



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM184835

ANALISIS UMUR FATIGUE BUCKET LINK PADA BUCKET EXCAVATOR SAAT KONDISI OPERASIONAL

Adi Darma

02111740000029

Dosen Pembimbing:

Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

NIP.196807061999031004

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Surabaya - 2022



FINAL PROJECT - TM184835

**ANALYSIS OF FATIGUE BUCKET LINK AGE ON
EXCAVATOR BUCKET DURING OPERATIONAL
CONDITION**

Adi Darma

0211174000029

Advised By:

Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

NIP.196807061999031004

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEMS ENGINEERING

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA - 2021

HALAMAN PENGESAHAN
ANALISIS UMUR FATIGUE BUCKET LINK PADA BUCKET EXCAVATOR SAAT
KONDISI OPERASIONAL

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Adi Darma

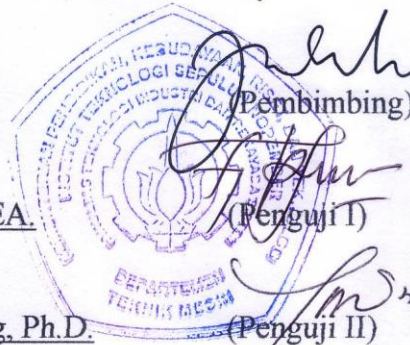
NRP. 02111740000029

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.
NIP.19680706199931004

2. Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA.
NIP.196508101991021001

3. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, Ph.D.
NIP.197909262005011001



SURABAYA
MEI, 2022

APPROVAL SHEET
ANALYSIS OF FATIGUE BUCKET LINK AGE ON EXCAVATOR BUCKET DURING
OPERATIONAL CONDITION

FINAL PROJECT

*Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a bachelor engineering degree at
Undergraduate Study Program of Mechanical engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember*

By:

Adi Darma

NRP. 02111740000029

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.
NIP.19680706199931004

2. Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA.
NIP.196508101991021001

3. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, Ph.D.
NIP.197909262005011001



SURABAYA
MEI, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Adi Darma / 0211174000029

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing / NIP : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT / 196807061999031004

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "*Analisis Umur Fatigue Bucket Link Pada Bucket Excavator Saat Kondisi Operasional*" adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 29 Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing


(Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.)
NIP. 196807061999031004

Mahasiswa,


(Adi Darma)
NRP.0211174000029

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Adi Darma / 02111740000029

Department : Mechanical Engineering

Advisor / NIP : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT / 196807061999031004

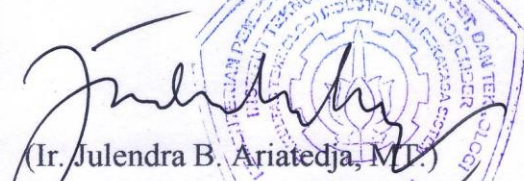
hereby declare that the Final Project with the title of "*Analysis of Fatigue Bucket Link Age on Excavator Bucket During Operational Condition*" is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.


If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 29 July 2022


Acknowledged

Advisor


(Ir. Julendra B. Ariatedja, MT)
NIP. 196807061999031004



Student


(Adi Darma)
NRP.02111740000029

ANALISIS UMUR *FATIGUE BUCKET LINK* PADA *BUCKET EXCAVATOR* SAAT KONDISI OPERASIONAL

Nama Mahasiswa : Adi Darma
NRP : 0211174000029
Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

ABSTRAK

Bucket adalah bagian ekskavator yang sering mengalami kerusakan langsung dalam pengoperasian yang disebabkan kontak langsung terhadap bidang kerja. Kerusakan bucket dari ekskavator yang sering terjadi terdapat pada bagian *bucket link*, bagian *bucket link* yang menyambungkan antara *bucket* dan *arm*. Salah satu penyebab kerusakan ini adalah dari cara penggunaan ekskavator tersebut saat beroperasi yang tidak sesuai standar pengoperasian ekskavator.

Penelitian telah dilakukan melalui perhitungan pembebanan dinamis *bucket* yang terjadi pada beberapa kondisi dalam 1 siklus kumulatif operasi kerja *bucket* ekskavator yang berbentuk sinusoidal. Siklus kumulatif yang digunakan adalah 1 hari operasi kerja ekskavator dengan memindahkan muatan urugan tanah sebanyak 100 ton. Hasil dari perhitungan gaya hidraulik *bucket* ekskavator tersebut kemudian akan menjadi nilai beban untuk input pembebanan di simulasi dengan melihat grafik tegangan hasil dari simulasi. Kemudian dilakukan simulasi elemen hingga dengan bantuan *static structural tools* dan *fatigue tools* dari *software Ansys* untuk mendapatkan umur *fatigue* dari masing-masing pembebanan, hingga akhirnya bisa didapatkan umur *fatigue* akumulasinya dengan menggunakan persamaan *Miner's Rule*.

Hasil yang didapatkan dari penelitian umur lelah bucket adalah pembebanan vertikal terbesar terjadi pada saat kondisi berputar yaitu sebesar 8240535,75 N yang mengakibatkan tegangan terbesar juga terjadi di kondisi yang sama pada bagian *bucket link* sebesar 503,56 Mpa. Hasil umur *fatigue* kumulatif yang didapatkan adalah sebesar 63,05822689 siklus kumulatif, atau 10 bulan akan mengalami *microcrack*.

Kata Kunci : *Fatigue Life, Bucket, Excavator dan Miner's Rule*

ANALYSIS OF FATIGUE BUCKET LINK AGE ON EXCAVATOR BUCKET DURING OPERATIONAL CONDITION

Student Name : Adi Darma
Student Number : 0211174000029
Department : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Advisor : Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.

ABSTRACT

Buckets are excavator parts that often experience direct damage in operation due to direct contact with the work area. Bucket damage from excavators that often occurs is found in the bucket link section, the bucket link section that connects the bucket and arm. One of the causes of this damage is from the way the excavator is used when operating that is not in accordance with excavator operating standards.

The research has been carried out by calculating the dynamic loading of the bucket that occurs in several conditions in 1 cumulative cycle of operation of the excavator bucket in the form of sinusoidal. The cumulative cycle used is 1 working day of excavator operation by moving the earth fill load of 100 tons. The result of the excavator bucket force calculation will then be the load value for the loading input in the simulation by looking at the stress graph of the simulation results. Then, a finite element simulation is carried out with the help of static structural tools and fatigue tools from Ansys software to obtain the fatigue life of each loading, so that finally the accumulated fatigue life can be obtained using the Miner's Rule equation.

The results obtained from the fatigue life of the bucket are that the largest vertical loading occurs when the rotating condition is 8240535,75 N which results in the largest stress also occurring in the same condition at the bucket link of 503,56 Mpa. The result of cumulative fatigue life obtained is 63,05822689 cumulative cycles, or 10 months will experience microcrack.

Keywords: Fatigue Life, Bucket Link, Bucket Excavator and Miner's Rule

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur ke hadirat Tuhan Yang Maha Esa atas limpahan rahmat, karunia, dan kasih sayang-Nya, penulis telah menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan baik.

Selama penulisan laporan tugas akhir ini, penulis mendapat banyak bantuan dan dukungan moral yang kuat dari berbagai pihak. Oleh karena itu, dalam kesempatan kali ini penulis mengucapkan terima kasih kepada yang terhormat:

1. Kedua orang tua saya Bapak Johan Muhamad dan (Alm) Ibu Setiawaty, serta kakak saya Anton Wijaya.
2. Bapak Julendra Bambang Ariatedja, Ir., MT., selaku dosen pembimbing, yang dengan penuh kesabaran dan perhatian telah membantu dan membimbing pengerjaan penelitian dan penulisan laporan tugas akhir ini.
3. Bapak Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA dan Bapak Achmad Syaifudin ST, M.Eng., selaku dosen penguji yang telah meluangkan waktu serta memberikan banyak masukan demi perbaikan tugas akhir ini.
4. Teman-teman angkatan dan seluruh *civitas academica* Departemen Teknik Mesin ITS yang telah membantu dalam berbagi ilmu serta memberi dukungan baik materi maupun moral.
5. Teman-teman dekat penulis yang senantiasa memberikan dorongan dan dukungan ketika penulis sedang membutuhkannya dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
6. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan 1 persatu dalam kata pengantar ini yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan laporan tugas akhir ini.

Penulis sadar bahwa dalam penulisan laporan dan pelaksanaan tugas akhir ini, masih terdapat banyak kekurangan dan kesalahan. Oleh karena itu kritik dan saran sangat diharapkan oleh penulis demi kesempurnaan laporan tugas akhir ini. Penulis berharap agar laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi rekayasa khususnya dalam bidang perkeretaapian di Indonesia.

Surabaya, 31 Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	7
ABSTRACT	8
KATA PENGANTAR	9
DAFTAR ISI	10
DAFTAR GAMBAR	12
DAFTAR TABEL	14
BAB I	14
PENDAHULUAN	14
1.1 Latar Belakang	15
1.2 Rumusan Masalah	16
1.3 Tujuan Penelitian	16
1.4 Batasan Masalah	16
1.5 Manfaat Penelitian	16
BAB II	18
TINJAUAN PUSTAKA	18
2.1 Ekskavator PC- 200	18
2.2 Bakhoe Ekskavator	18
2.3 Kapasitas Bucket	19
2.4 Fatigue Failure	22
2.4.1 Metode fatigue-life	23
2.4.2 Metode Stress-life	24
2.4.3 Beban Siklik	25
2.4.4 Kriteria Kegagalan fatik untuk Tegangan Berfluktuasi	26
2.4.3 Kegagalan Fatik Akibat Tegangan yang Terakumulasi	28
2.5 Metode Elemen Hingga	29
2.6 Material <i>Bucket</i>	30
2.7 Sifat Teknik Tanah	31
2.7 Penelitian Terdahulu	32
	10

BAB III	39
METODOLOGI PENELITIAN	39
3.1 Prosedur Penelitian	39
3.2 Diagram alir Penelitian	39
3.3 Permodelan Pembebanan, Siklus pengulangan, Kondisi operasional	40
3.3.1 Permodelan Beban	40
3.3.2 Penentuan Beban	42
3.4 Penentuan Siklus kumulatif dan kondisi di dalamnya	43
3.5 Variasi Kondisi Bucket	44
3.6 Perhitungan Pembebanan	46
3.6.1 Perhitungan Gaya Geser Pada Tanah	46
3.6.2 Perhitungan pembebanan Menggali, Mengangkat, Membuang dan Berputar	48
3.6.3 Perhitungan Beban saat Menggali	48
3.6.4 Perhitungan Beban saat Mengangkat	49
3.6.5 Perhitungan Beban Saat Berputar	50
3.6.6 Perhitungan Beban saat Membuang	51
3.7 Pembuatan 3D model	52
3.8 Meshing Pada Model 3D	52
3.9 Uji Konvergensi	53
3.10 Simulasi	55
3.11 Perhitungan Umur Bucket akibat Pembebanan di masing-masing Kondisi 56	
BAB IV	58
HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN	58
4.1 Hasil Penelitian.....	58
4.1.1 Hasil Tegangan Ekuivalen	58
4.1.2 Hasil Fatigue Life	60
4.2 Pembahasan Simulasi	62
4.2.1 Pembahasan Tegangan Ekuivalen	62
4.2.2 Pembahasan Hasil Fatigue	64
4.3 Perhitungan Umur Fatigue Bucket Ekskavator	67

4.3.1	Perhitungan Umur Fatigue Kumulatif	67
4.3.2	Perhitungan Umur dalam tahun dan waktu.....	68
4.4	Pembahasan Pembebanan Bucket	68
4.5	Pembahasan Hasil Umur Fatigue	70
4.5.1	Dibandingkan dengan umur standar bucket secara umum.....	70
BAB V	72
KESIMPULAN DAN SARAN	72
5.1	Kesimpulan.....	72
5.2	Saran.....	72
DAFTAR PUSTAKA	73
LAMPIRAN	74
Lampiran 1	Perhitungan Teori God man Zero To Maximum	74
Lampiran 2	77
BIODATA PENULIS	80

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	Backhoe ekskavator dan bagian-bagiannya	19
		12

Gambar 2. 2 Bucket struck dan heaped capacity	20
Gambar 2. 3 Bucket capacity standard (a) SAE dan (b) CECE	21
Gambar 2. 4 Variasi Bentuk Permukaan Patahan Fatigue.....	23
Gambar 2. 5 Contoh S-N Curve dari Sebuah Material	24
Gambar 2. 6 Diagram Hubungan Stress - Time Tegangan akibat: a) Pembebanan Berfluktuasi, b) Pembebanan Berulang, c) Pembebanan Fully-Reversed	26
Gambar 2. 7 Diagram Godman yang Dimodifikasi	27
Gambar 2. 8 Diagram Beberapa Kriteria Kegagalan Fatik	28
Gambar 2. 9 S-N Curve Steel S460N Standar DIN En10025	31
Gambar 2. 10 Perbandingan equivalent stress pada kedua kondisi	33
Gambar 2. 11 Hasil Simulasi Equivalent Stress pada Excavator Arm Kondisi 1 dengan Variasi Sudut θ_3 Sebesar 252.93°	34
Gambar 2. 12 Hasil Simulasi Equivalent Stress pada Excavator Arm Kondisi 2 dengan Variasi Sudut θ_3 Sebesar 293.09°	34
Gambar 2. 13 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Percepatan	36
Gambar 2. 14 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Perlambatan	36
Gambar 2. 15 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Tanjakan.....	37
Gambar 2. 16 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Turunan	37
Gambar 2. 17 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Belokan	37
Gambar 2. 18 S-N Curve Material pada Ansys	38
Gambar 3. 1 Kondisi Awal Menggali	41
Gambar 3. 2 Pembebanan Dinamik 1 Siklus pada Kondisi Menggali Terjadi pada Bucket Link.....	41
Gambar 3. 3 Empat Siklus Pembebanan akibat operasi ekskavator	42
Gambar 3. 4 Spesifikasi Ekskavator PC200	43
Gambar 3. 5 Kondisi Bucket Saat Proses Menggali	44
Gambar 3. 6 Kondisi Bucket Saat Proses Mengangkat	45
Gambar 3. 7 Kondisi Bucket Saat Proses Berputar	45
Gambar 3. 8 Kondisi Bucket Saat Proses Membuang	45
Gambar 3. 9 Proses Penggalan Bucket	46
Gambar 3. 10 Free Body Diagram Proses Menggali	48
Gambar 3. 11 Free Body Diagram Proses Mengangkat	49
Gambar 3. 12 Jarak Swing dengan Bucket	50
Gambar 3. 13 Free Body diagram Proses Saat Berputar	50
Gambar 3. 14 Free Body Diagram Proses Membuang	51
Gambar 3. 15 3D model bucket ekskavator	52
Gambar 3. 16 Contoh meshing pada 3D bucket ekskavator	53
Gambar 3. 17 Grafik Elemen Meshing	54
Gambar 3. 18 (A) Posisi Fix support dan (B-G) Letak Pembebanan pada 3D bucket.....	56

Gambar 4. 1 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Saat Kondisi Menggali	59
Gambar 4. 2 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Saat Kondisi Mengangkat.....	59
Gambar 4. 3 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Saat Kondisi Berputar	60
Gambar 4. 4 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Saat Kondisi Membuang.....	60
Gambar 4. 5 Hasil Distribusi Fatigue Life akibat Beban Saat Kondisi Menggali	61
Gambar 4. 6 Hasil Distribusi Fatigue Life akibat Beban Saat Kondisi Mengangkat.....	61
Gambar 4. 7 Hasil Distribusi Fatigue Life akibat Beban Saat Kondisi Berputar	62
Gambar 4. 8 Hasil Distribusi Fatigue Life akibat Beban Saat Kondisi Membuang	62
Gambar 4. 9 Titik Terjadinya Tegangan Maksimal kondisi Berputar.....	64
Gambar 4. 10 Grafik S-n Curve Material S460 N Steel	65
Gambar 4. 11 Distribusi Letak Umur Fatigue Material.....	66
Gambar 4. 13 Grafik Sinusoidal Pembebanan Kondisi Menggali	69
Gambar 4. 14 Grafik Pembebanan Kumulatif di Empat Kondisi Operasi	69
Gambar 4. 14 Bagian Lubang Bucket Link yang Mengalami Patah	71

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Properti material S460N Steel (Makeitform,2019)	30
Tabel 2. 2 Sifat teknik tanah dan dimensi bucket ekskavator.....	31
Tabel 2. 3 Tegangan Ekuivalen dari Masing Masing Kondisi.....	35
Tabel 2. 4 Perbandingan Tegangan dengan nilai hasil siklus umur	38
Tabel 3. 1 Kondisi dan Siklus Bucket 1 hari kerja	44
Tabel 3. 2 Hasil perhitungan gaya-gaya terbesar pada mekanisme.....	51
Tabel 3. 3 Variasi Ukuran Elemen Mesh	54
Tabel 3. 4 Tabel Keterangan Kondisi Dan Siklus.....	57
Tabel 4. 1 Tabel Tegangan Ekuivalen dari masing-masing kondisi.....	58
Tabel 4. 2 Tabel Hasil Perhitungan Statik Teori God man.....	58
Tabel 4. 3 Fatigue life cycle pada masing-masing kondisi	60
Tabel 4. 4 Nilai Gaya F11 dan Max. Eq Stress pada masing-masing kondisi.....	63
Tabel 4. 5 Nilai Max.Eq Stress dan Life Cycle pada masing-masing kondisi.....	64
Tabel 4. 6 Siklus dan life cycle pada masing-masing kondisi	67

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pembangunan infrastruktur di zaman sekarang sangat lah pesat di setiap sektornya. Dalam melaksanakan proyek–proyek pembangunan dengan kontrak yang waktunya sudah ditentukan. Ekskavator merupakan salah satu alat berat yang digunakan untuk memindahkan material dari satu tempat ke tempat yang lain. Tujuan penggunaan ekskavator adalah untuk membantu melakukan pekerjaan pemindahan material sehingga dapat menghemat waktu, ekskavator digunakan untuk mengangkat dan memindahkan material, meratakan permukaan tanah, mengeruk sungai, penghancuran gedung, pertambangan, menggali parit, lubang dan pondasi. Beberapa bidang dan industri yang menggunakan ekskavator antara lain konstruksi, pertambangan, infrastructure dan sebagainya. Dilihat dari strukturnya, ekskavator terdiri dari tiga bagian, yaitu : *upperstructure*, *front attachment*, dan *undercarriage*. Salah satu bagian utama dari *ekskavator* adalah *front attachment* yang terdiri dari *boom*, *arm*, dan *bucket*. Penggunaan *front attachment* ini sangat krusial dalam melakukan pekerjaan yang dilakukan oleh ekskavator. Operator harus mengetahui cara pengoperasian ekskavator agar ekskavator tidak mudah mengalami kerusakan. Penggunaan ekskavator yang berlebihan membuat ekskavator sering mengalami *trouble* atau kerusakan yang mengakibatkan unit ekskavator tidak bisa bekerja. Bagian ekskavator yang sering mengalami kerusakan adalah *bucket* terutama di bagian *bucket linknya*. Kerusakan *bucket link* biasanya disebabkan karena mengangkat beban secara berulang dan akhirnya mengakibatkan crack terjadi yang akhirnya patah.

Pada penelitian ini ada 3 penelitian terdahulu yang digunakan sebagai referensi untuk penelitian ini yang pertama penelitian dari Thoriq (2019) tentang analisa kegagalan *bucket* ekskavator akibat pembebanan operasi, dari penelitian thoriq yang dilakukan adalah analisa dengan metode kinetik pada pembebanan awal agar hasil mendekati kondisi nyata dan pada penelitian ini menganalisa *safety factor* pada beberapa kondisi, kemudian yang kedua dari penelitian Cendy Margaretha (2020) tentang kegagalan pada *arm* ekskavator pada kondisi *hard clay soil* dari penelitian Cendy yang dilakukan adalah analisis kinematik pada *arm* agar hasil yang disimulasikan mendekati kondisi operasi dan yang ketiga dari penelitian Muhammad Naufal Fariza (2021) tentang analisa umur *fatigue rubber spring* pada *draft gear* lokomotif kereta api CC300, dari Penelitian ini akan dilakukan melalui perhitungan pembebanan *longitudinal* kereta api yang terjadi pada beberapa kondisi dalam 1 siklus kumulatif perjalanan kereta api. Siklus kumulatif yang digunakan adalah perjalanan lokomotif CC300 menarik 20 Gerbong GD dalam trayek KA. Limaspriuk dari Surabaya hingga Jakarta (728km). Pembebanan tersebut kemudian diubah menjadi perpindahan dengan melihat grafik pengujian *draft gear* yang disediakan oleh PT. INKA untuk menjadi input dalam simulasi. Kemudian dilakukan simulasi elemen hingga dengan bantuan *static structural tools* dan *fatigue tools* dari software *Ansys* untuk mendapatkan umur fatik dari masing-masing pembebanan, hingga akhirnya bisa didapatkan umur *fatigue* akumulasinya dengan perhitungan dengan *Miner's Rule*.

Penelitian kali ini dimulai dengan analisa pembebanan dinamis pada empat kondisi operasional kerja *bucket* melalui pembebanan dengan memberikan beban operasional berdasarkan perhitungan beban secara manual. Pada empat kondisi *bucket* akan dilakukan

penentuan siklus berapa kali terjadi kondisi operasi tersebut dalam waktu 1 hari operasi kerja ekskavator memindahkan urugan tanah sebanyak 100 ton. Dari penentuan siklus tersebut akan ditentukan gaya-gaya yang terjadi pada kondisi *bucket* tersebut sebagai input beban untuk simulasi kemudian hasilnya akan digunakan untuk mencari umur lelah *bucket link* di *software ansys* dengan bantuan *static structural* dan *fatigue tools* setelah didapat hasil dari simulasi kemudian akan dihitung dengan persamaan *miner's rule*. Hasil dari persamaan *miner's rule* dapat mengetahui apakah hasil dari penelitian ini bisa menjadi acuan pada kondisi mana pengoperasian *bucket* yang umur *bucket link*nya paling sedikit dan paling banyak saat *bucket* beroperasi. Beban yang digunakan adalah beban operasional yang didapatkan secara perhitungan manual. Hal ini agar sesuai dengan kondisi nyata pada pengerjaan proyek dan tidak ada kerugian pada masa kerja proyek yang belum berakhir akibat kerusakan pada *bucket link*.

1.2 Rumusan Masalah

Pada penelitian tugas akhir ini, ada beberapa rumusan masalah antara lain sebagai berikut :

1. Bagaimana FBD dan penentuan pembebanan untuk input simulasi dalam rangka mengetahui umur *fatigue* yang terjadi pada *bucket link* ekskavator ?
2. Bagaimana umur *fatigue* yang terjadi pada *bucket link* ekskavator di kondisi operasional ?

1.3 Tujuan Penelitian

Pada penelitian tugas akhir ini, ada beberapa tujuan yang ingin dicapai antara lain sebagai berikut :

1. Mengetahui FBD dan penentuan pembebanan untuk input simulasi dalam rangka untuk mengetahui umur *fatigue* yang terjadi pada *bucket link* ekskavator.
2. Mengetahui umur *fatigue* dari *bucket link* ekskavator pada kondisi operasional

1.4 Batasan Masalah

Pada penelitian tugas akhir ini, ada beberapa Batasan masalah yang digunakan antara lain sebagai berikut :

1. Kondisi pada penelitian ini operasi nya hanya memindahkan muatan tidak berpindah tempat.
2. Kapasitas bucket yang digunakan ada di kelas 20 ton pada type ekskavator PC-200 dengan ukuran bucket 1,10 m³
3. Type material yang digunakan *Alloy Steel S 460 N Steel* sesuai dengan material yang digunakan pada penelitian terdahulu yaitu penelitian Thoriq Aziz.
4. Gerakan vibrasi yang terjadi pada bucket ekskavator diabaikan.
5. Penelitian ini menggunakan type tanah *Hard clay soil* sebagai beban yang diangkat ekskavator .

1.5 Manfaat Penelitian

Pada penelitian tugas akhir ini ada beberapa manfaat yang dapat digunakan pada kondisi nyata antara lain sebagai berikut :

1. Bagi industri kontraktor maupun operator ekskavator, hasil penelitian ini dapat menjadi dasar untuk menentukan waktu yang tepat untuk melakukan perawatan terhadap ekskavator, khususnya pada bagian *bucket*. Serta dapat menjadi rujukan untuk analisa umur *fatigue* pada komponen *bucket* ekskavator lainnya.
2. Bagi mahasiswa khususnya mahasiswa Teknik Mesin FTIRS-ITS, penelitian ini dapat menjadi rujukan mengembangkan penelitian-penelitian lainnya dalam bidang mekanika benda padat, khususnya yang dapat diterapkan pada alat berat ekskavator.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Ekskavator PC- 200

Ekskavator dibuat agar dapat berfungsi sebagai penggali, pengangkat, maupun pemuat tanpa harus berpindah tempat menggunakan tenaga *power take off* dari mesin yang dimiliki. Secara anatomis, bagian utama dari ekskavator adalah

- a. Bagian atas (dapat berputar) disebut "*revolving unit*".
- b. Bagian bawah (untuk gerak maju, mundur dan jalan) disebut "*travel unit*".
- c. *Attachment unit* adalah perlengkapan yang diganti sesuai kebutuhan.

Bagian *traveling unit* dari ekskavator dapat berupa *crawler* (rantai) atau *wheel mounted* (roda karet) yang digunakan untuk berjalan. Khusus pada ekskavator *wheel mounted* dimaksudkan agar memiliki kecepatan gerak atau berpindah dari satu tempat ketempat lain relative lebih cepat dibandingkan menggunakan *crawler* ekskavator, sehingga *wheel* ekskavator memiliki dua mesin penggerak, pertama sebagai mesin penggerak *traveling unit* kendaraannya (*truck*) dan lainnya merupakan mesin penggerak alat ekskavator seperti *revolving unit* maupun penggerak *attachment unit* dalam melakukan fungsinya sebagai alat penggali, pengangkat maupun pemuat. Dan bagian *revolving unit* merupakan bagian untuk berputar mendatar.

Pengendalian *attachment unit* ekskavator dapat dibedakan dua cara sebagai berikut.

- a. Pengendalian dengan *Cable controlled*.
- b. Pengendalian dengan *Hydraulic controlled*.

Prinsip kerja kedua sistem kontrol ini hampir sama, namun sistem *hydraulic controlled* memiliki keterbatasan penggantian pada bagian *attachment* dibandingkan sistem yang dikendalikan dengan *cable controlled*. (Soemardikatmodjo,2003)

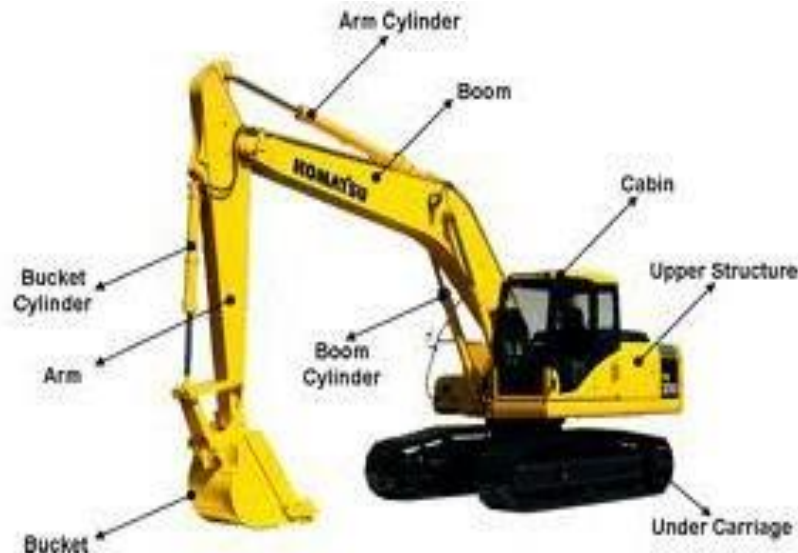
Backhoe dan *power shovel* disebut alat penggali dengan sistem hidrolis karena *bucket* digerakkan secara hidrolis. Sistem hidrolis ini selain menggerakkan *bucket* juga menggerakkan *boom* dan *arm*. Sedangkan *clamshell* dan *dragline* merupakan alat-alat dengan sistem kabel. Sistem kabel ini dipasangkan pada *boom* yang berupa rangka baja atau *lattice boom*.

Pemilihan alat tergantung dari kemampuan alat tersebut pada suatu kondisi lapangan tertentu. Perbedaan setiap alat gali adalah pada benda yang dipasang di bagian depan, akan tetapi semua alat tersebut mempunyai kesamaan pada alat penggerak yaitu roda ban atau *crawler*. Alat beroda *crawler* umumnya dipilih jika alat tersebut akan digunakan pada permukaan kasar atau kurang padat. Selain itu juga karena alat tersebut dalam pengoperasiannya tidak perlu melakukan banyak gerak. (Rostiyanti,2008)

2.2 Backhoe Ekskavator

Pengoperasian *backhoe* umumnya untuk penggalian saluran, terowongan, atau

basement. *Backhoe* beroda ban biasanya tidak digunakan untuk penggalian, tetapi lebih sering digunakan untuk pekerjaan umum lainnya. *Backhoe* digunakan pada pekerjaan penggalian dibawah permukaan serta untuk penggalian material keras. Dengan menggunakan *backhoe* maka akan didapatkan hasil galian yang rata. Pemilihan kapasitas *bucket backhoe* harus sesuai dengan pekerjaan yang akan dilakukan.



Gambar 2. 1 Backhoe ekskavator dan bagian-bagiannya

(CV. Manunggal Jaya Abadi,2010)

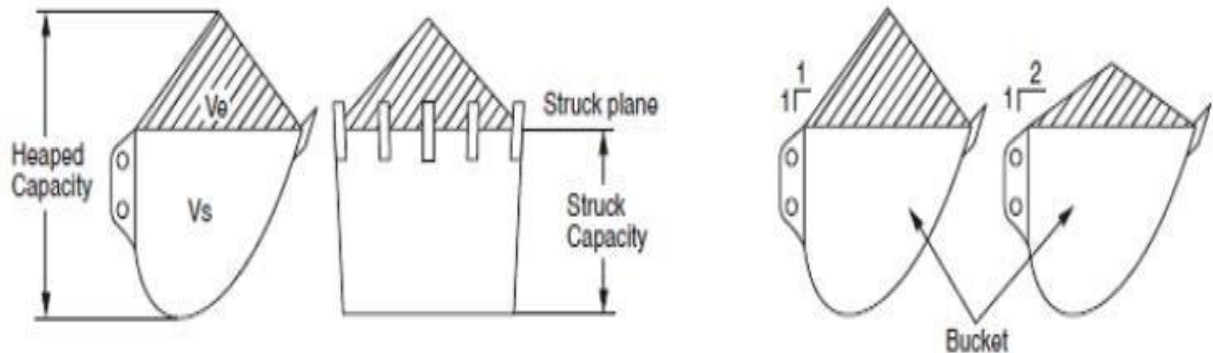
Pada gambar 2.1 ditunjukkan bagian-bagian dari *Backhoe* ekskavator. *Attachment unit* pada *Backhoe* Ekskavator yaitu *boom, boom cylinder, arm, arm cylinder, dan bucket*. Ada enam gerakan dasar *backhoe* yang mencakup gerakan-gerakan pada masing-masing bagian, yaitu:

1. Gerakan *Boom*, yaitu gerakan pada *boom* yang mengarahkan bucket menuju tempat yang digali.
2. Gerakan *Bucket* menggali, yaitu gerakan *bucket* saat menggali material.
3. Gerakan *Bucket* membongkar, yaitu gerakan *bucket* yang arahnya berlawanan dengan saat menggali.
4. Gerakan lengan, yaitu gerakan mengangkat lengan dengan sudut hingga 100°.
5. Gerakan *Slewing ring*, yaitu gerakan pada as yang bertujuan agar bagian atas *backhoe* dapat berputar 360°. Gerakan struktur bawah, yaitu gerakan yang dipakai untuk berpindah tempat jika area telah selesai digali. (Rostiyanti,2008)

2.3 Kapasitas Bucket

Kapasitas *bucket* adalah ukuran volume maksimum material yang bisa

ditampung didalam *bucket* ekskavator *backhoe*. Kapasitas *bucket* bisa diukur dalam *struck capacity* atau *heaped capacity*. Ukuran kapasitas *bucket* dijelaskan pada gambar dibawah ini.



Gambar 2. 2 Bucket struck dan heaped capacity

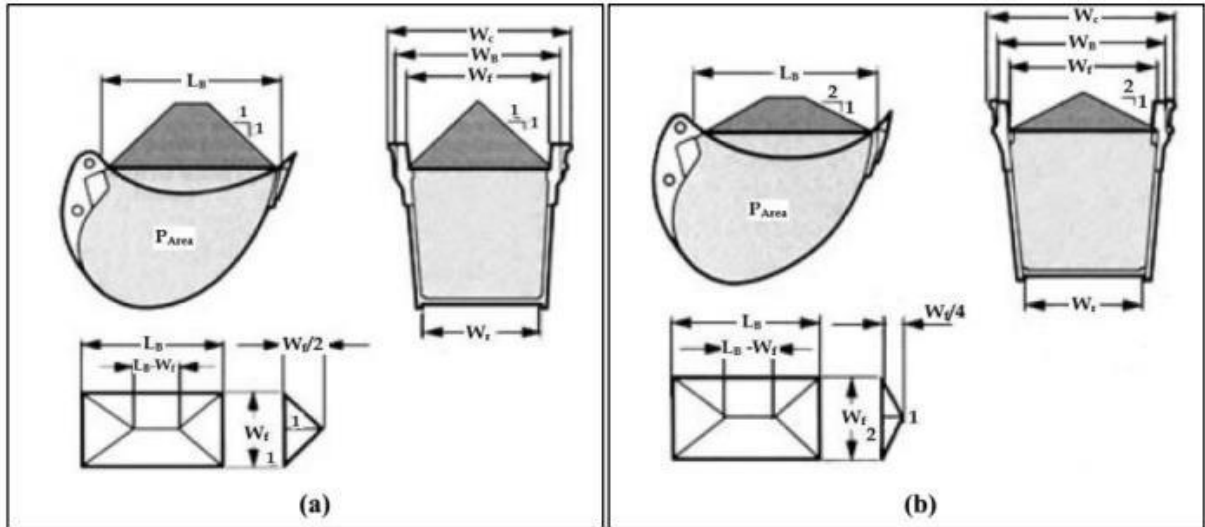
(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.2 menunjukkan *heaped capacity* dan *struck capacity*. *Struck capacity* didefinisikan sebagai kapasitas volume *bucket* setelah *bucket* digunakan untuk memuat material menggunakan bidang *struck* sedangkan *heaped capacity* didefinisikan sebagai jumlah kapasitas *struck* ditambah volume bahan berlebih yang tertumpuk pada ember seperti yang tampak pada gambar diatas. Sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut.

Gambar 2.2 menunjukkan *heaped capacity* dan *struck capacity*. *Struck capacity* didefinisikan sebagai kapasitas volume *bucket* setelah *bucket* digunakan untuk memuat material menggunakan bidang *struck* sedangkan *heaped capacity* didefinisikan sebagai jumlah kapasitas *struck* ditambah volume bahan berlebih yang tertumpuk pada ember seperti yang tampak pada gambar diatas. Sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$V_h = V_s + V_e \quad (2.1)$$

dimana : V_h : *heaped volume*, V_s : *struck volume*, V_e : *excess volume*



Gambar 2. 3 Bucket capacity standard (a) SAE dan (b) CECE

(B. Prahladbai Patel, 2012)

Gambar 2.3 menunjukkan standar kapasitas bucket sesuai standar SAE (*Society of Automotive Engineers*) dan sesuai standar CECE (*Committee for European Construction Equipment*). Vs bias didapatkan dari *shop manual* ekskavator sedangkan Ve dihitung dengan rumus sesuai standar baik SAE maupun CECE

- *Excess material capacity* (Ve) untuk *angle of repose* 1:1 berdasarkan SAE J296

$$V_e = \left(\frac{L_b \cdot W_f^2}{4} - \frac{W_r^3}{12} \right) \quad (2.2)$$

- *Excess material capacity* (Ve) untuk *angle of repose* 1:2 berdasarkan standar CECE section VI

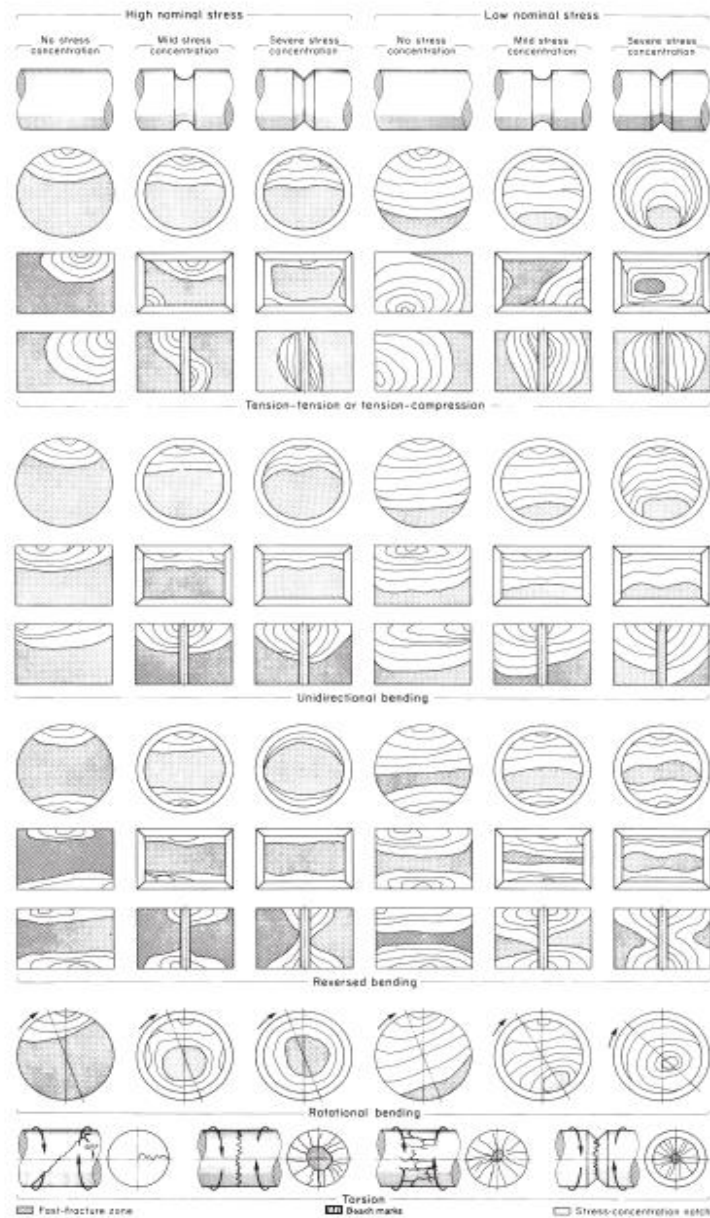
$$V_e = \left(\frac{L_b \cdot W_f^2}{8} - \frac{W_r^3}{24} \right) \quad (2.3)$$

dimana L_b adalah *Bucket opening*, diukur dari *cutting edge* sampai pangkal *bucket base rear plate*. W_f adalah *Inside width front*, diukur pada *cutting edge* atau *side protectors*. W_r adalah *Inside width rear*, diukur pada pangkal paling tersempit di belakang bucket. (Patel, 2012)

2.4 Fatigue Failure

Fatigue failure kecendrungan dari sebuah material untuk gagal diakibatkan oleh pembebanan konstan yang terjadi secara berulang. Kondisi ini dapat terjadi pada pin dalam chain bucket elevator akibat beban yang diterima saat operasi berjalan. Beban yang diterima oleh pin relatif jauh dari batas *yield*, material pin tersebut namun beban diterima secara berulang untuk waktu yang lama.

Fatigue failure kelihatan seperti *brittle fracture*, karena permukaan patahan datar dan tegak lurus terhadap sumbu *stress* tanpa terjadi *necking*. Fitur patahan dari *fatigue failure*, cukup berbeda dari *static brittle fracture* terjadi akibat dari *three stages of development*. *Stage I* merupakan permulaan dari satu atau lebih *micro cracks* akibat dari siklus deformasi plastis diikuti perambatan *crystallographic* dengan memperluas dari dua sampai lima butir dari sumbernya. Retak *Stage I* biasanya tidak dapat dilihat tanpa alat bantu. *Stage II microcracks* berkembang menjadi *macrocracks* membentuk permukaan patahan paralel yang seperti dataran yang dipisahkan dengan *longitudinal ridges*. Secara umum dataran berbentuk halus dan *normal* dengan arah menuju *maximum tensile stress*. Permukaan patahan dapat berupa *wavy dark* dan *light bands* disebut dengan *beach marks* atau *clamshell marks*. Selama pembebanan siklik, permukaan retak ini terbuka dan tertutup, bergesakkan satu sama lain, dan *beach mark* timbul tergantung dari perubahan tingkat atau frekuensi pembebanan dan lingkungan yang korosif. *Stage III* muncul selama *final stress cycle* saat sisa material sudah tidak bisa menahan beban, menghasilkan *fast fracture* secara tiba-tiba. *Stage III fracture* dapat *brittle*, *ductile*, atau kombinasi dari keduanya. Seringkali *the beach marks* muncul dan pola yang mungkin dalam *stage III fractures* disebut juga *chevron lines*, dengan *point* menuju sumber dari *inital crack*. Gambar 2.10 menunjukkan gambaran macam-macam bagian permukaan gagal dengan kondisi pembebanan yang berbeda dan *levels of stress concentration*.



Gambar 2. 4 Variasi Bentuk Permukaan Patahan Fatigue

2.4.1 Metode fatigue-life

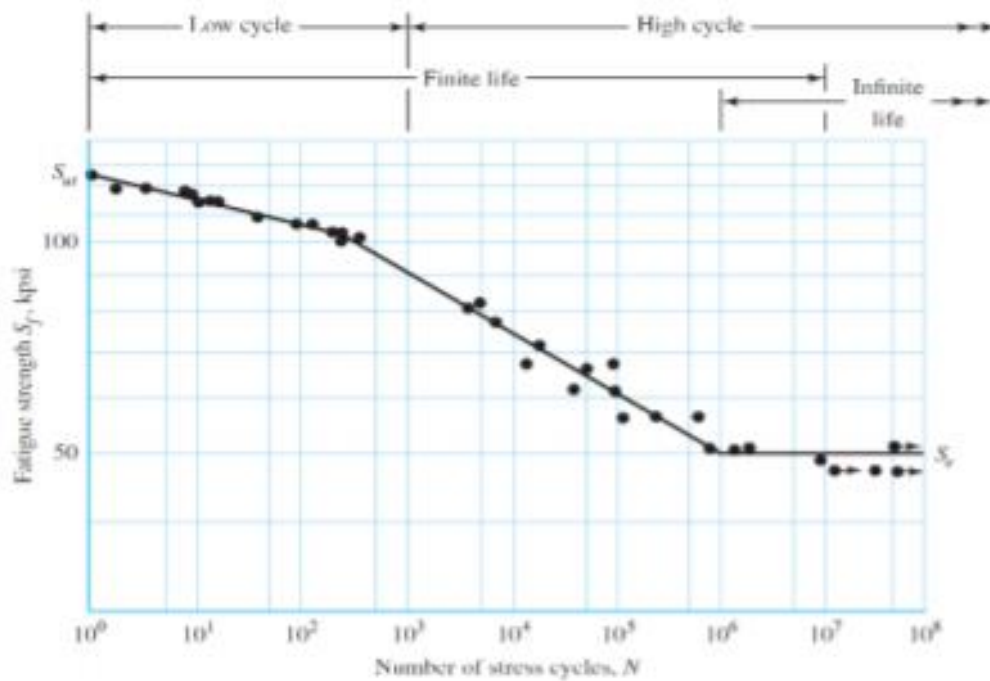
Metode *fatigue-life* adalah metode yang digunakan untuk menghitung estimasi umur dari sebuah struktur dilihat dari analisa *fatigue*. Dalam proses analisa terdapat beberapa metode yang biasanya dipakai untuk analisa, salah satunya *stress-life method*. Hasil akhir metode diatas akan berupa prediksi umur struktur atau *cycle* (N) akibat dari beban tertentu. Umur kegagalan dengan rentang $1 \leq N \leq 10^3$ dikategorikan

sebagai *low-cycle fatigue*, sedangkan *high-cycle fatigue* memiliki umur dengan nilai $N > 10^3$.

Stress-life method merupakan metode yang paling mudah diimplementasikan terhadap aplikasi desai yang luas karena menjelaskan aplikasi *high-cycle fatigue* secara menyeluruh serta memiliki data pendukung yang cukup.

2.4.2 Metode Stress-life

Metode *stress-life*, atau yang biasa lebih dikenal dengan S-N atau *Nominal Stress Method*, biasa digunakan untuk mengkalkulasi umur total dari sebuah benda kerja atau struktur. Pendekatan dengan metode **S-N curve** sendiri didapat dari beberapa metode pengujian, salah satunya pengujian menggunakan *R. R. Moore high-speed rotating-beam*, dimana spesimen material yang diuji dengan memutar spesimen dengan tekanan tinggi, kemudian secara tidak langsung terjadi pembebanan bending secara konstan dan revolusi tegangan yang terjadi pada *beam* akan tercatat.



Gambar 2. 5 Contoh S-N Curve dari Sebuah Material

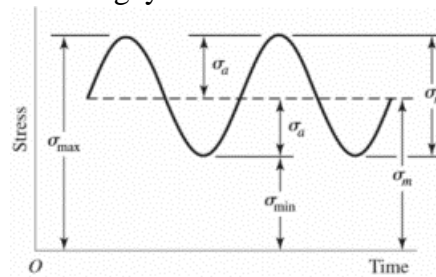
Pengujian diawali dengan pembebanan sesuai dengan kekuatan *ultimate* dari material tersebut. Selanjutnya, pada pengujian kedua dan selanjutnya diberikan pembebanan dibawah dari kekuatan ultimate dari material tersebut hingga spesimen patah. Data beban dan siklus atau *life-cycle* (N) yang didapatkan diplot pada diagram S-N yang digambar pada kertas *semi-log* ataupun kertas *log-log*. Pada kasus logam besi dan paduan grafik akan menjadi konstan pada siklus tertentu. Sumbu koordinat pada gambar S-N adalah nilai *fatigue strength* (S_f) dan jumlah *cycle*

(N) pada absis. Pada diagram S-N, terdapat “siku” dan setelah itu diagram akan menjadi konstan dan *fatigue strength* pada siku ini disebut *endurance limit* S_e atau *fatigue limit* dan *fatigue strength* pada siku ini disebut *endurance limit* S_e atau *fatigue limit* yang memberikan umur tak hingga. (Gambar 2.5). Secara umum diagram S-N dari suatu material didapatkan dari dua jenis pengujian spesimen, yaitu *fully reversed* ($N=1$) dan *zero to maximum/minimum* ($N=\frac{1}{2}$) yang dibedakan oleh perlakuan pembebanan, secara bergantian atau secara tarik saja atau tekan saja.

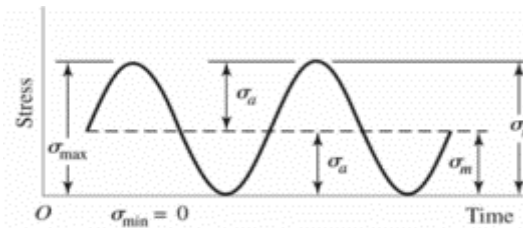
2.4.3 Beban Siklik

Beban siklik yang terjadi pada komponen mesin yang berputar sering kali digambarkan dengan pola sinusoidal. Walaupun begitu, banyak kejadian beban siklik yang terjadi pada komponen lain yang tidak membentuk pola sinusoidal. Namun telah disebutkan bahwa bagaimanapun bentuk pola pembebanan siklik pada komponen, selalu terdapat 1 buah gaya maksimum dan gaya minimum, sehingga dapat dikatakan bahwa bentuk gelombang beban siklik tidak penting. Yang penting adalah 2 puncak pada saat beban maksimum dan minimum.

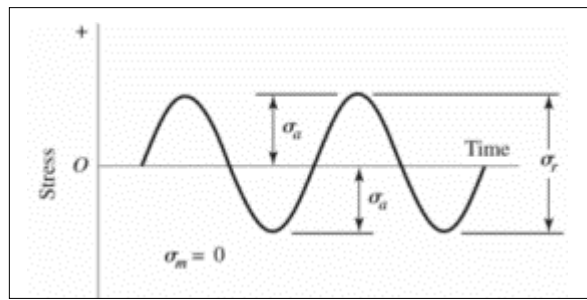
Pada gambar di bawah, digambarkan beberapa hubungan tegangan terhadap waktu yang terjadi pada sebuah komponen akibat beban siklik dengan gaya maksimum dan gaya minimum tertentu:



(a)



(b)



(c)

Gambar 2. 6 Diagram Hubungan Stress - Time Tegangan akibat: a) Pembebanan Berfluktuasi, b) Pembebanan Berulang, c) Pembebanan Fully-Reversed

Terdapat beberapa komponen dari tegangan akibat pembebanan siklik yaitu sebagai berikut:

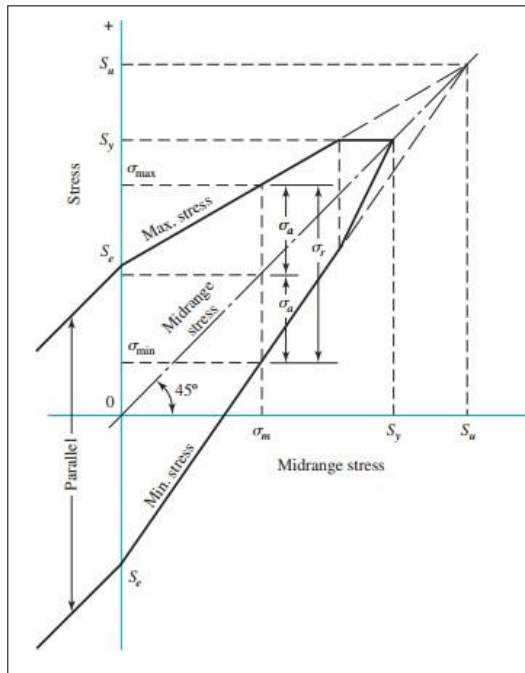
- a. σ_{min} = tegangan minimum
- b. σ_{max} = tegangan maksimum
- c. σ_m = tegangan rata - rata = $\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$
- d. σ_f = rentang tegangan = $\sigma_{max} + \sigma_{min}$
- e. σ_a = tegangan amplitudo = $\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$
- f. R = Rasio tegangan = $\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
- g. A = Rasio amplitude = $\frac{\sigma_a}{\sigma_m}$

Sehingga hubungan rasio tegangan (R) dengan rasio amplitudo (A) dapat ditulis sebagai :

- a. Jika $R = -1$, maka $A = \infty$ (kondisi fully reversed)
- b. Jika $R = 0$, maka $A = 1$ (kondisi zero to Maximum)
- c. Jika $R = \infty$, maka $A = -1$ (kondisi zero to Minimum).

2.4.4 Kriteria Kegagalan fatik untuk Tegangan Berfluktuasi

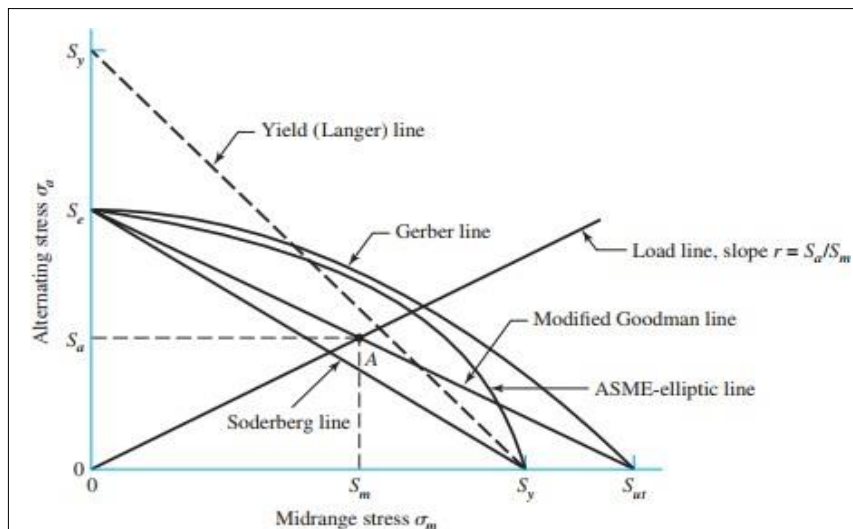
Ketika suatu komponen mengalami tegangan yang berfluktuasi atau berulang, perlu digunakan kriteria kegagalan fatik untuk mengetahui bagaimana ketahanan komponen terhadap kondisi tersebut. Gambar di bawah merupakan diagram Goodman yang telah dimodifikasi sehingga dapat menunjukkan beberapa jenis kekuatan material dan nilai batas dari komponen-komponen tegangan untuk tegangan *midrange* tertentu.



Gambar 2. 7 Diagram Godman yang Dimodifikasi
(Shigley's, 2014)

Untuk menjelaskan diagram di atas, pertama-tama dapat dilihat kondisi pada sumbu tegak yang menjelaskan kondisi ketika sebuah material mengalami *tegangan fully reverse* yang memiliki tegangan *midrange* (σ_m) bernilai 0. Pada titik tersebut, material tidak akan mengalami kegagalan fatik, atau memiliki *infinite cycle*, saat nilai tegangan yang terjadi di bawah nilai S_e . Maka begitu juga jika material mengalami tegangan yang berfluktuasi dengan tegangan *midrange* (σ_m) yang tidak bernilai 0, namun nilai S_e yang membatasi akan berubah seiring bertambahnya nilai tegangan *midrange*.

Terdapat beberapa kriteria kegagalan fatik untuk tegangan berfluktuatif yang umum digunakan, yaitu Soderberg, Goodman, Gerber dan ASME-elliptic. Berikut adalah diagram yang menggambarkan kriteria-kriteria tersebut.



Gambar 2. 8 Diagram Beberapa Kriteria Kegagalan Fatik (Shigley's, 2014)

Pada diagram kriteria di atas, dapat diketahui bahwa sebuah material tidak akan mengalami kegagalan fatik jika titik pertemuan nilai tegangan amplitudo dan tegangan tidak di atas garis masing- masing kriteria tersebut.

2.4.3 Kegagalan Fatik Akibat Tegangan yang Terakumulasi

Ketika sebuah komponen mengalami beberapa tegangan yang berbeda-beda dengan siklus masing-masing yang juga berbeda-beda, maka tegangan-tegangan tersebut harus diakumulasikan untuk dapat mengetahui umur fatik akibat kondisi tersebut. Persamaan Miner's Rule dapat digunakan untuk mengakumulasikan tegangan-tegangan tersebut. Berikut adalah persamaan Miner's Rule:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = c$$

Pada persamaan tersebut n_i merupakan jumlah siklus dari suatu tegangan (i) yang terjadi pada sebuah komponen, dan N_i merupakan jumlah siklus yang menyebabkan kegagalan fatik pada komponen akibat suatu tegangan (i). Persamaan tersebut dapat digunakan untuk menentukan aturan kerusakan fatik linear. Dengan D adalah kerusakan akumulasi, dan $D = c = 1$, maka dapat ditulis sebagai berikut:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1$$

Pada beberapa kasus, sulit untuk diketahui berapa jumlah siklus yang terjadi pada sebuah komponen, maka n_i dapat digantikan dengan α yang merupakan proporsi dari sebuah siklus yang terjadi. Nilai α dapat berupa presentasi frekuensi sebuah tegangan terjadi relatif terhadap tegangan yang lain dalam suatu pengulangan. Sehingga penjumlahan nilai α harus bernilai sama

dengan 1. Sehingga persamaan Miner's Rule kini dapat ditulis sebagai berikut:

$$\sum \frac{\alpha_i}{N_i} = \frac{1}{N_i}$$

2.5 Metode Elemen Hingga

Finite Element Method (FEM) adalah prosedur numerik yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah-masalah dalam bidang rekayasa (engineering), seperti analisa tegangan pada struktur, frekuensi natural, dan mode shape-nya, perpindahan panas, elektromagnetis, dan aliran fluida (Moaveni). Metode ini digunakan pada masalah-masalah rekayasa di mana *exact solution/analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya. Intidari FEM adalah membagi suatu benda yang akan di analisa, menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*). Bagian- bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (*node*). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut *meshing*.

Penyelesaian metode elemen hingga menggunakan matriks. Sarana komputer diperlukan untuk menghitung persamaan ini dikarenakan perhitungan dalam metode ini sangat banyak dan kompleks. Perhitungan dari seluruh sistem merupakan penyelesaian persamaan serentak yang dinyatakan dalam bentuk matriks.

Langkah-langkah dasar yang dilakukan untuk melakukan analisis elemen hingga biasanya adalah sebagai berikut:

1. Membuat dan mendiskretisasi domain solusi menjadi elemen hingga yang akan membagi masalah ke beberapa nodal dan elemen.
2. Mengasumsikan sebuah fungsi bentuk yang merepresentasikan kelakuan fisik sebuah elemen. Fungsi tersebut bersifat kontinu dan diasumsikan menjadi solusi yang mendekati dari sebuah permasalahan pada satu elemen.
3. Mengembangkan persamaan untuk element
4. Mengumpulkan elemen untuk membentuk keseluruhan permasalahan dengan mengkonstruksikan matriks kekakuan global.
5. Mengaplikasikan batasan kondisi, kondisi awal, dan pembebanan.
6. Menjalankan serangkaian persamaan linear atau nonlinear untuk mendapatkan hasil pada masing-masing nodal, misalnya seperti perpindahan pada sebuah nodal.
7. Memperoleh informasi-informasi yang dibutuhkan, seperti *principal stress*.

Secara umum, terdapat 3 pendekatan untuk menformulasikan permasalahan elemen hingga, yaitu :

1. Direct Formulation

2. Minimum total potential energi formulation
3. Weighted residual formulation

Metode analisis elemen hingga pada penelitian ini akan dilakukan melalui software ANSYS. ANSYS adalah program komputer dengan fitur metode elemen hingga secara umum yang komprehensif.

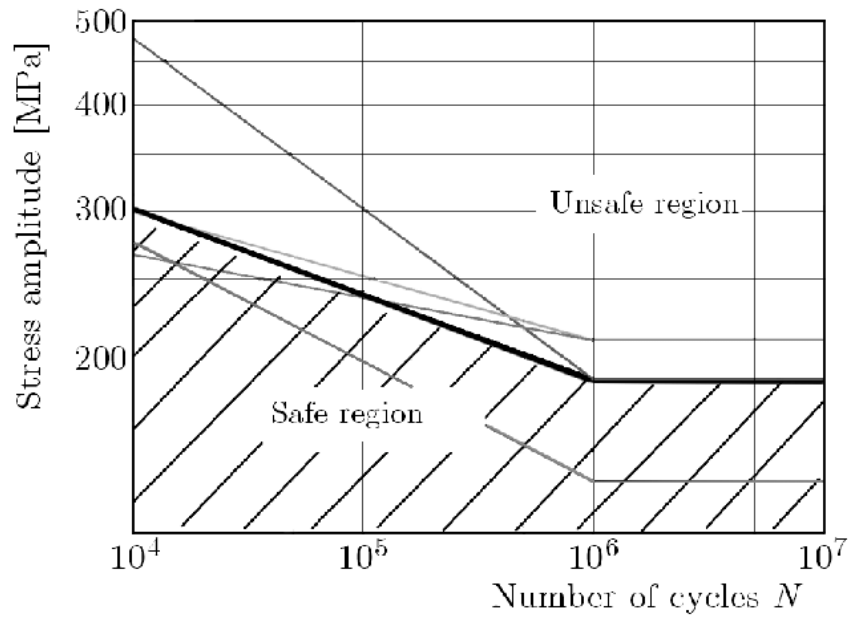
2.6 Material Bucket

Material yang digunakan pada *bucket* Ekskavator adalah *alloy steel* khususnya *S460N Steel*. Material dianggap memiliki *property* yang baik dan biasa digunakan untuk pembuatan *bucket* Ekskavator. Properti material dari *S460N Steel* dijelaskan pada tabel 2.1.

Tabel 2. 1 Properti material S460N Steel (Makeitform,2019)

Properties	Metric	Imperial
Density	7.8 g/cm ³	490 lb/ft ³
Melting Point	1420 °C	2580 °F
Tensile Strength: Ultimate (UTS)	630 MPa	91x10 ³ psi
Tensile Strength: Yield (Proof)	490 MPa	71x10 ³ psi
Elastic (Young's, Tensile) Modulus	190 GPa	27x10 ⁶ psi
Shear Modulus	73 GPa	11x10 ⁶ psi
Shear Strength	390 MPa	57x10 ³ psi
Poisson's Ratio	0.29	0.29
Elongation at Break	19%	19%
Fatigue Strength	340 MPa	49x10 ³ psi

Impact Strength: V-Notched Charpy	58 J	43 ft-lb
Brinell Hardness	190	190



Gambar 2. 9 S-N Curve Steel S460N Grades S235JR

(Robak et al,2012)

2.7 Sifat Teknik Tanah

Tanah yang menjadi bagian uji dalam penelitian ini adalah *Hard clay Soil*. Jenis Tanah ini digunakan karena jenis tanah ini merupakan tanah yang punya kondisi terburuk untuk digunakan (Patel,2012). Sifat Teknik Tanah dan dimensi *Bucket Ekskavator* yang diuji dijelaskan pada tabel 2.2.

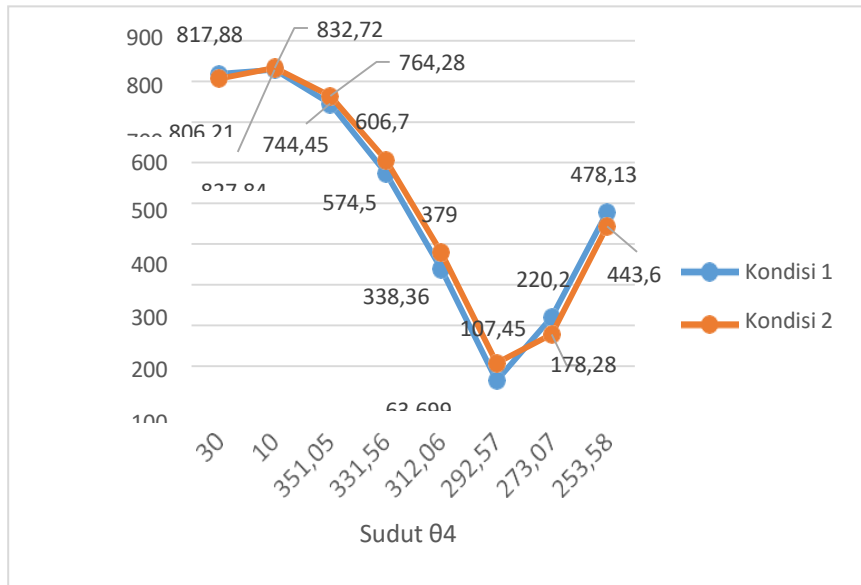
Tabel 2. 2 Sifat teknik tanah dan dimensi bucket ekskavator

Deskripsi	Symbol	Nilai	Unit
Rake Angle	α	75.82	Deg
Angle of internal shearing resistance	ϕ	44	Deg

Soil to metal friction angle	δ	20	Deg
Soil Density	γ	2855 ; 28000	Kg/m ³ ; N/m ³
Acceleration due to the gravity of the earth	g	9,81	m/s ²
Soil Cohession	c	25000	N/m ²
Operating Tool Depth	d	0.10824	m
Soil Surcharge Pressure	q	10	N/m ²
Soil to metal adhesion	ca	24466.81286	N/m ²
Weight of bucket	Wb	6209,73	N
Width of bucket	w	0,59	m

2.7 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2019 **M.Thoriq Aziz** melakukan penelitian tentang *bucket* pada Ekskavator backhoe. Tujuan penelitiannya adalah untuk menganalisa pengaruh pembebanan saat proses penggalian dan menganalisa kegagalan pada setiap kondisi yang diuji. Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai tegangan ekuivalen yang terjadi pada kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ lebih besar daripada nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat dua posisi yang dimana dinyatakan aman untuk dilakukan pengoperasian ekskavator terhadap tanah hard clay yaitu saat kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dengan sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$ dan saat kondisi dua yang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan sudut θ_4 sebesar $292,57^\circ$.

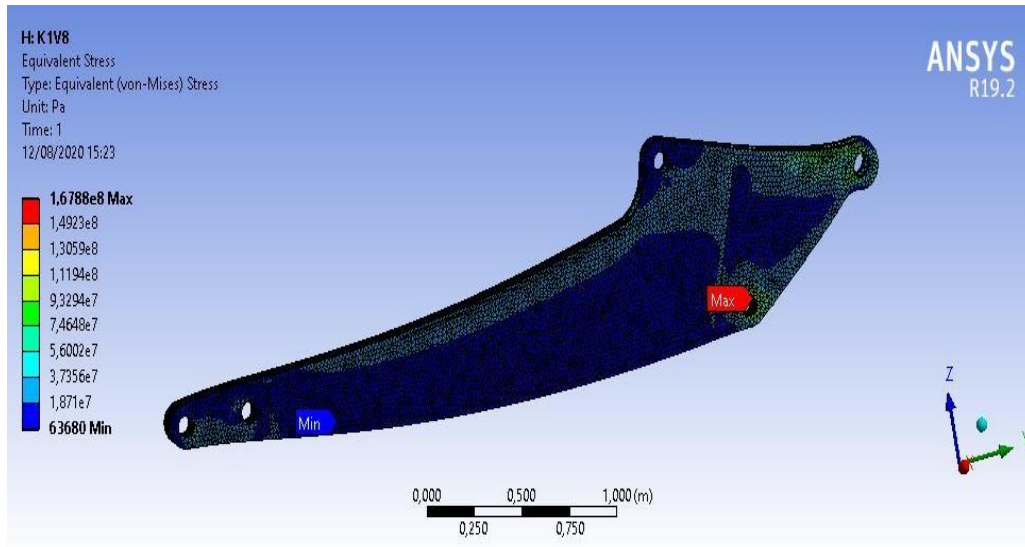


Gambar 2. 10 Perbandingan equivalent stress pada kedua kondisi

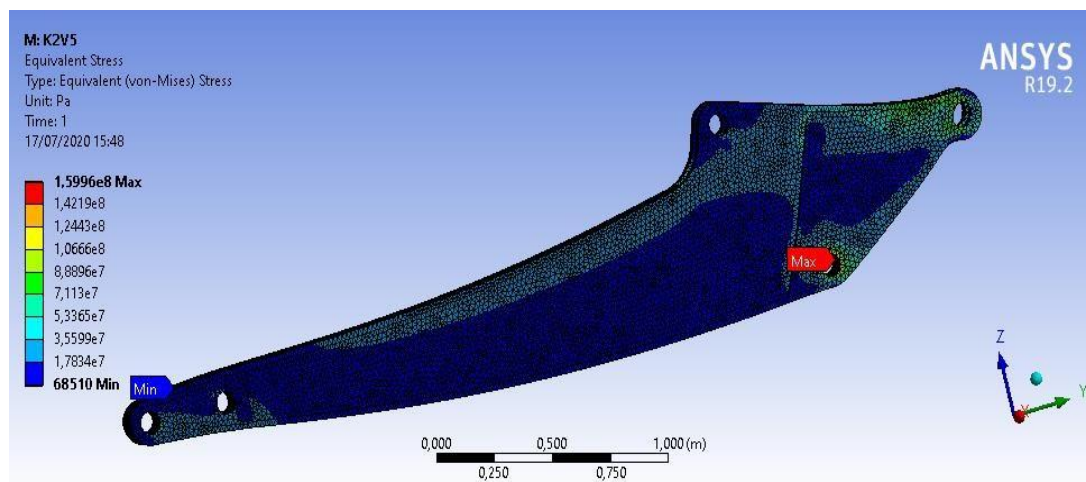
Gambar 2.7 diatas menunjukkan besaran *equivalent stress* maksimum yang dihasilkan oleh dua kondisi tersebut. *Equivalent stress* pada penelitian ini sesuai dengan kondisi satu yang dimana sudut θ_2 sebesar $61,6^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $266,32^\circ$ dan kondisi duayang dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_3 sebesar $333,2333^\circ$ dengan variasi pada sudut θ_4 adalah 30° ; 10° ; $351,05^\circ$; $331,56^\circ$; $312,06^\circ$; $292,57^\circ$; $273,07^\circ$ dan $253,8^\circ$. *Equivalent stress* maksimum pada *bucket* ekskavator mayoritas terjadi pada bagian depan kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A3 (*bucket link*), pada bagian belakang kedua sambungan yang terdapat antara *bucket* dan titik A11 (*Flange link*), pada bagian atasbelakang titik A3 (*bucket link*), pada kedua lingkaran pada titik A3 (*bucket link*), pada *teeth* ekskavator, pada bagian atas dalam *bucket* ekskavator dan juga terdapat pada kedua lingkaran pada titik A11 (*Flange link*). Letak *Equivalent stress* maksimum pada *bucket* ekskavator sesuai dengan keadaan yang ada pada kondisi di lapangan.

Pada tahun 2019 **Cendy Margaretha** melakukan penelitian yang berjudul analisa kegagalan ekskavator *arm* pada kondisi operasi *hard clay soil* yang mempunyai tujuan yaitu untuk mengetahui pengaruh pembebanan operasi yang terjadi pada ekskavator *arm* saat proses penggalian *hard clay soil* dan Mengetahui *safety of factor* yang terjadi pada ekskavator *arm* saat proses penggalian *hard clay soil*. Pada penelitian **cendy margaretha** ini dilakukan analisis kinematik dan dinamik pada ekskavator *arm* sehingga hasil simulasi mendekati kondisi operasi. Di mana kondisi operasi ditinjau dari *boom*, *arm* dan berujung pada *bucket* dari ekskavator yang dimodelkan menggunakan software *3D Modelling*, kemudian di *assembly* dengan *3D model* ekskavator. Setelah itu, hasil perhitungan pembebanan akan disimulasikan dengan metode elemen hingga untuk mengetahui *equivalent*

stress dan *factor of safety*. Dalam penelitian ini, ekskavator akan dikondisikan dalam dua kondisi (kondisi maksimal ekskavator bekerja) yaitu kondisi pertama dan kondisi kedua dengan variasi sudut θ_3 adalah $293,09^\circ$; $279,7^\circ$; $266,32^\circ$; dan $252,93^\circ$.



Gambar 2. 11 Hasil Simulasi Equivalent Stress pada Excavator Arm Kondisi 1 dengan Variasi Sudut θ_3 Sebesar 252.93°



Gambar 2. 12 Hasil Simulasi Equivalent Stress pada Excavator Arm Kondisi 2 dengan Variasi Sudut θ_3 Sebesar 293.09°

Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi dua lebih besar daripada nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi satu. Di mana letak *equivalent stress* maksimum terjadi pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom*. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat dua posisi yang dinyatakan aman untuk dilakukan pengoperasian ekskavator terhadap tanah hard clay yaitu pada sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$ di mana saat kondisi satu sudut θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar $253,58^\circ$ dan saat kondisi dua di mana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar 10° .

Pada tahun **2021 M.Naufal Fariza** melakukan penelitian yang berjudul analisa umur *fatigue rubber spring* pada *draft gear* lokomotif *type CC300* yang mempunyai tujuan yaitu untuk mengetahui FBD dan penentuan pembebanan untuk simulasi dalam rangka mengetahui umur fatigue pada *rubber spring draft gear CC300* kemudian tujuan yang kedua untuk mengetahui umur fatigue *rubber spring* pada *draft gear CC300*.

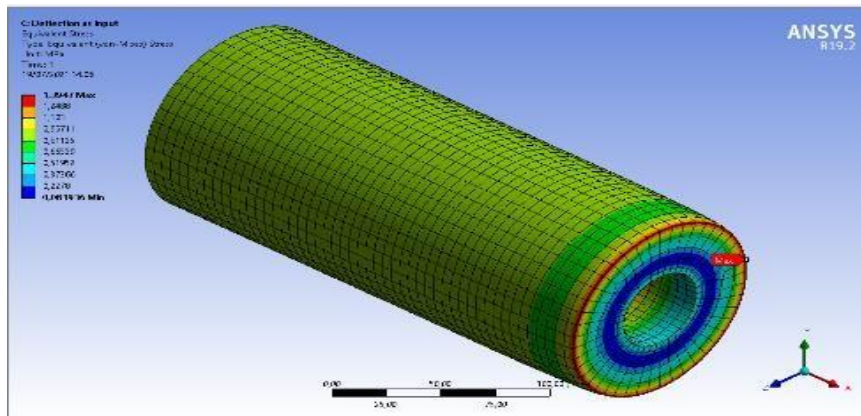
Penelitian ini akan dilakukan melalui perhitungan pembebanan longitudinal kereta api yang terjadi pada beberapa kondisi dalam 1 siklus kumulatif perjalanan kereta api. Siklus kumulatif yang digunakan adalah perjalanan lokomotif CC300 menarik 20 Gerbong GD dalam trayek KA. Limas priuk dari Surabaya hingga Jakarta (728km). Pembebanan tersebut kemudian diubah menjadi perpindahan dengan melihat grafik pengujian *draft gear* yang disediakan oleh PT. INKA untuk menjadi input dalam simulasi. Kemudian dilakukan simulasi elemen hingga dengan bantuan *static structural tools* dan *fatigue tools* dari *software Ansys* untuk mendapatkan umur fatik dari masing-masing pembebanan, hinggaakhirnya bisa didapatkan umur *fatigue* akumulasinya dengan perhitungan dengan *Miner's Rule*.

Tegangan yang terjadi akibat masing-masing pembebanan memiliki nilai yang berbeda, beda. Berikut adalah nilai tabel nilai tegangan maksimal yang terjadi pada masing-masing kondisi pembebanan.

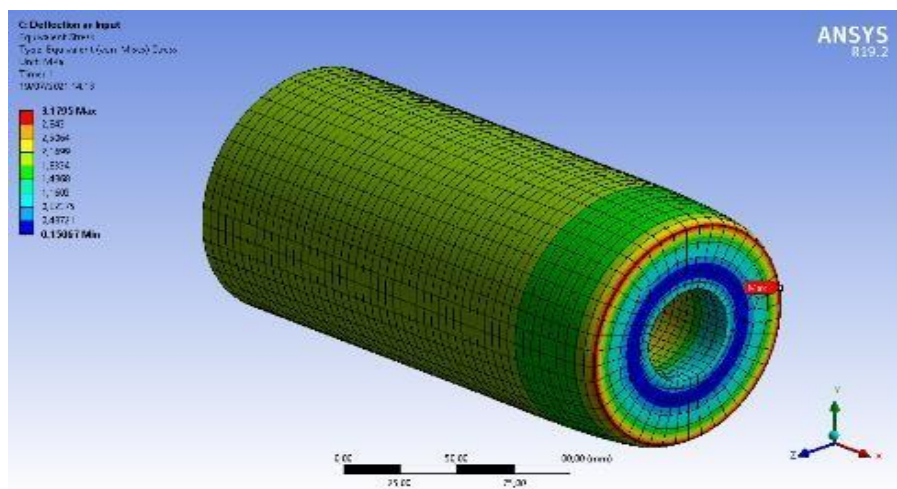
Tabel 2. 3 Tegangan Ekuivalen dari Masing Masing Kondisi

<i>Kondisi</i>	<i>Max. Eq Stress (Mpa)</i>
Berhenti - Percepatan	1,395
Kec. Konstan - Perlembatan	3,180
Kec. Konstan - Tanjakan	1,022
Tanjakan - Turunan	1,485
Kec. Konstan - Tikungan	1,555
Coupling	0,194

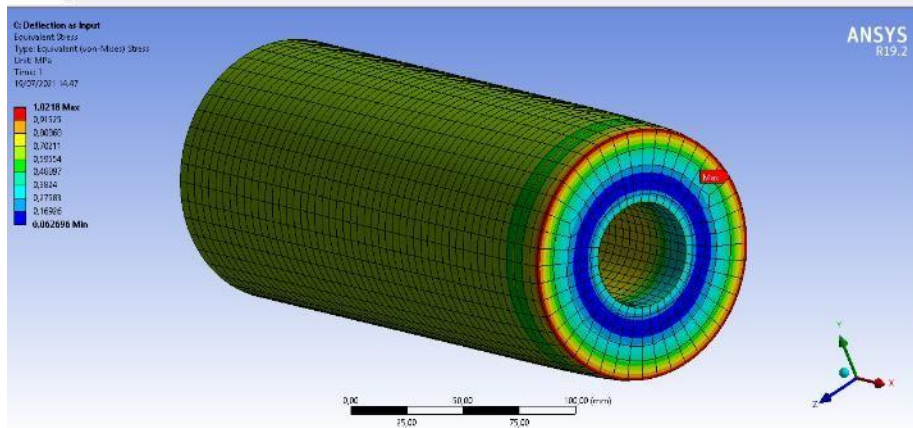
Berikut adalah gambar distribusi tegangan yang dihasilkan oleh software. Dalam distribusi tegangan tersebut dapat ditentukan dimana titik yang mengalami tegangan paling tinggi, sehingga menjadi titik kritis yang perlu diperhatikan umurnya. Pada gambar ini dipilih dengan *setting* pembesaran deformasi sebesar 1x, atau sesuai dengan skala aslinya.



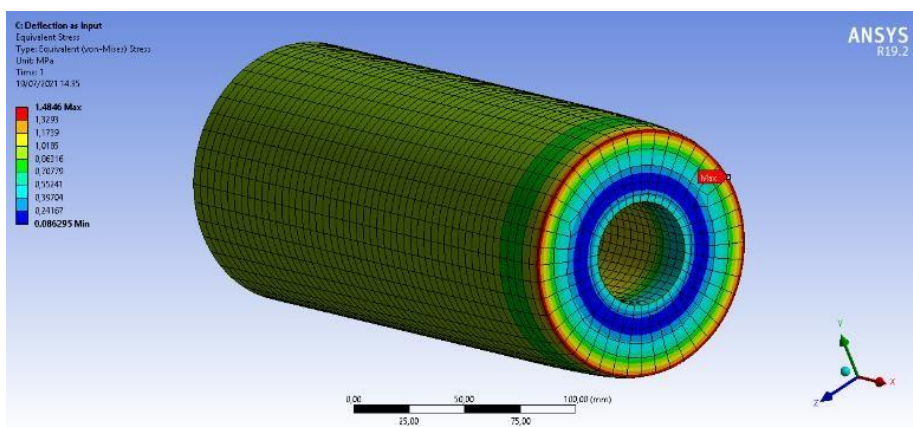
Gambar 2. 13 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Percepatan



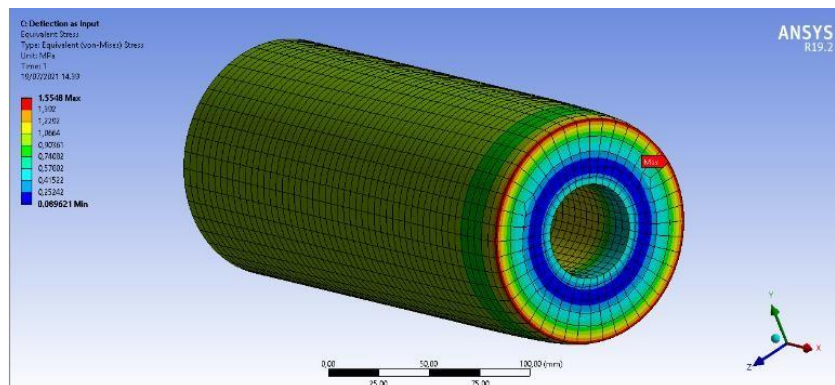
Gambar 2. 14 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Perlambatan



Gambar 2. 15 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Tanjakan



Gambar 2. 16 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Turunan



Gambar 2. 17 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Kondisi Belokan

Fatigue Life adalah estimasi umur yang didapatkan oleh software dengan mengacu kepada grafik *S-N Curve* yang telah disediakan, sehingga nilai fatigue

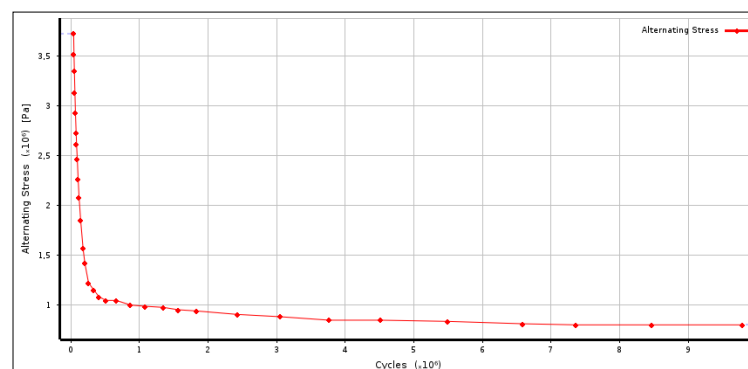
life bergantung kepada nilai tegangan. Nilai fatigue life yang didapatkan akibat masing-masing pembebanan memiliki nilai yang berbeda-beda tergantung kepada tegangannya. Jika dilihat dari grafik S-N Curve material, nilai siklus umur akan berkurang pada tegangan yang semakin besar. Hal ini dapat dilihat juga pada hasil simulasi. Berikut ini perbandingan tegangan dengan nilai hasil siklus umur:

Tabel 2. 4 Perbandingan Tegangan dengan nilai hasil siklus umur

<i>Kondisi</i>	<i>Max. Eq Stress (Mpa)</i>	<i>Life Cycle</i>
Berhenti - Percepatan	1,395	9.794.900
Kec. Konstan - Perlembatan	3,180	120.210
Kec. Konstan - Tanjakan	1,022	9.794.900
Tanjakan - Turunan	1,485	5.615.000
Kec. Konstan - Tikungan	1,555	3.160.300
Coupling	0,194	9.794.900

Dari tabel 2.4 di atas dapat dilihat bahwa tegangan maksimal yang paling besar terjadi pada kondisi perlambatan yaitu sebesar 3,18 MPa. Pada saat kondisi tersebut pula material memiliki umur yang paling sedikit yaitu hanya 120.210 siklus ($1,2021e5$). Hal tersebut sudah sesuai bila dilihat dari S-N Curve material.

Kemudian Hasil yang didapatkan adalah pembebanan longitudinal terbesar terjadi pada saat kondisi perlambatan yaitu sebesar 1801,184 kN yang mengakibatkan perpindahan sebesar 52,334 mm. Hasil umur *fatigue* kumulatif yang didapatkan adalah sebesar 8381,29 siklus kumulatif, atau 45,8 tahun, atau 6.101.581,17 km.



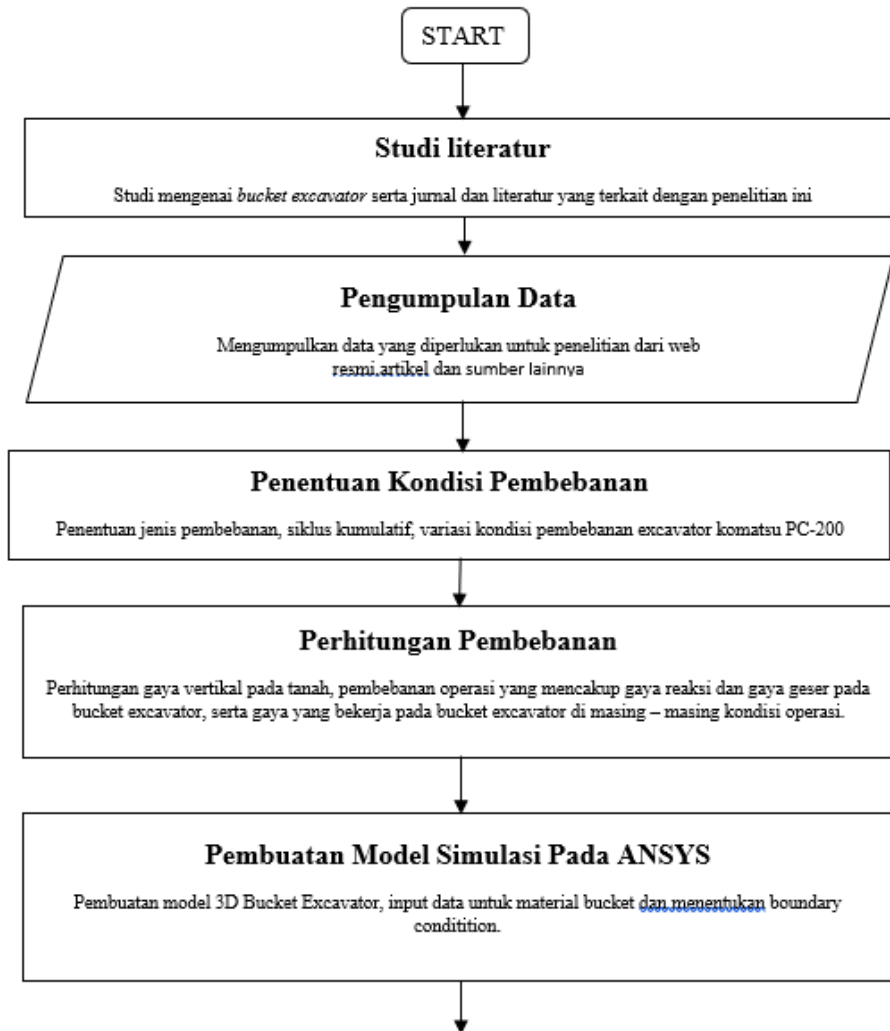
Gambar 2. 18 S-N Curve Material pada Ansys

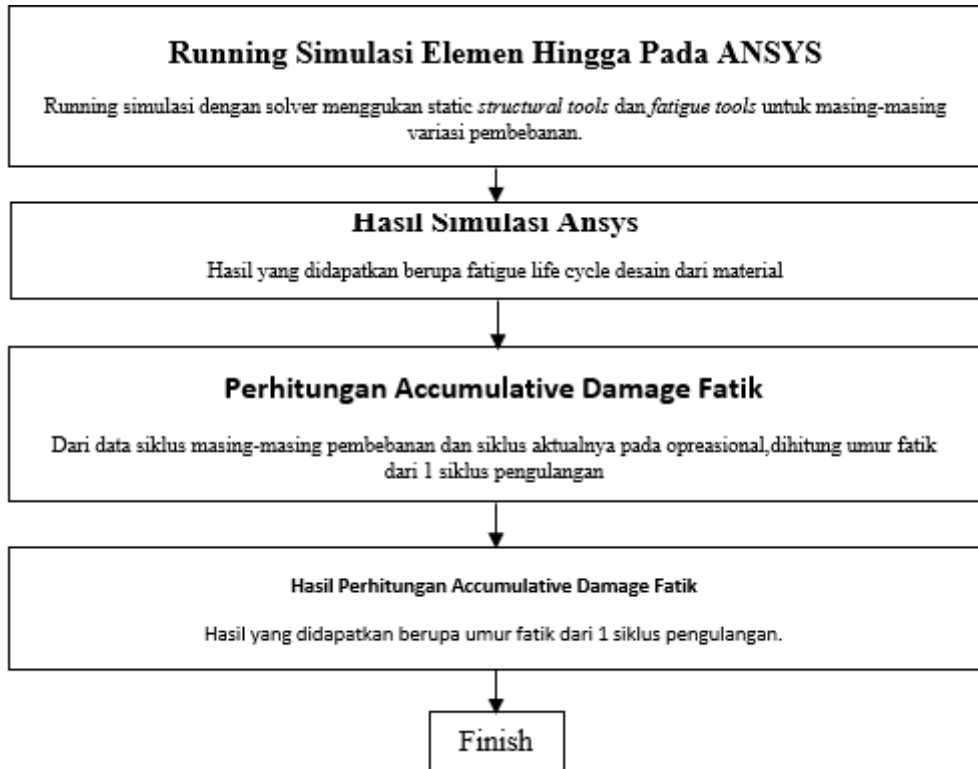
BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Prosedur Penelitian

Pada penelitian ini akan dilakukan dengan melalui beberapa tahapan. Pada tahap pertama dilakukan studi literatur, lalu dilakukan pengambilan data pada bucket ekskavator, dari mulai geometri material dan pembebanan. Kemudian langkah berikutnya mencari perhitungan pembebanan dinamis pada bucket ekskavator dengan menggunakan perhitungan tangan. Langkah selanjutnya pemodelan 3D menggunakan desain dari peneliti terdahulu. Tahap berikutnya dilakukan simulasi *fatigue* dengan *ANSYS Workbench* untuk mendapatkan *fatigue life* dari bucket excavator. Data yang didapatkan dari hasil simulasi akan digabungkan dengan menggunakan persamaan Miner's Rule secara perhitungan manual.

3.2 Diagram alir Penelitian





3.3 Permodelan Pembebanan, Siklus pengulangan, Kondisi operasional

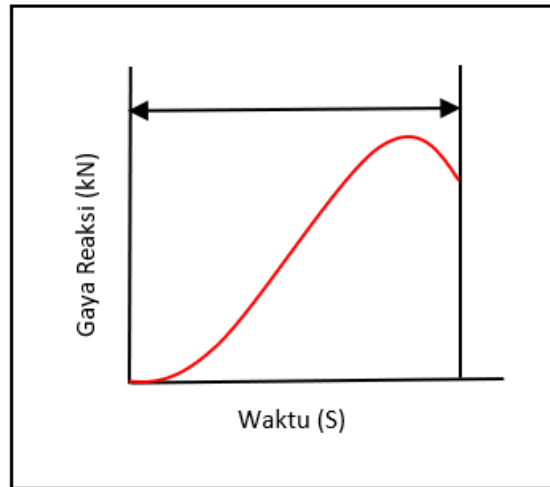
3.3.1 Permodelan Beban

Untuk menentukan umur *fatigue* sebuah komponen, pada umumnya akan digunakan beban dinamis yang bersifat siklik. Dalam penelitian ini akan ditentukan beban dinamik yang pula yang diambil dari perubahan pembebanan akibat operasional dari sebuah kondisi ke kondisi yang lainnya dalam kegiatan operasional ekskavator.

Permodelan pembebanan dalam penelitian ini akan dilakukan dengan melakukan pendekatan terhadap beban yang terjadi sesungguhnya dengan meninjau besar beban yang terjadi saat suatu kondisi dengan menganggap perubahan beban terjadi secara sinusoidal.

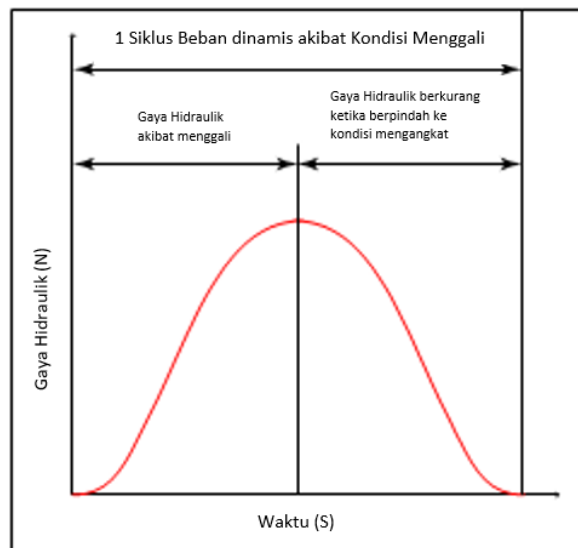
Dalam operasional kerja ekskavator terdapat beberapa kondisi seperti menggali, mengangkat, menggeser dan membuang. Untuk menjelaskan permodelan pembebanan yang digunakan dalam penelitian ini, akan diambil contoh pembebanan dinamis yang terjadi akibat operasional kerja ekskavator pada saat menggali. Sebelum ekskavator menggali diasumsikan ekskavator menggali dengan beban *bucket* kosong. Saat memulai menggali, akan terjadi perubahan tegangan. Awalnya, tegangan yang terjadi normal karena kondisi beban kosong, kemudian akibat adanya gesekan saat menggali, maka besar tegangan pada *bucket link* dan *bucket teeth* ekskavator akan bertambah akibat adanya gesekan yang terjadi saat menggali. Saat tegangan berubah menjadi

lebih besar, maka akan terjadi deformasi pada *bucket*. Perubahan tegangan tersebut yang dianggap sebagai beban dinamis berbentuk sinusoidal dan disebut beban awal.



Gambar 3. 1 Kondisi Awal Menggali

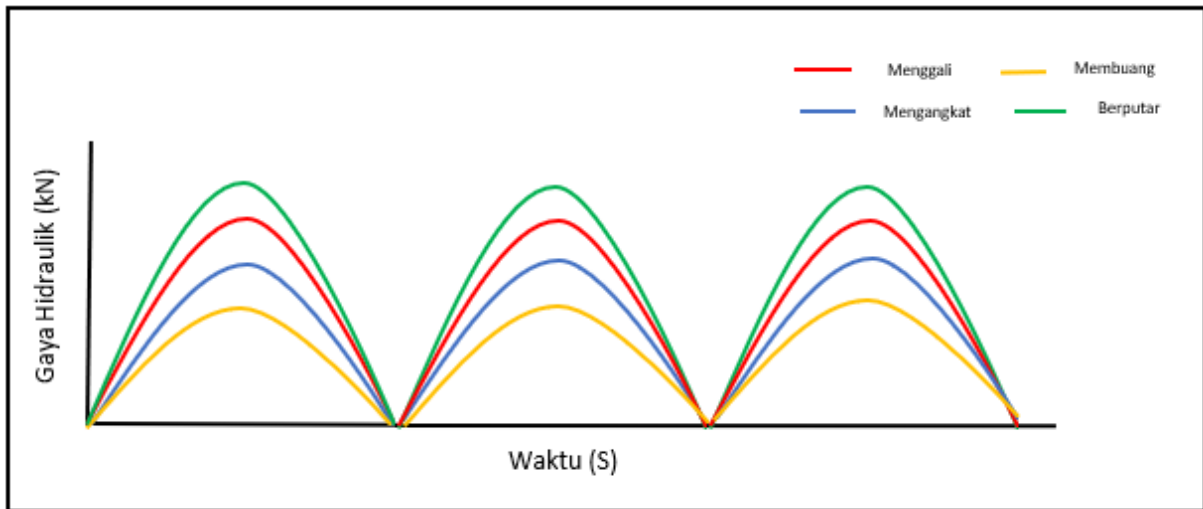
Bila kondisi menggali tersebut terjadi berulang-ulang, maka dapat terbentuk pembebanan siklik akibat sejumlah penggalian yang terjadi dengan bentuk sinusoidal. Berikut adalah pembebanan siklik akibat penggalian.



Gambar 3. 2 Pembebanan Dinamik 1 Siklus pada Kondisi Menggali Terjadi pada Bucket Link

Karena ada berbagai kondisi dalam 1 pengoperasian ekskavator, akan terdapat bermacam-macam pembebanan siklik akibat masing-masing kondisi. Semisal ada 4 buah kondisi yang mengakibatkan gaya dengan nilai sendiri-

sendiri pada *bucket*, maka akan terdapat empat pembebanan siklik yang berbentuk sinusoidal. Kemudian untuk menghitung umur *fatigue* akibat pembebanan tersebut, akan dihitung umur *fatigue* kumulatif dengan mengumpulkan dan menambahkan ke-4 pembebanan siklik dengan persamaan Miner's Rule



Gambar 3. 3 Empat Siklus Pembebanan akibat operasi ekskavator

Permodelan pembebanan ini mengasumsikan periode waktu untuk masing-masing siklus pembebanan akibat masing-masing kondisi adalah berbeda. Hal itu tidak menjadi masalah, karena akan digunakan persamaan Miner's yang menggunakan jumlah frekuensi kejadian pembebanan aktual, bukan waktu.

3.3.2 Penentuan Beban

Pada penelitian kali ini variasi beban operasional diambil dari beberapa spesifikasi yang tertera pada web dan *catalog* dari perusahaan komatsu. Dari web variasi beban yang tertera ada di kelas 20 ton dengan kapasitas bucket 1.10 m^3 jadi pada penelitian kali ini beban yang digunakan berdasarkan dari web kemudian diaplikasikan di 4 kondisi dengan beban yang sama. Kapasitas *bucket* untuk sekali mengangkat tanah yaitu $1,10\text{ m}^3$ yang apabila dikonversi menjadi berat dengan massa tanah 2855 kg yaitu 3,1 ton untuk sekali membawa urugan tanah gambar 3.1 adalah spesifikasi dari ekskavator type PC 200 Komatsu.

Berat Operasional (kg)	20010
Kapasitas Bucket (m3)	1.10
Kedalaman Gali Maksimum (m)	6.095
Tinggi (Transportasi) (m)	3.19
Panjang (Transportasi) (m)	5.70
Lebar (Transportasi) (m)	3.00

Gambar 3. 4 Spesifikasi Ekskavator PC200

3.4 Penentuan Siklus kumulatif dan kondisi di dalamnya

Dalam penelitian untuk menentukan umur *bucket* ekskavator ini, akan digunakan siklus kumulatif, yang di dalamnya adalah penambahan dari beberapa kondisi pembebanan. Satu kali siklus kumulatif dalam penelitian ini adalah 3,3 jam operasi kerja ekskavator memindahkan urugan tanah sebanyak 100 ton dalam 1 hari. Keterangan mengenai pemindahan 100 ton urugan tanah type *hard clay soil* adalah asumsi untuk mendapatkan siklus kondisi kerja ekskavator. Diketahui bahwa sepanjang pengoprasian muatan tersebut, ekskavator akan mengalami 4 proses saat operasi kerja ekskavator yaitu:

1. Menggali
2. Mengangkat
3. Berputar
4. Membuang

Untuk Menentukan siklus operasi yang terjadi akan dilakukan perhitungan berapa kali kondisi tersebut terjadi saat memindahkan urugan tanah sebanyak 100 ton di 4 kondisi diatas. Hal ini untuk mengetahui dalam satu hari kerja kondisi tersebut terjadi berapa kali di setiap kondisi nya.

Perhitungan pada lampiran 2 berasal dari artikel (**Antonius.2019**) tentang produktivitas ekskavator untuk mengetahui 1 kondisi memakan waktu berapa lama. Dari perhitungan waktu tersebut akan diasumsikan menjadi menggali 1 menit, mengangkat 1 menit, menggeser 2 menit dan membuang 1 menit jadi total waktu dari keempat kondisi diatas adalah 5 menit.

Dari urugan tanah 100 ton yang akan dipindahkan dengan kapasitas muatan *bucket* 3,1 ton, maka didapat siklus operasi kerja ekskavator yaitu 33 kali menggali untuk memindahkan urugan tanah sebanyak 100 ton. Frekuensi kondisi tersebut didapat dari 1 hari operasi kerja ekskavator yaitu dalam 1 hari ekskavator beroperasi selama 3,3 jam memindahkan urugan tanah 100 ton. Frekuensi diatas diperlukan untuk

perhitungan umur *fatigue* menggunakan persamaan *miner's rule* nantinya. Karena beban harus bersifat dinamis, maka perlu ditentukan kondisi apa yang terjadi sebelumnya atau kondisi awalnya. Maka berikut adalah empat kondisi pembebanan dengan kondisi awalnya yang telah ditentukan:

Tabel 3. 1 Kondisi dan Siklus Bucket 1 hari kerja

Kondisi	Freq.	Kondisi awal	Keterangan
Menggali	33	Berat bucket saja	Saat mulai menggali
Mengangkat	33	Muatan bucket terisi+berat bucket	Saat akan memindahkan muatan
Berputar	33	Berputar ke 360° berlawanan dengan bucket terisi beban	Saat Memindahkan urugan Tanah ke arah yang berlawanan
Membuang	33	Muatan bucket kosong dan hanya berat bucket	Saat menuangkan muatan

3.5 Variasi Kondisi Bucket



Gambar 3. 5 Kondisi Bucket Saat Proses Menggali



Gambar 3. 6 Kondisi Bucket Saat Proses Mengangkat



Gambar 3. 7 Kondisi Bucket Saat Proses Berputar



Gambar 3. 8 Kondisi Bucket Saat Proses Membuang

3.6 Perhitungan Pembebanan

Untuk menentukan umur *fatigue* sebuah komponen, pada penelitian kali ini akan digunakan pembebanan yang bersifat dinamis. Dalam penelitian ini akan ditentukan beban dinamis yang pula yang diambil dari perubahan pembebanan akibat kondisi operasional dari sebuah kondisi ke kondisi yang lainnya dalam proses operasi ekskavator. Perhitungan beban di setiap kondisi dengan tanah yang digunakan type *hard clay soil* dengan massa jenis 2855 kg/m^3 dengan menggunakan rumus dibawah ini :

$$\begin{aligned} m &= \rho \times V \\ m &= 2855 \text{ kg/m}^3 \times 1,10 \text{ m}^3 \\ m &= 3140 \text{ kg/m}^3 \\ m &= 3,1 \text{ ton} \end{aligned}$$

Keterangan :

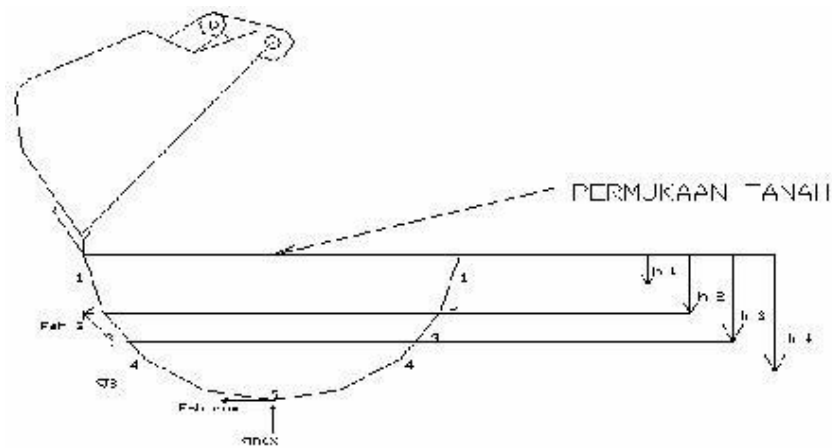
ρ = Massa jenis tanah

V = Volume *Bucket*

m = Beban yang diangkat *Bucket*

3.6.1 Perhitungan Gaya Geser Pada Tanah

Perhitungan Pada saat penggalian oleh *bucket* pada tanah gravel, maka lintasan dan distribusi gaya dapat diasumsikan sebagai berikut :



Gambar 3. 9 Proses Penggalian Bucket

(Antonius,2019)

Keterangan :

Fsh = Gaya geser maksimum pada H maksimum (kN)

σ = Tegangan vertikal dalam tanah maksimum (kPa)

H5 = H maksimum (1,5 meter)

Perhitungan untuk mencari tegangan vertikal dalam tanah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\sigma &= [\gamma_d \cdot (1 + w) + \gamma_{sat}] \cdot H \\ &= [28 \text{ kN/m}^3 (1 + 11\%) + 20,5 \text{ kN/m}^3] \cdot 1,5 \\ &= 46,09 \text{ Kpa}\end{aligned}$$

Keterangan:

γ_d = Berat unit kering tanah (kN/m³)

γ_{sat} = Berat volume jenuh (kN/m³)

w = Kadar air dalam tanah (%)

H = Kedalaman dari permukaan tanah (m)

Perhitungan gaya akibat tegangan geser

$$\begin{aligned}F_{sh_{max}} &= A \cdot S \\ &= 0,0457 \text{ m}^2 \cdot 69,5 \text{ kN/m}^2 \\ &= 3,17 \text{ kN} \\ &= 317000 \text{ N} \\ S &= C + \sigma \text{ Tan } \Theta \\ &= 25 \text{ kN/ m}^2 + 46,09 \text{ Tan } 44^\circ \\ &= 69,5 \text{ kN/m}^2\end{aligned}$$

Dimana :

Fsh = Gaya geser (kN)

A = Luasan dari bucket yang menembus tanah (Asumsi 0.0457 m²)

- S = Tegangan geser
 C = Kohesi dari jenis tanah (kN/m^2 atau kPa)
 Θ = Sudut tegangan geser tanah
 σ = Tegangan vertikal tanah (kPa)

3.6.2 Perhitungan pembebanan Menggali, Mengangkat, Membuang dan Berputar

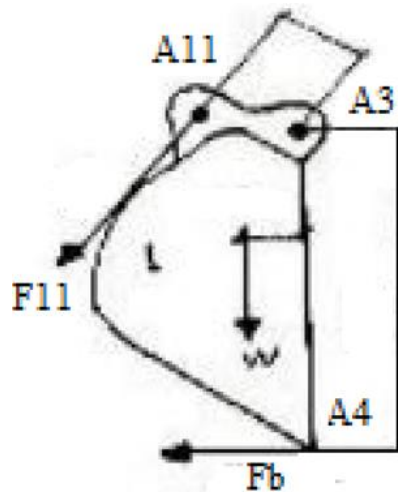
Dalam menentukan besarnya gaya-gaya mekanisme ini dicari terlebih dahulu gaya-gaya statis, gaya-gaya mekanisme ini diperlukan untuk menentukan besarnya beban pada pada titik silinder *bucket*, dimana akan dicari harga gaya-gaya hidrolis untuk perhitungan. Pada prinsipnya posisi kerja dari *bucket* adalah sebagai berikut :

1. Posisi saat menggali.
2. Posisi saat mengangkat.
3. posisi saat berputar.
4. Posisi saat membuang.

Gaya yang terbesar pada silinder bucket dari ke empat posisi tersebut akan digunakan sebagai beban untuk mencari umur lelah dari bucket dengan melakukan simulasi *fatigue* di *Ansys Workbench 2021R*

3.6.3 Perhitungan Beban saat Menggali

Berikut dibawah ini akan menjelaskan perhitungan gaya yang akan digunakan sebagai beban yang terjadi pada bucket saat kondisi operasional menggali sebagai berikut :



Gambar 3. 10 Free Body Diagram Proses Menggali

$$\cup + \sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} \sum M_A &= F_{sh_{max.}} (A4A3) - W_{gb.} (cgA3) + F_{11}(A11A3) = 0 \\ \sum M_A &= 317000 \text{ N} \cdot 0,203 \text{ m} - 6209,73 \text{ N} \cdot 0,679 \text{ m} - F_{11} \cdot 0,37883 \text{ m} = 0 \\ F_{11} \cdot 0,37883 \text{ m} &= 60134,59 \\ F_{11} &= 60134,59 / 0,37883 \cdot 1,4 \\ F_{11} &= 158737,67 \cdot 1,4 \end{aligned}$$

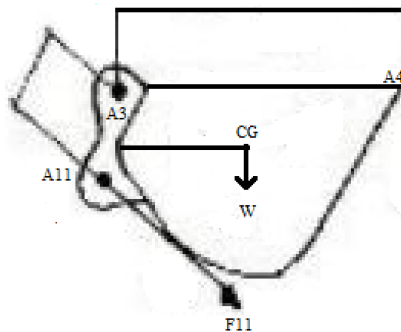
$$F_{11\text{menggali}} = 222232,74 \text{ Nm}$$

Perhitungan kekuatan gaya penggalian yang terjadi pada titik Fb dengan type tanah *Hard clay soil* akan dijelaskan pada persamaan dibawah ini :

$$\begin{aligned} F_b &= (F_{11} \cdot A11A3) / A3A4 \cdot A11A3 \\ F_b &= (60134,6 \text{ Nm} \cdot 0,37883 \text{ m}) / 0,203 \text{ m} \cdot 0,377883 \\ F_b &= 157108,87 \text{ Nm} \end{aligned}$$

3.6.4 Perhitungan Beban saat Mengangkat

Perhitungan gaya yang terjadi pada titik A11 dengan muatan *bucket* terisi urugan tanah sebesar 3,1 ton yang dimana akan dijelaskan pada persamaan dibawah ini :



Gambar 3. 11 Free Body Diagram Proses Mengangkat

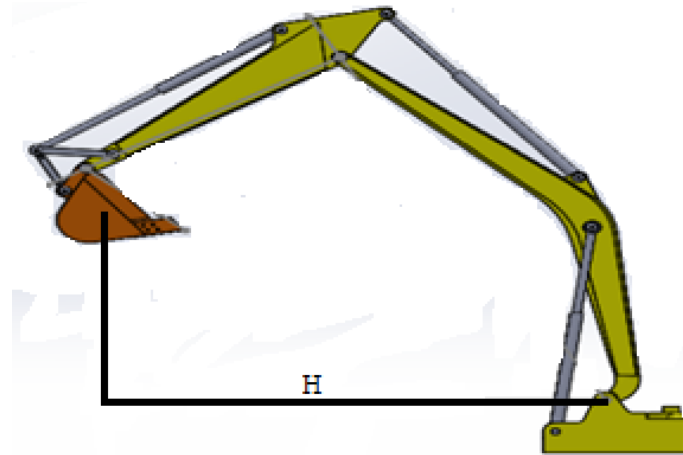
$$\cup + \sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} \sum M_A &= W_{bucket.} (cgA3) - F_{11}(A11A3) = 0 \\ \sum M_A &= 323209,73 \text{ N} \cdot 0,695 \text{ m} - F_{11} \cdot 0,37883 \text{ m} \\ F_{11} \cdot 0,37883 \text{ m} &= 224630,76 \text{ Nm} \\ F_{11} &= 224630,76 \text{ Nm} / 0,37883 \text{ m} \cdot 1,4 \end{aligned}$$

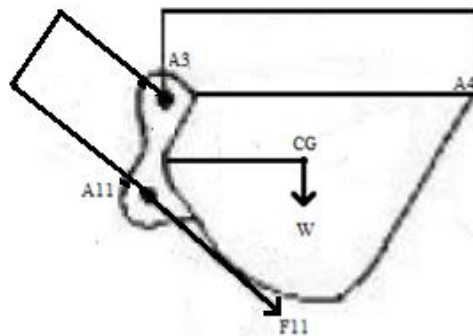
$$F_{11\text{mengangkat}} = 830142,98 \text{ Nm}$$

3.6.5 Perhitungan Beban Saat Berputar

Perhitungan gaya yang terjadi pada titik A11 dengan muatan *bucket* terisi urugan tanah sebesar 3,1 ton yang dimana akan dijelaskan pada persamaan dibawah ini :



Gambar 3. 12 Jarak Swing dengan Bucket



Gambar 3. 13 Free Body diagram Proses Saat Berputar

$$a = \frac{v}{t} = \frac{12,21 \text{ m/s}}{120 \text{ Sec}} = 0,10175 \text{ m/s}$$

$$F = m \cdot a = 339629,73 \text{ N} \cdot 0,10175 \text{ m/s} \\ = 34557,325 \text{ Nm}$$

$$\tau = F \cdot r = 34557,325 \text{ N/m} \cdot 5,07 \text{ m} \\ = 175205,638 \text{ Nm}$$

$$\sum M_A = W_{\text{bucket}}(cgA3 \cdot H) - F_{11} (A11A3) = 0 \\ \sum M_A = 323209,73 \text{ N}(0,679 \text{ m} \cdot 10,14 \text{ m}) - F_{11} \cdot 0,37883 = 0 \\ F_{11} \cdot 0,37883 = 2225318,38 \text{ Nm} \\ F_{11} = 2225318,38 / 0,37883 \text{ m} \cdot 1,4$$

$$F_{11} = 8223862,25 \text{ Nm}$$

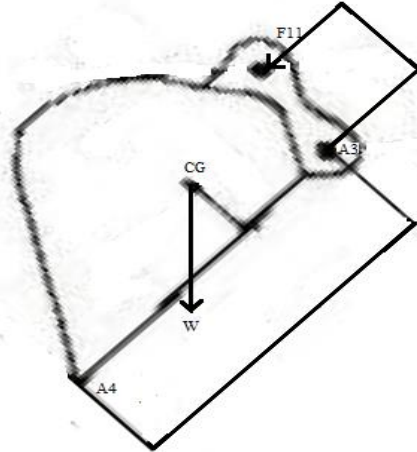
$$F_{11\text{berputar}} = F_{11} + \tau$$

$$F_{11\text{berputar}} = 8223862,25 \text{ Nm} + 175205,638 \text{ Nm}$$

$$F_{11\text{berputar}} = 8399067,89 \text{ Nm}$$

3.6.6 Perhitungan Beban saat Membuang

Perhitungan gaya yang terjadi pada titik A11 dengan muatan *bucket* kosong yang dimana akan dijelaskan pada persamaan dibawah ini :



Gambar 3. 14 Free Body Diagram Proses Membuang

$$\sum \tau + \sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = W_{gb} \cdot (cgA3) - F_{11}(A11A3) = 0$$

$$\sum M_A = 323209,73 \text{ N} \cdot 0,690 \text{ m} - F_{11} \cdot 0,37883 \text{ m}$$

$$F_{11} = 223014,71 \text{ Nm} / 0,37883 \text{ m} \cdot 1,4$$

$$F_{11\text{membuang}} = 588693,38 \text{ Nm}$$

Gambar- gambar diatas menunjukkan gaya-gaya yang terjadi pada *bucket* ekskavator. Untuk FB pada gambar 3.10 adalah gaya resistif yang terjadi pada tanah ($F_{sh\text{max}}$). $cgA3$ adalah jarak antara titik *center of gravity* dan titik A3, kemudian $A4A3$ adalah jarak antara titik A4 dan titik A3. $A11A3$ adalah jarak antara titik A11 dan titik A3. Dari posisi mekanisme (penggalian, pengangkatan, pembuangan dan penggeseran) didapatkan gaya-gaya mekanisme yaitu. sebagai berikut :

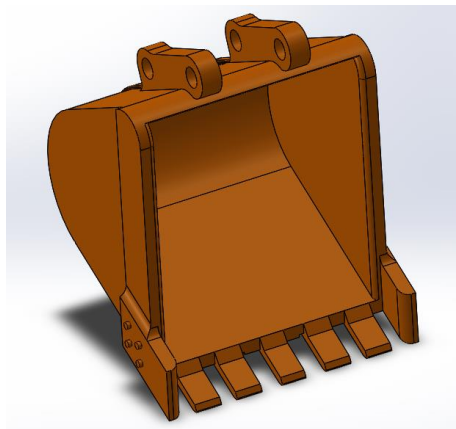
Tabel 3. 2 Hasil perhitungan gaya-gaya terbesar pada mekanisme

Kondisi Awal	Posisi Bucket	Gaya mekanisme (N)
Menggali	Menyentuh tanah	222232,74 & 157108,87

Mengangkat	Berada diatas permukaan tanah	830142,98
Berputar	Berputar 360°	8240535,75
Membuang	Berada diatas permukaan tanah	588693,38

3.7 Pembuatan 3D model

Pembuatan 3D model ekskavator merupakan penggambaran tiga dimensi dari ekskavator menggunakan *software CAD (Computer Aid Design) Solidworks 2016*. Pada penelitian ini 3D model meliputi dasaran *Boom, Boom, Arm, Bucket, Bucket Cylinder, Arm Cylinder, Boom Cylinder, Pin, Link I, Link H*. Pemodelan ini dilakukan untuk mengetahui panjang tiap silinder yang terjadi saat pengondisian pada penelitian ini. Untuk *bucket*, dimodelkan juga dengan ukuran sebenarnya karena *bucket* ini yang akan dimasukkan ke *software simulasi Ansys Workbench 2021R*.

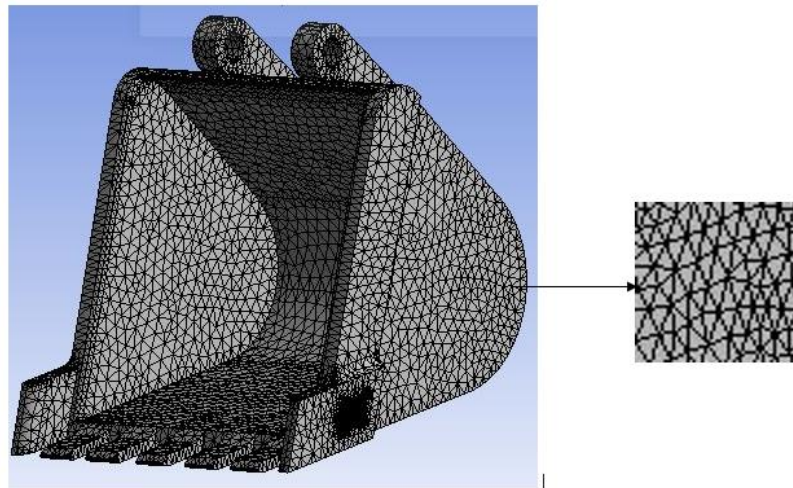


Gambar 3. 15 3D model bucket ekskavator

(Thoriq Aziz,2019)

3.8 Meshing Pada Model 3D

Meshing atau diskritisasi merupakan proses membagi suatu model menjadi elemen-elemen kecil yang memiliki jumlah terbatas. *Meshing* memiliki pengaruh besar pada hasil yang akan didapat dari simulasi pada *software* berbasis MEH. Terdapat 2 tipe *Meshing*, yaitu *Structured Meshing* dan *Unstructured Meshing*, pada penelitian ini akan menggunakan tipe *Unstructured Meshing* karena bentuk 3D Model yang kompleks sehingga tidak memungkinkan apabila ingin menggunakan *Structured Meshing*. Pada proses *meshing* perlu diperhatikan pemilihan jenis dan jumlah elemen yang akan digunakan dengan cara mendapatkan hasil *meshing* yang konvergen untuk dapat mempresentasikan model.



Gambar 3. 16 Contoh meshing pada 3D bucket ekskavator

Gambar 3.16 merupakan *meshing* yang dilakukan terhadap *bucket* ekskavator. Pada simulasi tugas akhir kali ini, model didiskritisasikan dengan menggunakan tipe *solid mesh* dengan bentuk elemen tetrahedrons. Meshing ini memiliki number of node sebesar 99489 dengan jumlah elemennya sebesar 55113 dimana simulasi ini menggunakan ukuran *sizing* 21,5 mm setelah dilakukan uji konvergen antara ukuran elemen mesh 26 mm sampai 20 mm.

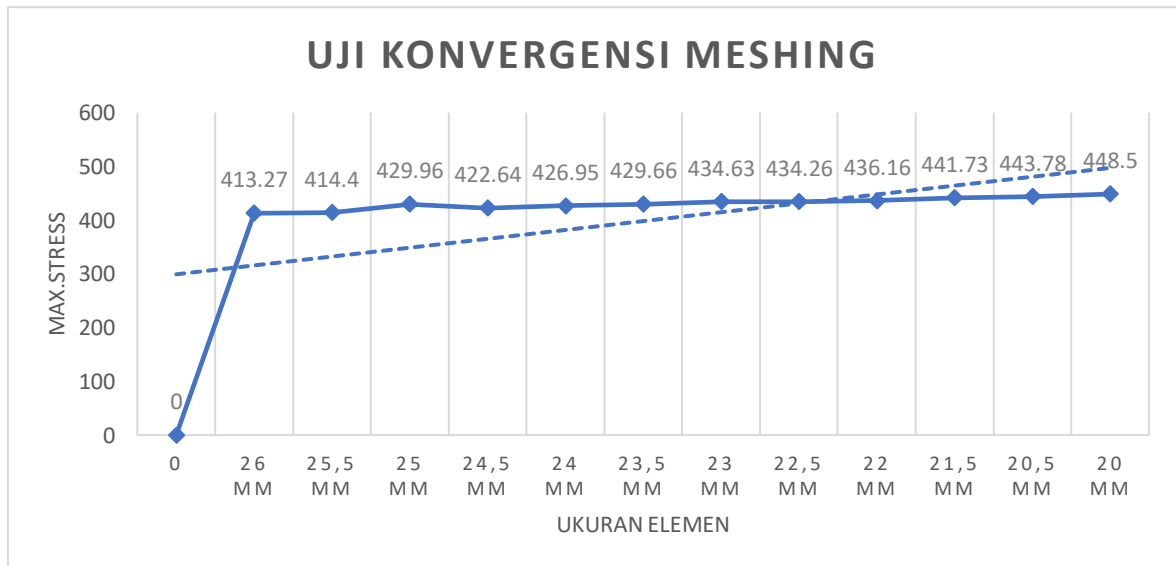
3.9 Uji Konvergensi

Uji konvergensi merupakan suatu proses untuk menguji apakah kualitas *meshing* baik dari pemilihan jenis *mesh* maupun dari ukuran *mesh* telah memiliki kualitas yang baik. *Mesh* yang baik adalah *mesh* tidak mempengaruhi hasil yang didapatkan dari simulasi. Dalam uji konvergensi ini diharapkan hasil dari proses *meshing* memberikan hasil yang konvergen. **Robert David Cook (1995)** pada bukunya yang berjudul *Finite Element Modeling for Stress Analysis* mengatakan suatu proses diskritisasi atau *meshing* dari model permasalahan sudah bisa dianggap konvergen jika perbedaan hasil uji tes konvergensi sebesar kurang dari 5% dan semakin halus proses diskritisasi atau *meshing* maka semakin baik pula hasil yang didapatkan. Pada pengujian konvergensi di tugas akhir kali ini, kualitas *meshing* akan diuji dengan pembebanan sesuai pada kondisi operasional dilapangan yaitu saat ekskavator beroperasi dengan beban operasional berdasarkan perhitungan manual pada masing-masing kondisi. Kemudian besar parameter yang akan dipakai pada penelitian ini akan dilihat nilainya seiring dengan perubahan jumlah elemen *mesh*. Setelah itu jika perbedaan antara hasil parameter pada jumlah elemen *mesh* kurang dari 5% maka model bisa dikatakan konvergen. Pada penelitian kali ini uji konvergensi akan dilakukan dengan mengubah *body sizing* dari *mesh* di model dengan ukuran yang semakin kecil dengan interval pengecilan *sizing* 0,5 mm sampai dicapai model yang konvergen. Berikut tabel hasil pengujian mesh :

Tabel 3. 3 Variasi Ukuran Elemen Mesh

Ukuran Elemen	Max Stress	Jumlah Elemen	Error
26 mm	413,27	46212	
25,5 mm	414,4	45760	0,20%
25 mm	429,96	47235	4,03%
24,5 mm	422,64	48233	2,26%
24 mm	426,95	48593	3,31%
23,5 mm	429,66	50099	3,9%
23 mm	434,63	50916	5,1%
22,5 mm	434,26	54235	5,7%
22 mm	436,16	55163	5,5%
21,5 mm	441,73	58248	6,8%
20,5 mm	443,78	61017	7,3%
20 mm	448,5	62804	8,5%

Pada tabel 3.3 diatas dapat dilihat bahwa hasil antara *maximum stress* dengan ukuran *meshing* antara 26 mm sampai 20 mm menghasilkan *maximum stress* yang berbeda-beda. Pada ukuran *meshing* 21,5 dan 20 mm sudah menunjukkan nilai *error* di bawah 5%. Sehingga, pemilihan ukuran *meshing* 21,5 mm cukup untuk memprediksi hasil simulasi dengan baik dan sudah cukup halus meshingan di ukuran 21,5 mm, karena pada ukuran *meshing* yang lain nilai *stress error* nya tidak jauh berbeda jadi untuk *meshing* pada penelitian kali ini ukuran *element* yang diambil yaitu 21,5 mm karena untuk mempercepat waktu simulasi dan meringankan saat simulasi dijalankan

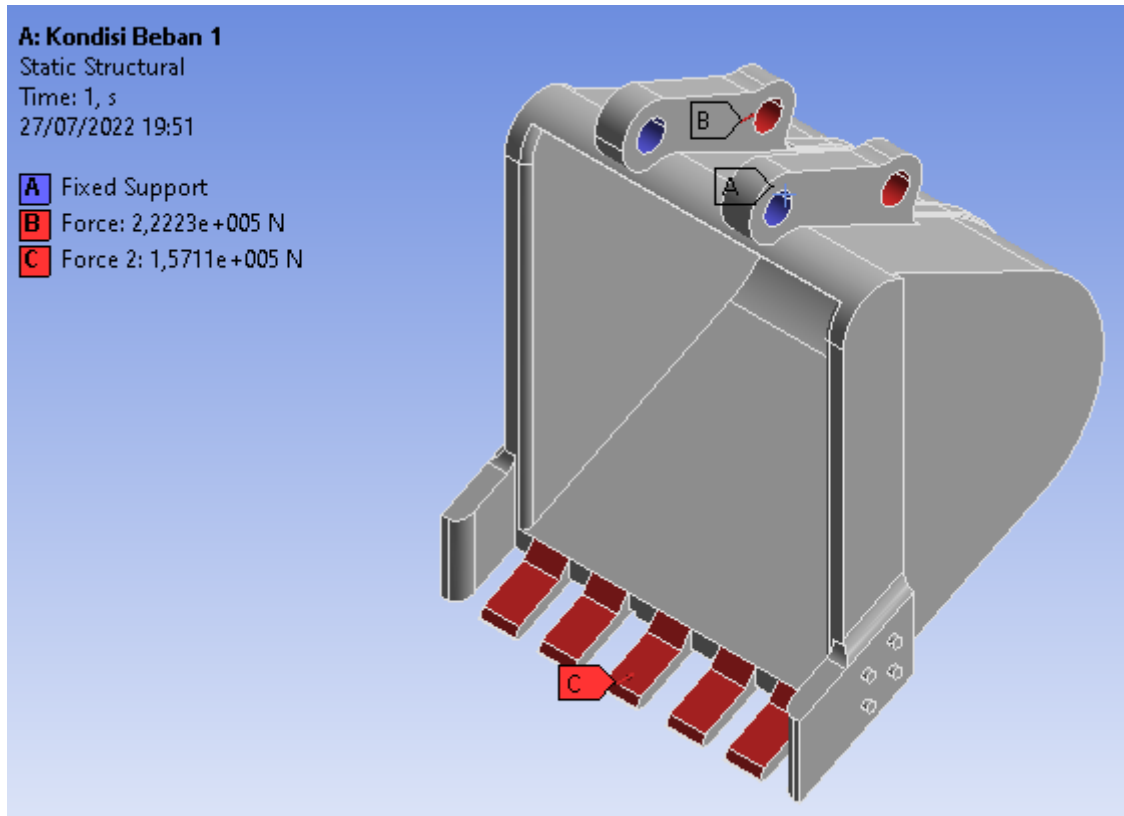


Gambar 3. 17 Grafik Elemen Meshing

3.10 Simulasi

Untuk simulasi kali ini Simulasi pada penelitian kali ini akan dilaksanakan dengan bantuan *software Ansys Workbench 2021R Student*. Setelah memasukkan data material di *Engineering Data*. Kemudian memodelkan dan mendiskritisasi model tersebut. Maka simulasi dilanjutkan dengan memberikan beban yang akan diterima *bucket* ekskavator. Pada proses simulasi tahap ini dapat dibagi pada beberapa tahapan, yaitu penentuan *fix support*, pemberian beban pada model *bucket* ekskavator, dan menentukan *solution* yang ingin didapatkandari hasil simulasi.

Pembebanan yang diberikan pada *bucket* ekskavator adalah beban operasional sesuai katalog spesifikasi ekskavator yang diproyeksi ke point B dari kondisi yang diuji dalam penelitian ini. *Fix Support* yang ditetapkan dalam *bucket* ekskavator ini berupa area yang dimana berada pada bagian pin yang berada pada titik A yang dimana berada pada tempat penghubung antara *bucket* dan *arm* ekskavator (*bucket link*). Dari simulasi ini dipilih *solution* berupa *tegangan Von Misses*, *Total Deformation*, dan *fatigue tool* yang berisi *life*, *damage*, *biaxility indication* dan *fatigue sensitifity* dari keseluruhan yang berada pada simulasi *bucket* ekskavator. Nilai *fatigue life* simulasi akan digunakan untuk validasi dengan nilai *fatigue hand calculation* dalam penelitian ini dengan persamaan *miner's rule*. Letak pembebanan yang diberikan pada *bucket* ekskavator dan *fixsupport* area ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



Gambar 3. 18 (A) Posisi Fix support dan (B-G) Letak Pembebanan pada 3D bucket

Kemudian setelah menentukan *fix support* dan posisi pembebanan selanjutnya dilakukan simulasi dengan beberapa *tools* diantaranya *equivalent stress (von misses)*, *total deformation*, *convergence*, *fatigue life*, *damage*, *safety factor* dan *biaxility indication*. Beberapa *tools* diatas termasuk bagian dari simulasi *fatigue* yang dilakukan dengan bantuan *software Ansys workbench 2021R*. Beberapa *tools* diatas dipilih karena dapat mempresentasikan kekuatan dan memperlihatkan deformasi yang terjadi pada *bucket* ekskavator yang terjadi di setiap kondisi yang diuji dalam penelitian ini. Dari simulasi tersebut akan didapatkan nilai jumlah siklus umur untuk masing-masing kondisi pembebanan pada *bucket* ekskavator, analisa simulasi ini akan dibahas pada bab empat pada penelitian ini

3.11 Perhitungan Umur Bucket akibat Pembebanan di masing-masing Kondisi

Perhitungan umur *bucket* ekskavator akan dilaksanakan setelah didapatkan nilai jumlah siklus batas untuk masing-masing kondisi pembebanan dari hasil simulasi (N_i). Perhitungan umur tersebut akan menggunakan persamaan *Miner's Rule* yang telah dikembangkan. Nilai N_i akan dibandingkan dengan nilai n_i yang merupakan jumlah siklus aktual, atau jumlah berapa kali terjadinya suatu kondisi pembebanan dalam 1 siklus kumulatif yang telah ditentukan. Maka dapat ditemukan nilai N , yaitu nilai berapa kali siklus aman untuk terjadi, atau dengan kata lain merupakan umur *bucket*, dengan asumsi

nilai D=1. Berikut adalah persamaan yang akan digunakan :

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = N \left[\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} \right]$$

Dengan keterangan sebagai berikut :

Tabel 3. 4 Tabel Keterangan Kondisi Dan Siklus

	Keterangan Proses	Siklus Terjadi
n1	Proses aktual Menggali urugan Tanah	33
n2	Proses aktual Mengangkat Urugan Tanah	33
n3	Proses aktual Berputar dengan bucket terisi urugan Tanah	33
n4	Proses aktual Membuang Urugan Tanah	33
N1	Proses Menggali urugan Tanah sudah diinput gaya hidraulik	Didapat Dari Hasil Simulasi
N2	Proses Mengangkat Urugan Tanah sudah diinput gaya hidraulik	Didapat Dari Hasil Simulasi
N3	Proses Berputar 360° dengan bucket terisi urugan Tanah sudah diinput gaya torsi dari swing motor	Didapat Dari Hasil Simulasi
N4	Proses Membuang Urugan Tanah sudah diinput gaya hidraulik	Didapat Dari Hasil Simulasi

Setelah diketahui seluruh nilai yang diperlukan untuk memenuhi persamaan *Miner's Rule* di atas, maka dapat ditentukan nilai N yang merupakan jumlah siklus dari siklus pengulangan yang dengan kata lain merupakan umur *fatigue* dari *bucket* ekskavator type PC 200.

BAB IV

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Penelitian

Dari simulasi yang telah dilakukan dengan software Ansys didapatkan hasil berupa tegangan ekuivalen (von-mises) dan perkiraan *fatigue life*. Berikut adalah hasil tegangan ekuivalen dan perkiraan *fatigue life* tersebut.

4.1.1 Hasil Tegangan Ekuivalen

Tegangan yang terjadi akibat masing-masing pembebanan memiliki nilai yang berbeda, beda. Berikut adalah nilai tabel nilai tegangan maksimal yang terjadi pada masing-masing kondisi pembebanan.

Tabel 4. 1 Tabel Tegangan Ekuivalen dari masing-masing kondisi

<i>Kondisi</i>	<i>Max. Eq Stress (Mpa)</i>	<i>Safety Factor Fatigue</i>
Menggali	441,73	0,34331
Mengangkat	44,326	4,5136
Berputar	503,56	0,32244
Membuang	33,599	3,4212

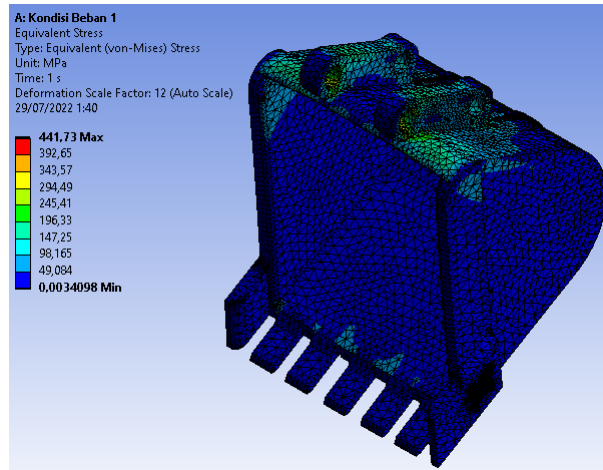
Dari perhitungan fatigue teori god man pada lampiran 1 didapat hasil *safety factor*, *fatigue criteria* dan *static criteria* pada setiap kondisi yang akan di tampilkan pada tabel dibawah ini :

Tabel 4. 2 Tabel Hasil Perhitungan Statik Teori God man

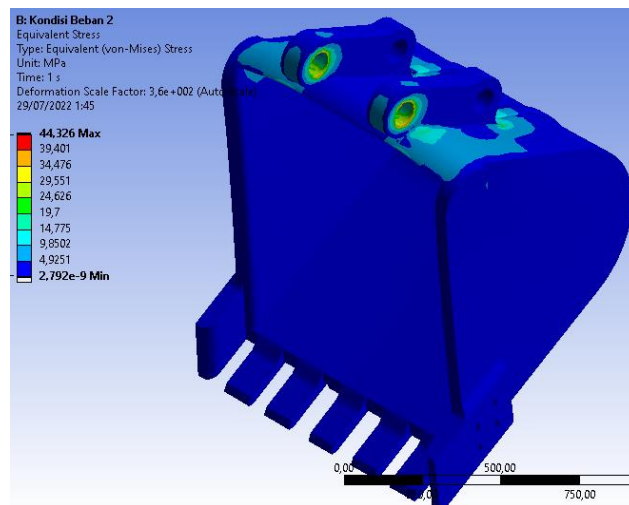
Kondisi Operasi	Safety Factor	Fatigue Criteria	Static Criteria	Safety
Menggali	0,90	1,14	1,04	Tidak Aman
Mengangkat	10,8	0,077	0,07031	Aman
Berputar	0,95	1,2	1,14	Tidak Aman
Membuang	14,3	0,05795	0,05283	Aman

Dari tabel 4.2 diatas menjelaskan hasil perhitungan statik yang menghasilkan safety factor pada setiap kondisi. Pada kondisi menggali dan berputar material yang digunakan tidak aman pada kondisi tersebut sedangkan untuk kondisi mengangkat dan membuang material masih kuat menahan pembebanan pada kondisi tersebut.

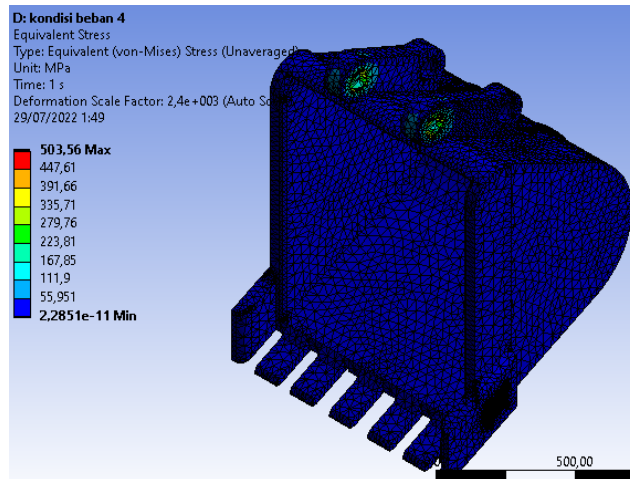
Berikut adalah gambar distribusi tegangan beban statik yang dihasilkan oleh software. Dalam distribusi tegangan tersebut dapat ditentukan dimana titik yang mengalami tegangan paling tinggi, sehingga menjadi titik kritis yang perlu diperhatikan umurnya. Pada gambar ini dipilih dengan *setting* pembesaran deformasi sebesar 1x, atau sesuai dengan skala aslinya.



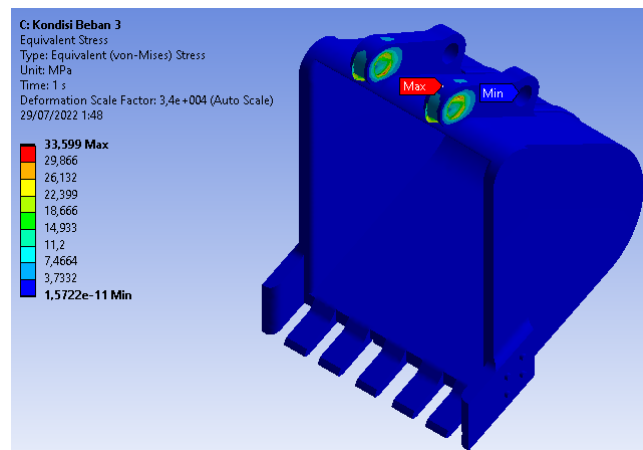
Gambar 4. 1 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Saat Kondisi Menggali



Gambar 4. 2 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Saat Kondisi Mengangkat



Gambar 4. 3 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Saat Kondisi Berputar



Gambar 4. 4 Hasil Distrisubsi Tegangan akibat Beban Saat Kondisi Membuang

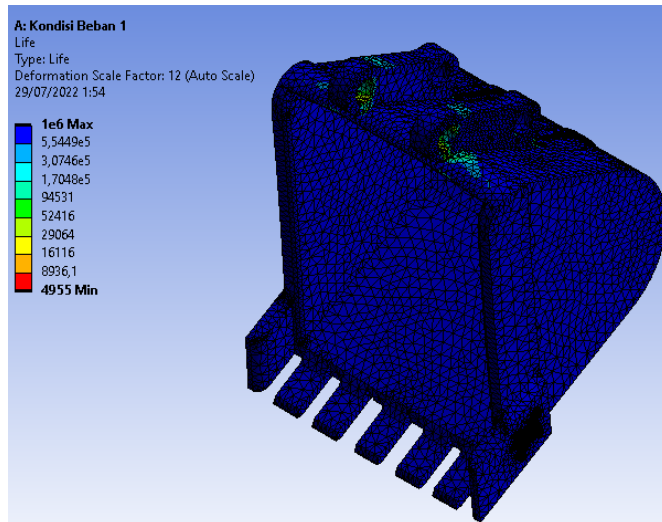
4.1.2 Hasil Fatigue Life

Berikut adalah nilai tabel nilai *fatigue life* yang terjadi pada masing-masing kondisi pembebanan dalam satuan cycle.

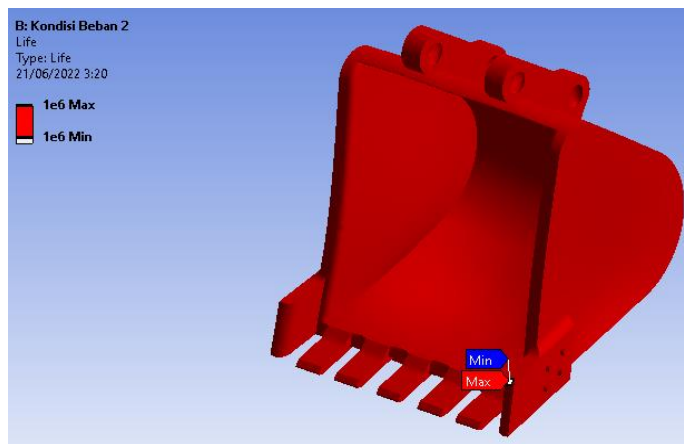
Tabel 4. 3 *Fatigue life cycle* pada masing-masing kondisi

<i>Kondisi</i>	<i>Max. Alt Eq Stress (Mpa)</i>	<i>Fatigue Life Cycle</i>
Menggali	340,1	4955
Mengangkat	22,971	1.000.000
Berputar	375,21	3613,5
Membuang	17,26	1.000.000

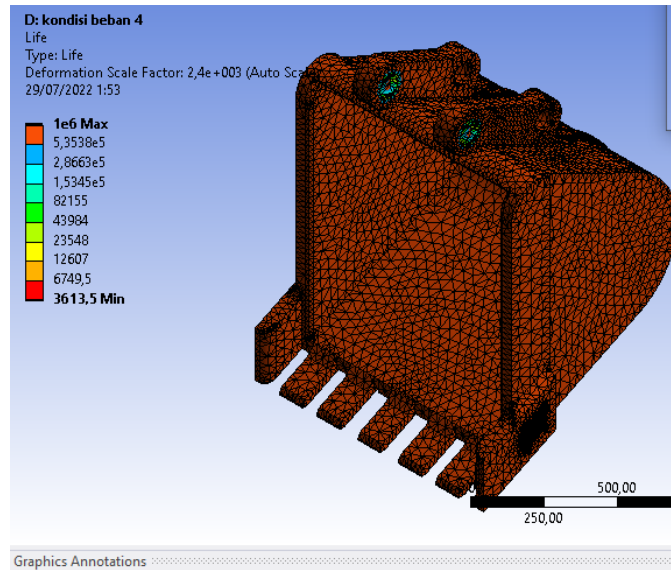
Berikut adalah gambar distribusi umur *fatigue life* yang didapatkan dari hasil simulasi:



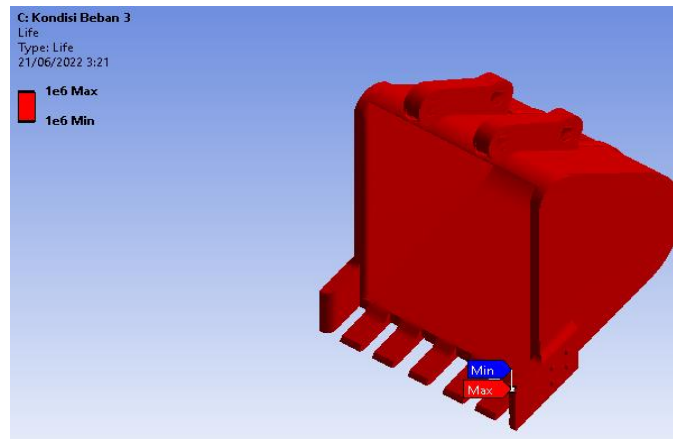
Gambar 4. 5 Hasil Distribusi Fatigue Life akibat Beban Saat Kondisi Menggali



Gambar 4. 6 Hasil Distribusi Fatigue Life akibat Beban Saat Kondisi Mengangkat



Gambar 4. 7 Hasil Distribusi Fatigue Life akibat Beban Saat Kondisi Berputar



Gambar 4. 8 Hasil Distribusi Fatigue Life akibat Beban Saat Kondisi Membuang

4.2 Pembahasan Simulasi

4.2.1 Pembahasan Tegangan Ekuivalen

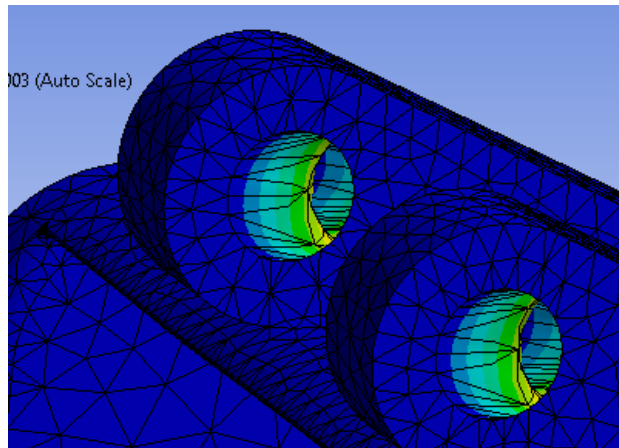
Tegangan ekuivalen yang terjadi pada material menurut hasil analisis memiliki nilai maksimal yang berbeda-beda. Nilai tegangan ekuivalen ini bergantung terhadap seberapa besar beban yang terjadi pada *bucket* ekskavator. Nilai tegangan itu sendiri juga tergantung kepada nilai pembebanan yang terjadi pada *bucket* ekskavator. Semakin besar nilai pembebanan pada *bucket*, maka tegangan yang terjadi pada *bucket* ekskavator akan semakin besar pula. Hal tersebut sesuai dengan hasil simulasi. Berikut dapat dilihat tabel perbandingan nilai pembebanan *bucket* dan hasil tegangan pada *bucket* yang terjadi pada *bucket* ekskavator.

Tabel 4. 4 Nilai Gaya F11 dan Max. Eq Stress pada masing-masing kondisi

Kondisi	Gaya F11 (N)	Max. Eq Stress (Mpa)
Menggali	84188,44 & 414722,714	441,73
Mengangkat	830142,98	44,326
Berputar	2311440,57	503,56
Membuang	588693,38	33,599

Dari tabel 4.4 di atas dapat dilihat bahwa tegangan maksimal yang paling besar terjadi pada kondisi menggali dan berputar yaitu sebesar 441,73 Mpa dan 503,56 Mpa. Pada saat kondisi tersebut pula, pembebanan vertikal pada bucket juga terjadi karena gaya yang dihasilkan juga cukup besar yaitu sebesar 222232,74 N dan 8240535,75 N. Dari kedua kondisi tersebut yang memiliki tegangan cukup tinggi menyebabkan deformasi yang paling besar terjadi pada kondisi menggali sebesar 9,9661 mm. Maka sudah seharusnya bahwa tegangan yang terjadi pada *bucket* ekskavator pada saat menggali dan berputar memiliki nilai yang paling besar dibandingkan dengan yang lain. Nilai tegangan paling rendah terjadi di saat kondisi membuang, yaitu sebesar 33,599 Mpa. Hal tersebut sesuai dengan nilai pembebanan vertikal yang terjadi, yang juga memiliki nilai paling kecil dibanding saat kondisi lain. Hal ini menunjukkan bahwa jika dilihat dari nilai tegangannya, maka hasil sudah sesuai dengan yang seharusnya terjadi.

Letak di mana tegangan dengan nilai maksimal terjadi pada masing-masing pembebanan menunjukkan hasil yang dapat dikatakan sama untuk masing-masing pembebanan. Dari keempat kondisi menunjukkan bahwa titik terjadi tegangan maksimal terjadi pada daerah *bucket link* yang menempel pada *body bucket*.



Gambar 4. 9 Titik Terjadinya Tegangan Maksimal kondisi Berputar

Konsentrasi tegangan merupakan titik dari sebuah objek di mana tegangan yang terjadi bernilai lebih besar secara signifikan dibandingkan daerah yang lainnya yang disebabkan oleh ketidak reguleran geometri sebuah objek, misal karena adanya lubang, atau perubahan luasan secara tiba-tiba. Pada bagian end wall bucket dan *bucket link* yang menempel pada *body* atas *bucket*, terdapat ketidak rataan permukaan dan lubang *pin bucket* menunjukkan bahwa terjadi koneksi antara *bucket link* dengan *arm* yang dihubungkan *pin bucket*. Oleh karena itu, maka terdapat perubahan luasan secara tiba-tiba, di mana luasan awal adalah luasan normal lubang *bucket link* dan tiba-tiba berubah menjadi lebih besar. Hal itu menunjukkan bahwa dilihat dari letak di mana tegangan dengan nilai maksimal terjadi, hasil simulasi telah sesuai dengan yang seharusnya terjadi.

4.2.2 Pembahasan Hasil Fatigue

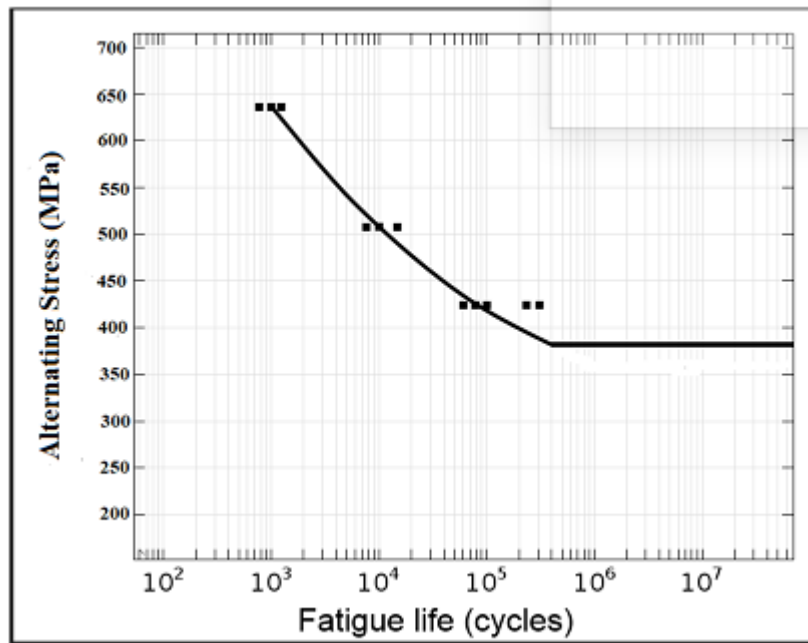
Fatigue Life adalah estimasi umur yang didapatkan oleh software dengan mengacu kepada grafik *S-N Curve* yang telah disediakan, sehingga nilai *fatigue life* bergantung kepada nilai tegangan. Nilai *fatigue life* yang didapatkan akibat masing-masing pembebanan memiliki nilai yang berbeda-beda tergantung kepada tegangannya. Jika dilihat dari grafik *S-N Curve* material, nilai siklus umur akan berkurang pada tegangan yang semakin besar. Hal ini dapat dilihat juga pada hasil simulasi. Berikut ini perbandingan tegangan dengan nilai hasil siklus umur:

Tabel 4. 5 Nilai Max.Eq Stress dan Life Cycle pada masing-masing kondisi

<i>Kondisi</i>	<i>Max. Eq Stress (Mpa)</i>	<i>Fatigue Life Cycle</i>
Menggali	441,73	4955
Mengangkat	44,326	1.000.000

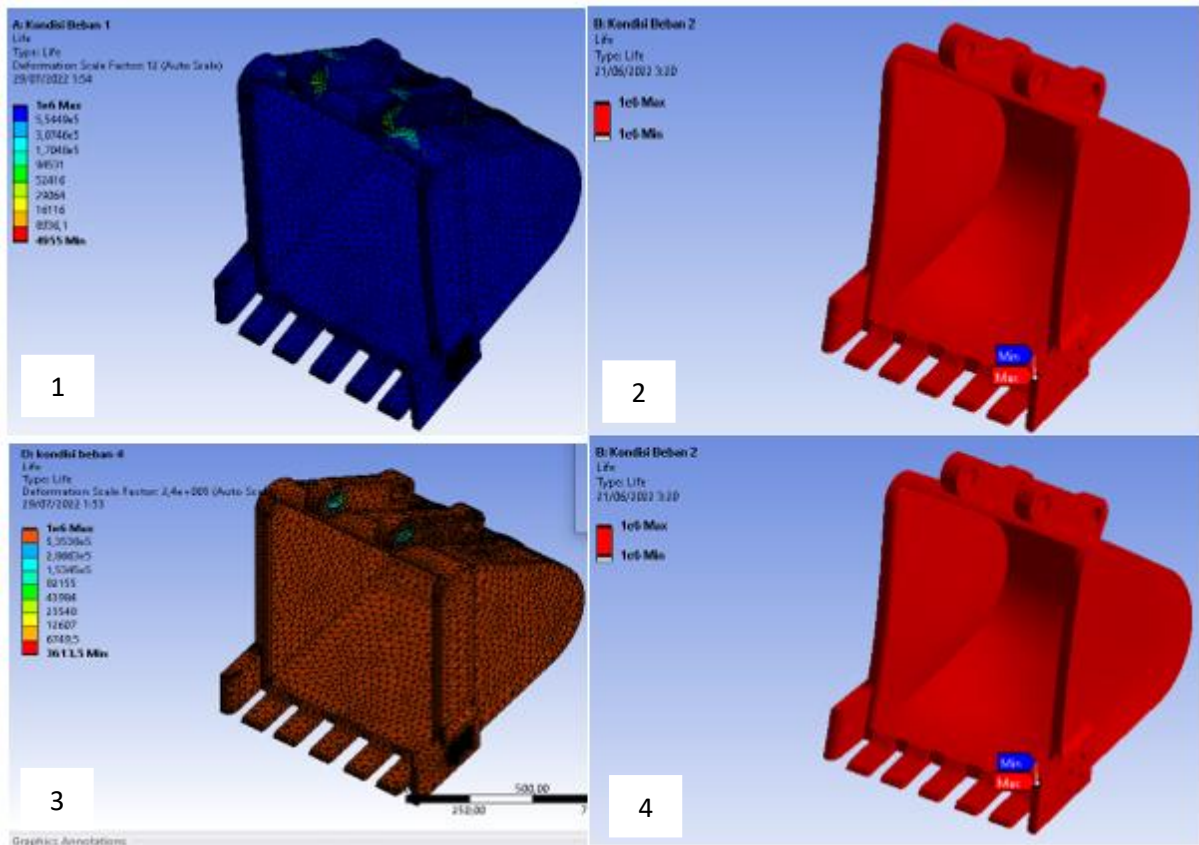
Menggeser	503,56	3613,5
Membuang	33,599	1.000.000

Dari tabel di atas dapat dilihat bahwa *alternating stress* maksimal yang paling besar terjadi pada kondisi berputar yaitu sebesar 375,21 MPa. Pada saat kondisi tersebut pula material memiliki umur yang paling sedikit yaitu hanya 3613,5 siklus. Hal tersebut bila dilihat dari *S-N Curve* material karena tegangan tertingginya sudah mendekati *endurance limit* material yaitu sebesar 390 Mpa maka pada kondisi berputar *bucket* ekskavator mengalami *micro crack* atau ada nya *crack* kecil yang disebabkan oleh pembebanan berulang.



Gambar 4. 10 Grafik S-n Curve Material S460 N Steel

Sedangkan, nilai siklus umur terbesar terjadi bila *bucket* ekskavator saat mengalami kondisi mengangkat dan membuang yaitu sebesar 1.000.000 siklus. Jika melihat *S -N curve* material, nilai tegangan yang terjadi akibat kondisi-kondisi tersebut bernilai sangat kecil sehingga nilai umur yang dihasilkan sudah mencapai batas *endurance limit* material ini. Atau dapat dikatakan saat diberikan pembebanan dalam kondisi-kondisi tersebut secara berulang *bucket* mampu bertahan dalam siklus yang tak terhingga.



Gambar 4. 11 Distribusi Letak Umur Fatigue Material

Distribusi umur *fatigue* pada *bucket* bergantung kepada nilai dan distribusi tegangan. Pada gambar distribusi letak umur fatik tersebut dapat dilihat bahwa umur *fatigue* yang paling kecil adalah yang berwarna merah, sedangkan yang paling besar adalah yang berwarna biru. Pada kondisi mengangkat dan membuang (pada gambar 4.12 nomor 2 dan 4) ditunjukkan hanya terdapat 1 umur *fatigue*. Hal tersebut dikarenakan tegangan di seluruh badan *bucket* bernilai tidak terlalu besar sehingga nilai umur *fatigue* untuk seluruh badannya juga cukup besar dan bisa dibilang *infinite*.

Sedangkan, pada kondisi menggali dan berputar (gambar 4.11 nomor 1 dan 3), terlihat warna yang bervariasi pada bagian lubang *bucket link*. Hal tersebut dikarenakan nilai tegangan yang terdistribusi pada beberapa daerah *bucket link* sudah cukup besar untuk memiliki umur *fatigue* tertentu. Sedangkan umur yang paling kecil tetap sesuai dengan letak tegangan maksimal berada pada bagian endwal kuku *bucket* dan bagian lubang *bucket link* ekskavator yang menempel pada *body atas bucket*.

4.3 Perhitungan Umur Fatigue Bucket Ekskavator

Dari hasil simulasi telah didapatkan umur *fatigue* akibat masing-masing kondisi pembebanan, selanjutnya akan dihitung umur fatigue kumulatif untuk mengetahui berapa siklus umur *fatigue* akibat beban operasional kerja bucket ekskavator yang berupa 1 hari kerja *bucket* ekskavator.

4.3.1 Perhitungan Umur Fatigue Kumulatif

Umur *fatigue* kumulatif adalah umur sebuah komponen yang disebabkan adanya pembebanan dari 1 siklus kumulatif. Siklus kumulatif sendiri memiliki beberapa kondisi pembebanan yang masing-masing juga memiliki jumlah siklus aktual sendiri - sendiri.

Dalam penelitian ini telah ditentukan bahwa umur kumulatif adalah operasi kerja ekskavator dengan memindahkan urugan tanah sebanyak 100 ton dalam waktu operasi kerja yaitu 3,3 jam 1 hari kerja. Terdapat 4 kondisi pembebanan yang akan diakumulasikan menjadi 1 siklus kumulatif ini seperti yang sudah disebutkan sebelumnya yaitu kondisi Menggali, Mengangkat, Menggeser dan Membuang.

Dalam perhitungan umur *fatigue* kumulatif ini digunakan persamaan Miner's Rule yang sudah dikembangkan seperti pada yang disebutkan dalam subbab 3.11, dengan nilai N_i merupakan siklus umur yang didapatkan dari hasil simulasi untuk setiap pembebanan. Untuk kondisi pembebanan menggali, mengangkat, dan membuang nilai umur fatiknya sama yaitu $1e6$ dan untuk kondisi menggeser yang mempunyai umur fatik yang sedikit dan bisa terjadi kerusakan..

Tabel 4. 6 Siklus dan life cycle pada masing-masing kondisi

<i>Kondisi</i>	<i>n_i</i>	<i>N_i</i>
Menggali	33	4955
Mengangkat	33	1.000.000
Berputar	33	3613,5
Membuang	33	1.000.000

Dengan menganggap $D = 1$, berikut adalah perhitungan umur kumulatif akibat *fatigue* dengan menggunakan Miner's Rule:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = N \left[\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \frac{n_4}{N_4} \right]$$

$$1 = N \left[\frac{33}{4955} + \frac{33}{1e6} + \frac{33}{3613,5} + \frac{33}{1e6} \right]$$

$$1 = N [0,015858359]$$

$$N = \frac{1}{0,015858359}$$

$$N = 63,05822689$$

Dari perhitungan yang telah dilakukan, maka didapatkan jumlah siklus umur *bucket link* ekskavator akibat pembebanan siklus dari siklus kumulatif adalah 63,05822689 siklus. Hal tersebut berarti *bucket* akan rusak apabila diberikan 63,05822689 kali atau dengan kata lain *bucket link* harus di berikan perawatan setelah melakukan 63,05822689 kali operasi kerja ekskavator dengan memindahkan urugan tanah 100 ton.

4.3.2 Perhitungan Umur dalam tahun dan waktu

Jumlah siklus umur kumulatif *bucket link* yang telah didapatkan dapat dikonversikan dalam tahun dengan mengasumsikan berapa kali operasi bucket mengangkat beban operasional terjadi dalam 1 tahun .

Dalam penelitian ini akan diasumsikan *bucket* ekskavator bekerja sebanyak 5 kali dalam 7 hari. Yang artinya *bucket* ekskavator akan beroperasi dengan mengangkat beban operasional sebanyak 5 kali operasi kerja dalam seminggu. Jika dalam 1 tahun maka jumlah operasi kerja bucket ekskavator dengan beban dalam 1 tahun adalah sebagai berikut:

$$\frac{365}{5} = 73 \text{ siklus} = 73 \text{ kali kerja dalam 1 tahun}$$

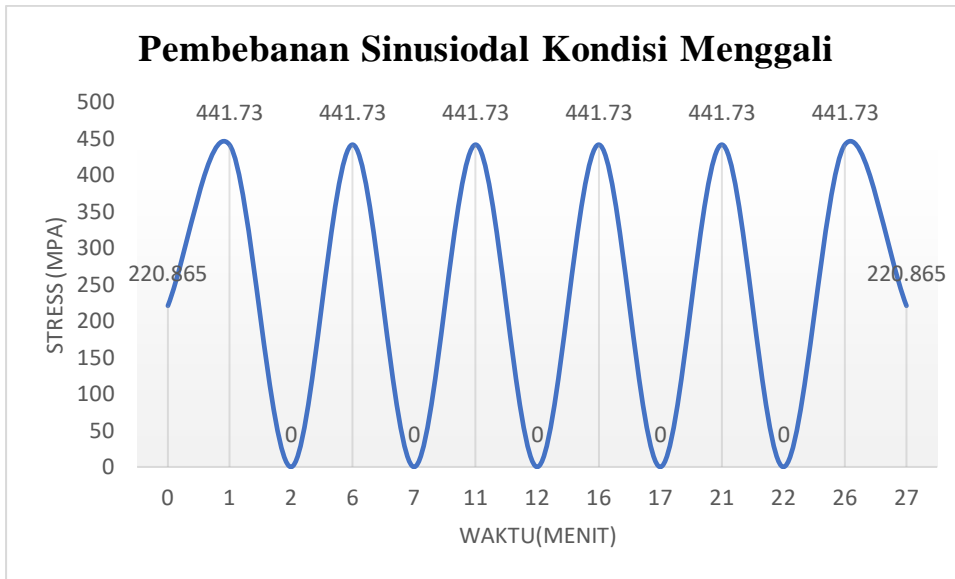
Sehingga umur *fatigue bucket* dapat dihitung dengan membagi umur siklus dengan jumlah siklus aktual dalam 1 tahun, yaitu sebagai berikut:

$$\text{Umur (tahun)} = \frac{63,05822689}{73/\text{tahun}} = 0,86 \text{ atau bisa dikatakan 10 bulan 10 hari}$$

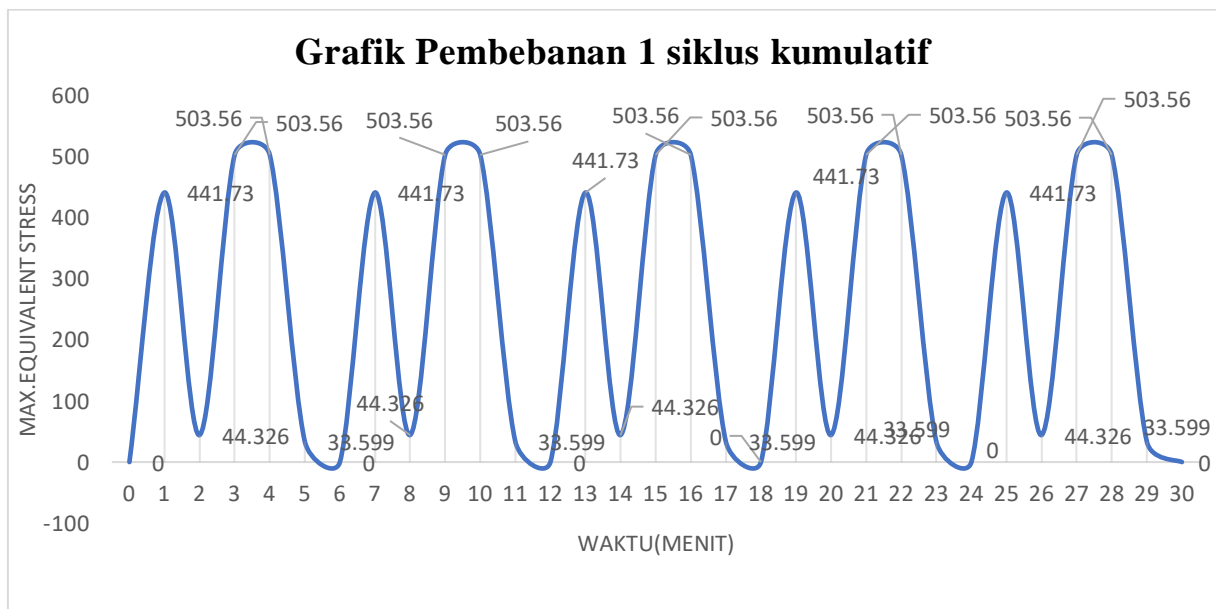
Sehingga didapatkan umur *fatigue bucket* ekskavator adalah 10 bulan 10 hari dengan operasi kerja 5 kali dalam seminggu memindahkan urugan tanah 100 ton. Penelitian ini menggunakan type muatan tanah *hard clay soil* dan material *bucket alloy steel S 460 N steel* dengan jam kerja yaitu 3,3 jam dalam 1 hari.

4.4 Pembahasan Pembebanan Bucket

Dalam penelitian ini, karena beberapa keterbatasan, pembebanan *fatigue* yang digunakan berasal dari meninjau dari pembebanan vertikal yang bersifat statik dan diasumsikan terjadinya secara sinusoidal. Pembebanan tersebut terjadi secara berulang-ulang sehingga dapat dihasilkan grafik pembebanan pada suatu kondisi yang berbentuk gelombang sinusoidal. Grafik pembebanan tersebut yang digunakan dalam penelitian umur *fatigue* ini. Berikut grafik pembebanan berulang pada kondisi menggali :



Gambar 4. 12 Grafik Sinusiodal Pembebanan Kondisi Menggali



Gambar 4. 13 Grafik Pembebanan Kumulatif di Empat Kondisi Operasi

Dari grafik pada gambar 4.14 diatas terlihat bahwa grafik menunjukkan pada titik pembebanan tertinggi ada pada kondisi berputar hal tersebut terlihat nilai gaya yang di terima saat kondisi berputar lebih besar dari tiga kondisi lainnya dan menyebabkan tegangan tertinggi terjadi pada bagian *bucket link*. Grafik diatas merupakan tahap pembebanan berulang kumulatif yang digunakan untuk input pada penelitian kali ini untuk mendapatkan nilai *fatigue* dari *bucket* ekskavator pada saat kondisi operasional.

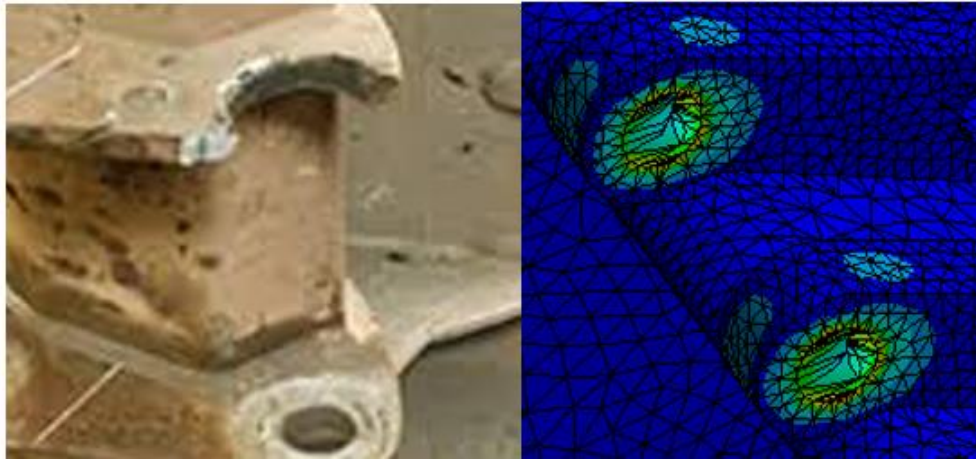
4.5 Pembahasan Hasil Umur Fatigue

Hasil yang didapatkan dari perhitungan dengan menggunakan persamaan miner's rule sebelumnya perlu dilakukan pembahasan, terutama dengan melihat bagaimana kondisi yang terjadi pada bucket ekskavator pada umumnya. Akan dibahas juga yaitu pendapat-pendapat di artikel yang membahas standar umur bucket ekskavator untuk dibandingkan dengan hasil penelitian ini, ada keterbatasan data untuk perbandingan dengan hasil dari penelitian kali ini yaitu data dari artikel berupa pendapat atau pengalaman dari owner yang memiliki ekskavator dan tidak ada data valid yang membahas umur dari bucket ekskavator itu sendiri.

4.5.1 Dibandingkan dengan umur standar bucket secara umum

Beberapa Perusahaan yang bergerak dibidang alat berat belum melakukan pengujian terhadap *bucket* ekskavator. Karena data umur bucket yang sulit didapatkan maka pada hasil penelitian ini akan di bandingkan dengan pendapat atau pernyataan dari perusahaan yang bergerak dibidang alat berat tentang umur dari *bucket* tersebut. Pernyataan dari perusahaan yang bergerak dibidang alat berat mengatakan bahwa rata-rata alat berat harus melakukan perawatan besar-besaran setelah beroperasi selama 9.800 jam apabila tidak di lakukan perawatan rawan terjadi *breakdown* pada ekskavator, pada pernyataan dari perusahaan tersebut bisa disimpulkan bahwa umur dari bucket ekskavator bergantung juga dengan cara perawatannya. Dari pernyataan perusahaan tersebut tidak memberitahu umur *bucket* bisa mencapai 5 tahun kemudian mengalami kerusakan dengan mengangkat beban secara *overload* atau dengan beban operasional, yang bisa disimpulkan dari pernyataan perusahaan tersebut adalah ekskavator akan rusak setelah 9.800 jam kerja dan harus dilakukan perawatan. Dari pernyataan perusahaan tersebut dapat disimpulkan bahwa hasil dari penelitian ini umur *bucket* yang termasuk lebih cepat mengalami crack dan harus mendapatkan perawatan, crack tersebut terjadi akibat kondisi menggali dan berputar yang mengalami pembebanan berulang dan mengalami tegangan yang tinggi dan akhirnya menyebabkan crack pada bucket ekskavator.

Jika dilihat hasil simulasi dalam penelitian ini, dapat diketahui bahwa bagian permukaan bawah *bucket link* dan bagian *endwall* kuku *bucket* mengalami nilai tegangan yang paling besar saat *bucket* dikenai pembebanan dari gaya hidrolik dan gaya geser pada kuku *bucket*. Sehingga berdasarkan hasil penelitian, memang sudah seharusnya titik awal terjadinya kerusakan adalah di area tersebut, dimana nilai tegangan yang terjadi sangat besar dibandingkan pada area yang lain.



Gambar 4. 14 Bagian Lubang Bucket Link yang Mengalami Patah

Dari gambar 4.15 diatas terlihat bahwa kerusakan bucket terjadi di bagian lubang *bucket link* yang mengalami patah yang berawal dari *microcrack* ini diakibatkan karena tegangan yang terjadi di bagian lubang *bucket link* tersebut sangat tinggi. Jadi dapat disimpulkan bahwa kerusakan pada *bucket link* akibat dari pembebanan operasional dapat terjadi di bagian lubang *bucket link* yang terjadi *micro crack* apabila bucket link sudah mengalami *micro crack* dan tidak adanya perawatan hal tersebut akan menyebabkan *bucket link* patah seperti gambar 4.15 tersebut.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan ada beberapa kesimpulan yang bisa diambil yaitu sebagai berikut:

1. Didapatkan *equivalent stress* terbesar ada pada saat kondisi berputar yaitu sebesar 503,56 Mpa dan *equivalent stress* terkecil ada pada saat kondisi membuang yaitu sebesar 33,599 Mpa.
2. Dengan siklus kumulatif yaitu berupa 3,3 jam kerja operasional ekskavator setiap hari, selama 5 kali kerja dalam seminggu. Umur *bucket link* pada bucket ekskavator dengan 4 kondisi pembebanan (menggali, mengangkat, membuang dan berputar) menghasilkan 63,05822689 siklus kumulatif atau 10 bulan operasi operasi kerja ekskavator dan bisa dikatakan *bucket link* akan mengalami *microcrack* setelah 63,05822689 siklus.

5.2 Saran

Setelah dilakukannya penelitian ini didapatkan saran yang perlu diperhatikan untuk penelitian yang akan dilakukan selanjutnya, yaitu sebagai berikut:

1. Untuk penelitian umur *fatigue* selanjutnya, khususnya pada material *bucket* ekskavator, diperlukan pengamatan terhadap properties material bucket itu sendiri. Hal ini perlu diperlukan untuk mendapatkan material yang lebih baik untuk bucket ekskavator agar umur dari bucket ekskavator bisa lebih baik dari hasil penelitian ini.
2. Untuk penelitian selanjutnya apabila ingin membahas *fatigue life* lagi disarankan untuk berfokus pada komponen-komponen yang kemungkinan besar sering mengalami kerusakan karena hasil dari penelitian tersebut bisa berguna bagi beberapa orang atau perusahaan yang menggunakan alat tersebut.
3. Untuk penelitian selanjutnya disarankan untuk membahas tentang umur dari *pin bucket* karena pada pin bucket tersebut terjadi tegangan yang cukup besar dan bisa dilakukan analisa umur lelah pada *pin bucket* ekskavator tersebut.
4. Diperlukan perhitungan beban vertikal pada masing-masing kondisi pembebanan untuk mengetahui gaya hidraulik dan gaya reaksi yang terjadi pada *bucket* ekskavator sebagai input simulasi *fatigue*.

DAFTAR PUSTAKA

- Aziz, Muhammad Thoriq., 2019. "*Analisis Kegagalan Bucket Ekskavator Akibat Pembebanan Operasi*". Fakultas Teknologi Industri, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Antonius Yustriyanto., 2019. "*Kajian tentang kemampuan excavator caterpillar 320d dan estimasi waktu kerja untuk menggali tanah jenis gravel serta kajian tentang sirkit hidroliknya*".
- Ashutosh Tiwari., 2020. "*Fatigue Analysis and Design Optimization of Excavator Bucket Using FEA*". Student, School of Mechanical Engineering, Galgotias University,
- Bhavikatti, S. S., 2005. "*Finite Element Analysis*". New Delhi: New Age International (P) Ltd.
- Cat, Thompson.,2021 "*Average Lifespan Of Common Construction Equipment*". Article at : <https://thompsontractor.com/blog/average-lifespan-of-common-construction-equipment/>
- Cendy, Margaretha., 2019. "*Analisis Kegagalan excavator arm pada kondisi hard clay soil*". Fakultas Teknologi Industri, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Cook, R. D., 1995. "*Finite Element Modeling for Stress Analysis*". Madison: John Wiley & Sons.
- CV. Manunggal Jaya Abadi, 2010. "*Bagian-Bagian Ekskavator*". [Online] Available at: <http://www.manunggaljayaabadi.co.id/bagian-bagian-ekskavator.html>
- Fariza, Muhammad Naufal., 2021. "*Analisa umur fatigue rubber spring pada draft gear lokomotif kereta api CC300*". Fakultas Teknologi Industri, Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Komatsu PC200-8M1: "*The Real Construction Worker Tangguh untuk Pekerjaan Material-Handling*". [Online] Available at: <https://products.unitedtractors.com/id/berita/united-tractors-pc200-8m1-the-real-construction-worker/>
- McKyes, E., 1985. "*Developments in Agricultural Engineering 7 "Soil Cutting and Tillage"*". Amsterdam : Elsevier Science Publishers.
- Z.A Fikri, Budi Rahmawati, Ninik Paryati, "*Analisis kapasitas produksi excavator pada proyek perumahan pertamina cibubur*". Fakultas Teknik Industri Universitas Islam Yogyakarta

LAMPIRAN

Lampiran 1 Perhitungan Teori God man Zero To Maximum

- Kondisi Menggali

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \text{tegangan rata - rata} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{441,73 + 0}{2} \\ &= 220,865 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_f &= \text{rentang tegangan} = \sigma_{max} + \sigma_{min} \\ &= 441,73 + 0 \\ &= 220,865 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \text{tegangan amplitudo} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{441,73 + 0}{2} \\ &= 220,865 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R &= \text{Rasio tegangan} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \\ &= \frac{0}{441,73} \\ &= 0 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A &= \text{Rasio amplitude} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \\ &= \frac{220,865}{220,865} \\ &= 1 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}N_f &= \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \\ &= \frac{1}{\frac{220,865}{390} + \frac{220,865}{630}} \\ &= \frac{1}{0,916899877} \\ &= 0,90\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Fatigue kriteria} &= \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} \\ &= \frac{340,1}{390} + \frac{170,05}{630} \\ &= 1,14\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Static Kriteria} &= \frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} \\ &= \frac{340,1}{490} + \frac{170,05}{490} \\ &= 1,04\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Load line } r &= \frac{S_a}{S_m} \\ &= \frac{340,1}{170,05} \\ &= 2\end{aligned}$$

- Kondisi Mengangkat

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \text{tegangan rata - rata} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{44,326 + 0}{2} \\ &= 22,163 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_f &= \text{rentang tegangan} = \sigma_{max} + \sigma_{min} \\ &= 44,326 + 0 \\ &= 22,163 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \text{tegangan amplitudo} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{44,326 - 0}{2} \\ &= 22,163 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R &= \text{Rasio tegangan} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \\ &= \frac{0}{44,326} \\ &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A &= \text{Rasio amplitude} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \\ &= \frac{22,163}{22,163} \\ &= 1 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}N_f &= \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \\ &= \frac{1}{\frac{22,163}{390} + \frac{22,163}{630}} \\ &= \frac{1}{0,09200757} \\ &= 10,8\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Fatigue kriteria} &= \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} \\ &= \frac{22,971}{390} + \frac{11,4855}{630} \\ &= 0,077\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Static Kriteria} &= \frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} \\ &= \frac{22,971}{490} + \frac{11,4855}{490} \\ &= 0,07031\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Load line } r &= \frac{S_a}{S_m} \\ &= \frac{22,971}{11,4855} \\ &= 2\end{aligned}$$

- Kondisi Berputar

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \text{tegangan rata - rata} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{503,56 + 0}{2} \\ &= 251,78 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_f &= \text{rentang tegangan} = \sigma_{max} + \sigma_{min} \\ &= 503,56 + 0 \\ &= 251,78 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \text{tegangan amplitudo} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{503,56 - 0}{2} \\ &= 251,78 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R &= \text{Rasio tegangan} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \\ &= \frac{0}{503,56} \\ &= 0 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A &= \text{Rasio amplitude} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \\ &= \frac{251,78}{251,78} \\ &= 1 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}N_f &= \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \\ &= \frac{1}{\frac{251,78}{390} + \frac{251,78}{630}} \\ &= \frac{1}{1,045240537} \\ &= 0,95\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Fatigue kriteria} &= \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \\ &= \frac{375,21}{390} + \frac{187,605}{630} \\ &= 1,2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Static Kriteria} &= \frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} \\ &= \frac{375,21}{490} + \frac{187,605}{490} \\ &= 1,14\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Load line } r &= \frac{S_a}{S_m} \\ &= \frac{375,21}{187,605} \\ &= 2\end{aligned}$$

- Kondisi Membuang

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \text{tegangan rata - rata} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \\ &= \frac{33,599 + 0}{2}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= 16,7995 \text{ Mpa} \\
\sigma_f &= \text{rentang tegangan} = \sigma_{max} + \sigma_{min} \\
&= 33,599 + 0 \\
&= 16,7995 \text{ Mpa} \\
\sigma_a &= \text{tegangan amplitudo} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \\
&= \frac{33,599 - 0}{2} \\
&= 16,7995 \text{ Mpa} \\
R &= \text{Rasio tegangan} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \\
&= \frac{0}{33,599} \\
&= 0 \text{ Mpa} \\
A &= \text{Rasio amplitude} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \\
&= \frac{16,7995}{16,7995} \\
&= 1 \\
N_f &= \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \\
&= \frac{1}{\frac{16,7995}{390} + \frac{16,7995}{630}} \\
&= \frac{1}{0,069741514} \\
&= 14,3 \\
\text{Fatigue kriteria} &= \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} \\
&= \frac{17,26}{390} + \frac{8,63}{630} \\
&= 0,05795 \\
\text{Static Kriteria} &= \frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} \\
&= \frac{17,26}{490} + \frac{8,63}{490} \\
&= 0,05283 \\
\text{Load line } r &= \frac{S_a}{S_m} \\
&= \frac{17,26}{8,63} \\
&= 2
\end{aligned}$$

Lampiran 2

- Silinder Bucket

$$\begin{aligned}
\text{Waktu closing} &= \frac{A(\text{Silinder}) \times S}{4 \times Q_{th}} \\
&= \frac{(\pi \times 0,12^2 \times 1,104) \text{ m}^3}{(4 \times 1,33 \times 10^{-3}) \text{ m}^3/\text{s}}
\end{aligned}$$

$$= 9,39 \text{ detik}$$

$$\begin{aligned} \text{Waktu Opening} &= \frac{A(\text{Silinder}) \times A(\text{Piston}) \times S}{4 \times Q_{th}} \\ &= \frac{(\pi \times (0,12^2 - 0,085^2) \times 1,104) m^3}{(4 \times 1,33 \times 10^{-3}) \frac{m^3}{s}} \\ &= 4,68 \text{ detik} \end{aligned}$$

- Silinder Stick

$$\begin{aligned} \text{Waktu closing} &= \frac{A(\text{Silinder}) \times S}{4 \times Q_{th}} \\ &= \frac{(\pi \times 0,14^2 \times 1,518) m^3}{(4 \times 1,33 \times 10^{-3}) m^3/s} \\ &= 17,57 \text{ detik} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Waktu Opening} &= \frac{A(\text{Silinder}) \times A(\text{Piston}) \times S}{4 \times Q_{th}} \\ &= \frac{(\pi \times (0,12^2 - 0,1^2) \times 1,518) m^3}{(4 \times 1,33 \times 10^{-3}) \frac{m^3}{s}} \\ &= 8,61 \text{ detik} \end{aligned}$$

- Silinder boom

$$\begin{aligned} \text{Waktu Closing} &= \frac{2 \times A(\text{Silinder}) \times S}{4 \times Q_{th}} \\ &= \frac{2 \times (\pi \times 0,14^2 \times 1,26) m^3}{(4 \times 1,33 \times 10^{-3}) m^3/s} \\ &= 21,38 \text{ detik} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Waktu Opening} &= \frac{2 \times A(\text{Silinder}) \times A(\text{Piston}) \times S}{4 \times Q_{th}} \\ &= \frac{2 \times (\pi \times (0,12^2 - 0,085^2) \times 1,26) m^3}{(4 \times 1,33 \times 10^{-3}) \frac{m^3}{s}} \\ &= 10,65 \text{ detik} \end{aligned}$$

- Untuk Swing

$$\begin{aligned} \text{Waktu Berputar } 360^\circ &= \frac{(\pi \times D \times 60) m}{(\pi \times D \times n) m/s} \\ &= \frac{60}{11,5} (\text{sec}) \\ &= 5,22 \text{ detik} = 6 \text{ detik} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas waktu yang dibutuhkan untuk melakukan gerakan penggalan yaitu sebagai berikut :

Bucket cylinder open = 4,68 detik

Stick cylinder close = 17,57 detik

Boom cylinder close = 21,38 detik

Jadi waktu total untuk menggali adalah 43,63 detik = 44 detik

Kemudian waktu yang dibutuhkan untuk melakukan gerakan pengangkatan yaitu sebagai berikut :

Bucket cylinder open = 4,68 detik

Stick cylinder open = 8,61 detik

Boom cylinder open = 10,65 detik

Jadi waktu total untuk pengangkatan adalah 23,94 detik = 24 detik

Selanjutnya Waktu yang dibutuhkan untuk melakukan gerakan pembuangan yaitu sebagai berikut :

Bucket cylinder close = 9,39 detik

Stick cylinder close = 17,57 detik

Boom cylinder open = 10,65 detik

Jadi waktu total untuk pengangkatan adalah 37,61 detik = 38 detik

BIODATA PENULIS



Laporan tugas akhir ini ditulis oleh Adi Darma yang lahir di Tanjung Karang pada tanggal 6 Oktober 1999. Penulis merupakan anak Kelima dari 5 bersaudara dari pasangan Bapak Johan Muhammad dan Alm. Ibu Setyawati. Menempuh pendidikan formal di SD Kristen 03 Terbanggi Besar, SMPN 03 Terbanggi Besar, dan SMAN 2 Bandar Lampung, sebelum akhirnya dapat menempuh pendidikan S1 di Departemen Teknik Mesin, FTIRS, Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2017-2022.

Selama menempuh pendidikan S1 penulis aktif menjadi panitia acara yang dilaksanakan oleh Bem ITS salah satunya penulis menjadi panitia guyub its pada tahun 2019 dan untuk kegiatan diluar kampus penulis juga menjalankan usaha online. Penulis juga telah melaksanakan kerja praktik selama 1 bulan di PT. Pertamina Lubricants Gresik dalam divisi *Maintenace*. Dalam masa kerja praktek, penulis telah melakukan analisis terhadap komponen mesin drum decanting unit yaitu nozzle, analisis nya bertujuan untuk mencegah kerusakan pada nozzle drum decanting unit. Dari ketertarikan penulis terhadap bidang Maintenance suatu mesin, serta pengalaman dan ilmu yang telah penulis dapatkanselama kerja praktek, penulis memutuskan melaksanakan tugas akhir dengan judul “Analisis Umur *Fatigue Bucket Link* Pada Bucket Excavator Saat Kondisi Operasional” ini.