunakan aturan *Palmgreen Miner* untuk memperoleh *fatigue life*, berikut *fatigue damage* dan *safety factor*. Hasil dari penelitian ini didapatkan bahwa pada pembebanan secara vertikal dan horizontal, *fatigue life* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini jauh melebihi *service life* saat munculnya keretakan yaitu 3 tahun. Selain itu, *fatigue life* yang didapat juga masih berada di atas *designed life* 15 tahun. Hal ini diikuti dengan *fatigue damage* dan *safety factor* yang menunjukkan bahwa konstruksi *crane* aman dengan kondisi pembebanan tersebut. Hasil ini menjadi bukti bahwa kegagalan akibat *fatigue* secara vertikal maupun horizontal tidak akan terjadi hingga melebihi *designed life*. Sehingga, kegagalan berupa *crack* yang terjadi bukan disebabkan oleh *fatigue*.

**Kata Kunci**— *Fatigue Damage*, *Fatigue Life*, Metode Elemen Hingga, *Safety Factor*, *Slewing Tower Level Luffing Crane*.

## I. PENDAHULUAN

SECARA umum, beban yang bekerja pada *Crane* dapat dianalisis sebagai tegangan statis. Namun pergerakan dalam mengangkat material, baik secara vertikal maupun horizontal, menyebabkan tegangan dinamis juga turut berpengaruh terhadap ketahanan struktur *crane*. Walaupun tidak begitu besar, tegangan dinamis berulang inilah yang dapat menyebabkan kelelahan (*Fatigue*) sehingga timbul retak. *Fatigue* sendiri merupakan penyebab kerusakan sebuah mesin maupun struktur sebanyak 50%-90% [1]. Contohnya yaitu terjadi pada salah satu *Slewing Tower Level Luffing Crane* milik PT. Pelindo III yang beroperasi di Tanjung Emas, Semarang, Jawa Tengah. *Crane* produksi PT. Lelangon ini

sehari-hari digunakan untuk memindahkan kayu gelondongan sejak tahun 2014. Namun pada tahun 2017, ditemukan perambatan retak di daerah hulu *tower*.

Oleh karena itu, analisa *fatigue* sangat penting dilakukan karena *fatigue* merupakan penyebab paling sering terjadi dan berbahaya dalam kegagalan struktur. Sebelum memasuki tahap simulasi, analisa tegangan statis terlebih dahulu dilakukan secara manual untuk verifikasi data beban desain. Selanjutnya, tahap analisis dilakukan menggunakan *software* berbasis *Finite Element Method (FEM)*. Berdasarkan olahan data tegangan akibat beban yang bekerja, melalui proses simulasi akan diperoleh estimasi usia lelah (*Fatigue life*), kerusakan (*Fatigue damage*), dan faktor keamanan (*Safety factor*). Tahap validasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan perhitungan manual, salah satunya menggunakan aturan *Palmgreen Miner*. Sehingga, bisa ditentukan apakah *fatigue* merupakan penyebab utama terjadinya kegagalan atau tidak.



Gambar 1. *Slewing Tower Level Luffing Crane* yang Menjadi Objek Penelitian



Gambar 2. Posisi Retak pada *Slewing Tower Level Luffing Crane*.

Penelitian ini bertujuan untuk memperoleh *fatigue life*, *fatigue damage*, dan *safety factor* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane*. Dari hasil tersebut, dapat ditentukan apakah *fatigue* merupakan penyebab utama terjadinya kegagalan berupa *crack* pada bagian *tower*.

II. METODE PENELITIAN

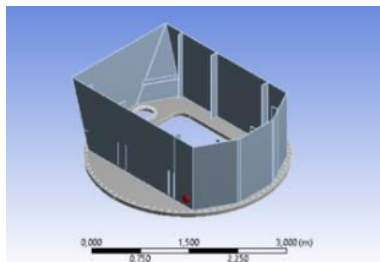
A. Objek Penelitian

Seluruh tahap analisis yang dilakukan, baik simulasi maupun *hand calculation* difokuskan pada bagian *tower* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane*. Kemudian, dilakukan permodelan bagian *tower* seperti yang terlihat di bawah ini:



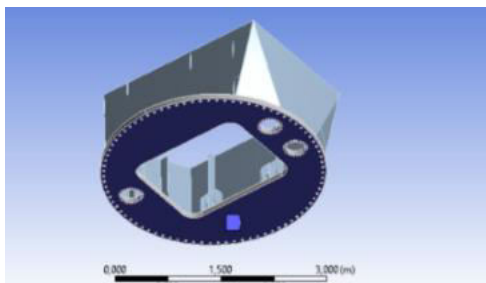
Gambar 3. Model geometri bagian *tower*.

Untuk menyederhanakan dan memfokuskan proses simulasi, model geometri yang telah dibuat disederhanakan. Penyederhanaan dilakukan dengan mengurangi ketinggian model *tower* dari 9,714 meter menjadi 1,276 meter.



Gambar 4. Model Geometri Bagian *Tower* Setelah Disederhanakan

Kondisi batas yang diberikan pada objek analisa adalah tumpuan *fixed support* pada dasar *tower*. Hal ini dilakukan agar tidak terjadi perpindahan *tower* ketika diberikan pembebanan.

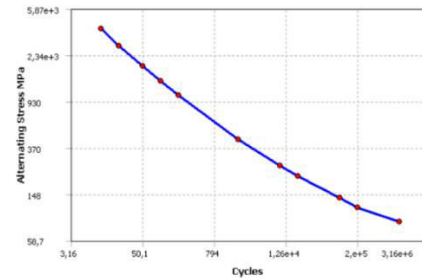


Gambar 5. Pemberian Kondisi Batas *Fixed Support* pada Dasar *Tower*

Bagian *tower* dari *Slewing Tower Level Luffing Crane* yang akan dianalisa menggunakan material *High Strength Steel S355J2G3*. Jenis material ini adalah baja struktur *non-alloy* yang merupakan bagian dari standar Eropa untuk baja struktur yaitu EN 10025:2004. Properti material dan S-N *curve* baja S355J2G3 dapat dilihat pada Tabel 1:

Tabel 1. Properti *High Strength Steel S355J2G3*

Properties	
Name:	1.0570 (S355J2G3)
Model type:	Linear Elastic Isotropic
Default failure criterion:	Max von Mises Stress
Yield strength:	315 N/mm <sup>2</sup>
Tensile strength:	490 N/mm <sup>2</sup>
Elastic modulus:	210000 N/mm <sup>2</sup>
Poisson's ratio:	0.28
Mass density:	7.8 g/cm <sup>3</sup>
Shear modulus:	79000 N/mm <sup>2</sup>
Thermal expansion coefficient:	1.1e-005 /Kelvin

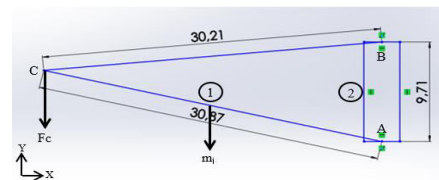


Gambar 6. S-N *Curve High Strength Steel S355J2G3* [2].

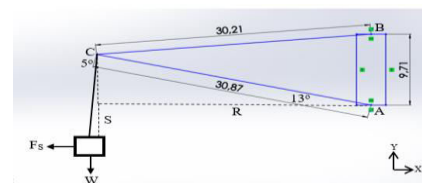
Properti material ini kemudian dimasukkan ke dalam *Engineering Data* pada *software ANSYS Workbench 18.0* untuk tahap simulasi.

B. Analisis Beban Statis

Tahap analisis beban statis dilakukan secara vertikal maupun horizontal dengan *hand calculation*. Pembebanan secara vertikal terdiri dari beban angkat kayu tongkang, berat *jib*, dan gaya sentrifugal [3]. Analisis statis secara vertikal dilakukan dalam 2 tahap, yaitu saat proses pengangkutan beban maksimum dan juga kondisi tanpa beban. Hal ini dilakukan untuk mendapatkan tegangan *Equivalent Von-Mises* dari kedua kondisi sebagai tegangan maksimum dan minimum *cycle*.

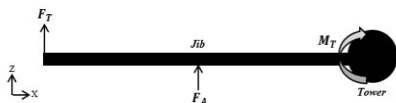


Gambar 7. Beban Angkat Kayu Tongkang dan Berat *Jib*.



Gambar 8. Gaya sentrifugal.

Sedangkan pada pembebanan horizontal terdapat gaya dorong angin dan juga gaya tangensial yang bekerja pada bagian *jib*. Secara horizontal, gaya dorong angin beserta gaya tangensial pada *jib* bekerja sekaligus secara bergantian dari arah yang berlawanan. Sehingga, pembebanan menghasilkan tegangan *Equivalent Von-Mises* maksimum dan minimum yang berkebalikan arah namun sama besar (*Fully reversed*).



Gambar 9. Gaya dorong angin dan gaya tangensial (tampak atas).

Analisis beban statis ini bertujuan untuk verifikasi beban desain dan juga untuk mendapatkan gaya reaksi yang bekerja pada bagian tower untuk selanjutnya digunakan dalam tahap simulasi.

Dari hasil yang dapat, didapatkan tabel 1 sebagai tabel verifikasi beban desain.

Tabel 2. Perbandingan Beban Desain dan Hasil Perhitungan Beban Statis

Tinjauan	Data Desain (KN)	Hasil Perhitungan dengan Beban Maksimal (KN)	Hasil Perhitungan tanpa Beban Angkat (KN)	Keterangan
Tilting Moment	10700	9129,43	2345,931	Aman
Vertical Load	800	336,925	137	Aman
Lateral Force	50	0	0	Aman

Selain itu, didapat juga gaya-gaya yang akan digunakan sebagai kondisi pembebanan pada tahap simulasi sebagai berikut:

Tabel 3. Beban yang Bekerja secara Vertikal dan Horizontal

Pembebanan	Vertikal		Horizontal
	Beban Maksimal	Tanpa Beban	
Gaya Vertikal Fby (KN)	49,2	12,57	0
Gaya Horizontal Fbx (KN)	946,58	241,5	0
Gaya Sentrifugal Fs (KN)	6,59	0	0
Gaya Angin FA (KN)	0	0	8,639
Gaya Tangensial Fr (KN)	0	0	0,722

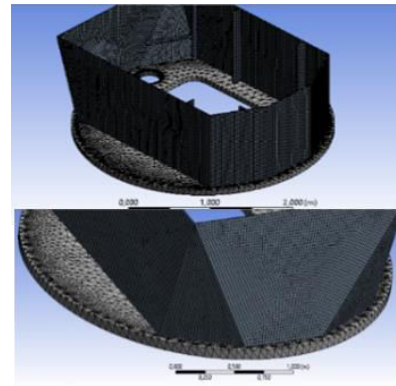
Pada load condition, gaya diletakkan pada posisi yang sebenarnya terhadap permukaan atas geometri yang telah disederhanakan menggunakan Remote Force.

C. Meshing

Convergence test dilakukan dengan variasi ukuran elemen pada beberapa metode meshing. Dari hasil yang didapat, Average Mesh Metrics yang didapat sudah melebihi 0,5 dengan perbedaan antar metode meshing sangat tipis. Maka selanjutnya, metode meshing dipilih berdasarkan batas nilai maksimal error 2 % dengan waktu proses yang paling minimal. Oleh karena itu, dipilih Size Function Adaptive, Relevance Center Fine, Span Angle Coarse, dan ukuran elemen 27 mm sebagai metode yang digunakan dalam simulasi.

Tabel 4. Metode Meshing yang Digunakan pada Simulasi

Metode Meshing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Span Angle	Coarse
Element size (mm)	27
Nodes	245980
Elements	84996
Average Mesh Metrics	0,61533



Gambar 10. Meshing pada bagian tower.

D. Tahap Validasi

Hasil yang didapat dari proses simulasi kemudian dilakukan proses validasi dengan perhitungan teoritis fatigue life berdasarkan aturan Palmgreen Miner berikut fatigue damage dan safety factor [4]. Aturan Palmgreen Miner yang merupakan teori kegagalan kumulatif dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$D = \frac{n}{N} \tag{1}$$

$$D = \sum_1^i \frac{n_i}{N_i} = 1 \tag{2}$$

$$L_f = \frac{1}{D} = \frac{1}{\sum_1^i \frac{n_i}{N_i}} \tag{3}$$

Fatigue damage dapat diperoleh dari perbandingan Designed life (L<sub>D</sub>) dan fatigue life (L<sub>f</sub>) hasil analisis. Nilai fatigue damage yang lebih besar dari 1 menunjukkan bahwa kegagalan pada struktur akan terjadi sebelum mencapai Designed life.

$$FD = \frac{L_D}{L_f} \tag{4}$$

Sedangkan untuk menghitung safety factor, hasil prediksi Fatigue life dibagi dengan umur pemakaian atau service life (L<sub>s</sub>) obyek tersebut.

$$SF = \frac{L_f}{L_s} \tag{5}$$

Dengan:

D : Kerusakan dalam satu tahun

n<sub>i</sub> :Jumlah siklus pada rentang tegangan yang bekerja (Cycle)

N<sub>i</sub> :Jumlah siklus pada rentang tegangan yang diizinkan sesuai diagram S-N (Cycle)

L<sub>f</sub> : Fatigue life atau umur Lelah (Tahun)

L<sub>D</sub> : Designed life atau umur desain (Tahun)

L<sub>s</sub> : Service life atau umur operasi (Tahun)

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Hasil Simulasi

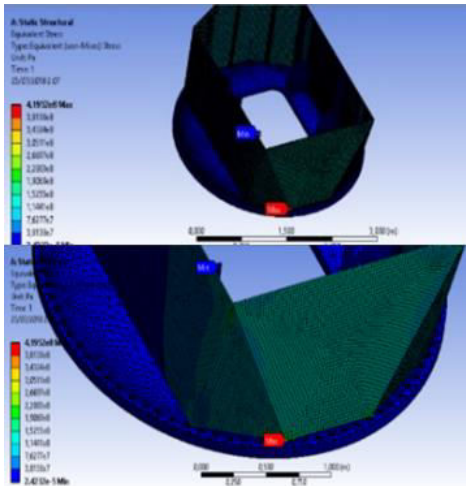
1. Analisis Fatigue Beban Vertikal

Pada analisis fatigue beban vertikal, dilakukan 2 kali simulasi yaitu saat crane mengangkat beban maksimal dan juga tanpa beban. 1 siklus pembebanan meliputi 1 proses pemindahan beban maksimal, dari pengangkatan hingga penurunan beban. Oleh karena itu, diperlukan analisa statis dengan tegangan Equivalent Von-Mises terbesar dari kedua



proses tersebut sebagai hasil untuk kemudian didapatkan *ratio* (R) tegangan siklik yang bekerja pada *tower Slewing Tower Level Luffing Crane* ini.

Dengan *load condition* yang diberikan sesuai dengan hasil perhitungan secara statis saat mengangkat beban maksimal, didapat hasil distribusi tegangan *Equivalent Von-Mises* sebagai berikut:



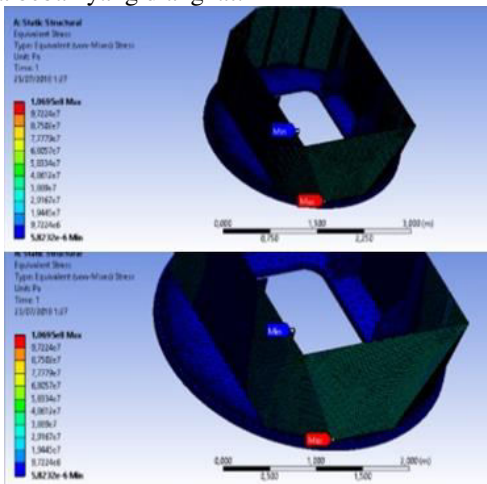
Gambar 11. Distribusi Tegangan *Equivalent Von-Mises* dengan Beban Maksimum

Tabel 5.

Tegangan *Equivalent Von-Mises* dengan Beban Maksimum

Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> (Mpa)	
Maksimum	Minimum
106,95	5,82E-06

Selanjutnya dengan pembebanan yang berbeda, berikut adalah hasil distribusi tegangan *Equivalent Von-Mises* ketika tidak ada beban yang diangkat:



Gambar 12. Distribusi tegangan *equivalent von-mises* tanpa beban.

Tabel 6.

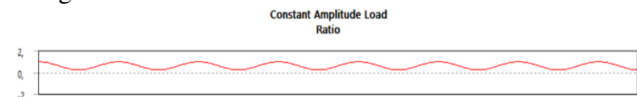
Tegangan *Equivalent Von-Mises* tanpa Beban

Tegangan <i>Equivalent Von-Mises</i> (Mpa)	
Maksimum	Minimum
419,52	2,42E-05

Setelah didapat hasil distribusi tegangan *Equivalent Von-Mises* dari 2 kondisi pembebanan tersebut, dilakukan perhitungan *ratio* (R) tegangan siklik. Tegangan maksimum saat pembebanan maksimal menjadi tegangan maksimum, sedangkan tegangan maksimum saat tidak ada beban menjadi tegangan minimum. Perhitungan dilakukan seperti di bawah ini:

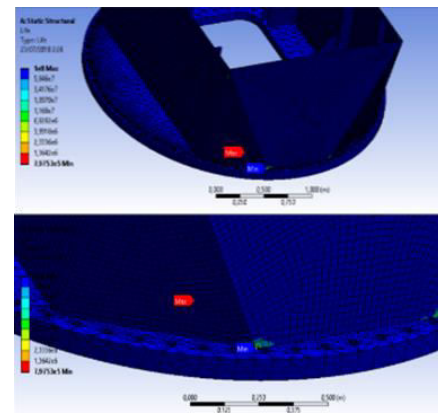
$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{106,95 \text{ (MPa)}}{419,52 \text{ (MPa)}} = 0,254934 \quad (6)$$

Sehingga, didapat tegangan siklik berdasarkan *ratio* (R) sebagai berikut:



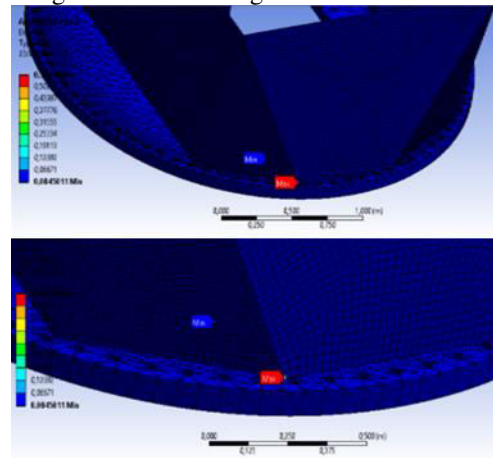
Gambar 13. Tegangan Siklik berdasarkan Ratio (R) Tegangan

Selanjutnya, analisis *fatigue* dilakukan pada simulasi pembebanan maksimal dengan menggunakan *bar solution Fatigue Tool* dan *loading type Ratio*. *Ratio* (R). Tegangan siklik hasil perhitungan di atas dimasukkan kedalam *bar Loading* dan didapat hasil *fatigue life* minimum 797530 *cycles*. Distribusi *fatigue life* yang didapat adalah sebagai berikut:



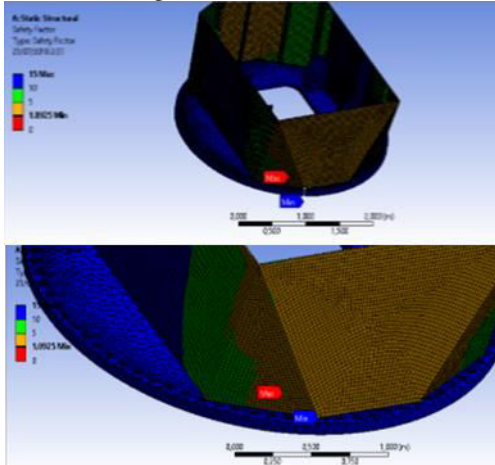
Gambar 14. Distribusi *Fatigue Life*

Yang kedua, *fatigue damage* terbesar yang didapat adalah 0,56438 dengan distribusi sebagai berikut:



Gambar 15. Distribusi *Fatigue Damage*.

Kemudian, didapat juga *safety factor* terkecil yaitu 1,0925 dengan distribusi sebagai berikut:



Gambar 16. Distribusi *Safety Factor*

Agar lebih sederhana, berikut adalah rangkuman hasil analisis *fatigue* secara vertikal:

Tabel 7.  
Hasil Analisis *Fatigue* Beban Vertikal

Hasil Analisa	
<i>Fatigue life</i>	797530
<i>Fatigue damage</i>	0,56438
<i>Safety factor</i>	1,0925

2. Analisa *Fatigue* Beban Horizontal

Berbeda dengan analisis *fatigue* beban vertikal, pada pembebanan horizontal digunakan *loading type Fully Reversed* karena arah dan besar momen maksimum yang bekerja pada *jib* sama. Oleh karena itu, analisis dilakukan hanya pada 1 kondisi pembebanan maksimal. Namun, analisis statis untuk memperoleh tegangan *Equivalent Von-Mises* terbesar tetap dilakukan sebagai dasar proses analisis *fatigue* selanjutnya.

Dengan metode yang sama, secara horizontal didapat keseluruhan hasil sebagai berikut:

Tabel 8.  
Hasil Analisis *Fatigue* Beban Horizontal

Hasil Analisa	
<i>Fatigue life</i>	1299000
<i>Fatigue damage</i>	0,34651
<i>Safety factor</i>	1,3508

B. Hasil Validasi

Sesuai data operasional *Slewing Tower Level Luffing Crane* yang didapat dari PT. Lelangon, diketahui:

- 1 *cycle* = 5 menit/*cycle*
- Rata-rata *cycle*/jam  
= 60 menit/1 jam : 5 menit/*cycle*  
= 12 *cycles*/jam
- Rata-rata *cycle*/hari  
= 12 *cycle*/jam x 18 jam/hari  
= 216 *cycles*/hari
- Rata *cycle*/operasi

$$= 216 \text{ cycle/hari} \times 6 \text{ hari/operasi}$$

$$= 1296 \text{ cycles/operasi (Bongkar 2 tongkang)}$$

Terdapat 3 kali *down time* untuk *maintenance* selama masing-masing 3 minggu, sehingga:

- Hari/tahun  
= 365 hari – (9 x 7 hari)  
= 302 hari/tahun

Terdapat waktu menunggu kapal selanjutnya datang selama 7 hari, sehingga 1 kali proses pembongkaran 2 tongkang terhitung total 13 hari/operasi.

- Rata-rata operasi/tahun  
= 1 operasi/13 hari x 302 hari/tahun  
= 23,231 operasi/tahun
- Rata-rata *cycle*/tahun (*n*)  
= 1296 *cycle*/operasi x 23,231 operasi/tahun  
= 30107,077 *cycles*/tahun

Hasil rata-rata *cycle*/tahun inilah yang akan digunakan sebagai acuan dalam proses validasi menggunakan *hand calculation*.

1. Analisis *Fatigue* Beban Vertikal

a. *Fatigue Life*

Hasil dari simulasi menunjukkan *fatigue life* sebesar 797530 *cycles* di mana dalam satuan tahun yaitu:

$$L = 797530 \text{ cycles} : 30107,077 \text{ cycles/tahun}$$

$$= 26,49 \text{ tahun}$$

Sehingga berdasarkan hasil simulasi, *fatigue life* dari konstruksi *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini mencapai 26,49 tahun. Sedangkan dengan aturan *Palmgreen Miner*, *fatigue life* dapat diperoleh dari perhitungan berikut:

- Mencari  $\sigma_a$  *Effective (Equivalent Alternating Stress)* [5].

$$\sigma_{max} = 419,52 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{min} = 106,95 \text{ (MPa)}$$

$$S_u = 490 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} = \frac{(419,52 - 106,95)}{2} = 156,29 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} = \frac{(419,52 + 106,95)}{2} = 263,24 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_a \text{ Effective (Equivalent Alternating Stress)} = \sigma_a \left( \frac{S_u^2}{S_u^2 - \sigma_m^2} \right)$$

(7)

$$\sigma_a \text{ Effective} = 156,29 \left( \frac{490^2}{490^2 - 263,24^2} \right) \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_a \text{ Effective} = 154,58 \left( \frac{240100}{240100 - 69292,67} \right) \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_a \text{ Effective} = 154,58 \times 1,406 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_a \text{ Effective} = 219,69 \text{ (MPa)}$$

- Mencari *cycle* dari S-N Curve material

Pada tahap ini, perlu dilakukan interpolasi untuk mengetahui *cycle* pada  $\sigma_a$  *Effective* berdasarkan S-N Curve material *High Strength Steel S355J2G3* seperti di bawah ini:

$$\frac{500000 - N}{30,314} = \frac{219,69 - 205}{14,69}$$

$$\frac{500000 - N}{30,314} = \frac{N - 1000000}{14,69}$$

$$30,314N - 30314000 = 7345000 - 14,69N$$

$$45N = 37659000$$

$$N = 836866,67 \text{ cycles}$$

- Perhitungan dengan aturan *Palmgreen Miner*

$$D = \frac{n}{N} = \frac{30107,077}{836866,67} = 0,036$$

$$L = \frac{1}{D} = \frac{1}{0,036} = 27,8 \text{ tahun}$$

b. *Fatigue Damage*

$$\text{Fatigue damage} = \frac{\text{Design life}}{\text{Estimated fatigue life}}$$

$$\text{Fatigue damage} = \frac{15 \text{ tahun}}{27,8 \text{ tahun}}$$

$$\text{Fatigue damage} = 0,5396$$

c. *Safety Factor*

Sejak 2014, saat ini usia *Slewing Tower Level Luffing Crane* (*Service life*) mencapai 4 tahun.

$$\text{Safety factor} = \frac{\text{Estimated fatigue life}}{\text{Service life}}$$

$$\text{Safety factor} = \frac{27,8 \text{ tahun}}{4 \text{ tahun}}$$

$$\text{Safety factor} = 6,949$$

Tabel 9.  
Hasil Analisis *Fatigue* Beban Vertikal

Hasil Analisa	
<i>Fatigue life</i>	27,8 tahun
<i>Fatigue damage</i>	0,5396
<i>Safety factor</i>	6,949

2. Analisis *Fatigue* secara Horizontal

Dengan metode perhitungan yang sama, didapat hasil analisis *fatigue* beban horizontal sebagai berikut:

Tabel 10.  
Hasil Analisis *Fatigue* Beban Horizontal

Hasil Analisa	
<i>Fatigue life</i>	54,81 tahun
<i>Fatigue damage</i>	0,27368
<i>Safety factor</i>	13,702

IV. PENUTUP

A. *Kesimpulan*

Berdasarkan analisis *fatigue* yang telah dilakukan terhadap *Slewing Tower Level Luffing Crane*, didapat total hasil seperti yang ditunjukkan pada Tabel 11:

Pada *fatigue safety factor*, terdapat perbedaan yang sangat besar antara hasil simulasi dan *hand calculation*. Perbedaan ini disebabkan karena *safety factor* hasil perhitungan merupakan *safety factor* analisis. Semakin lama penundaan proses

analisis, *service life* dari objek semakin besar hingga mencapai *fatigue life* yang diestimasi. Sehingga, *safety factor* akan terus mengecil hingga mencapai angka satu.

Baik secara vertikal maupun horizontal, estimasi *fatigue life* lebih besar daripada usia *Slewing Tower Level Luffing Crane* ini saat terjadi *crack* yaitu 3 tahun dan bahkan melebihi *designed life* selama 15 tahun. Hasil ini juga didukung oleh *fatigue damage* dan *safety factor* yang menunjukkan bahwa konstruksi *crane* aman dengan pembebanan tersebut. Oleh karena itu, *fatigue* bukan merupakan penyebab terjadinya kegagalan *crack* yang terjadi.

Tabel 11.  
Hasil Analisis *Fatigue* Secara Keseluruhan

Analisis	Hasil		
	Simulasi	Hand calculation	
Secara vertikal	<i>Fatigue life</i>	26,49 tahun	27,8 tahun
	<i>Fatigue damage</i>	0,56438	0,5396
	<i>Safety factor</i>	1,0925	6,949
Secara horizontal	<i>Fatigue life</i>	43,15 tahun	54,81 tahun
	<i>Fatigue damage</i>	0,34651	0,27368
	<i>Safety factor</i>	1,3508	13,702

B. *Saran*

Adanya interpolasi pada data semi-log S-N *curve* menyebabkan *cycle* yang didapat tidak akurat. Oleh karena itu, sebaiknya dilakukan pembacaan S-N *curve* secara manual. Selain itu, Parameter lain yang bekerja pada *Slewing Tower Level Luffing Crane* seperti pengaruh getaran dan data rekam histogram beban aktual sesuai keadaan di lapangan sangat diperlukan untuk hasil analisis *fatigue* yang lebih akurat.

DAFTAR PUSTAKA

[1] A. Abrianto, "Diktat Kuliah Kelelahan Logam," Jakarta, 2007.  
 [2] F. Solfins and F. Report, "Mechanical Analysis and Optimisation of Front Roller Assembly." 2010.  
 [3] Anonymous, "Cranes Transportation," *Mechanical engineering Department Carlos III University*. [Online]. Available: <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/transport-engineering/ingenieria-mecanica/transport-engineering/transparencias/Cranes.pdf>.  
 [4] Anonymous, "Analisis *Fatigue* Bab 6," *digilib.itb.ac.id*. [Online]. Available: <http://digilib.itb.ac.id/files/disk1/629/jbptitbpp-gdl-chairulamr-31418-7-2008ta-6.pdf>.  
 [5] Awwaluddin and et al, "Analisa *Fatigue Life* pada Struktur Dudukan Bogie pada Perancangan dan Pengembangan Monorail UTM-125 Kapasitas 24 Ton Menggunakan Metode Elemen Hingga," Jakarta.