

Analisis terhadap desain komponen boom pada mini excavator Excava 50 menggunakan metode elemen hingga

Nanang Ali Sutisna¹, Zairullah Azhar¹

¹Program Studi Teknik Mesin Universitas Presiden
Jl Ki Hajar Dewantara, Jababeka, Cikarang Timur, Bekasi 17550
Email korespondensi: nanang.ali@president.ac.id

Abstrak

Makalah ini menyajikan studi pada mini excavator Excava50. Dari sekian banyak komponen pada sebuah excavator, komponen boom adalah komponen yang sangat vital karena mendukung seluruh beban kerja pada saat beroperasi. Studi ini dilakukan dengan menggunakan analisis elemen hingga pada komponen boom dengan memanfaatkan data dari komponen boom eksisting, baik dimensi, beban kerja, dan material yang digunakan. Selanjutnya umur kelelahan komponen boom juga dihitung untuk memperkirakan umur pakainya. Hasil simulasi dengan software CATIA V5 memperlihatkan bahwa komponen boom tersebut aman digunakan dengan perkiraan umur pakai mencapai 50 tahun.

Kata kunci: mini excavator, metoda elemen hingga, umur kelelahan.

Abstract

This paper presents a study on the Excava50 mini excavator. Of the many components in an excavator, the boom component is a very vital component because it supports all workloads during operation. This study was conducted using finite element analysis of the boom components by utilizing data from the existing boom components, both dimensions, workload, and materials used. Furthermore, the fatigue life of the boom components is also calculated to estimate their service life. Simulation results with CATIAV5 software show that the boom component is safe to use with an estimated service life of up to 50 years.

Keywords: mini excavator, finite element method, fatigue life.

1. Pendahuluan

Perkembangan infrastruktur di Indonesia saat ini sedang berkembang pesat, terutama infrastruktur jalan yang menghubungkan daerah pedesaan dengan perkotaan. Namun pada kenyataannya pembangunan infrastruktur jalan masih mengalami beberapa kendala terutama di pedesaan. Mobilitas yang sulit

menjadi faktor penghambat utama khususnya untuk alat berat. Kebutuhan alat berat berukuran kecil agar dapat menjangkau daerah-daerah terpencil [1]. Untuk mendukung percepatan pembangunan infrastruktur jalan di pedesaan, salah satu badan usaha milik negara di Indonesia, yaitu PT. Pindad (Persero), memiliki inovasi dalam pembuatannya membuat excavator skala kecil bernama Excava 50.

Component of Mini Excavator, Excava 50

A. Attachment

1. Bucket
2. Arm
3. Boom
4. Cylinder Bucket
5. Cylinder Arm
6. Cylinder Boom
7. Linkage Bucket
8. Tippink Link Bucket
9. Pin

B. Undercarriage

10. Track Frame
11. Sprocket
12. Idler
13. Track Link
14. Pin Track Link
15. Track Shoe
16. Track Roller
17. Track Stabilizer
18. Final Drive Housing
19. Blade
20. Cylinder Blade
21. Pin Cylinder Blade

C. Upper structure

22. Center Frame
23. Counterweight
24. Cover Engine
25. Cover Radiator
26. Cabin
27. Fuel Tank
28. Hydraulic Oil Tank
29. Cover Actuator



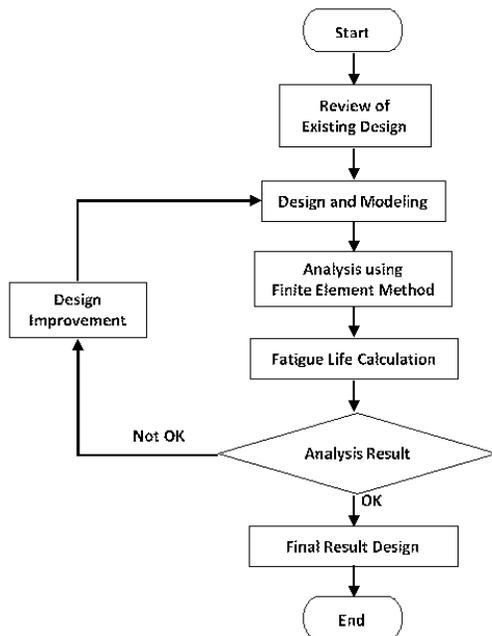
Gambar 1. Komponen mini excavator.

Excava 50 tergolong Mini Excavator yaitu merupakan jenis alat berat yang fungsinya untuk menyelesaikan berbagai pekerjaan ringan seperti pembuangan saluran pembuangan, pembuangan bahan limbah, penimbunan tanah, dan pekerjaan ringan lainnya yang terkait dengan konstruksi. Gambar 1 memperlihatkan komponen-komponen Excava 50. Selain itu, Excava ini juga dapat digunakan untuk berbagai keperluan perkebunan dan kehutanan [2].

Dalam berbagai proyek teknik, desain struktural selalu menjadi bagian yang sangat menarik dan kreatif. Struktur harus dirancang agar mampu menahan gaya yang diterapkan (kendala tegangan) dan tidak melampaui deformasi tersebut (kendala perpindahan). *Boom* merupakan komponen utama dari *main excavator*, lebih berat dan sangat kritis, sehingga perlu adanya perbaikan dan pengembangan [3]. Karena Excava 50 adalah produk baru, ada kebutuhan untuk memperbaiki desainnya. Oleh karena itu, penulis tertarik untuk menyempurnakan desain Excava 50 dengan fokus pada analisa komponen *boom*. Hasil analisis ini digunakan sebagai struktur standar untuk komponen *boom*.

2. Metode

Tahapan kajian yang dilakukan dapat digambarkan pada diagram alir di Gambar 2 berikut.

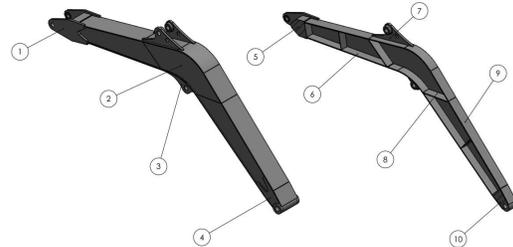


Gambar 2. Diagram alir kajian.

Tinjauan terhadap Komponen Boom

Gambar 3 menunjukkan model desain 3D dan tampilan penampang *boom assy* dengan deskripsi bagian-bagian yang ditunjukkan oleh Gambar 3. *Boom* adalah bagian dari struktur excavator yang menerima beban terberat saat bekerja, oleh karena itu

berupa rusuk. Plat diperlukan sebagai penguat pelat penutup atas dan bawah *boom*. Desainnya didasarkan pada proses pembuatannya, di mana plat-plat tersebut dihubungkan satu per satu sehingga menjadi struktur *boom*.



No	Nama Part	Jml.
1	Boom to arm connector stiffener	2
2	Boom side cover	6
3	Cylinder boom mounting	2
4	Boom to upper frame connector stiffener	2
5	Boom reinforcement plate to arm	1
6	Boom bottom cover	3
7	Arm cylinder mounting	2
8	Boom rib plate	4
9	Boom upper cover	3
10	Boom to upper frame connector	1

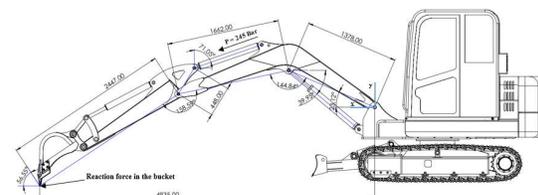
Gambar 3. Komponen dari rakitan boom.

Material yang digunakan dalam *boom* ini didasarkan pada material yang dipakai di lapangan, yaitu SM490A dengan sifat material pada Tabel 1 berikut.

Parameter	Nilai
Young's Modulus	210 GPa
Yield Strength	325 MPa
Ultimate Tensile Strength	490 MPa
Poisson Ratio	0.3
Density	7,85 g/cm ³

Kondisi Kerja

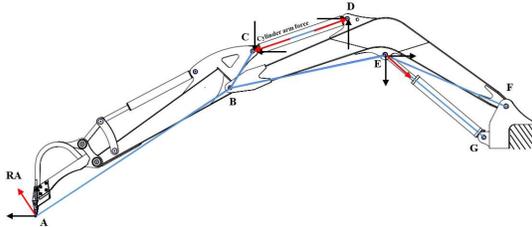
Dalam analisis ini, struktur diasumsikan dalam keadaan statis, yaitu gigi *bucket* menyentuh permukaan yang kaku sehingga terjadi gaya reaksi yang tegak lurus terhadap *bucket*, seperti terlihat pada Gambar 4. *Bucket* diposisikan sejajar dengan lengan. Tekanan kerja pada lengan silinder sebesar 245 bar mendorong ke depan, memaksa lengan berputar berlawanan arah jarum jam ke bidang xy.



Gambar 4. Kondisi kerja mini excavator.

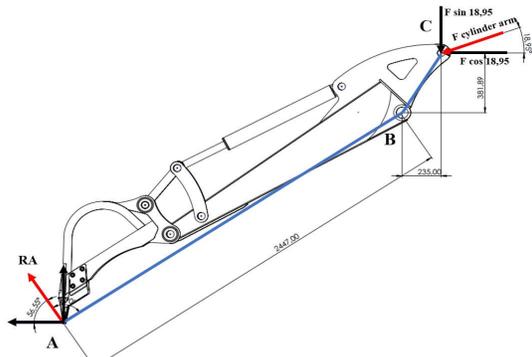
Analisis Statik Menggunakan Diagram Benda Bebas

Pada Gambar 5 terlihat ada satu gaya yang menghasilkan tiga reaksi. Itu adalah gaya aksi pada lengan silinder (F). Saat lengan silinder aktif, lengan dan bucket akan bergerak berlawanan arah jarum jam. Menghasilkan gaya reaksi pada gigi bucket (RA), memasang lengan silinder pada boom (RD) dan juga memasang boom silinder (RE).



Gambar 5. Diagram benda bebas mini excavator.

Gaya Statik pada *Bucket* dan *Arm* dapat dilihat pada Gambar 6 di bawah ini.

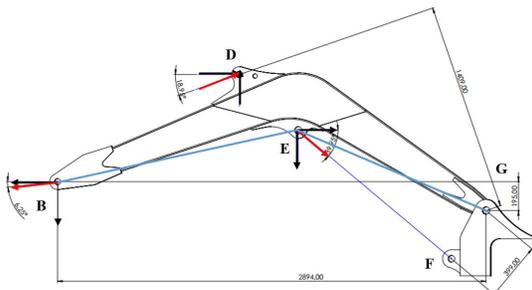


Gambar 6. Diagram benda bebas pada komponen bucket dan arm.

Tabel 2. Gaya yang bekerja pada bucket dan arm.

Pin	Force (kN)	
	X	Y
RA	- 85.91	130.04
RB	160.40	17.56
RC	- 147.41	- 50.61

Sedangkan gaya statik pada *boom* dapat dilihat pada Gambar 7 di bawah ini.



Gambar 7. Diagram benda bebas komponen boom.

Tabel 3. Gaya statik pada komponen boom.

Pin	Force (kN)	
	X	Y
RB	-160.40	-17.56
RD	147.41	50.61
RE	264.01	-221.13

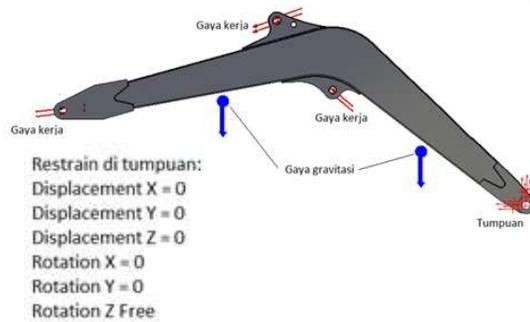
Gaya statis dalam analisis ini dihitung dengan mempertimbangkan gaya penjumlahan harus sama dengan nol ($\sum F = 0$) dan penjumlahan momen sama dengan nol ($\sum M = 0$) untuk kondisi ekuilibrium bucket, arm dan booming masing-masing. Tanda negatif menunjukkan gaya yang bekerja ke arah kiri pada komponen horizontal dan ke bawah pada gaya vertikal, dengan memperhatikan arah gaya yang diperoleh sesuai dengan diagram benda bebas.

Rancangan Boom dan Pemakaian Material

Struktur mini excavator boom assy dirancang menggunakan Software CATIA V5 berdasarkan ukuran sebenarnya dan untuk material yang digunakan dalam desain ini sesuai dengan material yang sebenarnya yaitu SM490A

Analisis Elemen Hingga

Kondisi batas merupakan batasan yang digunakan dalam simulasi, dalam hal ini pemodelan pembebanan dan pengaturan dukungan. Pemodelan pemuatan pada komponen boom dilakukan secara statistik. Boom dimodelkan sebagai benda fleksibel yaitu benda yang mengalami deformasi, sedangkan penyangga pengaturan dimodelkan sebagai benda atau benda yang tidak mengalami deformasi. Pembebanan atau penyangga permukaan yang diterapkan berbentuk silinder. Pembebanan dilakukan berdasarkan hasil analisis statik menggunakan diagram benda bebas yang telah dilakukan sebelumnya.



Gambar 8. Kondisi batas komponen boom.

Perkiraan tingkat kesalahan adalah perkiraan kesalahan yang terjadi dalam komputasi. Persamaan 1 digunakan dalam melakukan estimasi kesalahan pada software CATIA V5.

$$\eta = 100 \sqrt{\frac{e/2}{E+e/2}} \quad (1)$$

dimana:

E = Global strain energy

e = Estimated Precision

Principal Stress dan Von Misses Stress

Principal Stress adalah nilai maksimum atau minimum tegangan normal pada suatu *node*. Dalam software CATIA V5 Persamaan 2 digunakan untuk perhitungan ini adalah sebagai berikut.

$$\sigma_{xy} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2)$$

Tanda plus (+) mengindikasikan *principal stress* maksimum dan tanda minus (-) mengindikasikan *principal stress* minimum.

Tegangan Von Mises juga disebut tegangan tarik ekuivalen. Ini adalah ukuran tegangan khusus yang berfungsi sebagai pendekatan untuk menggabungkan semua komponen *stress* menjadi satu nilai. Di perangkat lunak CATIA V5. Persamaan 3 digunakan dalam menghitung von miss stress adalah sebagai berikut.

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2} \quad (3)$$

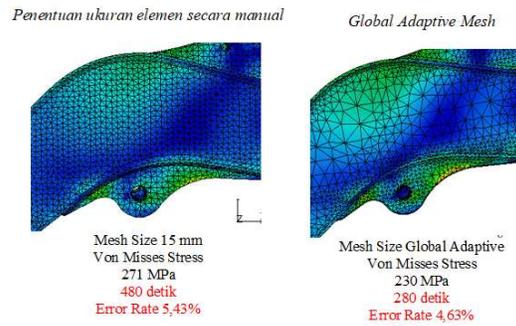
Validasi Mesh

Tahap pertama dari simulasi adalah melakukan validasi ukuran elemen (*mesh study*) untuk menentukan ukuran elemen yang tepat agar hasil simulasi memiliki tingkat akurasi yang baik, hal ini terkait dengan seberapa kecil suatu elemen harus dibuat untuk memastikan agar hasil analisis tidak terpengaruh oleh perubahan ukuran mesh (*mesh convergence*). Dalam validasi *meshing* ini kita akan membandingkan strategi mana yang paling optimal dan efisien dalam analisis ini untuk mencapai tingkat akurasi yang tinggi. Ada dua strategi yang ditinjau, yaitu validasi mesh secara manual dan dengan metoda *global adaptivity*.

Pada metoda validasi manual, ukuran *mesh* yang optimal dicari dengan memeriksa besarnya tegangan pada ukuran *mesh* tertentu dengan mengambil sampel *node* di daerah kritis, kemudian mengurangi ukuran elemen secara manual hingga didapat *mesh* yang menghasilkan tegangan yang stabil, maka ukuran *mesh* tersebut digunakan sebagai acuan dalam proses simulasi. Selanjutnya diperiksa perkiraan tingkat kesalahan yang terjadi. Tingkat kesalahan yang diharapkan adalah 5% (tingkat akurasi 95%).

Dalam strategi *global adaptivity*, dapat ditentukan target akurasi atau tingkat kesalahannya, kemudian sistem secara otomatis menentukan ukuran *mesh*

untuk mendapat tingkat akurasi yang diinginkan [4]. Perbandingan hasil validasi *mesh* secara manual dan *global adaptivity* disajikan pada Gambar 9.

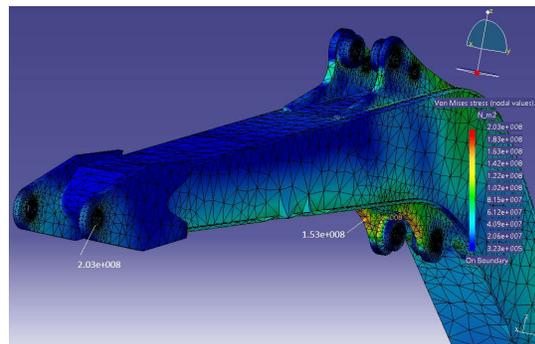


Gambar 9. Perbandingan strategi penentuan ukuran elemen secara manual dan global adaptive.

Dari hasil di atas terlihat bahwa *global adaptive mesh* merupakan strategi *meshing* yang efisien dan optimal, dengan tingkat kesalahan yang sama, menghasilkan waktu komputasi yang lebih singkat dan ukuran *mesh* yang lebih akurat.

3. Hasil dan Pembahasan

Hasil simulasi menampilkan tegangan Von Mises seperti terlihat pada Gambar 10 dan tegangan Principal seperti terlihat pada Gambar 11.



Gambar 10. Von Mises Stress hasil simulasi.

Berdasarkan Gambar 10 terlihat bahwa tegangan Von Mises maksimum adalah 203 MPa yang terjadi di daerah lubang pada *flens* ujung (*arm connector*) dan pada *flens* tengah (*boom cylinder mounting*) terjadi tagangan Von Misses sebesar 153 MPa. Berdasarkan kriteria kegagalan disebutkan bahwa Von Misses Stress (σ_{vm}) harus lebih kecil dari tegangan ijin (σ_{ijin}) material dengan mempertimbangkan faktor keamanan (*SF*) yang sesuai [5]. Faktor keamanan dalam hal ini didapatkan dengan membandingkan kekuatan luluh (*yield strength*) dengan tegangan kerja (Von Misses *stress*) seperti pada Persamaan 4.

$$SF = \frac{Yield\ Strength}{Von\ Mises\ Stress} \quad (4)$$

Pada lubang di *flens* ujung terjadi tegangan tekan (*bearing stress*) yang berasal dari *pin* pada *bucket*

sebesar 203 MPa, sehingga faktor keamanannya ditunjukkan pada Persamaan 5 berikut.

$$SF = \frac{325}{203} = 1,6 \quad (5)$$

Sedangkan pada *flens* tengah terjadi tegangan tekan sebesar 153 MPa akibat *boom* tertekuk ke bawah, sehingga faktor keamanannya ditunjukkan pada Persamaan 6 berikut.

$$SF = \frac{325}{153} = 2,1 \quad (6)$$

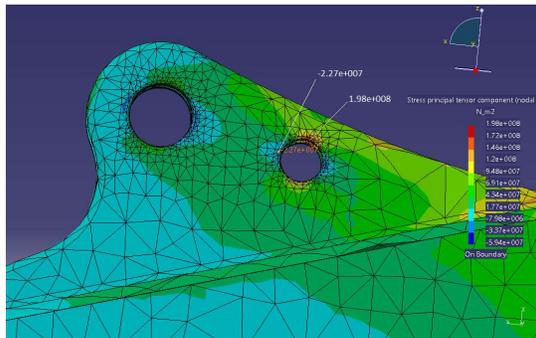
Dengan mempertimbangkan kecepatan operasi yang termasuk lambat maka nilai faktor keamanan di atas masih dapat diterima [6], namun perlu dipertimbangkan umur dari komponen tersebut di atas dengan analisis kelelahan (*fatigue life analysis*), sehingga dapat diprediksi umur operasi komponen tersebut.

Tujuan perhitungan umur kelelahan ini adalah untuk memprediksi berapa lama komponen *boom* dapat digunakan. Perhitungan umur kelelahan menggunakan data tegangan maksimum dan minimum yang diambil dari data tegangan prinsipal (*principal stress*) yang didapat dari hasil simulasi (lihat Gambar 11), sedangkan nilai kekuatan tarik ultimate (S_{ut}), *endurance limit* (S_e), dan *low life limit* (S_l) adalah sebagai berikut [7].

$$S_{ut} = 450 \text{ MPa}$$

$$S_l = 0.9 S_{ut} = 441 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.5 S_{ut} = 245 \text{ MPa}$$



Gambar 11. Principal stress maksimum dan minimum.

Tegangan Maximum (σ_{max}) adalah tegangan yang terjadi pada *boom* mini excavator dengan diberikan beban kerja berdasarkan analisis statik yang telah ditentukan, dan terjadi pada *flens* atas (*arm cylinder mounting*) sebesar 198 MPa. Tegangan Minimum (σ_{min}) adalah tegangan yang terjadi pada *boom* mini excavator di sisi yang berlawanan dengan lokasi tegangan maksimum, yaitu sebesar -22.7 MPa.

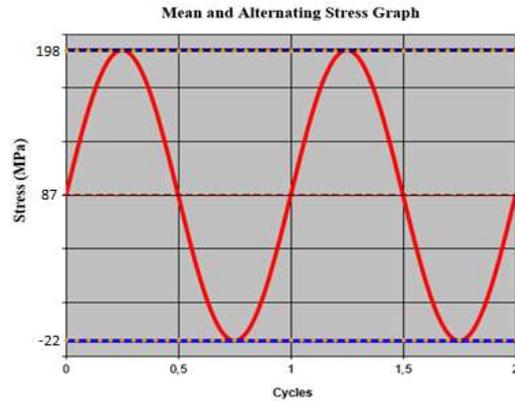
Dalam perhitungan umur kelelahan ini, akan menggunakan Teori Goodman [8]. Persamaan 7 dan Persamaan 8 digunakan dalam menentukan umur kelelahan.

Mean Stress (σ_m)

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{198 \text{ MPa} + (-22.7 \text{ MPa})}{2} = 87.65 \text{ MPa} \quad (7) \end{aligned}$$

Alternating Stress (σ_a)

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{198 \text{ MPa} - (-22.7 \text{ MPa})}{2} = 110.35 \text{ MPa} \quad (8) \end{aligned}$$



Gambar 12. Grafik mean stress dan alternating stress.

Untuk memeriksa apakah komponen ini memiliki *finite* atau *infinite life*, dapat digunakan Teori Goodman dengan Persamaan 9 berikut.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} n &= \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u}} = \frac{1}{\frac{110.35}{245} + \frac{87.65}{490}} \\ &= \frac{1}{0.45 + 0.18} = 1.58 \end{aligned}$$

Karena nilai n lebih besar dari 1, maka umur komponen adalah tak hingga (*infinite*), artinya umur komponen lebih dari 10^6 siklus. Kemudian diperiksa kemungkinan tidak terjadi *yield* pada siklus pertama menggunakan kriteria Yield Langer dengan Persamaan 10 berikut.

$$n = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{325}{110.35 + 87.65} = 1.64 \quad (10)$$

Karena nilai n lebih besar dari 1 maka dapat dipastikan bahwa tidak terjadi *yield* pada siklus pertama.

Selanjutnya umur komponen (N) dihitung dengan Persamaan 11-13 di bawah ini.

$$\begin{aligned} b &= -\left(\frac{1}{3}\right) * \log(S_l / S_e) \\ &= -\left(\frac{1}{3}\right) * \log(441 / 245) = -0.085 \end{aligned} \quad (11)$$

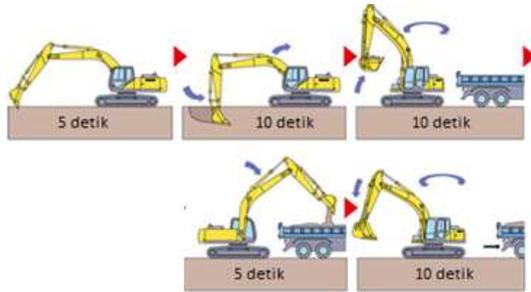
$$c = \log[(S_i)^2 / S_e] \quad (12)$$

$$= \log[(441)^2 / 245] = 2.9$$

$$N = 10^{-c/b} * S_a^{1/b} \quad (13)$$

$$= 10^{34} * 198^{-11.76} = 9,8 \times 10^6 \text{ siklus}$$

Untuk menentukan umur pakai, harus diketahui siklus kerja mini excavator dalam pekerjaan ringan (penggalian). Gambar 13 berikut ini adalah kondisi kerja mini excavator berdasarkan observasi lapangan.



Gambar 13. Siklus kerja mini excavator.

Berdasarkan observasi di atas, total siklus kerja mini excavator adalah 40 detik/siklus. Jadi dalam satu tahun akan terjadi 194.400 siklus, maka umur komponen *boom* dapat dihitung dengan Persamaan 14 berikut.

$$\begin{aligned} \text{Life Time} &= \frac{\text{Siklus Fatigue Life}}{\text{Siklus kerja per tahun}} \quad (14) \\ &= \frac{9,8 \times 10^6 \text{ siklus}}{194.400 \text{ siklus/tahun}} = 50,4 \text{ tahun} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas, penggunaan *boom* mini excavator dapat digunakan selama 50,4 tahun. Ini membuktikan bahwa berdasarkan perhitungan umur, maka komponen *boom* pada mini excavator dapat digunakan untuk jangka waktu yang lama.

4. Kesimpulan

Desain eksisting yang menggunakan material SM490A, saat diberi beban berdasarkan analisis statik menggunakan diagram benda bebas, hasilnya masih aman, namun perlu diperiksa umur akibat kelelahan material. Hasil perhitungan perkiraan umur kelelahan memperlihatkan bahwa umur pakai komponen *boom* pada mini excavator ini dapat mencapai 50 tahun.

Untuk penelitian lebih lanjut, disarankan untuk melakukan analisis pada bagian lain dari komponen lampiran. Seperti *bucket*, *arm*, *upper frame* dan lain-lain. Dengan metode yang sama sehingga menghasilkan desain mini excavator yang lebih optimal.

Daftar Pustaka

- [1] N.M. Hapsari, "Infrastruktur Jalan di Pedesaan," *Kompasiana*, Tersedia di: <https://www.kompasiana.com/haphapsari4836/5def54b4d541df70af6690e2/infrastuktur-jalan-di->

pedesaan, 10 Desember 2019 [Diakses 3 Januari 2020]

- [2] PT. Pindad. "Excava 50 Standard". 2020
- [3] N. S. Patil and P. V. M, "FEA Analysis and Optimization of Boom of Excavator," June, 2017, pp. 625–632
- [4] N.A. Sutisna and A. Hardianto. " Finite Element Simulation of Acceleration Pedal On XX Vehicle". *Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics*, Vol. 4 No. 2, 2019, pp. 45-60
- [5] T. R. Chandruptla and A.D. Belegundu, "Introduction to Finite Element Engineering" Prentice Hall, New Jersey, 2002.
- [6] R. L. Norton. "Machine Design An Integrated Approach, Third Edition". Pearson, 2006.
- [7] S.R. Schmid, B.J. Hamrock, and B.O. Jacobson. "Fundamentals of Machine Elements SI Verion Third Edition". CRC Press, Boca Raton, 2014