



TUGAS AKHIR - MN 141581

**ANALISIS PENGARUH *CUT OUT* TERHADAP UMUR
KELELAHAN *SLOT DESIGN* KAPAL TANKER**

**Rizky Chandra Ariesta
NRP 041144000016**

**Dosen Pembimbing
Totok Yulianto, S.T., M.T.
Septia Hardy Sujatanti, S.T., M.T.**

**DEPARTEMEN TEKNIK PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**



TUGAS AKHIR - MN 141581

**ANALISIS PENGARUH *CUT OUT* TERHADAP UMUR
KELELAHAN SLOT DESIGN KAPAL TANKER**

**Rizky Chandra Ariesta
NRP 041144000016**

**Dosen Pembimbing
Totok Yulianto, S.T., M.T.
Septia Hardy Sujiatanti, S.T., M.T.**

**DEPARTEMEN TEKNIK PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**



FINAL PROJECT - MN 141581

**ANALYSIS OF CUT OUT INFLUENCE ON FATIGUE LIFE
OF OIL TANKER SHIP SLOT DESIGN**

**Rizky Chandra Ariesta
NRP 041144000016**

**Supervisor(s)
Totok Yulianto, S.T., M.T.
Septia Hardy Sujatanti, S.T., M.T.**

**DEPARTMENT OF NAVAL ARCHITECTURE
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2018**

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS *CUT OUT* TERHADAP UMUR KELELAHAN *SLOT* *DESIGN* KAPAL TANKER

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Keahlian Rekayasa Perkapalan – Konstruksi
Program Sarjana Departemen Teknik Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

RIZKY CHANDRA ARIESTA
NRP 0411144000016

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Dosen Pembimbing II



Septia Hardy Sujatanti, S.T., M.T.
NIP 19840921 201212 2 001

Dosen Pembimbing I



Totok Yulianto, S.T., M.T
NIP 19700731 199512 1 001

Mengetahui,
Kepala Departemen Teknik Perkapalan



Jr. Wasis Dwi Aryawan, M.Sc., Ph.D.
NIP 19640310 198903 1 001

SURABAYA, 12 JULI 2018

LEMBAR REVISI

ANALISIS *CUT OUT* TERHADAP UMUR KELELAHAN *SLOT DESIGN* KAPAL TANKER

TUGAS AKHIR

Telah direvisi sesuai dengan hasil Ujian Tugas Akhir
Tanggal, Juli 2018

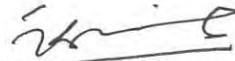
Bidang Keahlian Rekayasa Perkapalan – Konstruksi
Program Sarjana Departemen Teknik Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

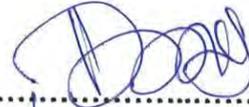
RIZKY CHANDRA ARIESTA
NRP 04111440000016

Disetujui oleh Tim Penguji Ujian Tugas Akhir:

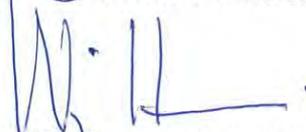
1. Dr. Ir. I Ketut Suastika



2. Dony Setyawan, S.T., M.Eng

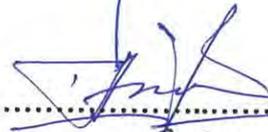


3. Wing Hendroprasetyo Akbar Putra, S.T., M.Eng



Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

1. Totok Yulianto, S.T., M.T.



2. Septia Hardy Sujiantanti, S.T., M.T.



SURABAYA, 11 JULI 2018

*Dipersembahkan kepada kedua Orang Tua,
atas segala dukungan dan doanya.*

*Terimakasih untuk Bapak dan Ibu yang telah mendidiku dan
Anakmu menyelesaikan satu jenjangnya,*

Usaha, doa, kerja keras, dan serahkan semua hasil kembali ke pada-Nya,

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa karena atas karunianya Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik.

Pada kesempatan ini Penulis juga ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang membantu penyelesaian Tugas Akhir ini, yaitu:

1. Bapak Totok Yulianto, S.T., M.T. dan Ibu Septia Hardy Sujiatanti, S.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing atas bimbingan dan motivasinya selama pengerjaan dan penyusunan Tugas Akhir ini;
2. Bapak, Ibuk, Mbak Mas, Ponakan, Mamak, Mbah Kuseri, Om dan Tante yang selalu memberikan dukungan dan doa sehingga menjadikan saya selalu semangat dan semakin giat untuk dapat menyelesaikan tugas akhir ini;
3. Bapak Totok Yulianto, S.T., M.T. selaku Kepala Laboratorium Konstruksi Kapal Departemen Teknik Perkapalan FTK ITS atas bantuannya selama pengerjaan Tugas Akhir ini dan atas izin pemakaian fasilitas laboratorium;
4. Bapak Hasanudin, S.T., M.T selaku Kepala Laboratorium Desain Kapal Departemen Teknik Perkapalan FTK ITS atas bantuannya selama pengerjaan penelitian ini dan atas izin pemakaian fasilitas laboratorium;
5. Bapak Dedi Budi Purwanto, S.T., M.T., selaku Dosen Wali dan Kepala Departemen Teknik Perkapalan yang telah memberikan dukungan secara moril;
6. Mbak Hutami Putri Puspitasari yang sudah membantu, menyemangati, dan memberi motivasi dalam menyelesaikan tugas akhir ini;
7. Nova, Rifqi, Haidar, Yoyok, Dhika, Alif, Reza, Nuku, Uun, Adam, Tom, Hilda, Robert, dan Al sebagai teman seperjuangan dalam mengerjakan tugas akhir ini yang selalu memberikan bantuan dan wejangan;
8. Teman – teman seangkatan P54-Deadrise dan adek- adek tingkat Departemen Teknik Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya yang tidak bisa penulis sebut satu per satu yang sudah membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir;
9. Semua pihak yang telah membantu penulis, yang tidak bisa saya untuk disebutkan satu persatu;

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, sehingga kritik dan saran yang bersifat membangun sangat diharapkan. Akhir kata semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi banyak pihak.

Surabaya, 10 Juni 2018

Rizky Chandra Ariesta

ANALISIS PENGARUH CUT OUT TERHADAP UMUR KELELAHAN SLOT DESIGN KAPAL TANKER

Nama Mahasiswa : Rizky Chandra Ariesta
NRP : 0411144000016
Departemen / Fakultas : Teknik Perkapalan / Teknologi Kelautan
Dosen Pembimbing : 1. Totok Yulianto, S.T., M.T.
2. Septia Hardy Sujiatanti, S.T., M.T.

ABSTRAK

Kerusakan lambung kebanyakan terjadi pada kecelakaan kapal. Penyebab kecelakaan tersebut salah satunya adalah kelelahan struktur lambung sisi kapal. Penyusun struktur lambung sisi terdiri dari struktur detail yang sering mengalami kegagalan akibat beban tekan gelombang. Pada penelitian ini, beban yang diberikan adalah beban dinamik gelombang dan beban dinamik internal tangki. Pressure yang mengenai struktur menghasilkan tegangan yang digunakan untuk mengevaluasi kekuatan dan menentukan umur kelelahan struktur. Dalam penelitian ini dilakukan pemodelan desain slot dengan bentuk 3 variasi cut out. Pemodelan dilakukan menggunakan software Finite Element Analysis dengan beban pressure yang menyesuaikan letak dari model. Variasi yang dilakukan adalah model bentuk dari masing-masing cut out. Berdasarkan variasi tersebut didapatkan beberapa hasil yang dibandingkan untuk mengevaluasi kekuatan dan memperkirakan umur kelelahan. Untuk mengevaluasi kekuatan digunakan CSR dengan nilai tegangan izin 0.72, sedangkan untuk perhitungan umur menggunakan dua pendekatan yaitu Kurva S-N dan Mekanika Kepecahan Berdasarkan hasil analisis dari software FEA, didapatkan hasil tegangan von Mises dari variasi 1 sebesar 40,18 Mpa dengan nilai yield utilisation factor sebesar 0,23; variasi 2 menghasilkan tegangan von Mises sebesar 42,4 dengan faktor keamanan sebesar 0,25 dan variasi 3 menghasilkan tegangan sebesar 51,26 MPa dengan faktor keamanan sebesar 0,3. Ketiga variasi tersebut memenuhi tegangan izin sebesar 0.72. Perkiraan Umur yang didapat dari 3 model. Perkiraan umur Kurva S-N model 1 sebesar 77 tahun, model 2 sebesar 65 tahun, model 3 sebesar 36 tahun, perkiraan umur berdasarkan mekanika kepecahan model 1 sebesar 9,8 tahun, model 2 sebesar 12,89 tahun dan model 3 sebesar 15,96 tahun.

Kata Kunci: Cut Out, Slot design, tegangan, Beban, Retak, Pressure.

ANALYSIS OF CUT OUT INFLUENCE ON FATIGUE LIFE OF OIL TANKER SHIP SLOT DESIGN

Author : Rizky Chandra Ariesta
ID No. : 0411144000016
Dept. / Faculty : Departement of Naval Architecture/ Marine Technology
Supervisors : 1. Totok Yulianto, S.T., M.T.
2. Septia Hardy Sujiatanti, S.T., M.T.

ABSTRACT

Hull damage mostly occurred caused by crash. One of the causes of the accident is the fatigue of the hull side of the ship. The composition of the side hull structure comprises a detailed structure that often experiences a wave pressure load failure. In this study, the load given is the dynamic load of the wave and load of dynamic tank. The structural pressures generate the stress used to evaluate the strength and determine the fatigue life of the structure. This study involves modeling slot design with 3 variations of cut out form. The modeling is conducted using Finite Element Analysis software by calculating the pressure load that adjusts the location of the model. The model of each cut out created variations. These variations resulted several comparable outcomes to evaluate strength and estimate fatigue life. This study used CSR with allowable stress value of 0.72 to evaluate the strength, while the life calculation used several approaches; that are using S-N curve and Fraction Mechanics. Analysis of FEA software resulted von Mises stress value from variation 1 of 40.18 Mpa with safety factor equal of 0.23; variation 2 resulted in a von Mises stress of 42.4 with a yield utilisation factor of 0.25 and variation 3 resulted in von Mises stress of 51,24 Mpa with safety factor of 0.3 . These three variations meet the allowance stress of 0.72. Estimated life gained from 3 models. Estimated life resulted S-N Curve from variation 1 of 77 years, variation 2 resulted life 65 years, and variation 3 resulted life 36 years. Estimated Life resulted from fracture mechanics from variation 1 of 9.8 years, variation 2 resulted life 12.89 years and variation 3 resulted life 15.96 years.

Keywords: Cut Out, Slot design, Stress, Load, Crack, Pressure.

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	iv
LEMBAR REVISI.....	iv
MAN PERUNTUKAN.....	v
KATA PENGANTAR.....	vi
ABSTRAK	viii
ABSTRACT	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR.....	xii
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL	xiv
Bab I PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang Masalah	1
I.2. Perumusan Masalah.....	2
I.3. Tujuan.....	2
I.4. Batasan Masalah.....	2
I.5. Manfaat.....	2
I.6. Hipotesis.....	2
Bab II STUDI LITERATUR	3
II.1. Dasar Teori	3
II.1.1. <i>Cut Out</i>	3
II.1.2. Beban	4
II.1.2.1. Konsep Pembebanan.....	5
II.1.3. Tegangan	6
II.1.3.1. Jenis-Jenis Tegangan	8
II.1.4. Konsep Metode Elemen Hingga.....	9
II.1.5. Kondisi Batas.....	11
II.1.6. Kekuatan Kelelahan.....	11
II.1.6.1. Lokasi Tinjauan Kelelahan dan Desain Kurva S-N.....	12
II.1.7. Konsep Mekanika Kepecahan	14
II.1.7.1. Umum	14
II.1.7.2. Dasar Terjadinya Retak	14
II.1.7.2.1 Retak Awal	14
II.1.7.2.2 Perambatan Retak	15
II.1.7.2.3 Proses Akhir Terjadinya Retak	16
II.1.7.3. Analisis Retak Diujung.....	16
II.1.7.4. Stress Intensity Factor (SIF)	18
II.1.7.5. Umur Kelelahan	18
II.2. Tinjauan Pustaka	20
II.2.1. <i>Structural Details (Cut Out)</i>	20
II.2.2. Beban	20
II.2.3. Konsep Metode Elemen Hingga.....	21
II.2.4. Crack.....	21

II.2.5. Fatigue	22
Bab III METODOLOGI PENELITIAN	23
III.1. Pendahuluan	23
III.2. Studi Literatur.....	23
III.3. Pengumpulan Data Geladak Kapal.....	23
III.4. Pembebanan.....	25
III.5. Pemodelan <i>Cut Out</i>	27
III.6. Konvergensi Model	34
III.7. Analisis Tegangan	38
III.8. Perhitungan <i>Fatigue</i>	39
III.8.1. Berdasarkan perhitungan <i>Fatigue</i> metode <i>Simplified</i>	39
III.8.2. 1. Penentuan Usia Retak	41
III.9. Bagan Alir	41
Bab IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	45
IV.1. Pendahuluan	45
IV.2. Analisis Tegangan <i>Cut Out</i>	45
IV.1.2. Model <i>Cut Out</i> II	47
IV.1.3. Model <i>Cut Out</i> III.....	48
IV.3. Pembahasan Hasil.....	49
IV.2.1. Pembahasan Tegangan yang terjadi di <i>Cut Out</i>	50
IV.2.2. Analisis Kekuatan	51
IV.2.3. Perhitungan <i>Final Crack</i>	52
IV.2.4. Hasil perhitungan SIF dari masing-masing Model.....	52
IV.2.5 Hasil Perhitungan N siklus masing-masing Model	53
Bab V KESIMPULAN DAN SARAN	57
V.1. Kesimpulan.....	57
V.2. Saran.....	58
DAFTAR PUSTAKA.....	59
BIODATA PENULIS.....	80

DAFTAR GAMBAR

Gambar II. 1. Jenis-jenis <i>Cut Out</i> pada Profile L.....	3
Gambar II. 2. Jenis Pembebanan dengan <i>Constant-Amplitude Loading</i>	5
Gambar II. 3. Jenis Pembebanan dengan <i>Variable-Amplitude Loading</i>	6
Gambar II. 4. Hubungan antara jumlah elemen dan parameter fungsinya.....	7
Gambar II. 5. Kurva S-N untuk sambungan las.....	13
Gambar II. 6. Kurva perambatan Retak.....	16
Gambar II. 7. Mode Deformasi Retak.....	17
Gambar III. 1. Gambar Rencana Umum Tanker 17500 LTDW.....	24
Gambar III. 2. Gambar Penampang Melintang Tanker 17500 LTDW.....	24
Gambar III. 3. Variasi Bentuk <i>Cut Out</i>	25
Gambar III. 4. <i>Create Part</i>	27
Gambar III. 5. Part a Kulit dan Penegar.....	28
Gambar III. 6. Pendefinisian Material.....	28
Gambar III. 7. Produk <i>Assembly</i>	29
Gambar III. 8. Pengaturan <i>Step</i>	30
Gambar III. 9. Pendefinisian daerah retak.....	31
Gambar III. 10. Pengaplikasian Kondisi Batas.....	31
Gambar III. 11. Pemberian ukuran elemen.....	32
Gambar III. 12. Pendefinisian output SIF pada model <i>Crack</i>	33
Gambar III. 13. Pengaturan <i>running</i>	33
Gambar III. 14. Contoh hasil Visualisasi.....	34
Gambar III. 15. 20-node bricks Element.....	35
Gambar III. 16. Konvergensi Model 1.....	36
Gambar III. 17. Konvergensi Model 2.....	37
Gambar III. 18. Grafik Konvergensi Model 3.....	38
Gambar III. 19. Diagram Alir Tugas Akhir.....	43
Gambar IV. 2. Tegangan <i>Von Mises</i> pada Model I.....	45
Gambar IV. 3. Tegangan arah Sumbu Y.....	46
Gambar IV. 4. Tegangan arah Sumbu Z.....	46
Gambar IV. 5. Tegangan <i>Von Mises</i> pada Model II.....	47
Gambar IV. 6. Tegangan arah Sumbu Y.....	47
Gambar IV. 7. Tegangan arah Sumbu Z.....	48
Gambar IV. 8. Tegangan <i>Von Mises</i> pada Model III.....	48
Gambar IV. 9. Tegangan arah Sumbu Y.....	49
Gambar IV. 10. Tegangan arah Sumbu Z.....	49
Gambar IV. 11. Grafik <i>a vs N</i>	53

DAFTAR TABEL

Tabel II. 1. Kondisi Batas	11
Tabel II. 2. Tipe Sambungan	13
Tabel III. 1. Data ukuran utama kapal Tanker	23
Tabel III. 2. Distribusi Beban Tekan Gelombang Luar Maksimum	26
Tabel III. 3. Distribusi Beban Tekan Gelombang Luar Minimum	26
Tabel III. 4. Distribusi Amplitude Beban	26
Tabel III. 5. Distribusi Beban Dinamis Tangki	27
Tabel III. 6. Konvergensi model 1	35
Tabel III. 7. Konvergensi model 2	36
Tabel III. 8. Konvergensi model 3	37
Tabel III. 7. Konvergensi model 3	37
Tabel IV. 1. Hasil Tegangan <i>Von Mises</i>	50
Tabel IV. 2. Hasil Tegangan arah sumbu Y	50
Tabel IV. 3. Hasil Tegangan arah sumbu Z	50
Tabel IV. 4. Hasil Analisis Tegangan	51
Tabel IV. 5. Hasil perhitungan panjang retak gagal	52
Tabel IV. 6. Hasil Perhitungan SIF	52
Tabel IV. 7. Perhitungan K_{eff} dan K_c	53
Tabel IV. 8. Hasil Perhitungan Siklus sampai Final Crack (N)	54
Tabel IV. 9. Hasil Perkiraan Umur berdasarkan mekanika kepecahan	55
Tabel IV. 10. Umur Kelelahan Fatigue Simplified	55

DAFTAR SIMBOL

ρ	= Massa jenis material (kg.m^{-3})
F	= Gaya (N)
ε	= Regangan
E	= Modulus Young
σ	= Tegangan
σ_{VM}	= Tegangan Von Mises
σ_y	= Tegangan luluh
n	= Faktor Keamanan
τ	= Tegangan geser
B_{local}	= lebar pada sarat setempat, tidak dapat kurang dari 0.5B
P_{11}	= $(3f_s + 0.8)C_{wv}$
C_{wv}	= koefisien gelombang
B	= Lebar kapal
T	= Sarat kapal
z	= Kordinat vertikal
f_{prob}	= 0.5 pada kondisi fatigue
f_{nl-P1}	= 1 pada kondisi fatigue
f_1	= $f_{lng} - \frac{f_{lng}}{f_v} f_2 + f_2$
f_2	= Cb jika berada pada 0.2L dan 0.7L dari AP
σ_i	= Tegangan Izin
σ_y	= Tegangan Yield
n	= Faktor Keamanan
N	= Nilai prediksi dari siklus untuk gagal pada tegangan S
K_1	= Nilai konstan berkaitan dengan rata-rata kurva S-N
σ	= Standard deviasi dari log N
$K_{I, II, III}$	= Stress Intensity Factor untuk mode I, II, dan III
σ_x	= Tegangan normal arah sumbu x
σ_y	= Tegangan normal arah sumbu y
σ_z	= Tegangan normal arah sumbu z
τ_{xy}	= Tegangan geser bidang arah x dan arah y
r	= Jarak <i>crack tip</i> dengan node yang ditinjau
θ	= Sudut antara node yang ditinjau dengan sumbu x
m	= Invers slope kurva S-N
K_I	= Stress Intensity Factor
σ	= Nominal Stress
a	= Panjang Retak

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang Masalah

Kekuatan suatu konstruksi memberikan efek besar pada suatu struktur. Efek dari kekuatan adalah kekuatan dari konstruksi yang menentukan umur dari struktur itu sendiri. Pada kapal, struktur merupakan konstruksi yang sangat kompleks. Salah satu bagiannya adalah *cut out* pada slot desain. *Cut out* ini berfungsi untuk penembusan pada penegar dan penumpu. Dalam aplikasinya bentuk dari *cut out slot design* ini memiliki banyak variasi. Berdasarkan variasi tersebut *cut out* mempengaruhi kekuatan dan umur dari *slot* desain.

Kerusakan pada lambung terjadi pada 53% kecelakaan kapal. Rata-rata, setiap kapal armada dunia mengalami kerusakan lambung sekali dalam 10 tahun (Soares, 2009). Kerusakan tersebut salah satunya terjadi pada kegagalan *slot* atau lubang yang terdapat pada struktur kapal. Kegagalan diakibatkan konsentrasi tegangan yang terjadi pada *cut out* yang dapat mengakibatkan pertumbuhan retak awal, karena beban berulang atau beban yang signifikan yang terjadi pada lambung kapal.

Pertumbuhan retak yang terjadi pada lubang dapat menjadi penyebab pecahnya material. Untuk mengetahui pertumbuhan retak tersebut dilakukan pemodelan struktur untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada struktur *cut out*. Analisis pengaruh *cut out* terhadap pertumbuhan retak dilakukan dengan memberikan beban sisi akibat gelombang dan beban dinamis tangki pada daerah lokal yang ditentukan, sehingga didapatkan umur dari daerah tersebut yang dapat dijadikan tempat yang ditinjau saat reparasi kapal dilakukan.

Oleh karena itu untuk mengetahui kekuatan dari pemilihan bentuk dilakukan analisis kekuatan dari bentuk *cut out* yang telah dipilih untuk dianalisis dan dibandingkan dengan bentuk *cut out* sebelumnya. Kemudian dilakukan analisis retak yang terjadi pada *cut out* untuk mengetahui berapa besar pengaruh kekuatan terhadap umur kelelahannya. Hasil dari perhitungan digunakan untuk mendapatkan hasil *cut out* yang memiliki kekuatan dan umur kelelahan paling baik.

I.2. Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka rumusan permasalahan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana memodelkan *cut out* pada *slot design* dengan elemen hingga untuk melakukan analisis kelelahan?
2. Bagaimana kekuatan desain *cut out* pada tiap variasi yang digunakan?
3. Bagaimana menentukan umur dari *slot design* yang dipengaruhi *cut out* dengan analisis kelelahan?

I.3. Tujuan

Atas dasar rumusan masalah diatas, maka tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dapat memodelkan *cut out* pada *slot design* untuk analisis kelelahan
2. Dapat mengetahui kekuatan dari masing-masing desain *cut out* yang ditentukan
3. Dapat memperkirakan umur pada *slot design* kapal

I.4. Batasan Masalah

Penelitian ini diberikan beberapa batasan masalah untuk mengerjakannya sebagai berikut:

1. Pemodelan dilakukan pada lokal area *midship* kapal tanker
2. Pembebanan yang digunakan adalah beban tekan gelombang dengan mengabaikan kondisi beban internal tangki dan *rolling* pada kapal
3. Pada pemodelan ini tidak memperhitungkan pengaruh panas dari proses *cut out*
4. Diberikan 3 variasi desain *cut out* untuk menentukan ketahanan *fatigue*
5. Tegangan yang diambil adalah tegangan yang memiliki *alternating* tertinggi
6. Perhitungan dilakukan dengan bantuan *software Finite Element Analysis*

I.5. Manfaat

Adapun manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Sebagai studi literatur untuk desain analisis kasus desain *slot* pada kapal tanker
2. Sebagai contoh analisis *fatigue* untuk pengerjaan penelitian selanjutnya

I.6. Hipotesis

Hipotesis dari penelitian ini adalah didapatkan pemodelan yang sesuai untuk memperkirakan umur kelelahan dari *cut out*.

BAB II STUDI LITERATUR

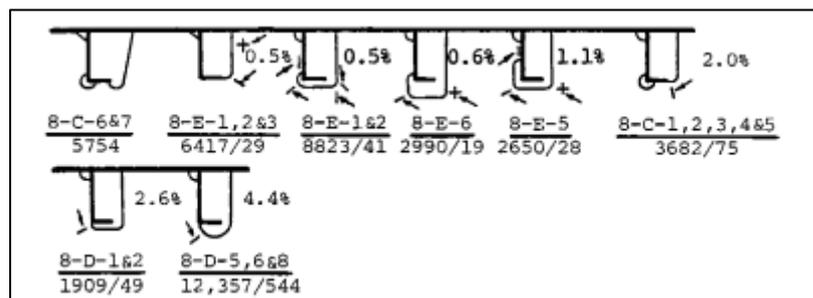
II.1. Dasar Teori

Atas dasar tujuan pada Bab I, maka untuk melakukan analisis dibutuhkan teori-teori yang berhubungan dengan tujuan yang ingin dicapai sehingga terjadi keselarasan antar tujuan, langkah pengerjaan dan hasil. Teori yang digunakan ini merupakan kajian-kajian pustaka yang telah dilaksanakan sebelumnya yang dituliskan pada bab ini dan dijadikan acuan untuk analisis pada bab-bab selanjutnya.

II.1.1. *Cut Out*

Secara umum desain sebuah konstruksi harus dapat menahan beban dan faktor yang menyebabkan kegagalan pada struktur itu sendiri. Pada beban yang cukup, konstruksi sekunder khususnya, pada detail konstruksi dapat dijadikan sederhana dan menghemat produksi tetapi tetap memenuhi persyaratan kekuatan yang disyaratkan. Berdasarkan beberapa desain konstruksi pada penelitian dilakukan evaluasi kekuatan dan umur dari desain *cut out*. *cut out* merupakan struktur pada kapal yang tergolong konstruksi kecil pada kapal atau biasa disebut *intersection structural*. *Cut out* sendiri memiliki peranan penting sebagai penyusun konstruksi.

Cut out adalah bagian konstruksi yang berfungsi untuk menembuskan penegar ke struktur lain atau penumpu, misalnya yang terletak pada sekat tidak kedap selain itu untuk memberikan kekuatan pada *ring* konstruksi yang melingkar pada posisi melintang. *Cut out* terletak pada gading besar. Desain *cut out* disesuaikan dengan bentuk profil yang menembus ke dalamnya. *cut out* memiliki beberapa jenis bentuk untuk profil L sebagai dapat dilihat pada Gambar II. 1.



Sumber : Sipes (1990)

Gambar II. 1. Jenis-jenis *Cut Out* pada Profile L.

Beberapa desain *cut out* memiliki potensi kegagalan yang tinggi. Penyebab dari potensi kegagalan disebabkan dari desain yang buruk, pengelasan, fabrikasi, gelombang yang tinggi, dan permasalahan lain. Oleh karena itu perlu dilakukan evaluasi desain dari *cut out* agar memenuhi persyaratan yang disyaratkan.

II.1.2. Beban

Menurut Santosa (2013), pembebanan yang terjadi pada struktur khususnya pada struktur kapal dapat terjadi karena disebabkan oleh beberapa jenis pembebanan. Jenis-jenis pembebanan ini adalah sebagai berikut:

- **Beban Statis**

Beban statis adalah beban yang tidak berubah besarnya maupun arahnya atau beban yang perubahannya sedikit sekali. Misalnya adalah Gaya tekan air ke atas, berat bagian konstruksi kapal, berat muatan dan barang-barang lain di dalam kapal, reaksi tumpuan pada waktu kapal kandas atau di dok.

- **Beban Quasi Statis**

Beban statis quasi semu adalah beban yang berubah besarnya maupun arahnya secara lambat. Berubah secara lambat berarti perubahannya tersebut terjadi dalam selang waktu yang jauh lebih besar dari waktu getar badan kapal ataupun bagian-bagiannya. Misalnya adalah gaya tekan ombak, gaya-gaya tekan dinamis karena gerakan kapal, gaya inersia = massa kapal dan muatannya x percepatan, gaya tarik tali tunda, gaya dorong baling-baling, dan gaya akibat gerakan muatan cair dalam tangki-tangki.

- **Beban Dinamis**

Beban dinamis adalah beban yang berubah besarnya maupun arahnya dapat berubah secara cepat atau lambat dan tidak dapat diperkirakan. Misalnya adalah beban sesaat karena *slamming*, damparan ombak pada dinding-dinding bangunan atas atau haluan yang melebar, beban berat air yang naik ke geladak dan benturan dengan kapal lain, kapal tunda atau dermaga.

Pada perhitungan penelitian ini digunakan pembebanan quasi statis, jenis beban ini adalah beban tekan yang diakibatkan oleh gelombang dengan mengabaikan sudut *roll*. Maka formula yang digunakan untuk menghitung adalah dari (CSR, 2012) yang persamaannya adalah sebagai berikut:

$$P_1 = 2f_{prob}f_{nl-P1} \left[\left(P_{11} + \frac{135B_{local}}{4(B+75)} - 1.2(T - z) \right) f_1 + \frac{135B_{local}}{4(B+75)} f_2 \right] \quad (II.1)$$

Dimana:

P_1 = *Dynamic Wave Pressure* (MPa)

B_{local} = lebar pada sarat setempat, tidak dapat kurang dari 0.5B (m)

P_{11} = $(3f_s + 0.8)C_{wv}$

C_{wv} = koefisien gelombang

B = Lebar kapal (m)

T = Sarat kapal (m)

z = Koordinat vertikal dari *baseline* (m)

f_{prob} = 0.5 untuk kondisi *fatigue*

f_{nl-P1} = 1 untuk kondisi *fatigue*

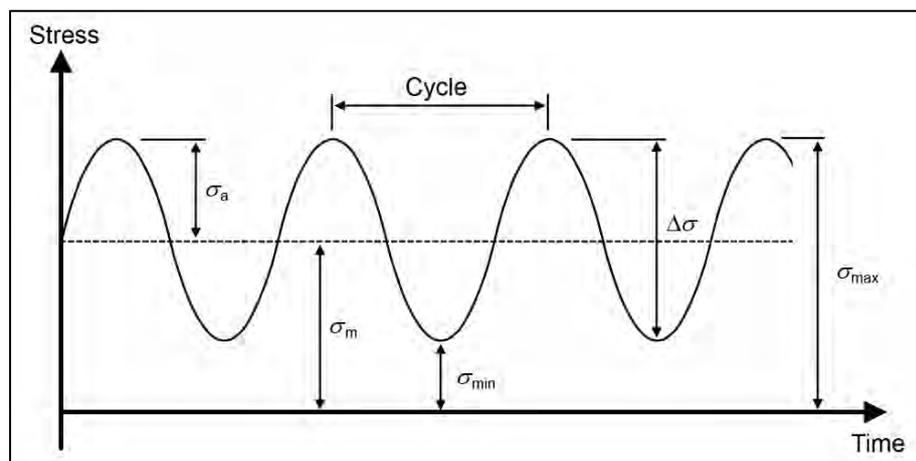
f_1 = $f_{ing} - \frac{f_{ing}}{f_v} f_2 + f_2$

f_2 = Cb jika berada pada 0.2L dan 0.7 dari AP

Beban yang diberikan ke model ditambahkan dengan beban *pressure* dinamis dalam tangki untuk melihat respon yang diberikan dari *cut out*. Perhitungan yang digunakan sesuai pada CSR.

II.1.2.1. Konsep Pembebanan

Menurut Syahroni (2015), secara garis besar pembebanan dapat dibagi menjadi dua bagian yaitu *Constant-Amplitude Loading* dan *Variable Amplitude Loading*. Untuk *Constant-Amplitude Loading* dapat dilihat pada Gambar II. 2.



Sumber : Syahroni (2015)

Gambar II. 2. Jenis Pembebanan dengan *Constant-Amplitude Loading*

Dengan beberapa parameter:

- Parameter utama yang memengaruhi dalam *fatigue* diantaranya adalah *stress range* ($\Delta\sigma$)

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (\text{MPa}) \quad (\text{II.2})$$

$$\Delta\sigma = 2 \cdot \sigma_a \quad (\text{MPa}) \quad (\text{II.3})$$

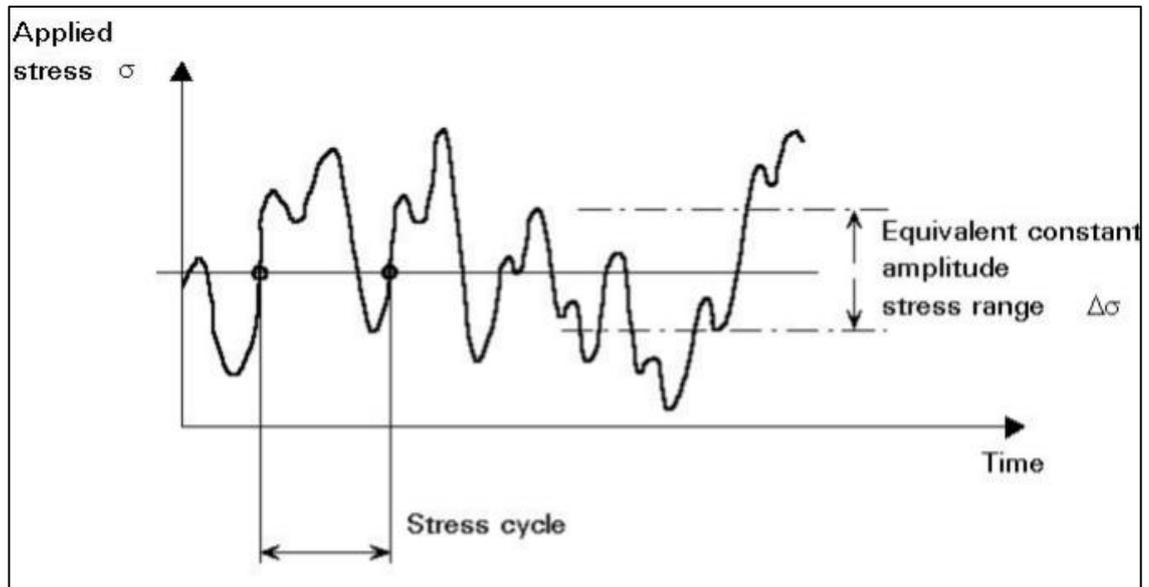
- *Mean Stress* (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} \quad (\text{MPa}) \quad (\text{II.4})$$

- *Stress ratio* (R)

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (\text{Mpa}) \quad (\text{II.5})$$

Pada jenis pembebanan dengan *Variable-Amplitude Loading* berbeda dengan pembebanan yang terjadi pada jenis *Constant-Amplitude Loading* karena pada *Variable-Amplitude Loading* memiliki fungsi yang sangat kompleks, dimana *probabilitas* dari urutan besarnya *stress range* selama interval memiliki waktu sangat kecil. Jenis pembebanan dengan *variable-amplitude loading* tersebut dapat dilihat pada Gambar II. 3.

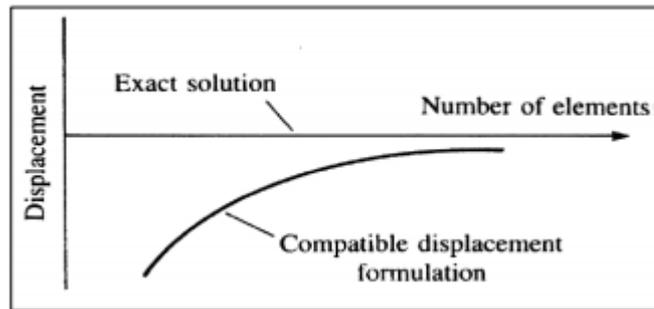


Sumber : Syahroni (2015)

Gambar II. 3. Jenis Pembebanan dengan *Variable-Amplitude Loading*

II.1.3. Tegangan

Tingkat keakurasian pada proses penyelesaian analisis elemen hingga berbanding lurus terhadap bertambahnya jumlah elemen yang digunakan. Namun peningkatan jumlah elemen yang digunakan juga berpengaruh terhadap jumlah waktu dan biaya yang dibutuhkan selama proses analisis. Pada banyak kasus, permasalahan ini diselesaikan melalui proses gradasi terhadap ukuran elemen untuk memperoleh hasil yang lebih mendetail pada area struktur dimana terjadi konsentrasi akibat adanya bukaan potongan tertentu di sekitar beban yang diberikan, hubungan antara jumlah elemen dapat dilihat pada Gambar II. 4.



Sumber : Owen & Joem (2010)

Gambar II. 4. Hubungan antara jumlah elemen dan parameter fungsinya

Banyaknya variasi antara struktur dan beban menyebabkan sulitnya menentukan besar ukuran elemen yang dapat memberikan hasil dengan akurasi terbaik. Penentuan ukuran elemen didasari pada pengalaman yang dilakukan pada analisis yang telah dilakukan sebelumnya.

Fatigue merupakan fenomena yang khas pada struktur (baik struktur pada daratan maupun struktur yang terletak di perairan) terutama yang terbuat dari material baja. *Fatigue* merupakan kombinasi tegangan lokal yang bersifat dinamis (*dynamics stress*), tegangan sisa (*residual stress*), cacat (*defects*), kekasaran permukaan, dan parameter lainnya. Dalam struktur yang dilas, daerah pada lasan merupakan kondisi paling lemah, dimana pada kondisi inilah pertumbuhan retak (*crack growth*) dimulai.

Tegangan lokal yang menyebabkan terjadinya *fatigue* diantaranya *nominal stress*, *hotspot stress*, dan *notch stress*. Pengertian *nominal stress* menurut Syahroni (2015) adalah suatu pendekatan konvensional untuk analisis *fatigue*, dimana tipe *stress* yang terjadi termasuk dalam *beam theory* untuk struktur sederhana, sehingga persamaan *nominal stress* dirumuskan sebagai:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{II.6})$$

Dimana:

σ = nominal stress (MPa)

F = Gaya (N)

A = Luasan/ Area (mm²)

Selain memiliki kelebihan dengan persamaan yang sederhana, namun pendekatan nominal stress memiliki kelemahan utama, yaitu:

- a. Dalam kasus geometri kompleks dan pembebanan kompleks, nominal stress tidak dapat diartikan dengan jelas.

- b. Dalam pembuatan dimensi yang memiliki geometri khusus, pendekatan nominal stress kemungkinan tidak sesuai dengan rincian struktural yang diklasifikasikan.

Berdasarkan beberapa kelemahan di atas, maka cara untuk mengatasi keterbatasan ini yaitu dengan cara pendekatan yang bernama *hotspot stress* (Radaj, 1996).

II.1.3.1. Jenis-Jenis Tegangan

Perkiraan kekuatan kelelahan dari detail struktur membutuhkan penetapan tegangan pada daerah kritis, yaitu daerah dimana retak dimulai. Tergantung dari tingkat kehalusan metode yang digunakan, terdapat beberapa tegangan yang diperhatikan menurut (Joem, 2010).

Faktor keamanan adalah faktor yang menunjukkan tingkat kemampuan suatu bahan teknik menerima beban dari luar, yaitu beban tekan maupun tarik. Gaya yang diperlukan agar terjadi tingkat optimal bahan di dalam menahan beban dari luar sampai akhirnya menjadi pecah disebut dengan beban *ultimate* atau *ultimate load*. Dengan membagi beban *ultimate* ini dengan luas penampang, kita akan memperoleh kekuatan *ultimate* atau *ultimate strength* atau tegangan *ultimate* atau *ultimate stress* dari suatu bahan (Popov, 1978).

Untuk desain bagian-bagian struktur tingkat tegangan disebut tegangan izin (*allowable stress*) dibuat benar-benar lebih rendah daripada kekuatan *ultimate* yang diperoleh dari pengujian statis. Hal ini penting untuk berbagai pertimbangan. Besar gaya yang dapat bekerja pada bangunan yang dirancang jarang diketahui secara pasti. Karena tegangan dikalikan luas sama dengan gaya, maka tegangan izin dari *ultimate* dapat diubah dalam bentuk gaya atau beban yang diizinkan dan beban *ultimate* yang dapat ditahan oleh sebuah batang.

Faktor keamanan (*faktor of safety*) adalah perbandingan dari kekuatan sebenarnya terhadap kekuatan yang diizinkan. Berdasarkan hal tersebut pada aturan CSR diberikan *yield utilisation factor* untuk menentukan tegangan maksimal yang diizinkan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\lambda_y = \frac{\sigma_{vm}}{\sigma_{yd}} \quad (\text{II.7})$$

Dimana:

σ_{vm} = Tegangan Von Mises Struktur (MPa)

σ_{yd} = Tegangan Yield (MPa)

λ_y = Yield Utilisation Factor (0,72; for wing tank)

Dijelaskan pada BKI II 2014, untuk sambungan las, analisis kelelahan dapat dilakukan berdasarkan tegangan nominal dan tegangan *hotspot*, uraian tegangan nominal dan *hotspot* dijelaskan sebagai berikut:

- Tegangan Nominal

Tegangan secara umum pada pelat untuk suatu jarak terhadap titik diskontinuitas dari sambungan pelat dan las situ sendiri.

- Tegangan Hotspot

Tegangan yang mengikutsertakan perhitungan akhir pengaruh diskontinuitas *structural* yang disebabkan geometri sambungan, namun tidak mengikut sertakan konsentrasi tegangan yang disebabkan kaki las-lasan.

Tegangan nominal digunakan berdasarkan detail yang diperhatikan dan pengklasifikasian detail yang sesuai dengan kategori detail. Untuk sambungan las dimana pengklasifikasian detail tidak mungkin atau terjadi kenaikan tegangan yang tidak diperhatikan oleh klasifikasi detail, maka dilakukan berdasarkan tegangan hotspot.

II.1.4. Konsep Metode Elemen Hingga

Dalam menganalisis perilaku struktur dapat dilakukan menggunakan dua metode yaitu dengan metode numerik dan eksperimen. Analisis numerik dapat menggunakan pemodelan matematik, pemodelan analitik, dan pendekatan rumus empiris. Pemodelan matematik untuk penyelesaian pada masalah teknik jarang untuk mendapatkan hasil yang analitik. Penyelesaian dengan menggunakan model matematik masih menghasilkan ekspresi matematik yang rumit dan melibatkan kondisi batas serta sifat material. Untuk itu pemodelan numerik menjadi praktis digunakan untuk analisis dengan hasil yang lebih akurat. Untuk kasus-kasus yang rumit digunakan *numerical modelling finite element analysis* atau metode elemen hingga. Prinsip dasarnya yaitu memperlakukan suatu sistem sebagai gabungan dari elemen-elemen kecil yang disebut dengan *finite element*. Antar elemen digabungkan melalui titik-titik yang disebut nodes atau nodal point.

Menurut DNV (2015), dijelaskan tahapan-tahapan dalam pemodelan *Finite Element Analysis* adalah sebagai berikut:

Tahap 1: Pemilihan jenis elemen

Dilakukan pendekatan model dengan melakukan pemilihan elemen untuk dilakukan pemodelan. Pemilihan jenis elemen disini menentukan untuk mendefinisikan elemen sesuai dengan permasalahan yang akan diselesaikan dan mewakili kondisi dari struktur yang sebenarnya.

Tahap 2: Pemilihan fungsi material

Menentukan jenis material seperti *displacement* untuk memberikan karakteristik pada material yang berhubungan dengan kerapatan material, young modulus dan poisson ratio dari material yang digunakan. Elemen yang diberikan *displacement* akan didefinisikan menggunakan nilai parameter pada simpul elemen tersebut, fungsi yang dipakai berupa *polynomial*, linier kuadratik, kubik atau deret trigonometri.

Tahap 3: Mendefinisikan hubungan displacement dan tegangan regangan

Kemampuan mendefinisikan hubungan antara displacement dan tegangan regangan atau sifat dari material tersebut akan memberikan hasil analisis yang akurat dan dapat diterima.

Tahap 4: Penurunan matriks kekakuan elemen dan persamaan elemen

Metode yang sering digunakan dalam penurunan matriks kekakuan elemen dan persamaan elemen adalah metode keseimbangan langsung dan metode ini cocok untuk elemen satu dimensi dan metode energi dengan prinsip energi potensial minimum.

Tahap 5: Penggabungan persamaan elemen dan penentuan kondisi batas

Persamaan elemen dalam tahap empat digabungkan menggunakan metode kekakuan langsung untuk mendapatkan persamaan global keseluruhan struktur. Matrik kekakuan global ini berupa matrik singular, sehingga untuk menghindari masalah singularitasnya harus ditentukan kondisi batas.

Tahap 6: Menyelesaikan derajat kebebasan yang belum diketahui

Merupakan tahapan iterasi untuk mendapatkan besaran yang belum diketahui.

Tahap 7: Menentukan regangan dan tegangan pada elemen

Dari besaran yang telah didapatkan dari tahap 6 maka digunakan untuk mendapatkan regangan dan tegangan pada elemen.

Tahap 8: Intepretasi Hasil

Hasil yang diperoleh akan ditampilkan dalam bentuk grafis atau animasi oleh post processor. Kemampuan sebuah benda untuk kembali ke bentuk semula segera setelah gaya luar yang diberikan kepada benda itu dibebaskan (dihilangkan) disebut elastisitas. Jika sebuah pegas diberi gaya berupa tarikan, maka pegas itu akan mengalami perubahan bentuk yaitu penambahan panjang. Akan tetapi, jika tarikan pada pegas tersebut dilepas maka pegas tersebut akan kembali ke posisi semula. Jika sebuah benda tegar diubah bentuknya (diberikan deformasi) sedikit, benda akan segera kembali ke bentuk awal ketika gaya tekan atau gaya tarik ditiadakan. Jika benda tegar diubah bentuknya melalui batas elastisitasnya, benda tidak

akan kembali ke bentuk awalnya ketika gaya ditiadakan, melainkan akan berubah bentuk secara permanen. Bahkan jika perubahan bentuknya jauh melebihi batas elastisitasnya, benda tersebut akan patah. Sehingga dari pernyataan di atas dapat disimpulkan bahwa, benda plastis akan mengalami perubahan bentuk jika diberi gaya dan akan kembali ke bentuk semula jika gaya yang diberikan sedikit, namun benda plastis tidak akan kembali ke posisi semula setelah gaya dihilangkan jika gaya tersebut melebihi batas elastis benda.

II.1.5. Kondisi Batas

Reaksi atau gaya yang timbul pada suatu benda bergantung pada bagaimana benda tersebut ditumpu dan bagaimana benda tersebut disambungkan terhadap benda lain. Ada beberapa kondisi tumpuan pada sebuah struktur. Pada umumnya tumpuan yang sering dijumpai adalah tumpuan jepit (*fix*), roda (*roll*) dan tumpuan sendi/engsel (*hinge*). Kondisi batas yang sering digunakan pada kekuatan adalah pin yaitu pemberian kondisi dimana translasi ke arah sumbu x, y, dan z diasumsikan 0 (nol) dan kondisi berikutnya dimana translasi dan rotasi pada sumbu x, y, dan z pada respon struktur diasumsikan 0 (nol). Penentuan kondisi batas sangat diperlukan untuk mendekati kondisi yang terjadi sebenarnya. Kondisi batas (tumpuan) biasa diberikan notasi. Notasi kondisi batas dapat dilihat pada Tabel II. 1

Tabel II. 1. Kondisi Batas

Jenis Tumpuan	Perpindahan	Resultan
Jepit	$dv = 0$ $dh = 0$ $\phi = 0$	$Fv \neq 0$ $Fh \neq 0$ $M \neq 0$
Roll	$dv = 0$ $dh \neq 0$ $\phi \neq 0$	$Fv \neq 0$ $Fh = 0$ $M = 0$
Engsel	$dv = 0$ $dh = 0$ $\phi \neq 0$	$Fv \neq 0$ $Fh = 0$ $M = 0$

Sumber : Finite Elements (2016)

II.1.6. Kekuatan Kelelahan

Kelelahan adalah kerusakan struktur yang terletak pada konsentrasi tegangan akibat dari beban siklis dalam penelitian ini adalah tekanan gelombang yang mengenai sisi lambung kapal. Analisis kekuatan kelelahan digunakan pada setiap struktur yang sering menerima beban siklis. Analisis ini berfungsi untuk memastikan ketahanan struktur dan untuk

mengetahui kemungkinan kapan struktur mulai mengalami kerusakan akibat kelelahan sebagai dasar untuk dilakukan perawatan.

II.1.6.1. Lokasi Tinjauan Kelelahan dan Desain Kurva S-N

Pada dasarnya ada dua metode untuk menentukan umur kelelahan, yaitu *fatigue simplified* yang dihitung berdasarkan tegangan yang terbesar dan pendekatan mekanika kepecahan. Pendekatan ini memiliki tujuan masing-masing, untuk perhitungan *simplified* lebih banyak digunakan dan dianggap paling cocok untuk tujuan desain kelelahan. Sedangkan metode mekanika kepecahan digunakan untuk menentukan ukuran cacat yang dapat diterima material.

Analisis kelelahan menggunakan pendekatan tegangan nominal sambungan las dibagi menjadi beberapa klas. Tiap klas memiliki desain kurva S-N masing-masing. Klasifikasi kurva S-N bergantung pada geometri detail dan sambungan las dan arah dari fluktuasi tegangan yang bersifat relatif, bergantung terhadap detail, metode fabrikasi serta inspeksi dari detail sambungan.

Untuk tujuan desain kelelahan, tiap bagian dari sambungan las yang mana dapat menjadi tempat retak kelelahan harus diletakkan di salah satu kelas jenis sambungan las. Tiap detail konstruksi berpotensi memiliki perkembangan retak kelelahan harus memilih kriteria yang relevan sesuai dengan *code* yang diberikan kelas. Secara umum terdapat 3 kemungkinan dimana retak kelelahan terjadi, yaitu pada bagian yang disambungkan dan sambungan las itu sendiri (Bai, 2003). Dasar kurva S-N dinyatakan sebagai berikut:

$$\text{Log}(N) = \text{Log}(K_2) - m \log(S) \quad (\text{II.8})$$

Dimana:

$$\text{Log}(K_2) = \text{Log}(K_1) - 2\sigma \quad (\text{II.9})$$

N = Nilai prediksi dari siklus untuk gagal pada tegangan S (s)

K₁ = Nilai konstan berkaitan dengan rata-rata kurva S-N

σ = Standard deviasi dari log N (MPa)

m = Invers slope kurva S-N

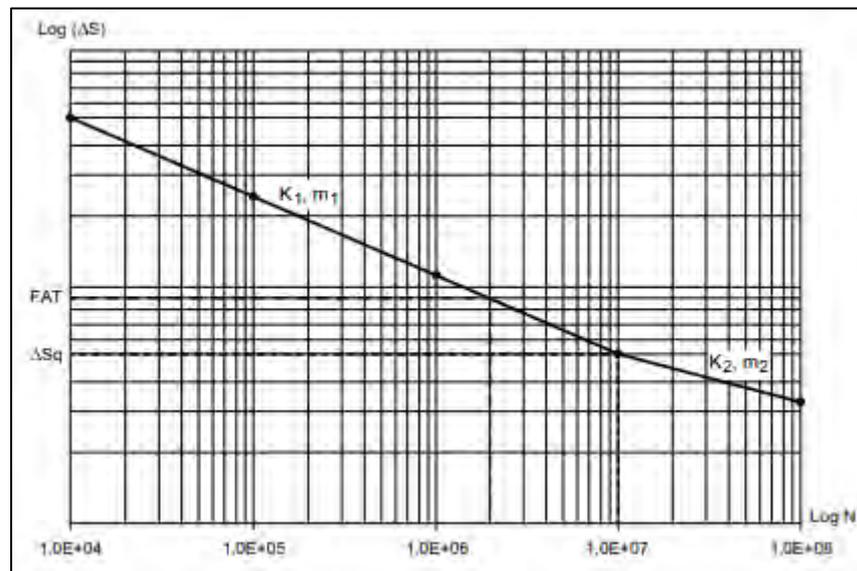
Maka nilai K dan M dapat ditentukan pada Tabel II. 2. Nilai K dan m berbeda untuk tiap-tiap tipe sambungan. Berdasarkan tipe sambungan tersebut dipilih tipe sambungan pada air yang tidak terpengaruh faktor korosi.

Tabel II. 2. Tipe Sambungan

Curve	FAT	Single slope		Reference thickness t_{ref} (mm)
	ΔS (MPa)	m1	$\log_{10}(K_1)$	
C	85,86	3	12,1025	25
D	63,27	3	11,7046	
E (1)	55,68	3	11,5381	
F (1)	47,22	3	11,3233	
F2 (1)	41,57	3	11,1573	
P ₁	63,27	3	11,7046	
P ₂	69,34	3	11,8239	

Sumber : BV (2016)

Bentuk Kurva S-N pada Gambar II. 5 adalah untuk sambungan las. Kurva S-N merepresentasikan batas bawah dari sebaran data sebesar 95% dari hasil uji yang dilakukan.



Sumber : BV (2016)

Gambar II. 5. Kurva S-N untuk sambungan las

Klas yang digunakan untuk detail sambungan dari struktur kapal adalah kelas F dan F2. Sambungan *fillet* termasuk pada klas F dan F2 tergantung dari ukuran orientasi dan las-lasan. Peningkatan kualitas hasil las sambungan, dapat dikategorikan pada klas F jika

dilakukan dengan penetrasi penuh (Bai, 2003). Tipe-tipe sambungan tersebut dapat dilihat pada Lampiran F.

II.1.7. Konsep Mekanika Kepecahan

Konsep Mekanika Kepecahan membahas dasar teori dimana mode-mode retak terjadi mulai dari dasar terjadinya retak, retak awal dan retak akhir atau *final crack*. Berdasarkan analisis *stress intensity factor* dan konsentrasi tegangan yang terjadi sebagai pemicu terjadinya retak.

II.1.7.1. Umum

Dijelaskan oleh (Broek, 1982), bahwa mekanika kepecahan adalah salah satu metode matematis untuk mempelajari semua perilaku material dengan menggunakan analisis struktur. Metode ini dikembangkan sebagai kompensasi ketidaksesuaian konsep perencanaan dengan menggunakan konsep konvensional yang didasari sifat-sifat konvensional seperti kuat tarik, batas mulur, maupun tegangan mulur, dimana untuk tiap konsep hanya cocok untuk struktur yang tidak memiliki cacat. Kenyataannya untuk perencanaan suatu konstruksi pelat yang digunakan sebagai komponen utama perencanaan tersebut dapat dianggap memiliki cacat. Kerusakan struktur yang terjadi pada struktur mengakibatkan kegagalan pada struktur tersebut, dimana kerusakan dapat disebabkan oleh:

1. Adanya kelebihan beban.
2. Pengembangan retak selama beroperasi baik berhubungan dengan cacat material maupun kesalahan saat desain.
3. Pengembangan retak pada saat kondisi ekstrim yaitu temperatur dan tegangan sisa yang tidak dihitung pada proses desain.

II.1.7.2. Dasar Terjadinya Retak

Penelitian terkait kelelahan menunjukkan proses fatigue atau kelelahan dibagi berdasarkan beberapa tahapan yaitu:

1. Retak awal (*intial crack*).
2. Perambatan retak (*crack propagation*).
3. Proses akhir terjadinya retak dimana kejadian ini merupakan kejadian akhir dimana penjang retak tidak dapat menahan kepecahan yang tidak stabil (*unstable fracture*).

II.1.7.2.1 Retak Awal

Ketidaktepurnaan struktur atau sering disebut *defect* tidak dapat dianggap sebagai awal retak. *Defect* pada struktur dikategorikan menjadi dua kelompok berdasarkan terbentuknya, yaitu:

1. Cacat yang terbentuk dalam masa fabrikasi, disebabkan oleh:
 - Cacat lateral yang terjadi pada material (*material defect*).
 - Cacat yang disebabkan karena proses pengerjaan material (*manufacturing defect*). Misalnya cacat pada saat dilakukan pengelasan dan pemotongan material.
 - Kesalahan dalam pemilihan material sehingga menyebabkan kesalahan pada pemanasan (*poor of material or heat treatment*). Misalnya pemilihan material yang tidak tepat, material yang seharusnya digunakan untuk *fatigue* tetapi cenderung digunakan untuk *corrosion cracking* oleh karena pemilihan perlakuan panas tidak diketahui. Perlakuan *carburizing* pengerasan permukaan hampir selalu menyebabkan perubahan pada permukaan.
 - Teknik pengerjaan material yang salah (*poor choice of production technique*).
 - Desain material yang salah (*poor detail design*).
2. Cacat yang terjadi selama masa *service* struktur, disebabkan oleh:
 - Kelelahan struktur, terjadi saat struktur mencapai umur kelelahannya.
 - Fluktuasi tegangan pada permukaan yang telah mengalami korosi.

II.1.7.2.2 Perambatan Retak

Penjumlahan semua siklus yang mengakibatkan kegagalan *fracture* merupakan penjumlahan jumlah siklus yang berakibat retak awal dan fase perambatannya (Bai, 2003). Paris Law memberikan persamaan perambatan retak sebagai berikut:

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^m \tag{II.10}$$

Dimana

da = Pertambahan panjang retak

dN = Siklus

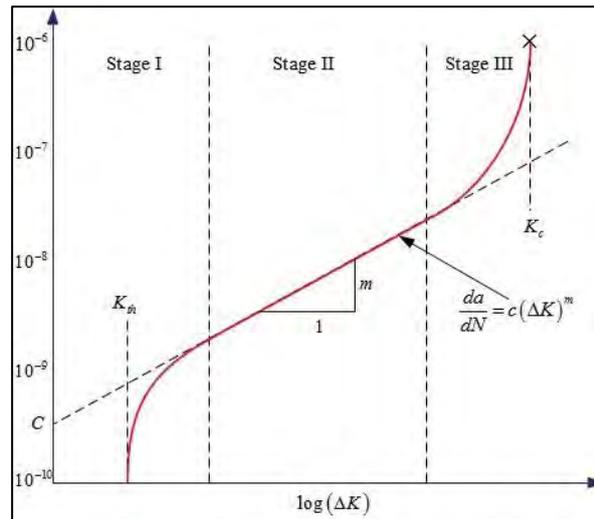
C = Konstanta Material berdasarkan empiris

m = parameter Kurva S-N

= 3

ΔK = Range dari *stress intensity factor*

Merupakan koefisien Paris dan eksponensial. C dan m ditentukan dengan eksperimen yang menjadi konstanta material. Pemakaian formula ini berlaku baik pada region II. Sedangkan pada Region I formula ini memberikan perkiraan yang berlebihan (*overestimate*) kecepatan perambatan retak dan pada Region III memberikan perkiraan yang kurang (*underestimate*). Proses terjadinya perambatan retak dapat dilihat pada Gambar II. 6.



Sumber: Elhewy (2016)

Gambar II. 6. Kurva perambatan Retak

II.1.7.2.3 Proses Akhir Terjadinya Retak

Proses terjadinya retak (*final crack*) pada struktur saat mengalami pembebanan, sehingga struktur tersebut mengalami kegagalan. Saat terjadi penjarangan retak, penampang pada bagian akan berkurang hingga pada kondisi dimana penampang bagian tersebut tidak mampu menahan beban yang terjadi. Saat tahap ini perambatan retak terjadi sangat cepat sehingga struktur akan pecah. Penjarangan retak tersebut disebut *fast fracture*. Hal tersebut terjadi apabila $K = K_{IC}$.

II.1.7.3. Analisis Retak Diujung

Menurut (Broek, 1982), mekanika kepecahan, mode deformasi retak digolongkan dalam 3 mode deformasi, yaitu:

a. Mode I (*opening mode*)

Retak yang diakibatkan oleh tegangan tarik yang tegak lurus terhadap arah atau bidang penjarangan retak. Jadi dapat disimpulkan bahwa *displacement* permukaan tegak lurus bidang retak.

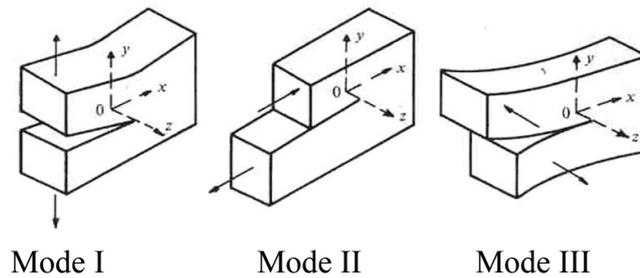
b. Mode II (*sliding mode*)

Retak yang diakibatkan oleh tegangan geser yang searah dengan penjalaran retak. *Displacement* permukaan retak adalah dalam bidang retak dan tegak lurus *leading edge* dari retak.

c. Mode III (*tearing mode*)

Retak yang diakibatkan oleh tegangan geser yang bekerja pada arah melintang dan membentuk sudut dengan arah penjalaran retak.

Beberapa Mode retak tersebut ditunjukkan pada Gambar II. 7.



Sumber : Barsom & Rolfe (1987)
Gambar II. 7. Mode Deformasi Retak

Menurut (Rolfe, 1987), tegangan dan *displacement* di sekitar ujung retak dapat dihitung menggunakan formula sebagai berikut:

Mode I

$$\sigma_x = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] \quad (\text{II.11})$$

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] \quad (\text{II.12})$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \quad (\text{II.13})$$

$$\sigma_z = 0 \quad (\text{II.14})$$

$$\sigma_z = \nu (\sigma_x + \sigma_y) \quad (\text{II.15})$$

Mode II

$$\sigma_x = \frac{-K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[2 + \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right] \quad (\text{II.16})$$

$$\sigma_y = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \left[\cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \right] \quad (\text{II.17})$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] \quad (\text{II.18})$$

$$\sigma_z = \nu (\sigma_x + \sigma_y) \quad (\text{II.19})$$

$$\sigma_{xy} = \tau_{vy} = 0 \quad (\text{II.20})$$

Mode III

$$\pi_{xz} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \quad (II.21)$$

$$\tau_{yz} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \quad (II.22)$$

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = 0 \quad (II.23)$$

Dengan :

$K_{I, II, III}$ = Stress Intensity Factor untuk mode I, II, dan III ($\text{MPa}\sqrt{m}$)

σ_x = tegangan normal arah sumbu x (MPa)

σ_y = tegangan normal arah sumbu y (MPa)

σ_z = tegangan normal arah sumbu z (MPa)

τ_{xy} = tegangan geser bidang arah x dan arah y (MPa)

r = jarak *crack tip* dengan node yang ditinjau

θ = sudut antara node yang ditinjau dengan sumbu x (rad/s)

II.1.7.4. Stress Intensity Faktor (SIF)

Menurut Bai (2003), faktor intensitas tegangan merupakan fungsi dari panjang dan arah retak, geometri, dan distribusi beban yang diberikan. Dengan persamaan range SIF menurut Paris & Erdogan (1963) adalah sebagai berikut:

$$\Delta K_I = F \sigma \sqrt{\pi \alpha} \quad (II.24)$$

Dengan F adalah fungsi geometri retakan dan struktur serta σ merupakan rentang tegangan akibat beban siklis. Untuk single notch edge crack dengan tensile stress yang uniform, σ , nilai F telah ditentukan, sehingga persamaan menjadi:

$$K_I = F \sigma \sqrt{\pi \alpha} \quad (II.25)$$

Dimana:

K_I = Stress Intensity Factor ($\text{MPa}\sqrt{m}$)

σ = Nominal Stress (MPa)

α = Panjang Retak (mm)

F = 1.12 untuk retak dipinggir

II.1.7.5. Umur Kelelahan

Menurut Bai (2003), untuk mendapatkan umur kelelahan (jumlah siklus) saat terjadi kegagalan dari struktur yang ditinjau, maka dilakukan persamaan integrasi persamaan Paris Law:

$$N_f = \int_{a_0}^{a_{cr}} \frac{da}{C (\Delta K)^m} \quad (\text{II.26})$$

Dimana:

da = penambahan panjang retak

C = konstanta material berdasarkan empiris

ΔK = rentang SIF ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$)

N_f = jumlah cycle sampai panjang retak tertentu atau patahnya struktur (s)

a_{cr} = panjang retak kritis (mm)

a_0 = panjang retak pada waktu permulaan (mm)

E = modulus young

m = parameter material pada kurva S-N

Persamaan diatas untuk analisis ini menggunakan C dan m konstan dan dapat disederhanakan menjadi:

$$N = \frac{da}{C} \sum_{a_0}^{a_f} \frac{1}{(\Delta K)^m} \quad (\text{II.27})$$

Plamgern-Milner menetapkan persamaan untuk menentukan jumlah siklus umur kapal adalah sebagai berikut:

$$N_t = \frac{\alpha_0 T}{4 \log L} \quad (\text{II.28})$$

Dimana:

N_t = Total Asumsi siklus umur kapal selama 25 tahun

L = Panjang Kapal (m)

α = Faktor berlayar untuk kondisi bongkar muat operasi dan perbaikan (nilai= 0.85)

T = umur kapal $7,884 \times 10^8$ (s)

Perhitungan dari siklus untuk mencapai final crack, untuk mengetahui penjalaran retak dari langkah sebelumnya dapat ditentukan umur dengan pendekatan formula Plagmern:

$$T = \frac{4 \log L}{\alpha_0} N = 4,71 \times \log L \times N \quad (\text{II.29})$$

Untuk nilai T dalam satuan detik.

Setelah dikonversikan jumlah siklus persamaan diatas menjadi,

$$T = 1.492 \times 10^{-7} \log L \times N \quad (\text{II.30})$$

Untuk nilai T dalam satuan tahun.

Dari formula ini didapatkan umur dari tahap retak awal, perpanjangan hingga *final crack*.

II.2. Tinjauan Pustaka

Pada bagian ini dituliskan uraian mengenai penelitian yang dilakukan sebelumnya berkaitan dengan topik Tugas Akhir ini untuk mempermudah memahami konsep Tugas Akhir dan sebagai landasan teori untuk tercapainya tujuan dalam Tugas Akhir ini.

II.2.1. Structural Details (Cut Out)

Konstruksi kapal disusun dari struktur-struktur yang menopangnya. Struktur-struktur tersebut terdiri atas struktur utama dan struktur detail, struktur utama dari konstruksi berfungsi untuk memberikan kekuatan atau merigidkan konstruksi tersebut. Struktur utama konstruksi misalnya adalah penegar, penumpu, gading, dan gading besar. Selain struktur utama struktur pendukung juga berperan untuk mengoptimalkan kekuatan dari suatu konstruksi. struktur pendukung dapat disebut juga sebagai struktur detail misalnya, *dry hole, manhole, slot design*, dan *cut out* bentuk penampang dari masing-masing struktur detail memberikan kontribusi yang besar pada kekuatan suatu konstruksi sehingga pengoptimalisasian bentuknya dapat diperhitungkan untuk mengevaluasi kekuatan konstruksi (Elhewy, 2016)

II.2.2. Beban

Sebelum mendesain sebuah produk atau dalam bahasan ini adalah struktur, desainer memperhitungkan kondisi lapangan yang akan dialami oleh struktur tersebut. Pengaruh yang besar mengakibatkan struktur itu gagal adalah pembebanan. Beban-beban yang terjadi dikelompokkan menjadi beberapa jenis. Beban yang berada pada kapal dikelompokkan menjadi tiga jenis yaitu beban statis, beban dinamis berfrekuensi dan beban tumbuk. Beban yang sering digunakan untuk kasus statis adalah beban statik yang diakibatkan oleh kegiatan operasional seperti beban kapal itu sendiri, gaya tekan ke atas secara statis saat gerak dan diam, beban-beban termal akibat perbedaan suhu dan beban-beban terpusat (Kiryanto, 2010).

Analisis beban kelelahan merupakan komponen yang berpengaruh besar untuk menentukan kelelahan. Beberapa komponen struktur kapal memiliki pembebanan yang berbeda, pembebanan tersebut adalah statis dan dinamis, misalnya beban gravitasi dan beban bouyancy pada air tenang yang berkontribusi pada *fatigue damage* memberikan variabel stress

rata-rata. Kondisi tekanan dinamis dan percepatan beban menciptakan siklus tegangan yang rumit (W.Fricke, 2009).

Beban tekan yang terjadi pada lambung kapal sendiri ada dua yaitu beban yang diakibatkan oleh muatan kapal itu sendiri dan beban yang disebabkan oleh tekanan dari gelombang. Beban gelombang akibat muatan terjadi akibat gerakan roll pada kapal dan menyebabkan muatan bergerak secara dinamis menabrak dinding dalam ruang muat, sedangkan beban yang diakibatkan oleh gelombang bergerak secara dinamis menabrak bagian dinding kapal. Namun pada penelitian ini beban yang bekerja pada daerah tinjauan dianggap statis dan diakibatkan oleh beban tekan gelombang dinamis tanpa dipengaruhi *roll* (Septiana, 2012).

II.2.3. Konsep Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah suatu metode numerik yang baik digunakan dengan komputer, melalui komputasi tersebut sebuah benda atau struktur dibagi-bagi menjadi beberapa substruktur (elemen) yang kemudian dengan menggunakan matriks setiap defleksi yang terjadi di tiap titik (node) akan didapatkan setelah diberikan kondisi pembebanan, properti material, geometrik dan batasan lainnya (Imam, 2011).

Penggunaan komputer untuk melakukan analisis metode elemen hingga yang dikenal dengan *Finite Element Analysis*. Metode ini memungkinkan untuk mendapatkan nilai dari respon tegangan pada suatu struktur. Besarnya kapasitas memori pada suatu komputer berpengaruh terhadap kecepatan komputasi dan besar kecilnya model struktur yang dapat dianalisis (Rizzuto, 2010).

Menurut Sanjaya (2017), suatu analisis menggunakan elemen hingga merupakan analisis pendekatan, jadi hasil yang didapat bukan hasil analisis yang tepat. Ketidaksesuaian atau error terjadi akibat kesalahan pemberian batasan-batasan. Tetapi suatu batasan dapat ditoleransi sehingga hasil dari analisis metode elemen hingga dapat dikatakan valid. Validasi dilakukan dengan tujuan untuk mendapatkan hasil yang benar atau memiliki error yang kecil.

II.2.4. Crack

Retak pada pelat baja pada kondisi pembebanan dapat berupa mix mode (gabungan). Biasanya retak tersebut terjadi dengan mode I dan mode II ini disebabkan karena arah pembebanannya. Hasil dari arah pembebanan tersebut adalah tegangan yang mempengaruhi besar kecilnya kecepatan retak yang terjadi (Kiryanto, 2010).

II.2.5. Fatigue

Kegagalan akibat kelelahan pada umumnya terjadi dari ketidak sempurnaan komponen penyusun pada daerah yang rawan terjadi retak. Kelelahan retak ini dapat dijumpai pada operasi awal suatu konstruksi baja dan akan merambat secara lambat pada arah beban tarik. Konstruksi gagal sepenuhnya ketika luasan tidak mampu menahan beban. (Angelon, 2009)

Retak kelelahan dilakukan pada kapal tanker di beberapa kelas. Tanker dimodelkan pada pembebanan yang berulang sehingga menyebabkan kelelahan pada bagian yang memiliki struktur rentan terhadap kelelahan akibat beban berulang. Apabila digunakan material yang memiliki kekuatan yang tinggi, maka kelelahan yang terjadi dapat diawali dengan keretakan. (Septiana, 2012).

Kelelahan dapat digunakan sebagai indikator dasar dalam melakukan reparasi kapal, sebelum mencapai kelelahan sepenuhnya. Kekuatan kelelahan diperoleh berdasarkan *stress range* untuk menentukan persamaan kelelahan. Apabila *notch stress* sulit didapatkan maka dapat digunakan *hotspot stress (von Mises)* untuk menentukan nilai kekuatan kelelahan dari sebuah struktur (Nandakumar, 2013).

Kelelahan adalah kegagalan pada struktur akibat beban yang terjadi secara berulang hal ini senada menurut Sujiatanti (2012), kelelahan diakibatkan oleh struktur yang menerima beban signifikan berupa gelombang secara terus menerus dikarenakan hal tersebut perlu ditentukan desain konstruksi yang mampu menahan beban bersifat siklis yang menyebabkan kelelahan pada struktur.

Penanggulangan kerusakan pada struktur dilakukan untuk mencegah kerusakan yang diakibatkan oleh beban yang terjadi pada struktur hal ini sesuai menurut Sadat (2012), perancang harus dapat menentukan kekuatan konstruksi untuk menahan beban siklis yang bisa menimbulkan kelelahan pada struktur.

Dalam bidang kekuatan kapal perlu memperhitungkan kekuatan memanjang pada kapal untuk menambah kekuatan konstruksi pada kapal. Penguatan ini berfungsi untuk mencegah terjadinya kelelahan, menurut Huda (2012) struktur pada kapal dapat dikatakan baik apabila mampu beroperasi selama batas minimal yang disyaratkan atau untuk kapal 25 tahun.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

III.1. Pendahuluan

Bab ini berisi mengenai bagaimana cara pengerjaan Tugas Akhir mengenai Analisis Pengaruh *Cut Out* terhadap Umur Kelelahan *Slot Design* Kapal Tanker. Langkah awal pengerjaan yang dilakukan adalah mengidentifikasi masalah dan merumuskan masalah, yang telah dilakukan pada BAB I. Kemudian dilanjutkan dengan studi literatur pada BAB II. Kemudian pada bab ini akan dijelaskan data-data yang digunakan untuk menganalisis umur kelelahan pada *cut out* kapal tanker.

III.2. Studi Literatur

Studi literatur pada penelitian ini terbagi atas 2 hal, yaitu dasar teori dan tinjauan pustaka. Dasar teori berisi mengenai pengertian dan acuan dari variabel yang digunakan dalam penelitian ini, sedangkan tinjauan pustaka digunakan untuk memperoleh pengalaman dari tugas akhir yang telah dilakukan sebelumnya yang dapat berupa metode serta langkah penyelesaian gambaran masalah yang diberikan.

III.3. Pengumpulan Data Geladak Kapal

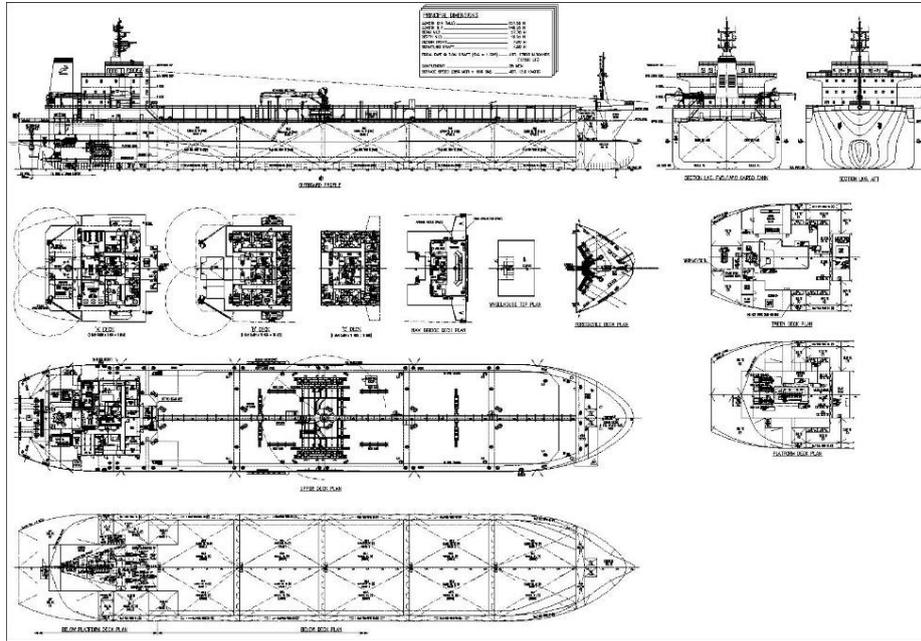
Dalam proses pengerjaan tugas akhir ini, untuk dapat melakukan pemodelan dan analisis pada geladak kapal diperlukan data-data pendukung sebagai dasar dalam membuat model. Dalam penelitian ini digunakan data kapal Tanker 17500 *Double Hull* LTDW. Adapun ukuran utama dari kapal tersebut dijelaskan pada Tabel. III. 1.

Tabel. III. 1. Data ukuran utama kapal Tanker

Deskripsi		Ukuran
Displacement	(Δ)	17500 Ton
Length Overall	(LOA)	157.50 m
Length	(LPP)	149.50 m
Breadth Moulded	(B)	27.70 m
Depth	(D)	12.00 m
Draft	(T)	7.00 m
Service Speed	(Vs)	13.00 Knots

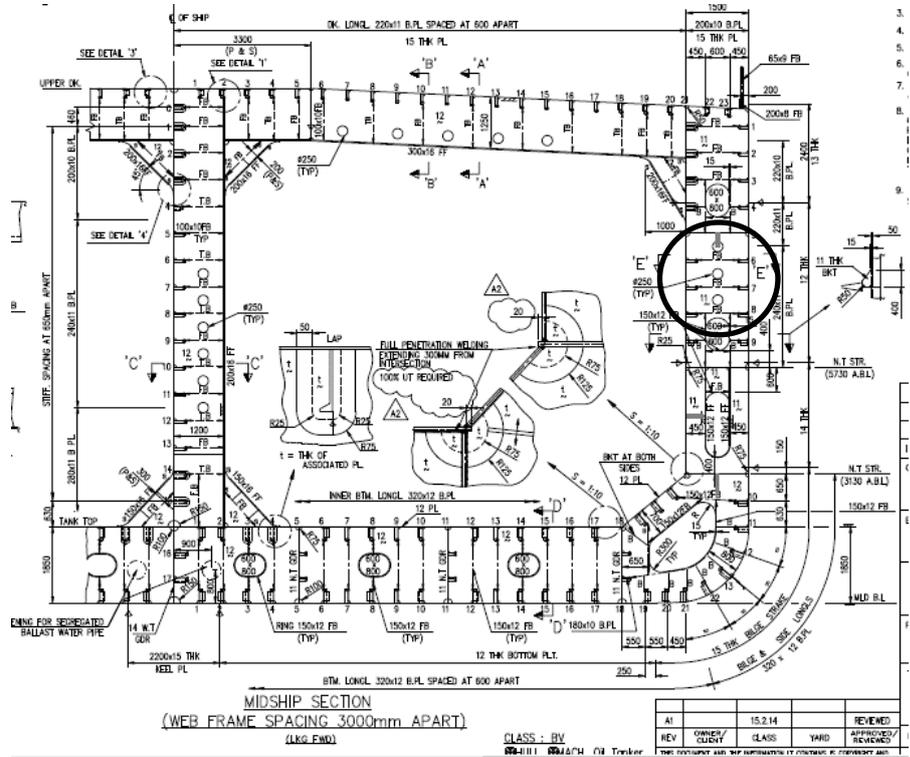
Data lain yang dibutuhkan berupa beberapa gambar-gambar seperti gambar rencana umum dan gambar midship section dapat dilihat pada Gambar III. 1 & Gambar III. 2.

1. Gambar Rencana Umum



Gambar III. 1. Gambar Rencana Umum Tanker 17500 LTDW

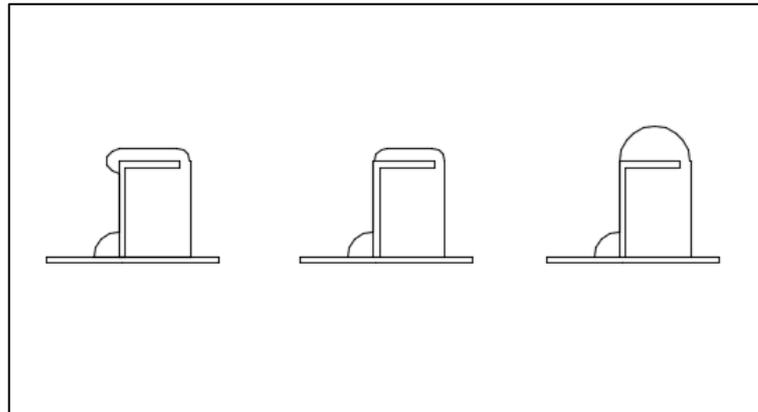
2. Gambar Midship Section



Gambar III. 2. Gambar Penampang Melintang Tanker 17500 LTDW

Pada Gambar III. 2 digunakan untuk menentukan daerah tinjauan secara memanjang yang akan diambil sebagai objek penelitian, yaitu sepanjang 1,5 meter terletak pada midship yang diambil tepat pada gading besar, sebagai studi kasus pada penelitian ini.

Gambar Midship Section kapal diperlukan untuk melihat bagaimana detail sistem konstruksi yang digunakan pada kapal, terlihat bahwa sistem konstruksi yang digunakan pada kapal adalah sistem konstruksi memanjang. Pada bagian *wing tank*, dibagi menjadi tiga kompartemen yang dipisahkan oleh dua *side stringer*.



Sumber : Sipes (1990)

Gambar III. 3. Variasi Bentuk Cut Out

Variasi bentuk *cut out* yang dapat dilihat pada Gambar III. 3 digunakan untuk penelitian adalah menggunakan profil bentuk L sesuai pada struktur detail pada referensi, dimana sebelumnya model *cut out* pada kapal tanker adalah model 1 dan penulis menambahkan variasi model 2 dan model 3 untuk menentukan mana yang memiliki kekuatan paling baik atau menghasilkan tegangan yang rendah. *Material Properties* yang digunakan adalah sebagai berikut:

- *Modulus Young* = 200 GPa
- *Tegangan Luluh* = 235 Mpa
- *Rasio Poisson* = 0.3
- *Massa Jenis Baja* = 7850 kg / m²

III.4. Pembebanan

Beban yang digunakan pada analisis ini adalah beban eksternal yang disebabkan oleh tekanan gelombang dinamis yang telah diberikan pada CSR. Kondisi pembebanan dianggap beban eksternal yang tidak memengaruhi beban tangki dalam untuk mendapatkan hasil kekuatan dari *cut out* dan tidak memperhitungkan kondisi roll pada kapal atau kapal dianggap *even keel*. Persamaan yang digunakan untuk menghitung beban adalah sebagai berikut:

$$P_1 = 2f_{prob}f_{nl-P1} \left[\left(P_{11} + \frac{135B_{local}}{4(B+75)} - 1.2(T-z) \right) f_1 + \frac{135B_{local}}{4(B+75)} f_2 \right] \quad (III.1)$$

Dimana:

P_1 = Dynamics Wave Presssure (MPa)

B_{local} = lebar pada sarat setempat, tidak dapat kurang dari 0.5B

P_{11} = $(3f_s + 0.8)C_{wv}$

C_{wv} = koefisien gelombang

B = Lebar kapal (m)

T = Sarat kapal (m)

z = Koordinat vertikal dari *baseline* ke titik tinjau (m)

f_{prob} = 0.5 pada kondisi fatigue

f_{nl-P1} = 1 pada kondisi fatigue

f_1 = $f_{lng} - \frac{f_{lng}}{f_v} f_2 + f_2$

f_2 = Cb jika berada pada 0.2L dan 0.7 dari AP

Beban dihitung pada kondisi titik tinjau pelat berbeda. Hal ini sesuai dengan yang ditetapkan pada CSR bahwa beban tekan gelombang dinamis memiliki distribusi beban yang berbeda. Dapat dilihat beban yang didapatkan pada kondisi maksimum, minimum dan amplitude pada Tabel. III.2. sampai dengan Tabel. III. 4.

Tabel. III. 2. Distribusi Beban Tekan Gelombang Luar Maksimum

No.	Titik Tinjau (m)	Beban	Satuan
1	6.625	39.765	MPa
2	7	43.536	MPa
3	7.375	39.182	MPa

Tabel. III. 3. Distribusi Beban Tekan Gelombang Luar Minimum

No.	Titik Tinjau (m)	Beban	Satuan
1	6.625	35.994	MPa
2	7	0	MPa
3	7.375	0	MPa

Tabel. III. 4. Distribusi Amplitude Beban Tekan Gelombang Luar

No.	Titik Tinjau (m)	Beban	Satuan
1	6.625	19.882	MPa
2	7	21.768	MPa
3	7.375	19.591	MPa

Kemudian didapatkan beban dinamis tangki dari muatan dengan nilai beban tiap sarat yang dapat dilihat pada Tabel. III.5.

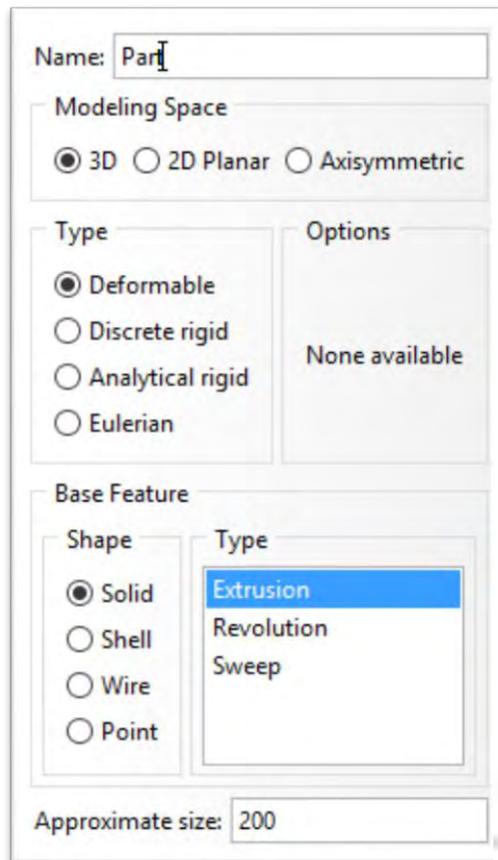
Tabel. III. 5. Distribusi Beban Dinamis Tangki

No.	Titik Tinjau (m)	Beban	Satuan
1	6.625	4.8375	MPa
2	7	4.5	MPa
3	7.375	4.1625	MPa

III.5. Pemodelan *Cut Out*

1. Pembuatan Geometri Model

Pada modul *Part > Create Part*, pilih spesifikasi *part* yang ingin dibuat sebagaimana ditampilkan pada Gambar III. 4



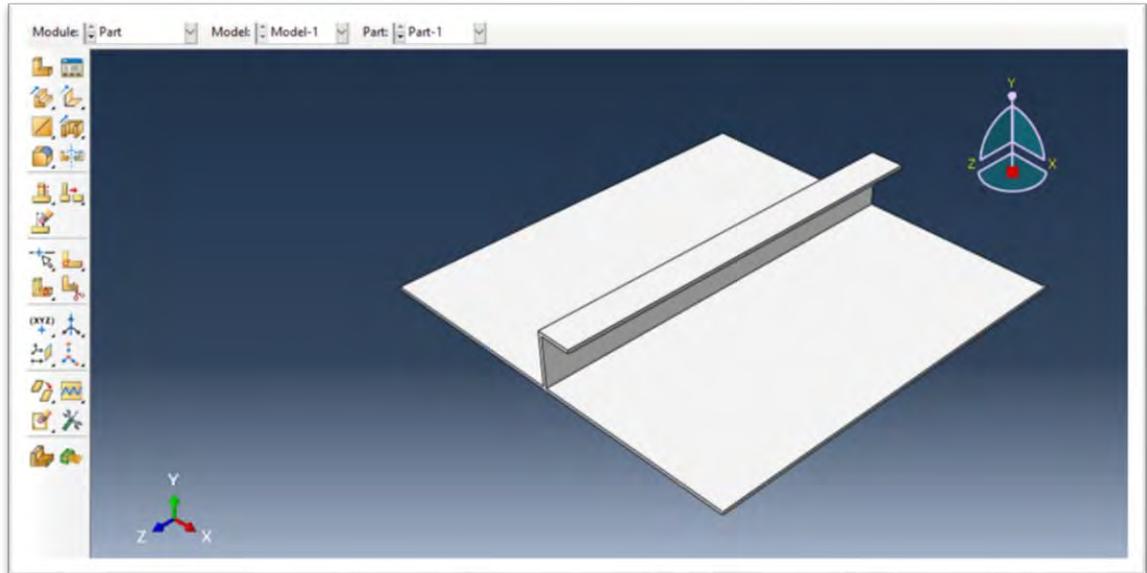
Gambar III. 4. Create Part

Pada penelitian ini ada 3 part yang dibuat, yaitu:

- Pelat sisi kulit dan penegar yang berfungsi menyalurkan beban dari kulit ke pelat web frame berupa pelat 3D (solid) dengan dimensi pelat 1500x1500 mm dan penegar dengan dimensi 210x120x12. Sketsa dibuat dan diberikan ketebalan sebesar 12 mm.
- Pelat Web Frame yang diberikan variasi model *Cut Out* dengan dimensi 1500x1500 mm dan diberikan detail *Cut Out*, ketebalan pelat pada web ini sebesar 11 mm.

- c. Strut pada belakang pelat dengan ukuran 100 mm x 10 mm
- d. Retak, dibuat dengan pelat 2D dengan dimensi 3x11 mm.

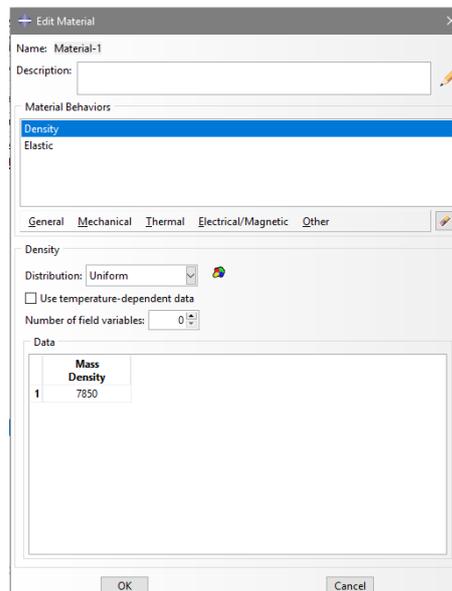
Untuk hasil pemodelan dapat dilihat pada Gambar III. 5



Gambar III. 5. Part a Kulit dan Penegar

2. Pendefinisian Material

Pada modul **Property** adalah modul untuk memberikan penjelasan mengenai *material properties*. **Material Manager > Create**, didefinisikan material A36 beserta *mechanical properties*-nya yaitu modulus Young dan Poisson ratio.



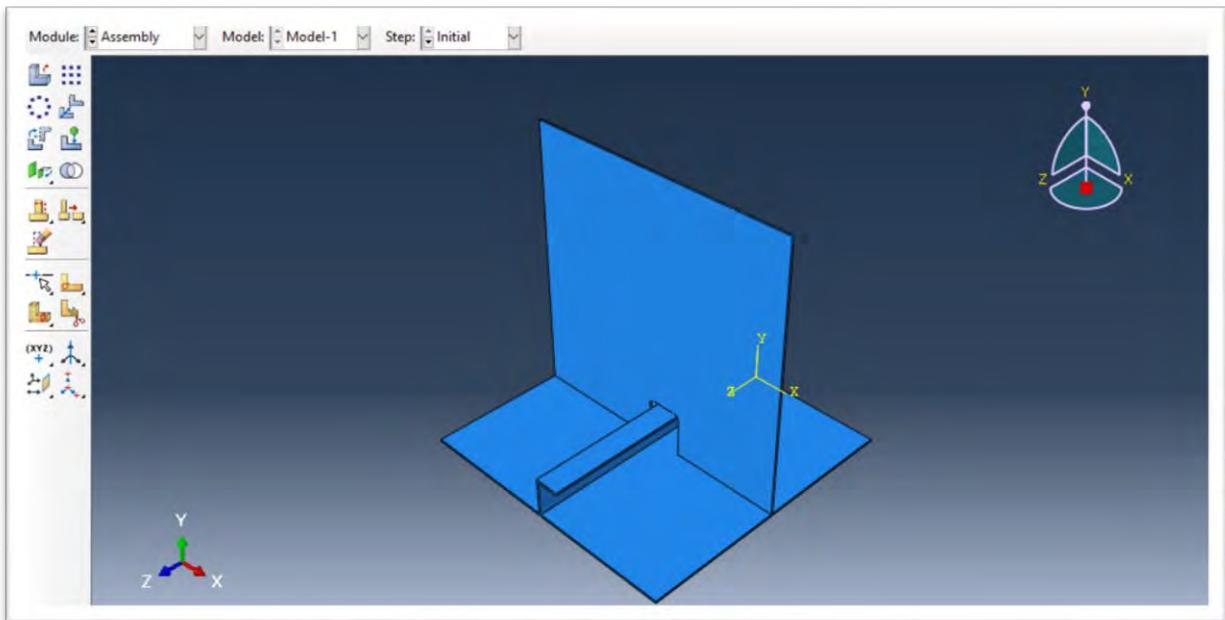
Gambar III. 6. Pendefinisian Material

Satuan yang digunakan dalam model kali ini adalah Mpa dan mm dapat dilihat pada Gambar III. 6. Langkah berikutnya adalah pembuatan *section* dan pendefinisian *section*.

Dilakukan dengan cara **Property** > **Create Section** > buat *section* dengan tipe *solid homogeneous* karena hanya menggunakan satu material. Lalu, **Property** > **Assign Section** untuk menentukan daerah aplikasi *section*. *Assign Section* ini untuk mendefinisikan mechanical properties dari data yang akan digunakan pada model.

3. Proses *Assembly*

Pada modul **Assembly** > **Create instance** pilih part yang telah dibuat pada langkah sebelumnya untuk dijadikan sebuah produk *Assembly*. Kemudian pilih **Dependent**, sehingga proses *meshing* akan dilakukan per *part* yang dipilih pada Gambar III. 6

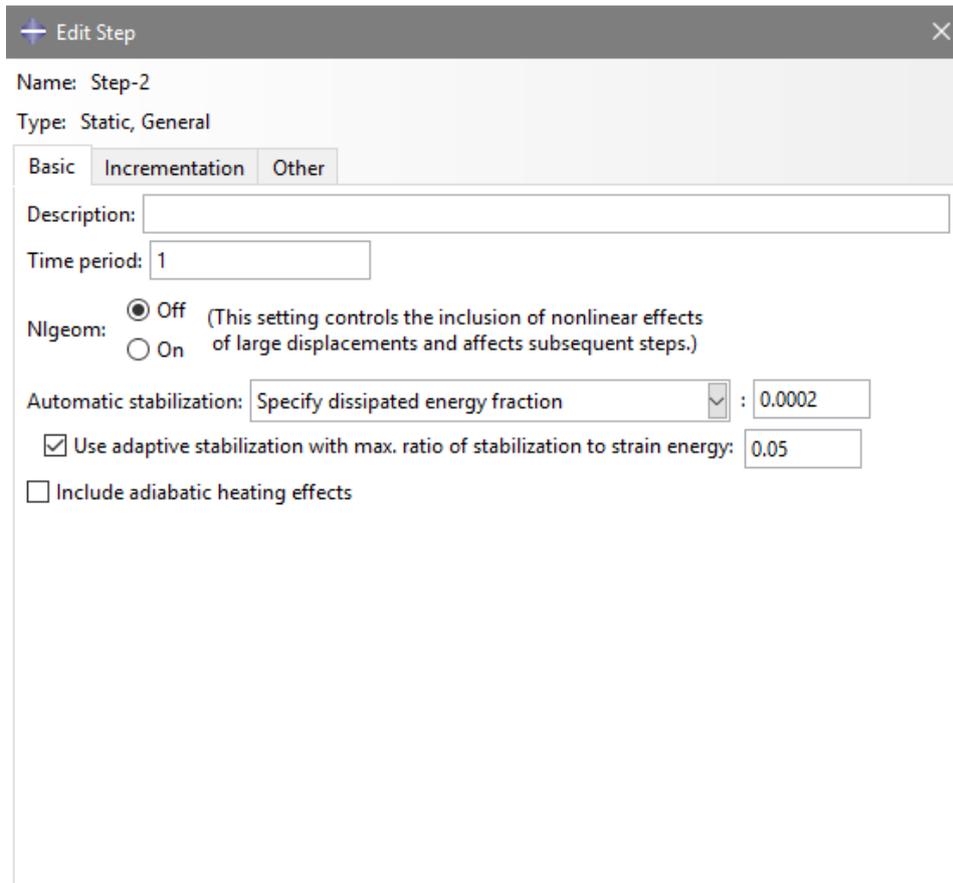


Gambar III. 7. Produk *Assembly*

Tahapan *Assembly* adalah tahapan dimana *part-part* dari struktur digabungkan. Penggabungan ini bertujuan untuk menjadikan sebuah struktur dalam kesatuan yang rigid. Selain itu untuk mendekati kondisi sebenarnya dari sebuah struktur. Pada kondisi ini dapat mengatur tahap *meshing* dapat dilakukan *dependent* atau *independent*, untuk proses kesesuaian disarankan untuk menggunakan kondisi *dependent* karena selain dapat memilih *meshing* pada tiap *part* hasil analisis dari kondisi *dependent* lebih akurat.

4. Pendefinisian Langkah

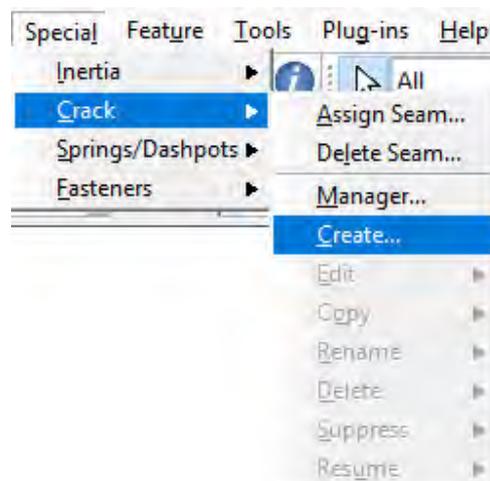
Gambar III. 8. Menunjukkan penggunaan pengaturan *Step default* yang ada pada *software FEA* ini adalah *initial step*. Buat *step* baru (*Step-1*) dimana pada *step* ini untuk melakukan analisis pembebanan statik. Analisis pada tahap ini dapat diatur sesuai dengan langkah yang ingin dianalisis karena pada dasarnya *step default* lebih sering digunakan untuk analisis model yang tidak kompleks.



Gambar III. 8. Pengaturan *Step*

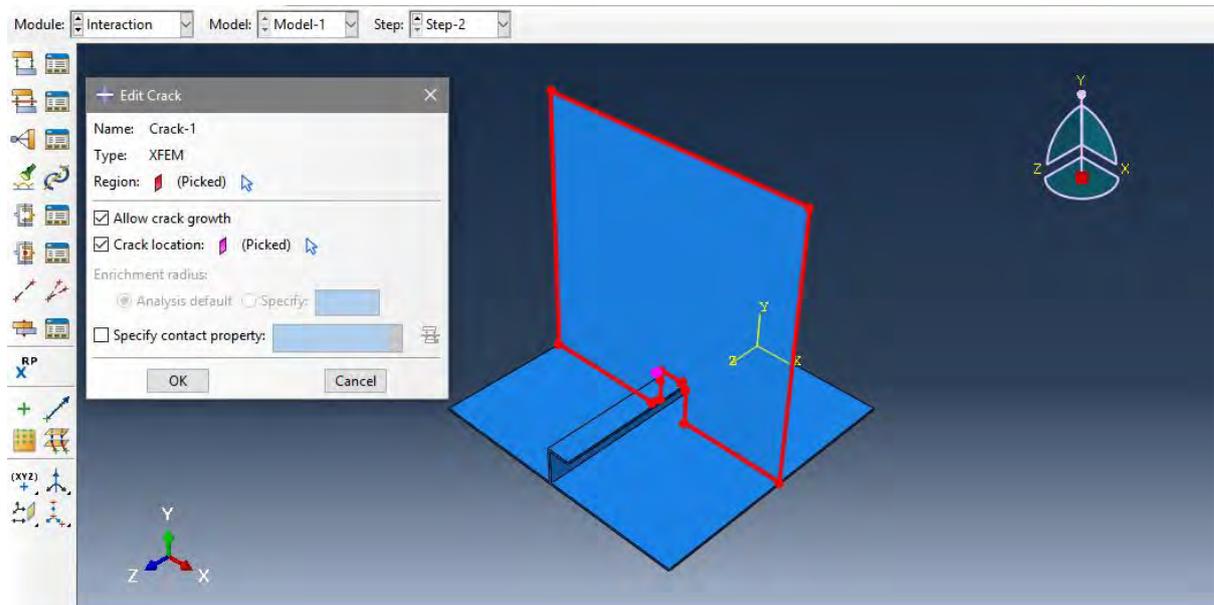
5. Pendefinisian *Crack*

Pada modul *interactions* > *special* > *crack* > *Create Crack* kemudian pilih part 3D yang telah di-*assembly* sebagai region merah dan pilih pelat 2D *crack* sebagai *crack location* terlihat, tampilan *toolbar* tersebut dapat dilihat selengkapnya pada Gambar III. 9.



Tahap ini digunakan untuk memilih daerah atau lokasi *crack* sebagai domain struktur yang mengalami kepecahan dan digunakan untuk memilih *crack* yang terjadi untuk

didefinisikan sebagai retak atau cacat pada struktur. untuk pemilihan retak dapat dipilih analisis yang digunakan statis atau dinamis.

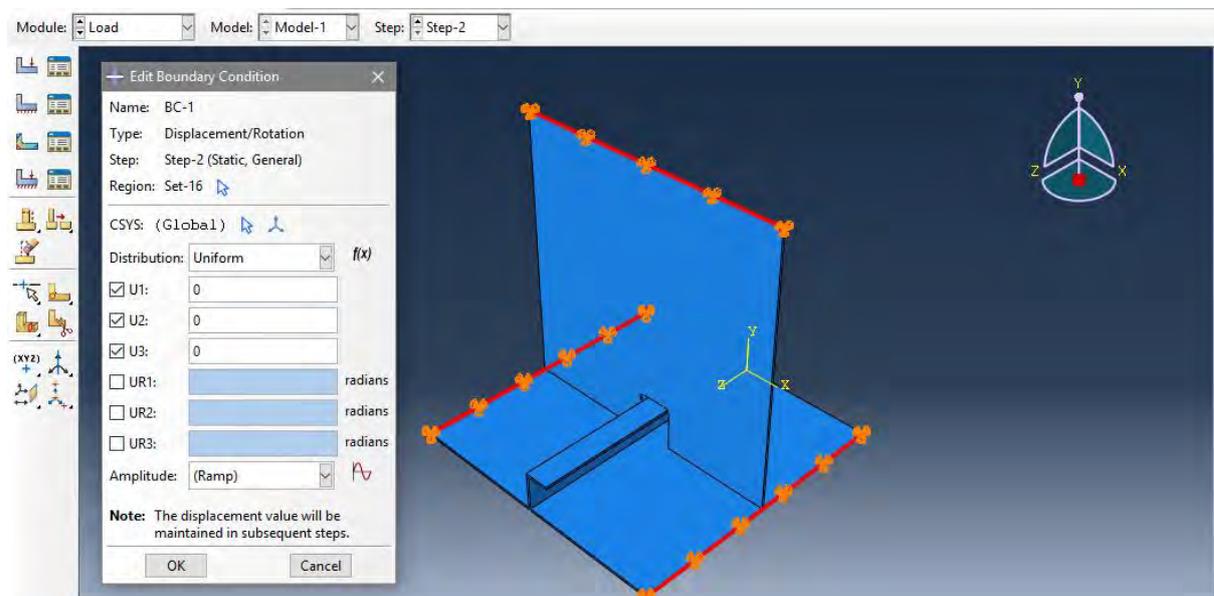


Gambar III. 9. Pendefinisian daerah retak

Pengaplikasian daerah retak didefinisikan melalui pengaturan ini, sehingga pemilihan daerah *crack* dapat ditentukan.

6. Pengaplikasian Kondisi Batas

Kondisi batas terdiri dari beban dan tumpuan. Beban dengan tipe *pressure* diberikan sebesar beban *pressure* yang telah dihitung. Beban diaplikasikan pada sisi luar pelat kulit. Sedangkan tumpuan yang digunakan adalah tipe displacement yang ditahan pada arah translasi x, y, z, tumpuan diberikan pada sisi kiri dan sisi kanan *cut out* dan pada sisi atas model. Pengaplikasiannya dapat dilihat pada Gambar III. 10.

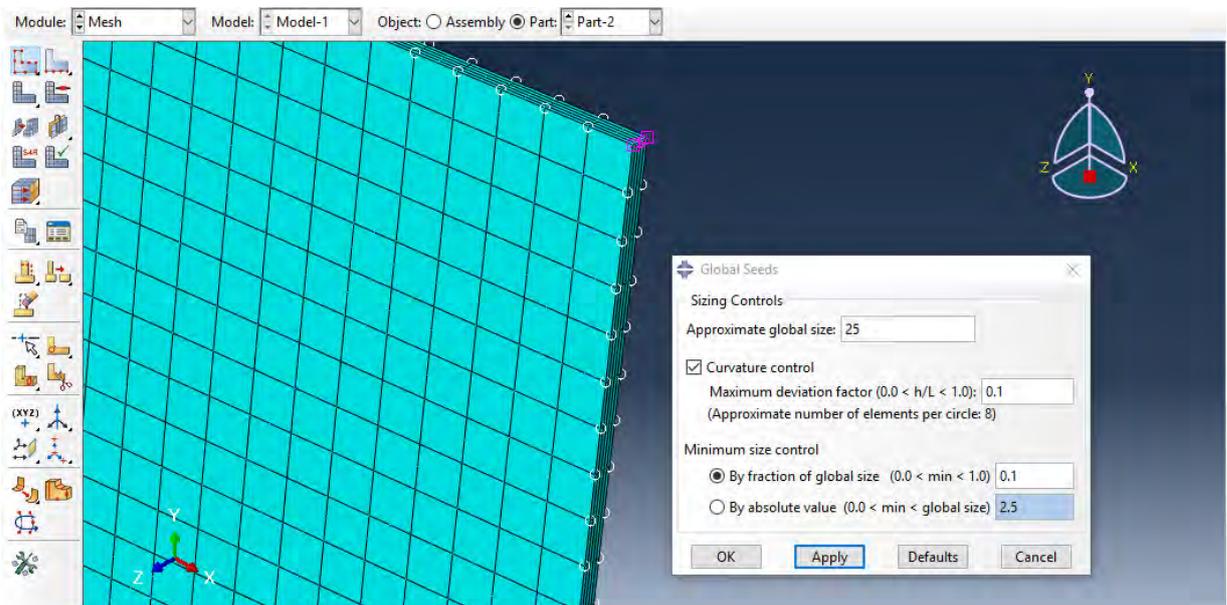


Gambar III. 10. Pengaplikasian Kondisi Batas

Tahapan ini berfungsi untuk memberikan tumpuan atau batas kondisi pada struktur, tujuannya adalah untuk mencapai respon yang mendekati kondisi sebenarnya

7. Meshing

Proses meshing hanya didefinisikan pada pelat 3D, pengaplikasiannya menggunakan mesh seed secara global dengan jarak 30 mm sesuai hasil konvergensi yang didapatkan sebelum pemodelan retak. Kemudian untuk keseluruhan model dipilih untuk dilakukan mesh control untuk memilih jenis elemen yang diinginkan. Pemberian ukuran elemen dapat dilihat pada Gambar III. 11.

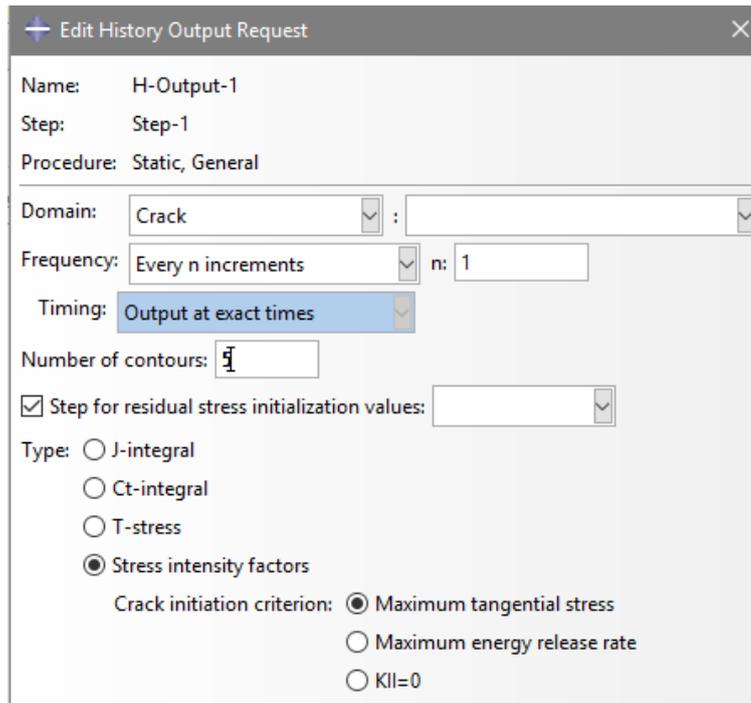


Gambar III. 11. Pemberian ukuran elemen

Pada tahap struktur dipecah menjadi elemen-elemen kecil, sebelum dilakukan analisis konvergensi harus dicapai pada tahap ini. Setelah konvergensi dapat dicapai analisis dapat dilanjutkan dengan memberikan perilaku yang sesuai dengan kondisi yang ada. Dengan meshing yang *valid*.

8. History Output

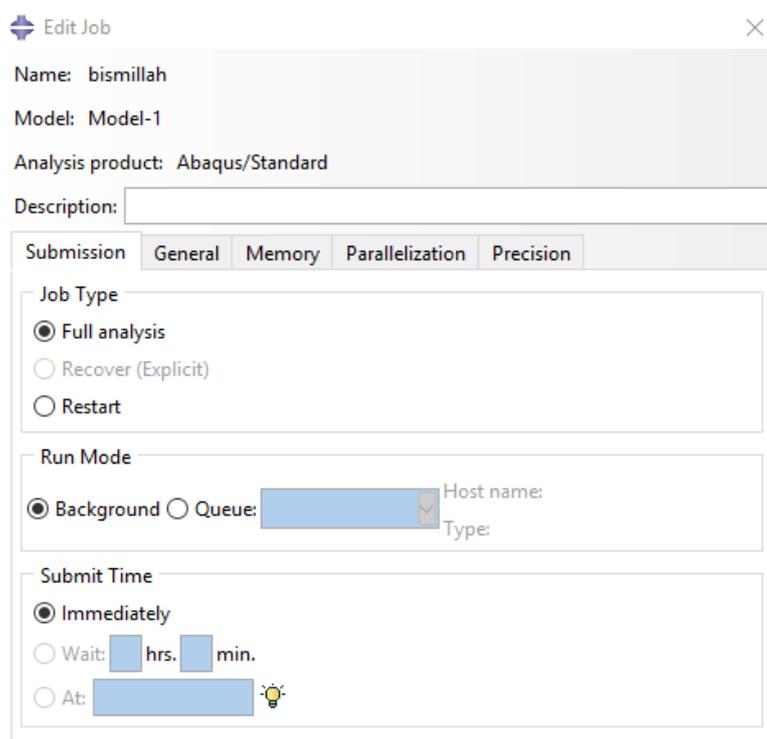
Pada modul *Step > history Output Request* definisikan *crack tip*. Dilakukan *request* kontur sebanyak 5 buah. Pada pengaturan ini berfungsi untuk mengeluarkan *output* SIF sebanyak jumlah kontur yang diminta pada model retak. Sehingga diperoleh pendefinisian *output* SIF pada model Crack pada gambar III.12. tahapan ini berfungsi untuk mengeluarkan data *output* yang diinginkan untuk analisis. Pengaturannya dilakukan sebelum *running* dilakukan.



Gambar III. 12. Pendefinisian output SIF pada model *Crack*

9. Membuat *Job* dan *Running*

Pada modul **Job** > **Create Job**, kemudian gunakan *setting default* dan tunggu proses *running* hingga status yang ditampilkan “*completed*”. Tampilan jendela pengaturan *running* dapat dilihat pada gambar III.13.

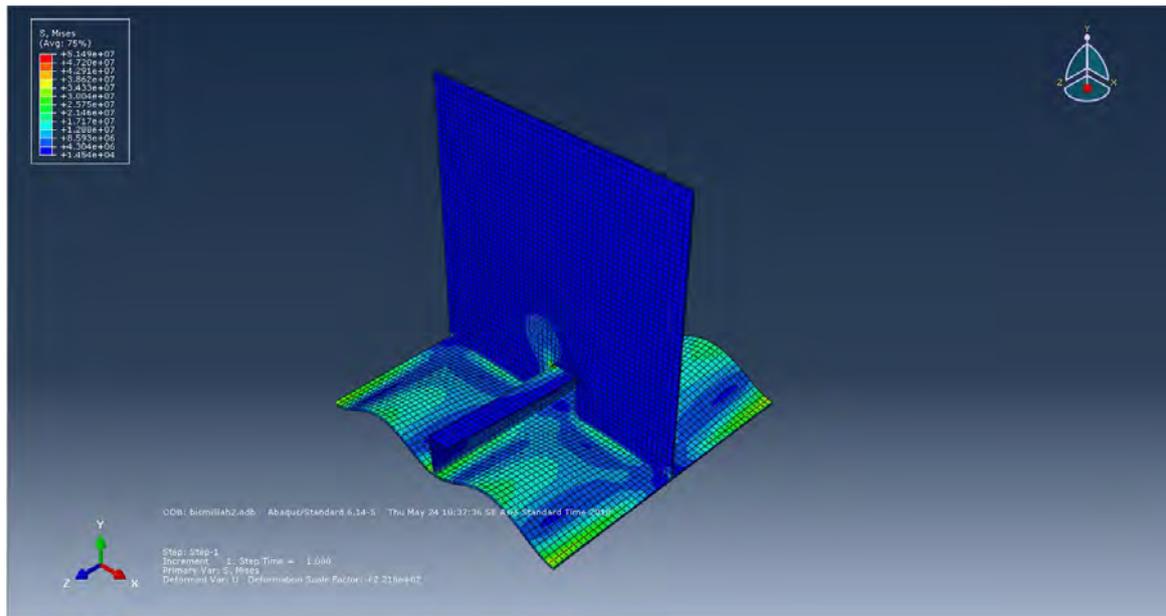


Gambar III. 13. Pengaturan *running*.

Tahapan ini dapat digunakan untuk melakukan percepatan *running* dengan mengatur jumlah *processor* pada komputer yang digunakan untuk mengoptimalkan kerjanya.

10. Visualisasi Hasil

Pada modul **Visualization**, pilih *deformed shape* dan lakukan beberapa pengaturan sesuai dengan keinginan, sehingga diperoleh visualisasi terbaik. Contoh gambar visualisasi dapat dilihat pada Gambar III. 14.

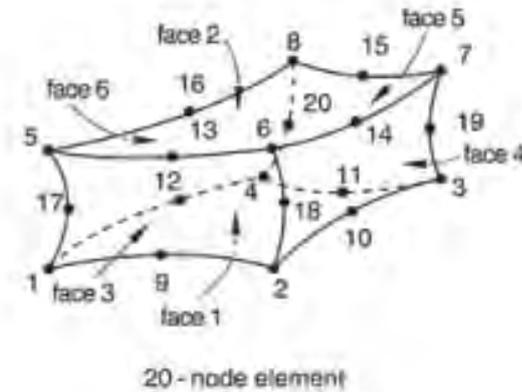


Gambar III. 14. Contoh hasil Visualisasi

III.6. Konvergensi Model

Uji konvergensi adalah salah satu cara untuk menentukan ukuran elemen yang tepat dalam pembuatan model sehingga model dapat menghasilkan nilai yang valid. Konvergensi dilakukan dengan membandingkan beberapa hasil analisis tegangan dengan ukuran elemen yang berbeda hingga mencapai hasil paling stabil pada tiap ukuran elemen. Tujuan konvergensi tersebut adalah menguji ketelitian dari software yang digunakan. Elemen yang digunakan untuk konvergensi adalah node 20 bricks yang ditunjukkan pada Gambar III. 15. 20-node bricks Element. Pemilihan elemen 20-node bricks element ini berdasarkan hasil *running* sebelumnya. Berdasarkan hasil *running* menggunakan 8 *node bricksel element*, tegangan yang terjadi pada struktur fluktuatif dan tidak dapat mencapai konvergensi. Dikarenakan hal tersebut digunakan elemen 20 node ini. Element ini memiliki node yang lebih dari element 8 node hal tersebut berpengaruh terhadap hasil tegangan yang dihasilkan. Distribusi tegangan pada elemen akan lebih akurat.

Keakuratan ini disebabkan dengan adanya node yang berjumlah lebih maka struktur mengalami lendutan lebih halus dan tidak banyak menimbulkan distorsi yang berakibat pada fluktuatifnya tegangan.



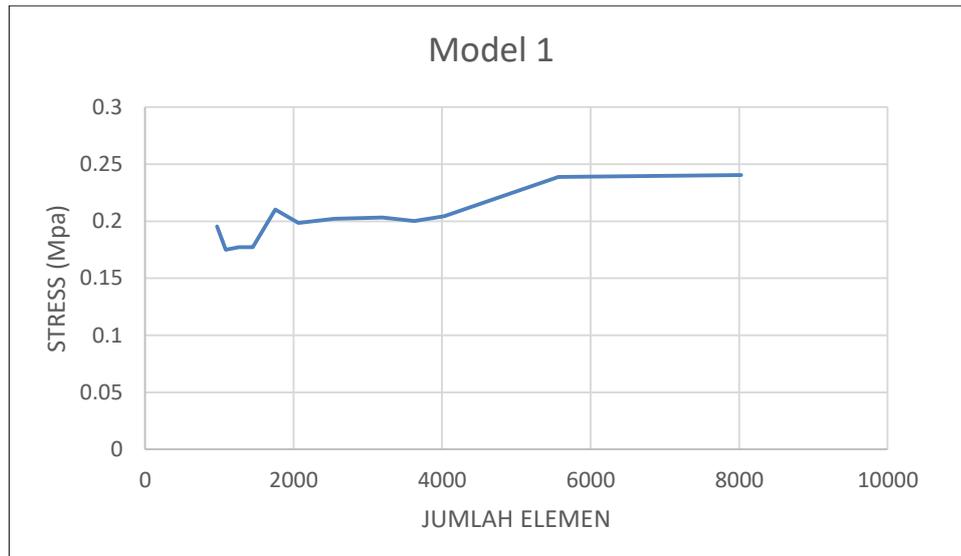
Sumber : Finite Element (2016)
Gambar III. 15. 20-node bricks Element

Berdasarkan hasil konvergensi yang dilakukan pada model 1 didapatkan hasil konvergensi yang dapat dilihat pada Tabel. III. 6 dan Gambar III. 16 untuk grafik konvergensi yang dicapai.

Tabel. III. 6. Konvergensi model 1

Model 1			
Ukuran Meshing	Jumlah Elemen	Stress (Pa)	Stress (MPa)
0.075	969	195402	0.195402
0.07	1089	174980	0.17498
0.065	1267	177078	0.177078
0.06	1450	177087	0.177087
0.055	1754	210306	0.210306
0.05	2068	198421	0.198421
0.045	2548	202238	0.202238
0.04	3197	203110	0.20311
0.0375	3628	200282	0.200282
0.035	4031	204336	0.204336
0.03	5569	238746	0.238746
0.025	8028	240560	0.24056

Pada Tabel. III. 6 menunjukkan hasil konvergensi tegangan dengan beberapa ukuran meshing, dapat terlihat konvergensi tercapai pada ukuran meshing antara 3 mm sampai 2.5 mm. dengan nilai tegangan yang dicapai sebesar 0.24 MPa.



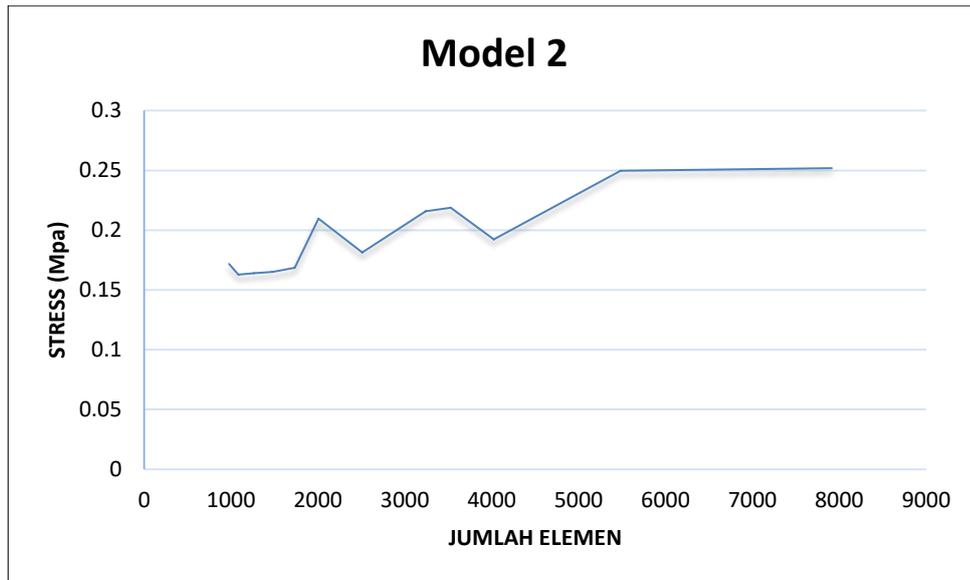
Gambar III. 16. Konvergensi Model 1

Berdasarkan dari grafik konvergensi yang diperoleh, proses perhitungan analisis tegangan dilakukan pada ukuran meshing 0.03 atau setara dengan 30 mm dengan jumlah elemen 5569. Sedangkan untuk konvergensi model kedua didapatkan pada ukuran mesh yang sama yaitu pada ukuran meshing 0.03 m atau 30 mm dengan jumlah elemen 5484. Konvergensi model kedua dapat dilihat pada Tabel. III. 7 dan Gambar.17.

Tabel. III. 7. Konvergensi model 2

Model 2			
Ukuran Meshing	Jumlah Elemen	Stress (Pa)	Stress (MPa)
0.075	977	172017	0.172017
0.07	1083	162994	0.162994
0.065	1263	164144	0.164144
0.06	1476	165240	0.16524
0.55	1734	168724	0.168724
0.05	2006	209843	0.209843
0.045	2510	181552	0.181552
0.04	3240	215964	0.215964
0.0375	3530	218894	0.218894
0.035	4023	192397	0.192397
0.03	5484	249966	0.249966
0.25	7915	251997	0.251997

Ditunjukkan pada Tabel III. 8. hasil konvergensi tegangan dengan beberapa ukuran meshing, dapat terlihat konvergensi tercapai pada ukuran meshing antara 3 mm sampai 2.5 mm. dengan nilai tegangan yang dihasilkan sebesar 0.25 MPa.



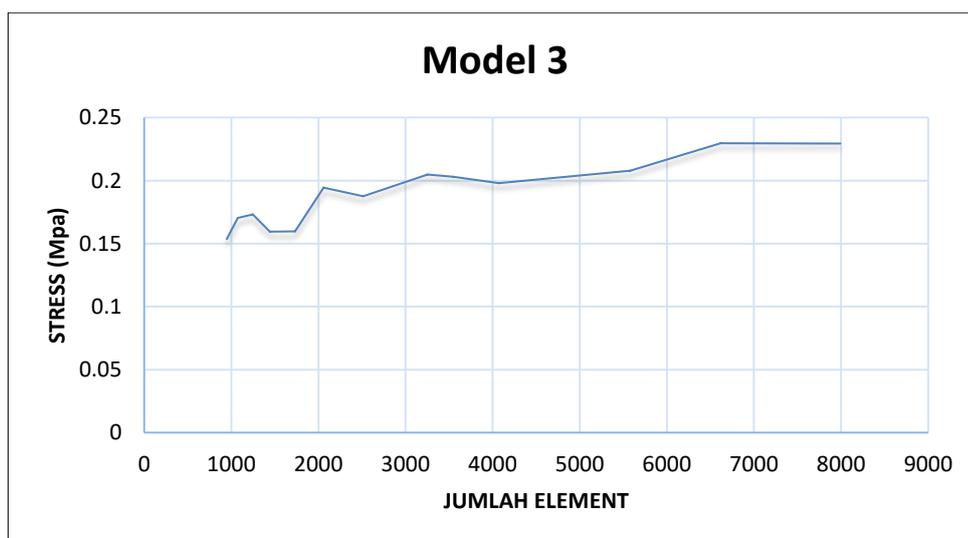
Gambar III. 17. Konvergensi Model 2

Untuk konvergensi model ketiga didapatkan pada ukuran mesh yang sama yaitu pada ukuran meshing 0.03 m atau 30 mm dengan jumlah elemen 5579. Konvergensi model ketiga dapat dilihat pada Tabel. III. 8 dan Gambar III. 18.

Tabel. III. 8. Konvergensi model 3

Model 3			
Ukuran Meshing	Jumlah Elemen	Stress(Pa)	Stress (MPa)
0.075	950	153788	0.153788
0.07	1073	170419	0.170419
0.065	1249	173339	0.173339
0.06	1445	159726	0.159726
0.055	1732	159828	0.159828
0.05	2061	194576	0.194576
0.045	2515	187891	0.187891
0.04	3252	205107	0.205107
0.0375	3547	203333	0.203333
0.035	4073	198177	0.198177
0.03	5579	208089	0.208089
0.0275	6620	229748	0.229748
0.025	7993	229671	0.229671

Model 3 memiliki sedikit perbedaan pada dua model sebelumnya untuk mencapai nilai konvergensi, pada model ini diberikan sisipan ukuran *meshing* 2.75 mm pada tahap konvergensinya. Setelah itu konvergensi dapat tercapai antara 3 mm sampai 2.5 mm.



Gambar III. 18. Grafik Konvergensi Model 3

Untuk konvergensi model ketiga didapatkan pada ukuran mesh yang sama yaitu pada ukuran meshing 0.03 m atau 30 mm dengan jumlah elemen 5579. Konvergensi model ketiga dapat dilihat pada Tabel. III. 8. dan Gambar III. 18.

III.7. Analisis Tegangan

Berdasarkan hasil *running* dari tiap-tiap model yang telah dilakukan konvergensi, didapatkan hasil nilai tegangan berikut pada tiap-tiap model, tegangan yang diperoleh akan direkap untuk dibandingkan dengan persyaratan yang diberikan oleh kelas. Tegangan yang dihasilkan untuk analisis ini untuk menjawab rumusan masalah untuk menentukan desain *cut out* yang menghasilkan tegangan paling kecil. Apabila tegangan yang dihasilkan lebih kecil dari yang disyaratkan kelas maka tegangan dianggap memenuhi persyaratan. Hasil dari tegangan tersebut akan direkap pada tabel yang dibandingkan dengan tegangan yang disyaratkan oleh kelas. Kelas yang digunakan dalam analisis ini adalah Beurau Veritas (BV). Nilai keamanan material yang diberikan dari BV adalah tegangan *yield* yang dihasilkan tidak boleh melebihi dari 235 MPa.

Tegangan yang digunakan untuk analisis kelelahan *crack* ini adalah tegangan yang terjadi ke arah sumbu X dan sumbu Y. Tegangan sumbu X berfungsi sebagai inputan *Stress Intensity Factor* Mode 1 dan tegangan pada arah Y berfungsi untuk *Stress Intensity Factor* Mode 2. Dari hasil tersebut, akan dapat diketahui bahwa terjadi perambatan *Crack* atau tidak. Persamaan Paris Law yang digunakan adalah jumlah kalkulasi delta K. Perambatan *crack* terjadi apabila delta K lebih besar dari nilai K_{Ic} , apabila nilai K_{Ic} lebih besar dari delta K maka perambatan retak tidak terjadi. Pada analisis ini perambatan retak tidak terjadi dikarenakan nilai kalkulasi delta K lebih kecil dari K_{Ic} .

Tegangan *von Mises* yang dihasilkan akan dibandingkan dengan tegangan yang disyaratkan oleh klasifikasi. Apabila tegangan ini memiliki nilai yang lebih kecil dari yang disyaratkan maka kondisi kekuatan daerah tinjauan dapat diterima oleh kelas atau tegangan memenuhi persyaratan.

III.8. Perhitungan *Fatigue*

Pada penelitian ini dilakukan dua pendekatan perhitungan kelelahan yaitu berdasarkan perhitungan *simplified* dengan mengambil nilai dari besarnya konsentrasi tegangan pada material dan menggunakan perhitungan mekanika kepecahan dengan pemberian retak awal. Kemudian dilakukan pendekatan XFEM untuk memverifikasi nilai dari tegangan metode mekanika kepecahan pada setiap K faktor mode 1.

III.8.1. Berdasarkan perhitungan *Fatigue* metode *Simplified*

Berdasarkan penjelasan pada Bab II, penentuan umur kelelahan digunakan aturan *simplified fatigue life assesment* yang mengacu pada parameter S-N. Perhitungan umur kelelahan dilakukan dengan persamaan dibawah ini:

$$D_{fat} = \frac{N}{K_1} \frac{\Delta\sigma_{EQ}^{m1}}{(-\ln(P_R))^{m1/\xi}} \mu_i \Gamma \left(1 + \frac{m}{\xi} \right) \quad (III.2)$$

Dimana:

N = Total Periode Desain Kelelahan (s)

$\Delta\sigma_{EQ}$ = *Stress Range* pada Konsentrasi Tegangan (MPa)

ξ = Parameter bentuk dari *Weibull* untuk siklus tegangan = 1

Γ = Gamma Function didapat dari (*keisan.casio.com*)

K_1 = Parameter material dari Kurva S-N

m = Parameter material dari Kurva S-N
= 3.0

μ_i = Koefisien dari kurva S-N =1 (tanpa efek korosi)

P_R = *probability level*

Kemudian dilakukan perhitungan umur dengan persamaan berikut:

$$Fatigue = \frac{Design\ Life}{D_{fat}}$$

Berdasarkan persamaan di atas akan didapatkan damage yang akan menjadi pembagi dari umur desain kapal yaitu selama 25 tahun.

III.8.2. Berdasarkan Perhitungan Mekanika Kepecahan

Umur kelelahan dapat diperhitungkan setelah mendapatkan jumlah siklus dari tiap ukuran retak yang terjadi. Ukuran tiap-tiap retak diasumsikan dan dibagi sesuai persentase yang peneliti lakukan sesuai dengan jurnal yang digunakan sebagai acuan untuk mendapatkan jumlah a (retak awal) yang terjadi. Ukuran retak yang dijadikan acuan adalah retak maksimal. Untuk mendapatkan a maksimal atau retak kegagalan digunakan persamaan:

$$a_f = \left(\frac{K_{ic}}{\alpha \sigma_{max}} \right) \quad (III.3)$$

Dimana:

a_f = Retak gagal (mm)

K_{ic} = *Fracture Toughness* (MPa \sqrt{m})

α = nilai untuk edge crack adalah 1.12

σ_{max} = Tegangan tensor (MPa)

Hasil dari a_f tersebut dibagi untuk mendapatkan jumlah siklus (N) dari tiap-tiap a yang didapatkan dengan persamaan berikut:

$$N_f = \frac{2}{(m-2) C Y^m \Delta \sigma^m} \left[\frac{1}{a_0^{(m-2/2)}} - \frac{1}{a_f^{(m-2/2)}} \right] \quad (III.4)$$

Dimana:

N_f = Jumlah siklus (s)

C = Koefisien Jenis Material *Ferrite Pearlite* ($6,9 \times 10^{-12}$)

Y = Nilai untuk jenis retak

m = koefisien jenis material = 3

$\Delta \sigma$ = Nilai rentang tegangan Mode 1

N siklus dari retak gagal dapat digunakan untuk menghitung umur kelelahan atau periode gagal pada struktur tersebut dengan menggunakan persamaan berikut:

$$N_t = \frac{\alpha_0 T}{4 \log L} \quad (III.5)$$

Dimana:

N_t = Total Asumsi siklus umur kapal selama 25 tahun (s)

L = Panjang Kapal (m)

α = Faktor berlayar untuk kondisi bongkar muat operasi dan perbaikan (nilai= 0.85)

T = Umur kapal $7,884 \times 10^8$ (s)

Perhitungan dari siklus hingga mencapai final crack digunakan untuk mengetahui penjaran retak, yang mana pada langkah sebelumnya dapat ditentukan umur dengan pendekatan menggunakan formula Plagmern dengan membalik faktor yang dicari yaitu umur kelelahan pada detail struktur tersebut dengan memasukkan nilai N siklus af untuk mengetahui proses kelelahan yang terjadi, maka persamaan di atas menjadi:

$$T = \frac{4 \log L}{\alpha_0} N = 4,71 \times \log L \times N$$

Untuk nilai T sama pada satuan detik.

Setelah dikonversikan jumlah siklus persamaan diatas menjadi,

$$T = 1.492 \times 10^{-7} \log L \times N$$

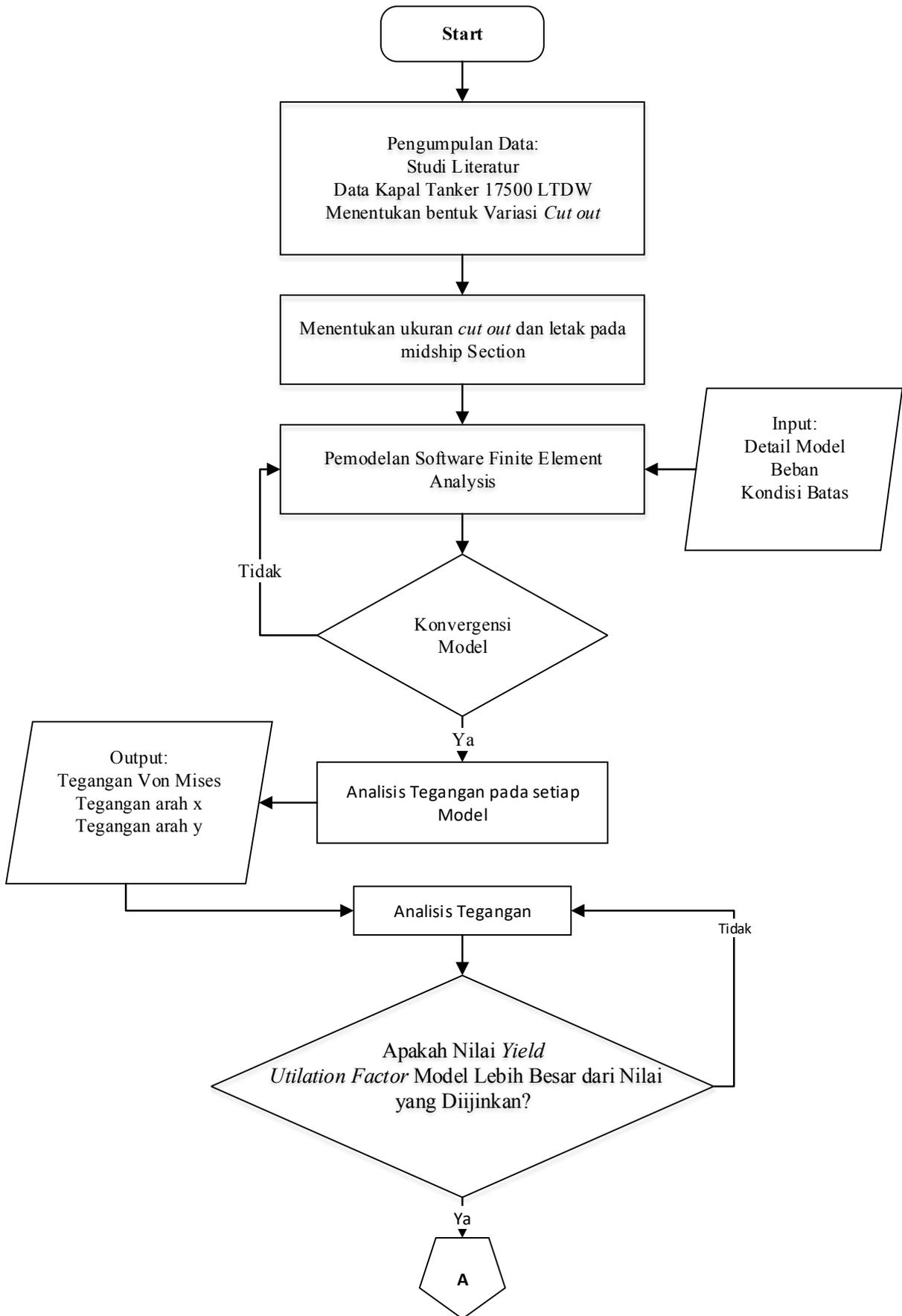
Untuk nilai T pada satuan Tahun

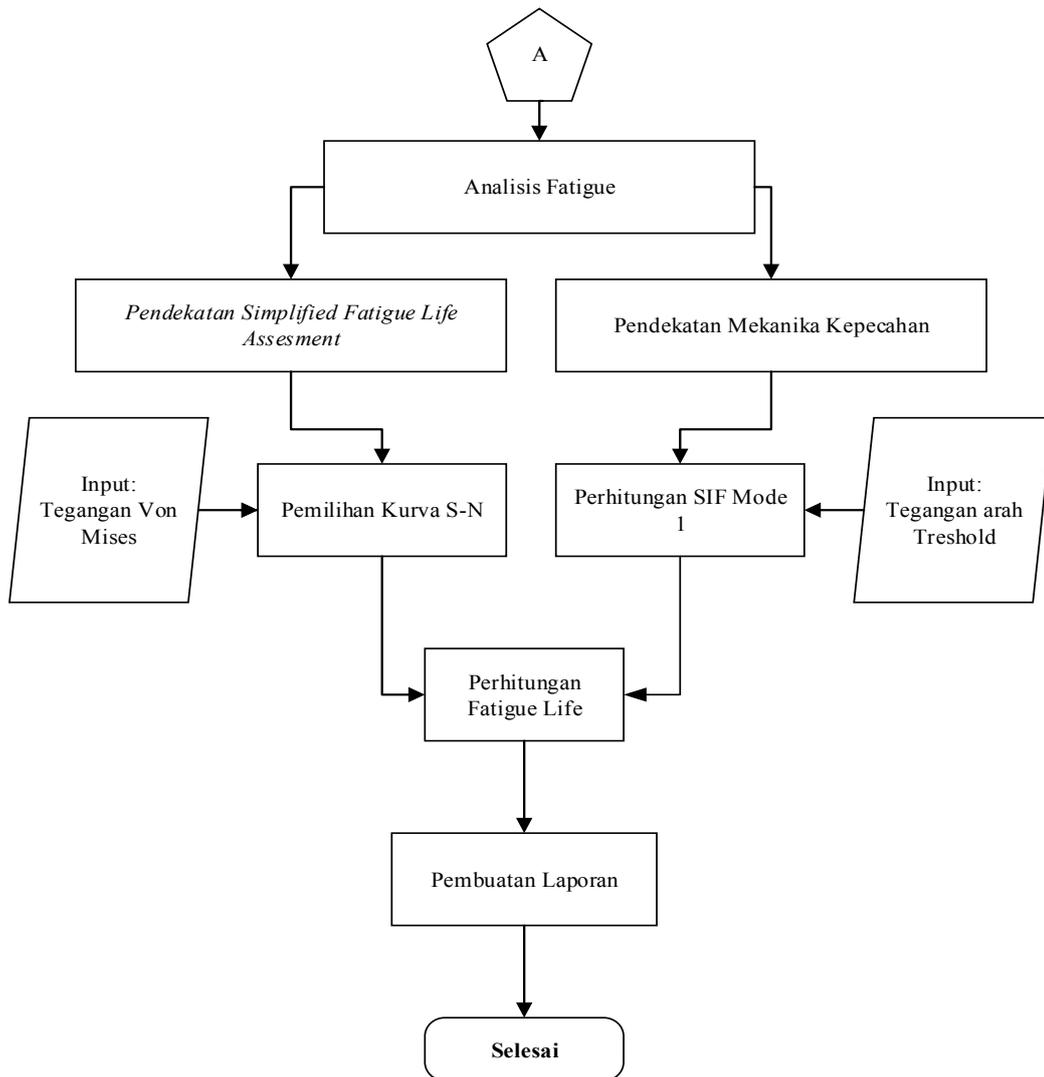
III.8.2.1. Penentuan Usia Retak

Pembagian panjang retak dari retak awal sampai retak akhir dilakukan berdasarkan jurnal *Polish Maritime Research* yaitu sebesar 0%, 15%, 25%, 28%, 50%, 75% dan 100%. Berdasarkan nilai pembagian tersebut dapat ditentukan kurva siklus pada setiap panjang retak yang terjadi. Setiap panjang retak yang terjadi pada setiap model digunakan untuk melihat persentase besarnya nilai umur struktur sebelum mencapai N *failue* atau kegagalan pada struktur agar stuktur tersebut dapat diperbaiki.

III.9. Bagan Alir

Metodologi penelitian menunjukkan metode-metode yang digunakan dalam menyelesaikan permasalahan pada tugas akhir ini. Penggunaan metode ini dilakukan sesuai dengan langkah-langkah pekerjaan yang diuraikan pada Gambar III. 19. Diagram Alir Tugas Akhir.





Gambar III. 19. Diagram Alir Tugas Akhir

Halaman ini sengaja dikosongkan

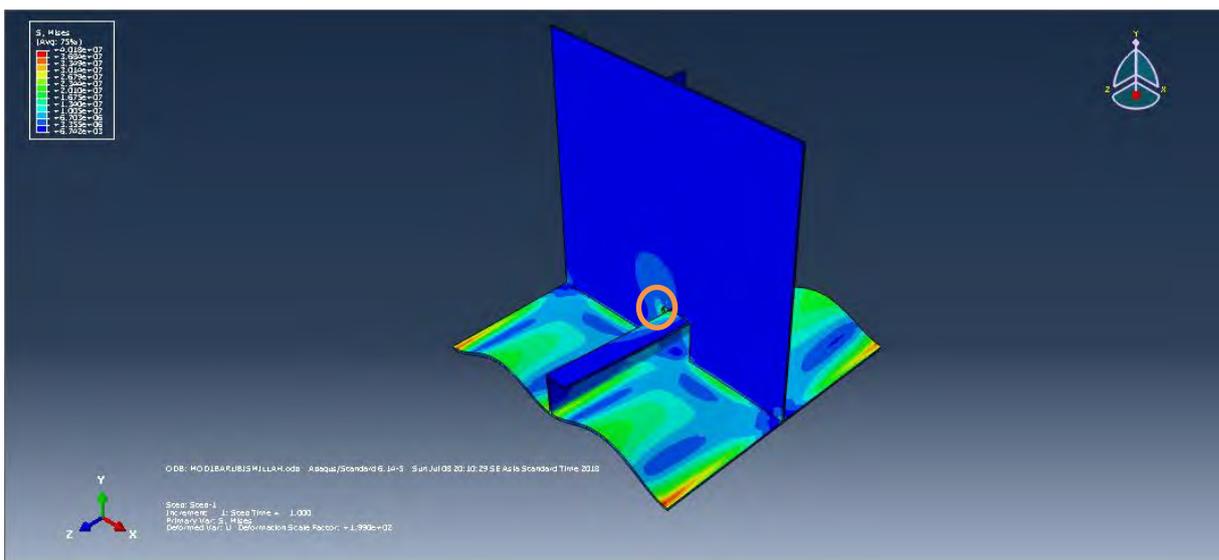
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

IV.1. Pendahuluan

Pada Bab IV ini berisi hasil dan pembahasan mengenai tegangan yang terjadi pada model, perhitungan mekanika kepecahan dan analisis kelelahan yang merupakan hasil dari metodologi yang telah digunakan pada Bab sebelumnya.

IV.2. Analisis Tegangan *Cut Out*

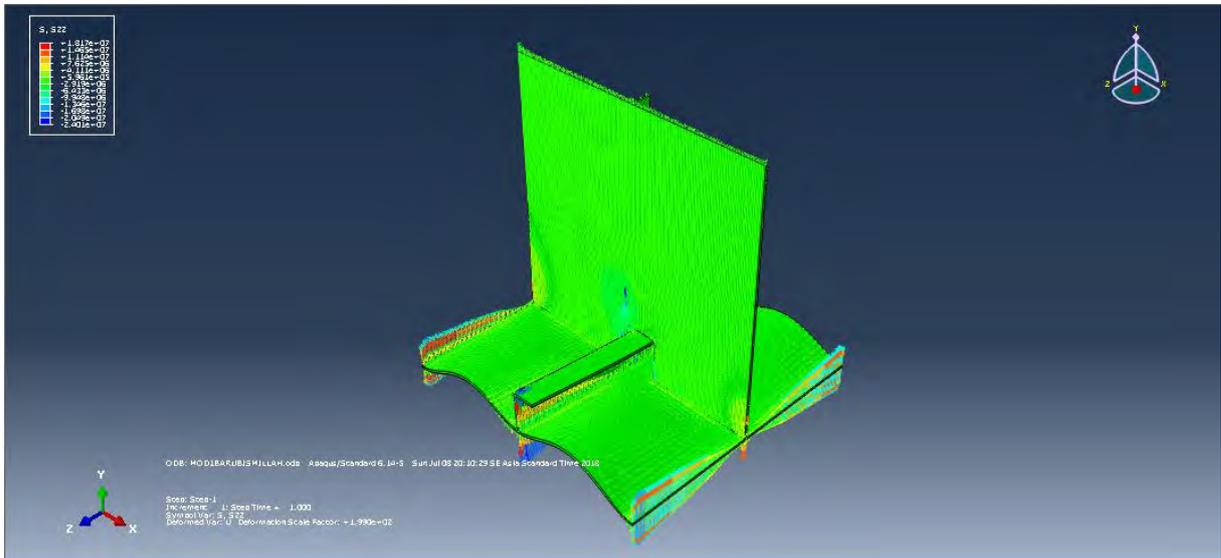
Setelah melakukan pemodelan menggunakan *software* elemen hingga pada pelat, penegar serta lambung sisi maka tahap selanjutnya adalah melakukan analisis berupa besar tegangan yang terjadi pada model setelah dikenai beban. Hasil tegangan ini akan digunakan untuk pengecekan kekuatan model. Kekuatan model pelat berpenegar dan *cut out* dianggap memenuhi jika nilai tegangan maksimum pada model tidak melebihi tegangan yang diizinkan. Dalam pengerjaan penelitian ini nilai tegangan izin diambil dari nilai minimum *upper yield* (R_{EH}) untuk baja normal 235 N/mm² serta mengabaikan nilai dari deformasi yang terjadi dan berfokus pada tegangan yang terjadi pada *cut out slot design*.



Gambar IV. 1. Tegangan *Von Mises* pada Model I

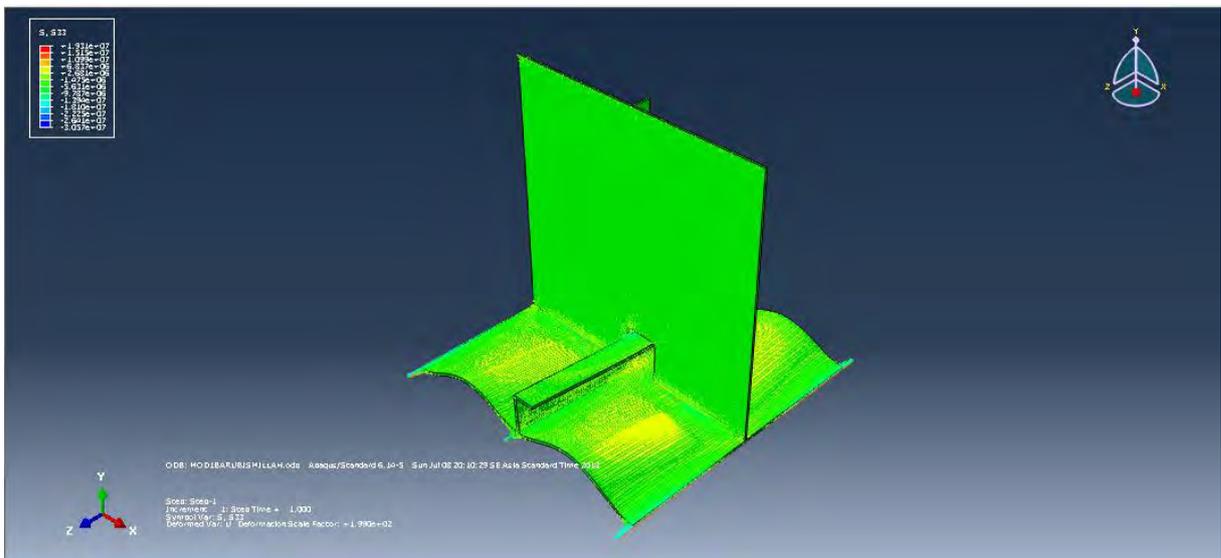
Gambar IV. 1 Berdasarkan dari analisis tegangan yang dilakukan pada model didapatkan hasil tegangan maksimum sebesar 40.18 MPa pada model, tegangan tersebut tidak

terletak pada daerah *slot* dikarenakan pada model satu ada lubang dengan $r=25$ mm pada sisi penegar yang memindahkan tegangan maksimal pada strut yang menyangga saat penegar mengalami deformasi.



Gambar IV. 2. Tegangan arah Sumbu Y

Gambar IV. 2 menunjukkan arah tegangan searah dengan sumbu Y dengan nilai tegangan yang dihasilkan adalah sebesar 18.17 MPa. Tegangan ini digunakan untuk menghitung nilai *stress concentration factor* pada perhitungan mekanika kepecahan. Pada model 1 tegangan yang dihasilkan lebih besar dari model lain.

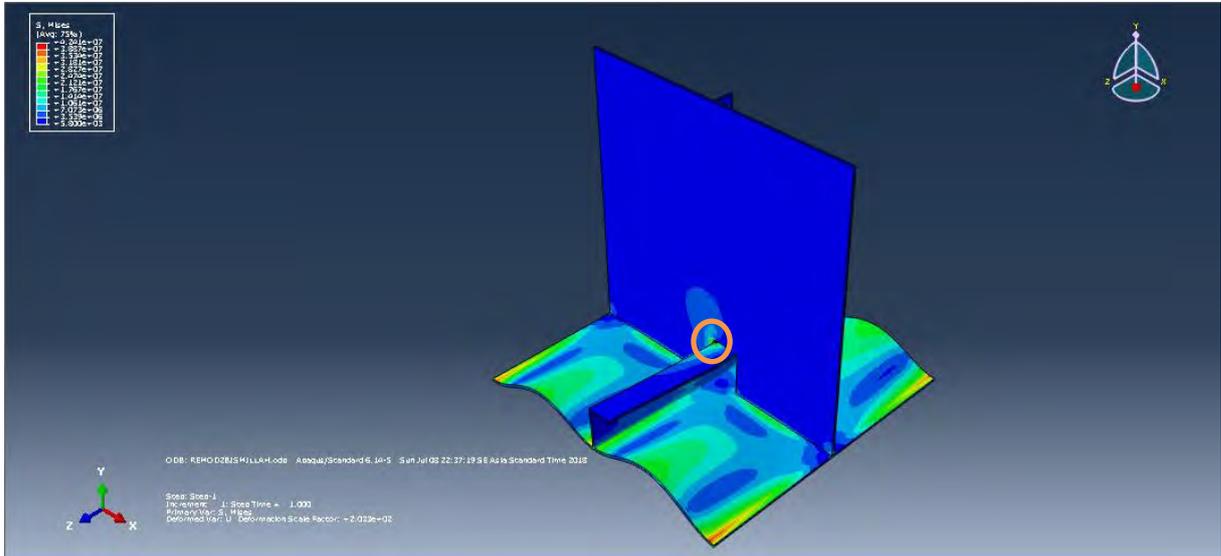


Gambar IV. 3. Tegangan arah Sumbu Z

Gambar IV. 3 merupakan hasil arah tegangan searah dengan sumbu Z dengan nilai maksimum yang dihasilkan adalah sebesar 19.31 Mpa. Tegangan arah sumbu Z ini adalah tegangan geser yang digunakan untuk melakukan perhitungan *SCF* mode 2.

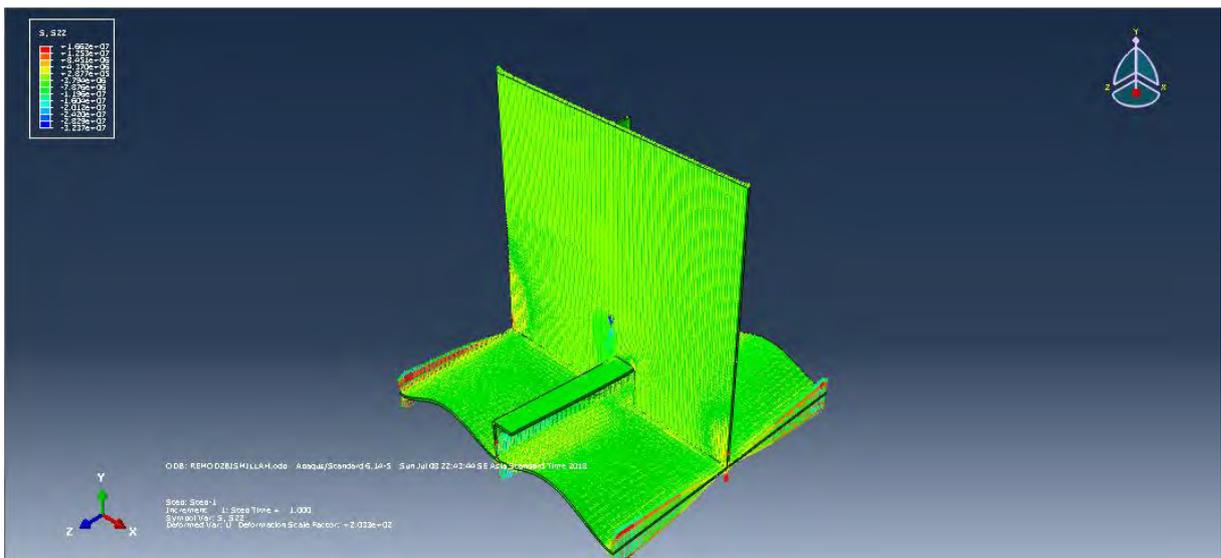
IV.1.2. Model *Cut Out* II

Model kedua dari *cut out* ini lebih sederhana dengan pengurangan setengah lingkaran yang sejajar dengan penegar. Bentuk tersebut diganti dengan bentuk yang simetris dengan $r = 25$ mm.



Gambar IV. 4. Tegangan *Von Mises* pada Model II

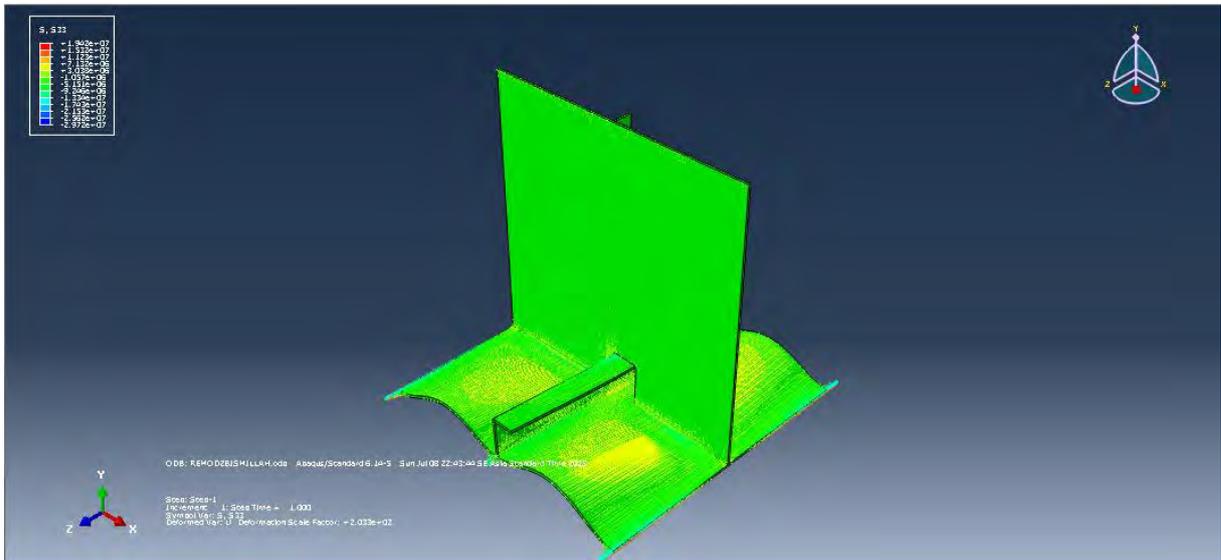
Gambar IV. 4 Hasil di atas menunjukkan nilai tegangan *von Mises* maksimum pada model II adalah sebesar 42.40 MPa yang terletak pada bagian penampang *cut out* yang terletak pada sebelah *longitudinal*. Lokasi Tegangan Maksimal terjadi pada *cut out* yang berbenturan dengan penegar dan *strut*. Dikarenakan tidak ada lubang pada ujung *slot* maka tegangan berpusat pada ujung *strut* yang tepat dibelakang *cut out*.



Gambar IV. 5 Tegangan arah Sumbu Y

Tegangan arah sumbu Y maksimum yang dihasilkan adalah sebesar 16.62 Mpa ditunjukkan pada Gambar IV. 5. Tegangan yang dihasilkan lebih kecil dari mode 1.

Tegangan ini lebih kecil diakibatkan oleh tidak adanya lingkaran yang dijadikan sebagai pereduksi tegangan saat penegar mengalami deformasi kearah *cut out*.

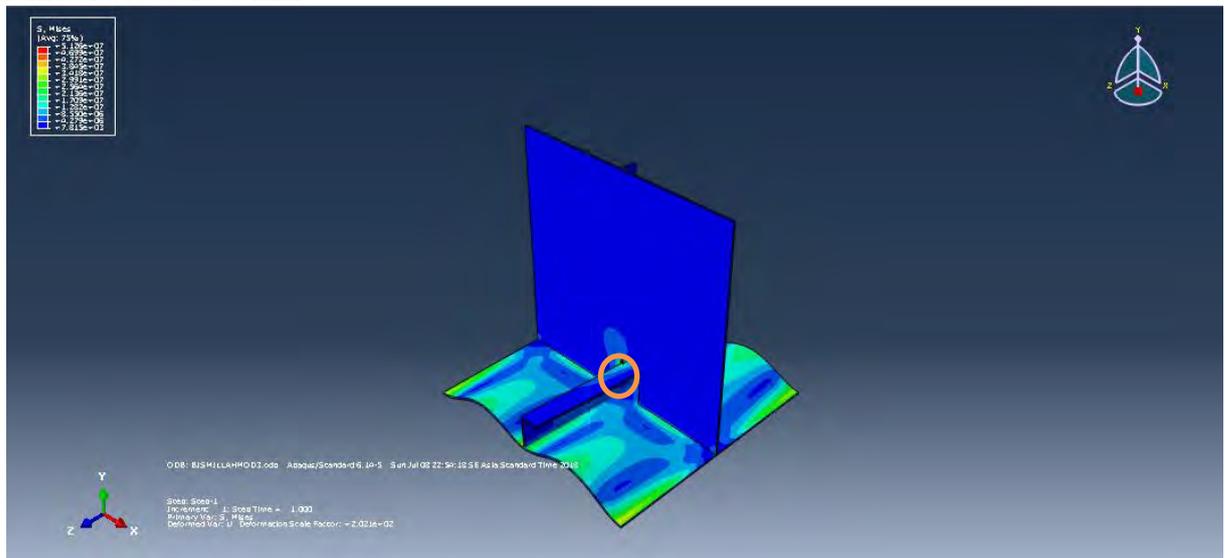


Gambar IV. 6. Tegangan arah Sumbu Z

Berdasarkan Gambar IV. 6 merupakan hasil tegangan searah sumbu Z maksimum yang dihasilkan adalah sebesar 19.42 Mpa. Tegangan ini tidak berbeda jauh dari model 1 dikarenakan semua model memiliki ukuran lebar model yang relatif sama.

IV.1.3. Model *Cut Out* III

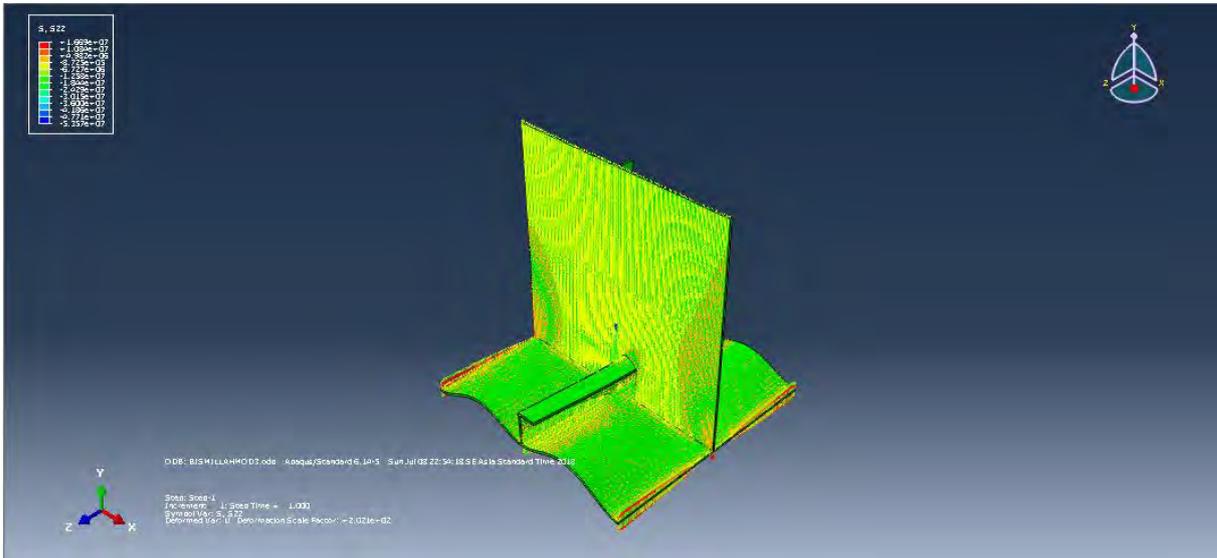
Pada model 3 potongan diatas diganti dengan model setengah lingkaran dengan ukuran diameter sebesar 78 mm.



Gambar IV. 7. Tegangan *Von Mises* pada Model III

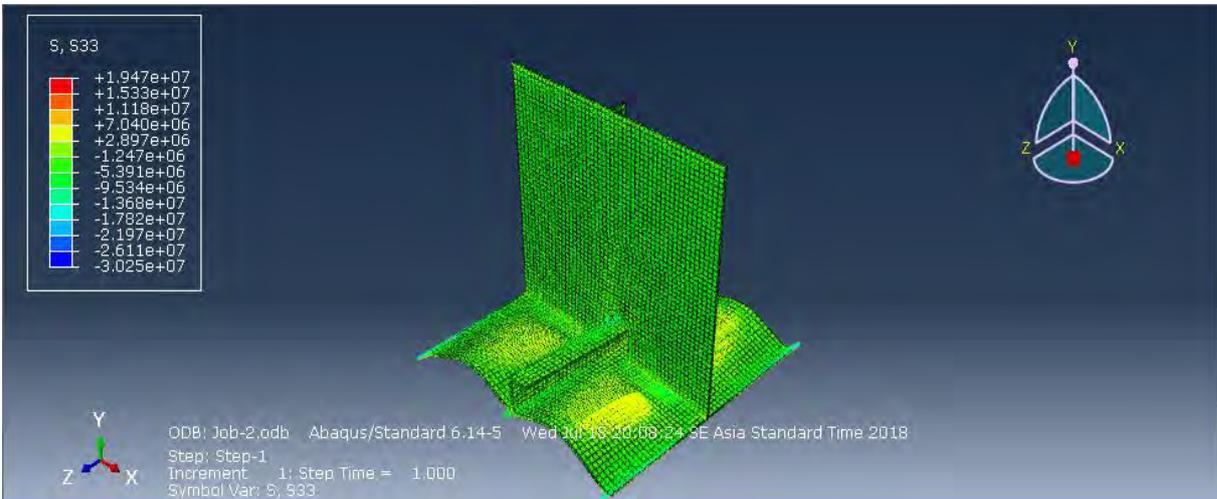
Gambar IV. 7 menunjukkan Nilai tegangan *von Mises* maksimum pada model III sebesar 51.26 MPa yang terletak pada bagian penampang *cut out* yang terletak pada sebelah *longitudinal*. Tegangan pada model 3 memiliki nilai terbesar.

Nilai tegangan yang besar diakibatkan tidak adanya lingkaran pada bagian sisi penegar yang menyebabkan tekanan penegar pada model menghasilkan tegangan yang besar.



Gambar IV. 8. Tegangan arah Sumbu Y

Tegangan arah sumbu Y maksimum yang dihasilkan adalah sebesar 16.69 Mpa. Ditunjukkan pada Gambar IV. 8.



Gambar IV. 9. Tegangan arah Sumbu Z

Gambar IV. 9 menunjukkan tegangan arah sumbu Z maksimum yang dihasilkan adalah sebesar 19.47 Mpa.

IV.3. Pembahasan Hasil

Pada pembahasan hasil ini akan dijelaskan mengenai hasil analisis dari penelitian yang dilakukan pada ketiga variasi model *cut out*. Pembahasan yang disajikan berupa data hasil tegangan, analisis kekuatan serta perhitungan umur kelelahan dari ketiga model tersebut.

IV.2.1. Tegangan yang terjadi di *Cut Out*

Salah satu tujuan dari penelitian ini adalah mengetahui kekuatan dari struktur yang dimodelkan. Berdasarkan hasil dari analisis yang dilakukan dan telah dijelaskan pada sub-bab sebelumnya, maka dapat ditampilkan pada bentuk tabel pada Tabel IV.1. Hasil nilai Tegangan pada masing-masing variasi *cut out*.

Tabel IV. 1. Hasil Tegangan *Von Mises*.

Variasi <i>Cut Out</i>	Untuk Kekuatan Struktur
	Tegangan <i>Von Mises</i> (MPa)
Model 1	40.18
Model 2	42.4
Model 3	51.26

Pada tabel terlihat bahwa tegangan terbesar terjadi pada model 3 dengan nilai tegangan 51.26 MPa. dan tegangan terkecil terletak pada model 1 dengan nilai tegangan 40.18 MPa. Masing-masing tegangan tersebut merepresentasikan tegangan *von Mises* yang terjadi pada konsentrasi tegangan pada tiap model.

Tabel IV. 2. Hasil Tegangan arah sumbu Y

Variasi <i>Cut Out</i>	Untuk Mekanika Kepecahan
	Tegangan (MPa)
Model 1	18.17
Model 2	16.62
Model 3	16.69

Tabel IV.2. menjelaskan tegangan arah sumbu Y terbesar terlihat pada model 1 sebesar 18.17 MPa sedangkan tegangan dengan nilai terkecil terlihat pada model 2 sebesar 16.62 Mpa. Tegangan pada arah sumbu Y digunakan sebagai input untuk nilai K_1 pada persamaan retak Mode 1. Hal yang menyebabkan tegangan model 1 adalah dari bentuk geometri struktur pada model 1 memiliki lubang setengah lingkaran disisi penegar untuk mereduksi tekanan yang diakibatkan oleh penegar, hal ini menyebabkan permukaan tersebut memiliki lubang dan lemah terhadap tarikan. Sedangkan untuk nilai tegangan pada sumbu Z pada tabel IV.2.

Tabel IV. 3. Hasil Tegangan arah sumbu Z

Variasi <i>Cut Out</i>	Untuk Mekanika Kepecahan
	Tegangan (MPa)
Model 1	19.31
Model 2	19.42
Model 3	19.47

Dijelaskan tegangan arah sumbu Y terbesar terlihat pada model 3 sebesar 19.47 MPa sedangkan tegangan dengan nilai terkecil terlihat pada model 2 sebesar 19,42 Mpa. Tegangan pada arah sumbu Y digunakan sebagai input untuk nilai K_2 pada persamaan retak Mode 2 yang dapat dilihat pada Tabel IV.3.

IV.2.2. Analisis Kekuatan

Berdasarkan hasil dari simulasi yang dilakukan maka didapatkan tegangan maksimum dari setiap model. Analisis dilakukan pada tegangan maksimum dikarenakan tegangan maksimum dianggap yang paling berpengaruh untuk menentukan struktur tersebut layak atau tidak. Nilai-nilai tegangan harus dikomparasikan dengan nilai tegangan yang diizinkan oleh regulasi. Regulasi yang digunakan pada penelitian ini adalah CSR. Menurut CSR, mengenai *Strength Assesment* (FEM), tegangan izin menggunakan rasio dengan persamaan tegangan sebagai berikut:

$$\lambda_y = = \frac{\sigma_{vm}}{\sigma_{yd}} \quad (IV.1)$$

Dimana:

λ_y = *Yield Utilisation Factor*

λ_{yreq} = *Yield Utilisation Factor requirements*

σ_{vm} = Tegangan Von Mises (MPa)

σ_{yd} = Tegangan Yield (MPa)

Model yang digunakan pada penelitian terdapat pada *wing tank*, karena hal tersebut dalam analisis batas maksimum tegangan izin menurut batas rasio tegangan izin dengan nilai 0,72 (CSR, 2012). Hasil dari analisis nilai tegangan dari model dapat dilihat pada Tabel IV. 4

Tabel IV. 4. Hasil Analisis Tegangan

Variasi	Untuk Kekuatan Struktur	Persyaratan BV	λ_y	λ_{yreq}	Keterangan
	Tegangan Von Mises (MPa)	Tegangan Izin (MPa)			
Model 1	40.18	169.2	0.23	0.72	Memenuhi
Model 2	42.40	169.2	0.25	0.72	Memenuhi
Model 3	51.26	169.2	0.30	0.72	Memenuhi

Dari hasil perbandingan diatas maka dapat diketahui bahwa tegangan yang terjadi pada *cut out slot design* memenuhi tegangan yang diizinkan. Berdasarkan hasil analisis tegangan paling kecil didapatkan pada model 1.

IV.2.3. Perhitungan *Final Crack*

Setelah dilakukan simulasi dari data diatas dan didapatkan nilai dari tegangan arah Y dan tegangan arah Z. perhitungan umur berdasarkan penjalaran retak dapat dilakukan. Dengan pemberian *crack* awal sebesar 3 mm maka perhitungan a_f didapatkan menggunakan persamaan berikut:

$$a_f = \left(\frac{K_{ic}}{\alpha \sigma_{max}} \right)^2 \frac{1}{\pi} \quad (IV.2)$$

Dimana:

a_f = panjang retak gagal (mm)

K_{ic} = *Fracture Toughness* ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$)

α = nilai untuk edge crack adalah 1.12

σ_{max} = Tegangan tensor (mode I) (MPa)

Setelah dilakukan perhitungan nilai a_f dari masing-masing model didapatkan dapat dilihat pada Tabel IV. 5

Tabel IV. 5. Hasil perhitungan panjang retak gagal

Variasi	a_0 (mm)	A_f (mm)
Model 1	3	211
Model 2	3	252
Model 3	3	250

IV.2.4. Hasil perhitungan SIF dari masing-masing Model

Stress Intensity Factor (SIF) pada model didapatkan dengan menggunakan tegangan arah Y dan arah Z. nilai SIF untuk K_1 menggunakan tegangan arah Y dan K_2 menggunakan tegangan arah Z pada ketiga model dapat dilihat pada Tabel IV. 6.

Tabel IV. 6. Hasil Perhitungan SIF

Variasi	K_1 ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$)	K_2 ($\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$)
Model 1	1.305	2.1121
Model 2	1.31	2.1100
Model 3	1.305	2.1164

Dari Hasil Perhitungan SIF digunakan untuk menghitung nilai ΔK_1 dan ΔK_2 untuk menentukan bahwa terjadi penjalaran retak atau tidak dengan menggunakan persamaan berikut:

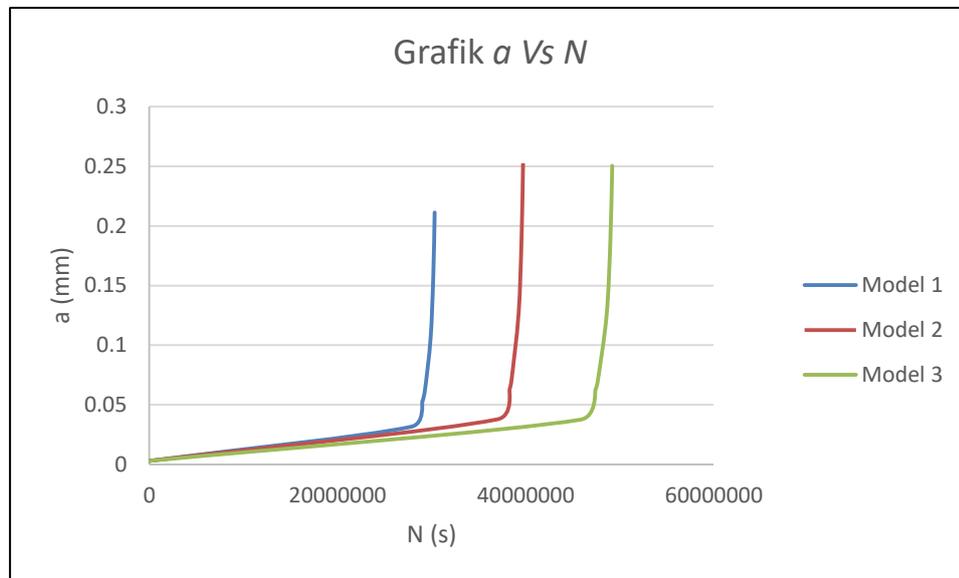
$$\Delta K_{eff} = (\Delta K_1^4 + \Delta K_2^4)^{1/4}$$

Apabila nilai $\Delta K_{eff} > K_c$ maka terjadi penjalaran retak, dapat dilihat hasil perhitungannya pada Tabel IV. 7.

Tabel IV. 7. Perhitungan K_{eff} dan K_c

Variasi	ΔK_{eff} (MPa \sqrt{m})	ΔK_c (MPa \sqrt{m})
Model 1	4.468	16.58
Model 2	4.259	16.58
Model 3	4.274	16.58

Menurut Hukum Paris, dijelaskan apabila didapatkan nilai K_{eff} lebih besar dari K_c maka penjalaran terjadi sedangkan apabila nilai K_c lebih besar dari K_{eff} maka retak terjadi sangat cepat. Kecepatan perambatan retak pada ketiga model terdapat pada Gambar IV. 10.



Gambar IV. 10. Grafik a vs N

Berdasarkan grafik dapat dilihat bahwa model 3 memiliki siklus yang lebih panjang dibandingkan model 1 dan model 2. Nilai dari siklus dapat dilihat pada lampiran. Bentuk tren yang didapatkan pada grafik menunjukkan bahwa percepatan perambatan retak sangat cepat setelah terjadi retak awal.

IV.2.5 Hasil Perhitungan N siklus masing-masing Model

Untuk melakukan perhitungan umur perlu diketahui jumlah *cycle* yang terjadi pada masing-masing model, Perhitungan N siklus menggunakan persamaan berikut:

$$N_f = \frac{1}{(m-2) C Y^m \Delta \sigma^m} \left[\frac{1}{a_0^{(m-2/2)}} - \frac{1}{a_f^{(m-2/2)}} \right] \quad (IV.3)$$

Dimana:

N_f = Jumlah siklus

C = Koefisien Jenis Material

Y = Nilai untuk jenis retak

m = koefisien jenis material = 3

$\Delta\sigma$ = Nilai rentang tegangan Mode 1

Dari persamaan diatas didapatkan hasil siklus masing-masing model pada Tabel IV. .

Tabel IV. 8. Hasil Perhitungan Siklus sampai Final Crack (N)

Variasi	Siklus (s)
Model 1	30337156
Model 2	39734440
Model 3	49213372

Siklus paling lama terjadi pada model 3 dan siklus paling lambat terjadi pada model 1, dengan hasil ini dapat dilakukan perhitungan umur terhadap masing-masing model. Dimana siklus ini merupakan pendekatan saat retak awal terjadi hingga mencapai final crack.

IV.2.6. Perhitungan Umur Kelelahan

Perhitungan Perkiraan Umur Kelelahan dilakukan menggunakan 2 pendekatan seperti yang telah dijelaskan pada Bab II dan Bab III. Yaitu menggunakan *simplified fatigue assesment* dan mekanika kepecahan. Kedua analisis tersebut dilakukan untuk melihat respon umur yang terjadi pada struktur saat adanya retak dan tanpa retak.

IV.2.6.1 Berdasarkan Mekanika Kepecahan

Perhitungan perkiraan umur dilakukan menggunakan persamaan yang sudah dijelaskan pada Bab III. Persaman yang digunakan sebagai berikut:

$$N_t = \frac{\alpha_0 T}{4 \log L} \tag{IV.4}$$

Dimana:

N_t = Total Asumsi siklus umur kapal selama 25 tahun

L = Panjang Kapal

α = Faktor berlayar untuk kondisi bongkar muat operasi dan perbaikan
(nilai= 0.85)

T = umur kapal $7,884 \times 10^8$ (25 Tahun)

Dengan membalik rumus tersebut dengan memasukkan nilai siklus masing-masing model didapatkan periode umur model pada Tabel IV. 9. Umur Kelelahan dari penambahan retak

Tabel IV. 9. Umur Kelelahan dari penambahan retak

Variasi	T (s)	T (Tahun)
Model 1	310730142	9.84
Model 2	406982396	12.89
Model 3	504070916	15,96

Berdasarkan analisis didapatkan hasil umur seperti pada Tabel IV.9, hal tersebut menunjukkan bahwa model 1 memiliki respon umur paling kecil dikarenakan model 1 menghasilkan tegangan arah tarik yang besar. Tegangan yang dihasilkan diakibatkan adanya diskontinuitas pada bentuk geometri struktur.

IV.2.6.2 Berdasarkan *Fatigue Simplified*

Berdasarkan persamaan perhitungan berdasarkan kurva S-N didapatkan umur dari struktur *cut out* yang dapat dilihat pada Tabel IV. 10. Hasil Perkiraan Umur berdasarkan kurva S-N.

Tabel IV. 10. Hasil Perkiraan Umur berdasarkan kurva S-N

Variasi	D_{fat}	Tahun
Model 1	0.324152086	77
Model 2	0.380047698	65
Model 3	0.680656280	36

Hasil analisis menunjukkan bahwa umur dari *cut out* memenuhi desain dari kapal yaitu 25 tahun dan umur paling lama adalah pada model 1 sebesar 77 tahun. Hasil tersebut diakibatkan karena tegangan yang terjadi pada model 1 lebih kecil dari model 2 dan 3 yang memberikan hasil tegangan lebih besar pada struktur.

Halaman ini sengaja dkosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan analisis dari data didapatkan tiga model *cut out* yang dipilih oleh penulis untuk dianalisis dan menghasilkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Model *cut out* tersebut terdiri dari satu model *cut out* yang terpasang pada tanker secara umum dan dua model *cut out* yang diambil dari referensi *ship structural details*
2. Model *cut out* yang telah dimodelkan menggunakan *FEA* memberikan hasil berupa beberapa tegangan sebagai berikut:
 - Model 1 menghasilkan tegangan *von Mises* sebesar 40,18 MPa, tegangan searah sumbu y sebesar 18,17 MPa, dan searah sumbu Z sebesar 19,31 MPa.
 - Model 2 menghasilkan tegangan *von Mises* sebesar 42,4 MPa, tegangan arah sumbu Y sebesar 16,62 MPa dan tegangan arah sumbu Z sebesar 19,42 MPa.
 - Model 3 menghasilkan tegangan *von Mises* sebesar 51,26 MPa, tegangan arah sumbu Y sebesar 16,69 MPa dan tegangan arah sumbu Z sebesar 19,47 MPa. Hasil tegangan tersebut menunjukkan bahwa tegangan yang terjadi pada model 1, 2 dan 3 memenuhi tegangan izin yaitu sebesar 169,2 MPa.
3. Untuk analisis tersebut digunakan 2 pendekatan untuk menentukan umur keletahan dari *cut out* yaitu, pendekatan menggunakan Kurva S-N diagram dan mekanika kepecahan dengan memberikan retak awal sebesar 3 mm.
 - Pendekatan menggunakan kurva S-N didapatkan umur keletahan pada model 1 sebesar 77 tahun, model 2 sebesar 65 tahun, dan 36 tahun.
 - Pendekatan mekanika kepecahan didapatkan umur keletahan pada model 1 sebesar 9,8 tahun, model 2 sebesar 12,89 tahun, dan model 3 sebesar 15,96 tahun
4. Berdasarkan analisis dari ketiga model dapat disimpulkan model 1 memiliki umur dan kekuatan yang lebih baik dari model 2 dan 3.

V.2. Saran

Untuk penelitian lebih lanjut penulis memberikan saran sebagai berikut:

1. Analisis umur kelelahan *cut out* ini dilakukan dengan metode pendekatan rumus pada mode I dan II dengan mengabaikan nilai sudut teta pada mode II, maka dapat dilakukan penambahan analisis teta untuk mode II.
2. Analisis umur kelelahan *cut out* ini diasumsikan tidak memiliki pengurangan ketebalan pelat maka pada analisis berikutnya dapat mempertimbangkan faktor korosi.

DAFTAR PUSTAKA

- Abaqus-Guidelines. (2016). *Abaqus Guidelines*. ABAQUS 6.14.
- Angelon, D. M. (2009). *Analysis of Fatigue Crack Propagation in Welded Steels*. Marquette: Master's Theses.
- Bai, Y. (2003). *Marine Structural Design*. Oxford: Elsevier.
- Broek. (1982). *Elementary Engineering Fracture Mechanics*. USA: Kluwer Academic Publisher.
- CSR. (2012, July). Common Structural Rules for Double Hull Oil Tankers. *Rules*, pp. 218- 223.
- DNV-GL. (2015). *Class Guideline-Finite Element Analysis*. German: DNV-GL.
- Elhewy, A. M. (2016). Fatigue Crack Growth in Ship Structural Details. *POLISH MARITIME RESEARCH, Vol 2* (pp. 71-82). Egypt: Alexandria University.
- Huda, M., & Santosa, B. (2012). Analisa Perkiraan Umur Struktur pada Kapal Ikan Katamaran 10 GT Menggunakan Metode Elemen Hingga. *Jurnal Teknik ITS Vol.1.No.1 [Sept, 2012] ISSN: 2301-9271*, G-311.
- Joem, F. O. (2010). *Ship Structural Analysis and Design*. Ney-Jersey: The Society of Naval Architectur and Marine Engineer.
- Kiryanto. (2010). *Analisis Faktor Intensitas Tegangan (SIF) dengan Variasi Panjang Retak pada Pelat Geladak Utama Kapal "MT.Klawotong" dengan metode elemen hingga (FEM)*. Semarang: Teknik-Vol. 31 No. 1 Tahun 2010, ISSN 0852-1697.
- Martinsson, J. (2005). *Fatigue Assesment of Complex Welded Structures*. Stockholm.
- Nandakumar, E. M. (2013, May ISSN 2229-5518). Fatigue Estimation Ship Structure. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, p. Volume 4.
- Popov, E. (1978). *Mechanical Materials, 2th Edition*. New Jersey: Prentice-Hall.
- Radaj, D. (1996). Review of Fatigue Strength Assesment of non welded and welded strutures based on local parameter. *In.J.Fatigue* (pp. 153-170). Elsevier.

- Rizzuto, P. (2010). *Analysis Design of Ship Structure*. University of Liege: ANAST.
- Rolfe, J. B. (1987). *Fracture and Fatigue Control in Structures: Application of Fracture Mechanics*. New Jersey: Prentice Hall, Inc.
- Sadat, A., & Misbah, M. N. (2014). Analisa Umur Kelelahan (Fatigue Life) Scantling Support Structure Module FSO Cinta Natomas. *Jurnal Sains dan Seni Pommitis Vol.1*, 1-4.
- Sanjaya, D. D. (2017). *Analisa Kekuatan Konstruksi Wing Tank Kapal Tanker Menggunakan Metode Elemen Hingga*. Surabaya: Jurnal Teknik ITS Vol.1. [Sept,2012] ISSN: 2333- 3539.
- Santosa, D. S. (2013). *Lecture Handout. Diktat Mata Kuliah Kekuatan dan Konstruksi Kapal*.
Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS).
- Septiana, D. (2012). *Perkiraan Fatigue Life pada Bracket Kapal Tanker Berdasarkan Common Structural Rules*. Surabaya: Jurnal Teknik ITS Vol. 1., No. 1.(Sept,2012) ISSN: 2301-9271.
- Sipes, R. J. (1990). *Design Guide For Ship Structural Details*. Washington, D.C.: SHIP STRUCTURE COMMITTEE.
- Soares, C. (2009). Damage Assesment After Accidental Events. *17th INTERNATIONAL SHIP AND OFFSHORE STRUCTURES CONGRESS* (pp. 20-22). SEOUL, KOREA: ISSC.
- Sujiatanti, S. H., Zubaydi, A., & Aryawan, W. D. (2012). Perbandingan Fatigue Life Bentuk Desain Bracket Topside Module FSO dan FPSO. *Seminar Nasional Pascasarjana XII- ITS*.
- Syahroni, N. (2015). *Slide-1 Basic of Fatigue Mechanism*. Faculty of Marine Technology- ITS,Surabaya: Lecture Handout.
- W.Fricke. (2009). *International Institute of Welding Guideline for the Fatigue Assesment by Notch Stres Analysis for Welded Structures*. England: IWW-Doc. XIII-2240r1-08/XV- 1289e1-08.

DAFTAR LAMPIRAN

No.	Uraian	Lampiran
1	Gambar Midship Section Kapal Tanker	A
2	Perhitungan Beban Dinamis Gelombang	B
3	Gambar Running Validasi SIF	C
4	Perhitungan Mekanika Kepecahan	D
5	Perhitungan Fatigue	E
6	Bentuk-bentuk sambungan	F

LAMPIRAN A
GAMBAR MIDSHIP SECTIONS KAPAL

LAMPIRAN B
PERHITUNGAN BEBAN DINAMIS GELOMBANG DAN
BEBAN DINAMIS TANGKI

Distribusi Beban Tekan Gelombang Luar Maksimum

$$P_1 = 2f_{prob}f_{nl-P1} \left[\left(P_{11} + \frac{135B_{local}}{4(B+75)} - 1.2(T-z) \right) f_1 + \frac{135B_{local}}{4(B+75)} f_2 \right] \text{ kN/m}^2$$

PWL/10	=	4.353596	$P_{ex-max} = P_{ex-dyw}$	kN/m ²	below still waterline
P1	=	87.07193	= $P_{WL} - 10(z - T_{LC})$	kN/m ²	for $T_{LC} < z \leq T_{LC} + \frac{P_{WL}}{10}$
fprob	=	0.5	= 0	kN/m ²	for $z > T_{LC} + \frac{P_{WL}}{10}$
fnl-P1	=	1			
fs	=	0.837			
Cwv	=	8.903689			
p11	=	29.48012			
b	=	9.10297			
C	=	1.2312			
f1	=	1.6			
f2	=	3			
D	=	27.30891			
TLC	=	7			
TLC-Hwl	=	2.646404			
TLC+Hwl	=	11.3536			
Pex-max		87.07193			
Pex-amp		43.53596	kN/m ²		
		43535.96	N/m ²		

Distribusi Beban Tekan Gelombang Luar Minimum

$P_{ex-sup} = 0$	kN/m ²	for $z \geq T_{LC} + h_{WL}$ or D , whichever is the lesser	psw	=	1.025
= $0.5 P_{WL}$	kN/m ²	at still waterline	g	=	9.81
= P_{ex-dyw}	kN/m ²	for $z \leq T_{LC} - h_{WL}$ or 0, whichever is the greater			
P					
		0			
		-3.77072			
		-3.77072			

Figure 7.3.5
Transverse Distribution of Maximum Dynamic Wave Pressure
for Scantling Requirements and Strength Assessment

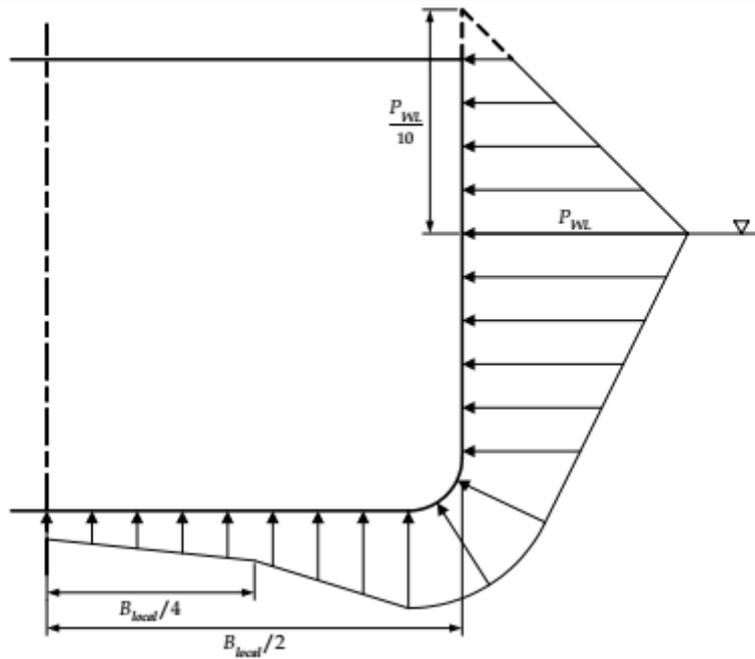


Figure 7.3.6
Transverse Distribution of Minimum Dynamic Wave Pressure
for Scantling Requirements and Strength Assessment

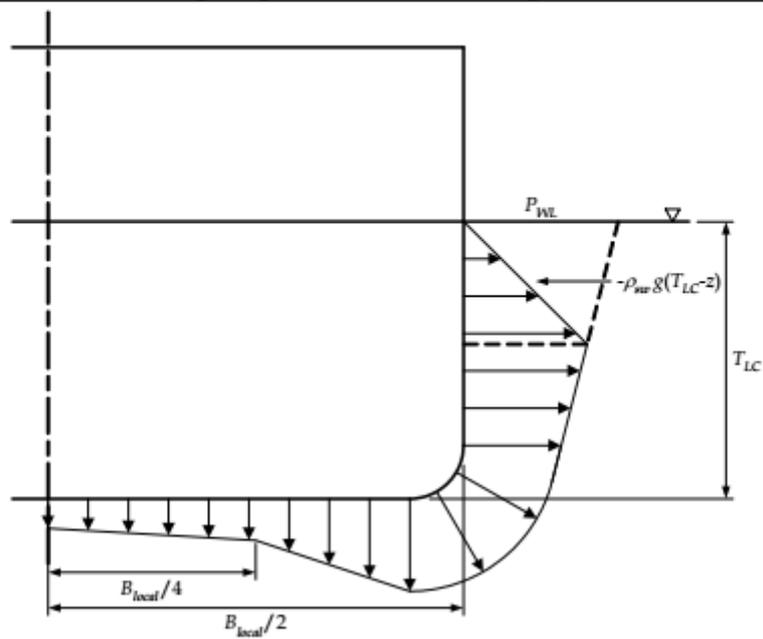
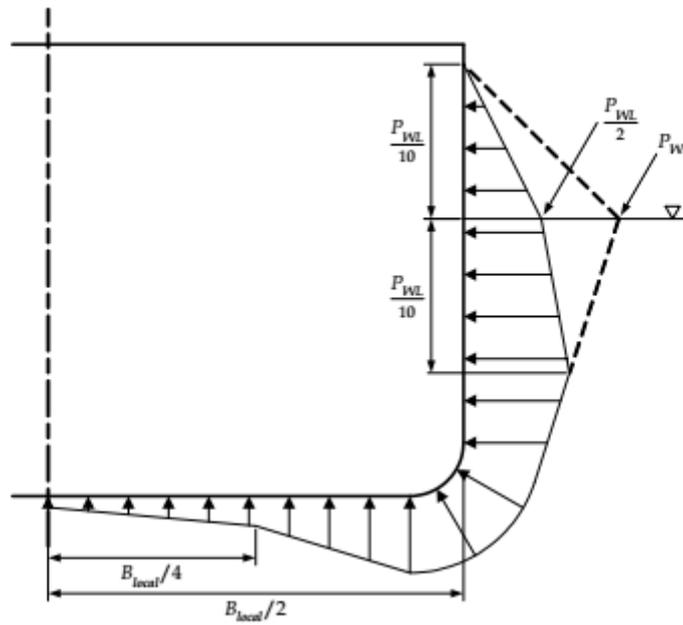


Figure 7.3.7
Transverse Distribution of Dynamic Wave Pressure Amplitude for Fatigue Strength



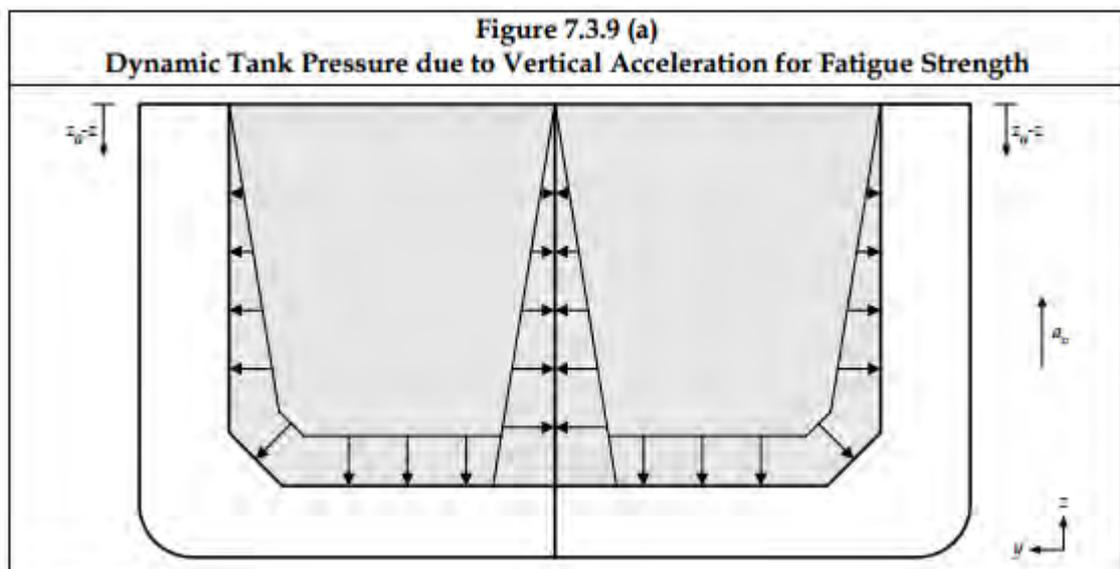
3.3.3 Vertical acceleration

3.3.3.1 The envelope vertical acceleration, a_v , at any position, is to be taken as:

$$a_v = f_{prob} \sqrt{a_{heave}^2 + a_{pitch-z}^2 + a_{roll-z}^2} \quad \text{m/s}^2$$

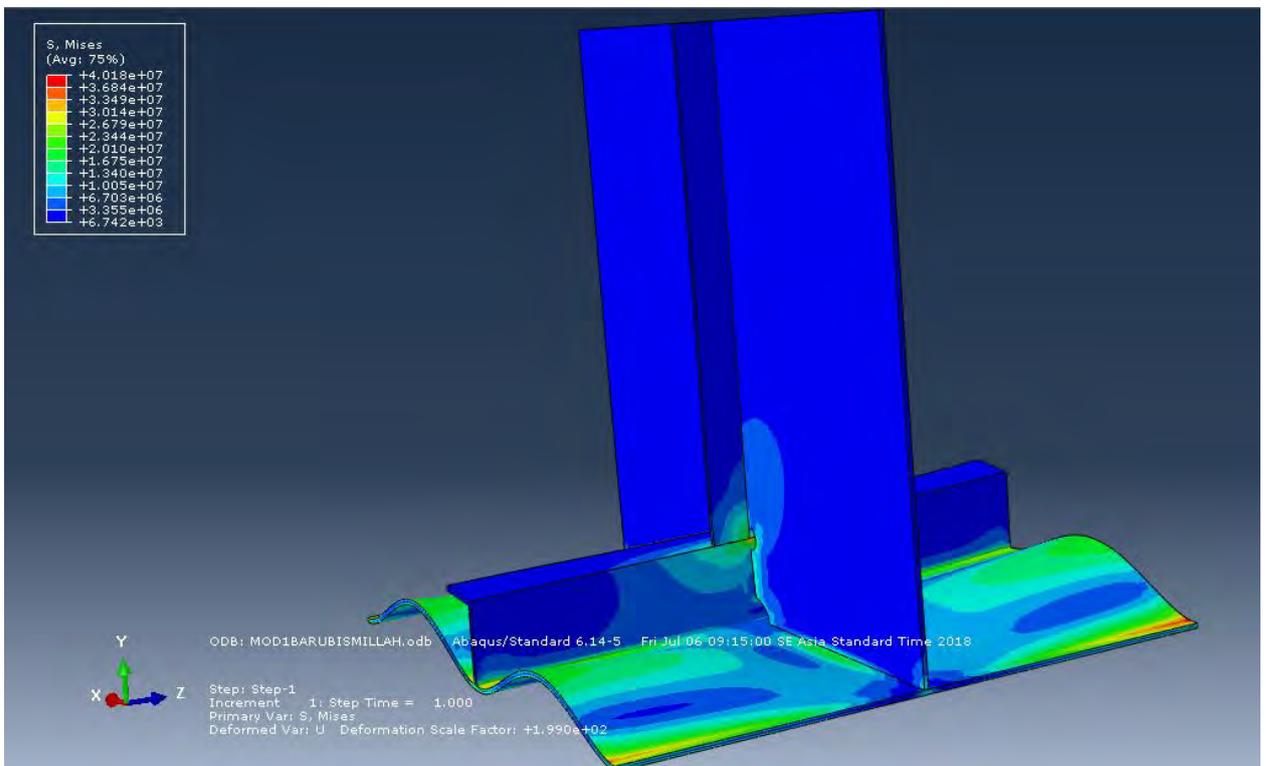
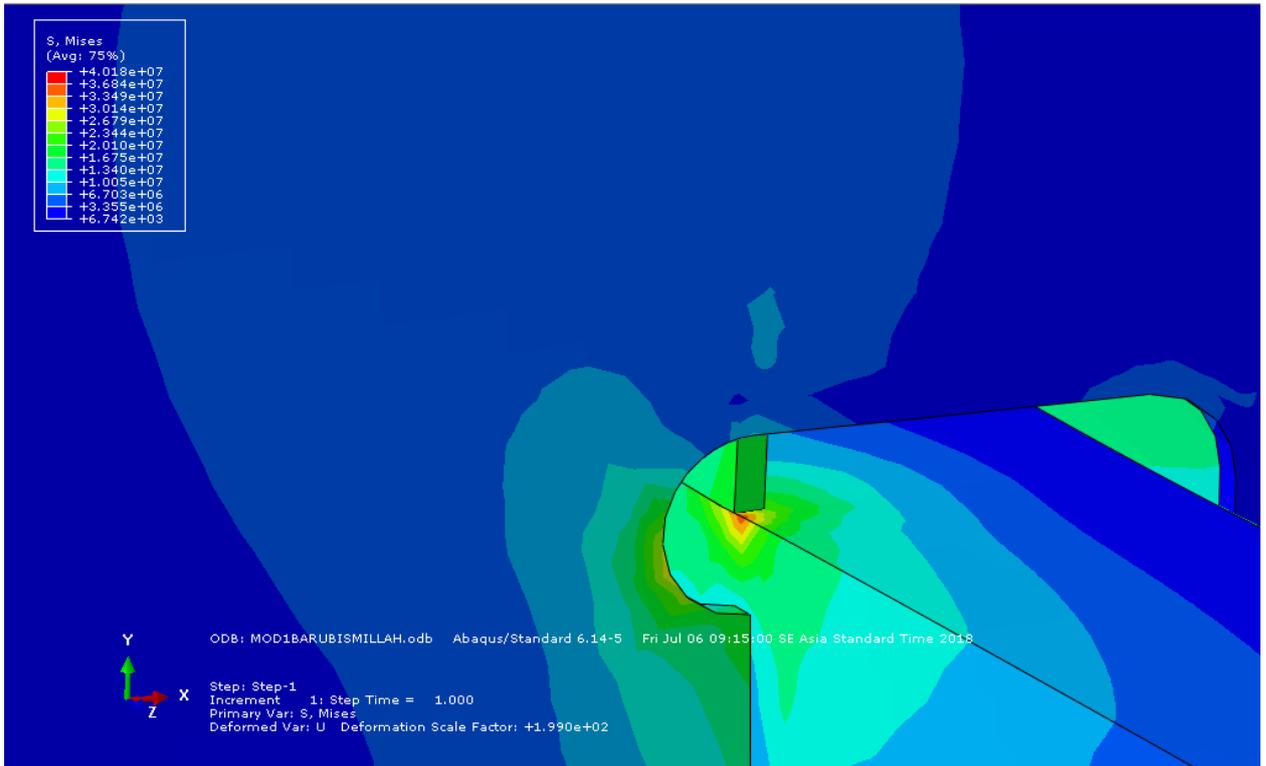
Where:

$\varphi =$		
$\theta =$	=	0.222378 rads
		0.459706 rads
Upitch	=	7.492179 s
Uroll	=	12.23053
a0	=	0.470925
Cb-Lc	=	0.837
Fv	=	1.0505
Fprob	=	0.45
a ² heave	=	4.853075 m/s ²
a ² pitch-z	=	9.763649 m/s ²
a ² roll-z	=	1.018096 m/s ²
av	=	1.77934 m/s ²
z0	=	12 m
z1	=	6.625 m
z2	=	7 m
z3	=	7.375 m
rho	=	0.9
Pin Transverse	=	4.8375 kN/m ²
		4.5 kN/m ²
		4.1625 kN/m ²

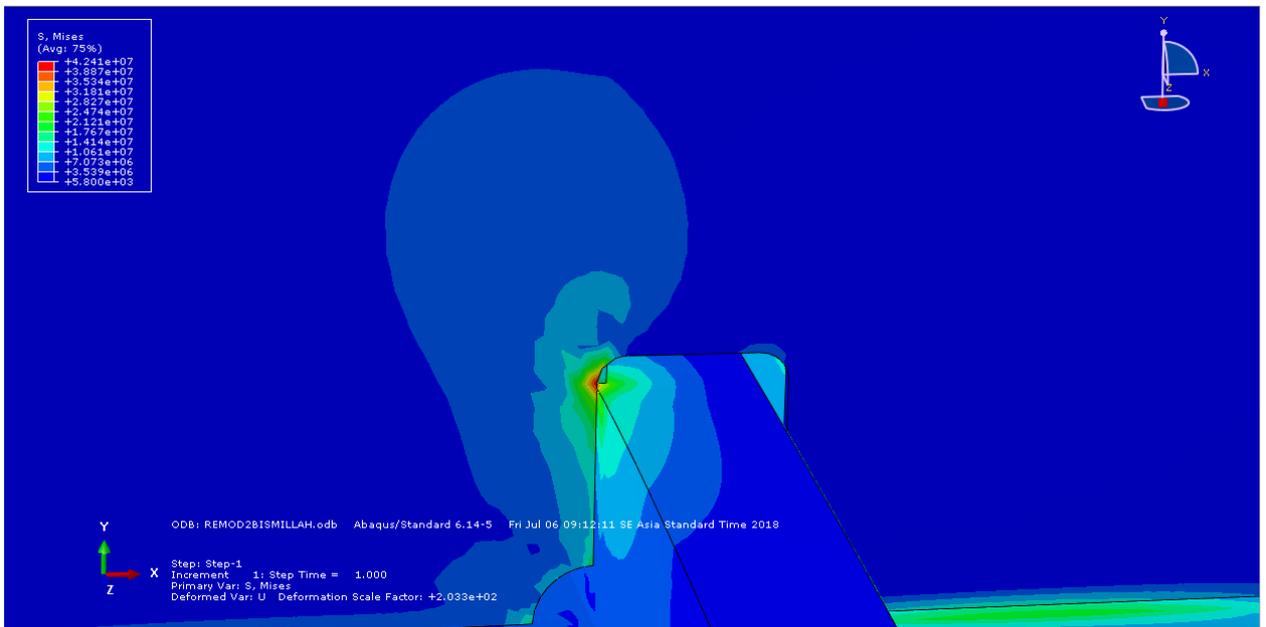
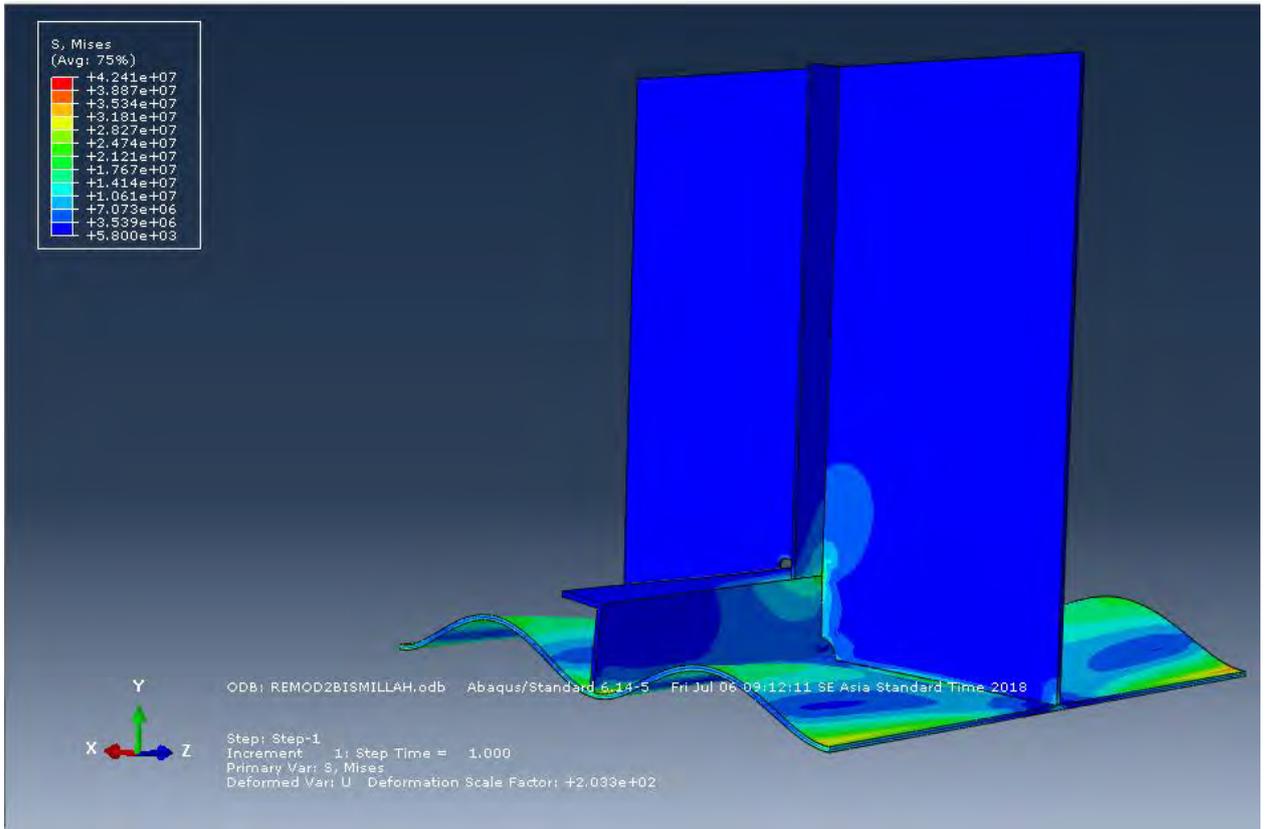


LAMPIRAN C
GAMBAR VISUALISASI RUNNING

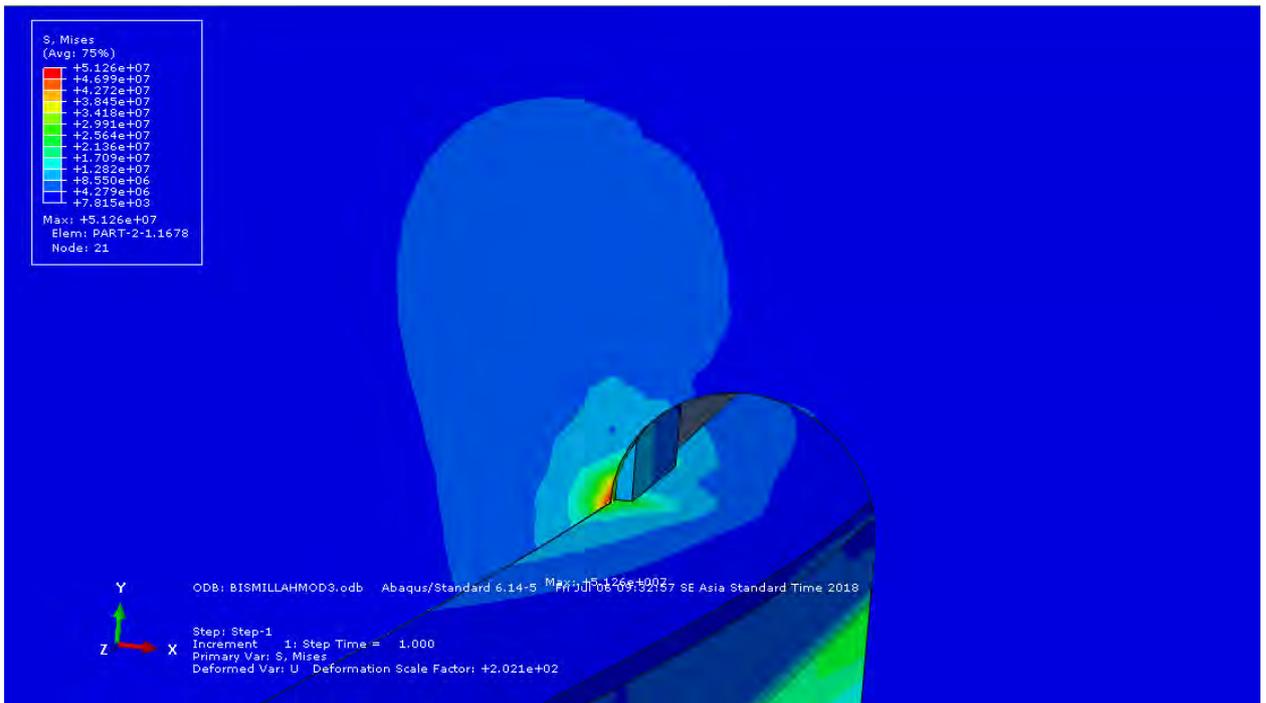
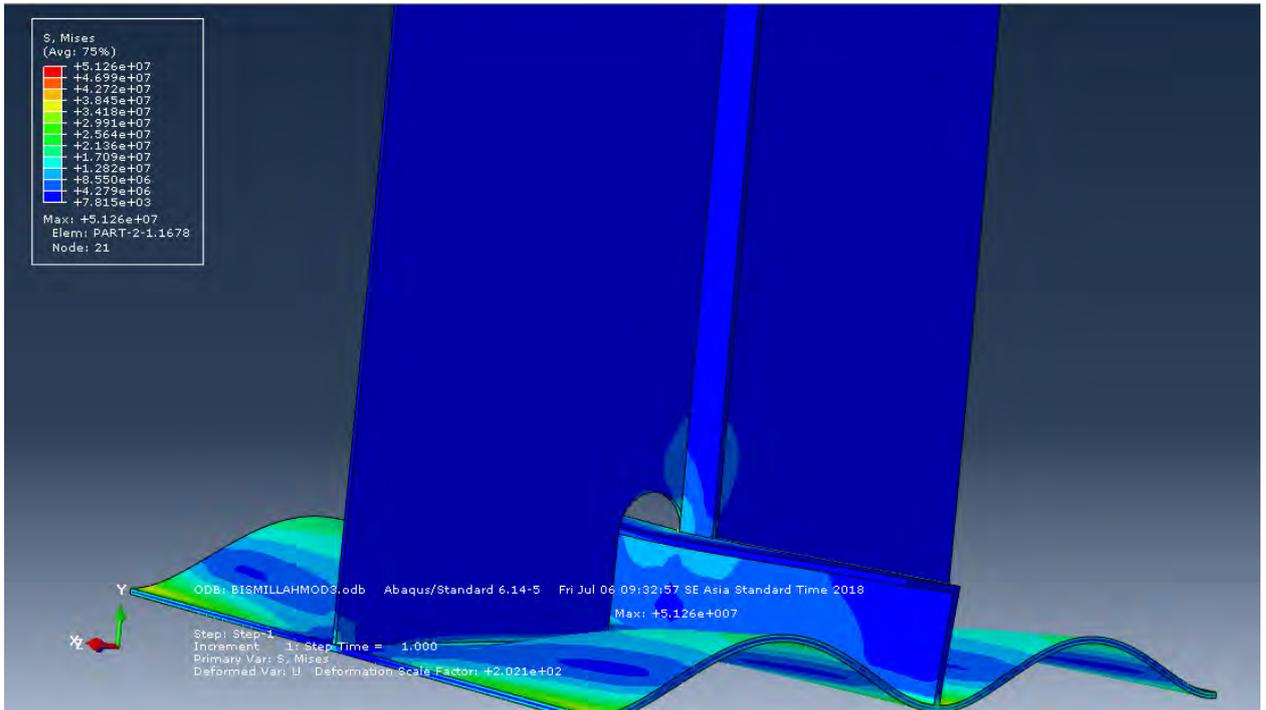
MODEL 1



MODEL 2



MODEL 3



LAMPIRAN D

PERHITUNGAN MEKANIKA KEPECAHAN

Data Material

Material	ASTM	A36
Us =	400-550	Mpa
Ys =	250	Mpa
E =	2.00E+05	
Poisson 's ratio =	0.3	
C =	6.9E-12	
a0 =	0.003	m
		Edge
α =	1.12	Crack
m =	3	

Persamaan Perhitungan *final Crack*

$$a_f = \left(\frac{K_{ic}}{\alpha \sigma_{max}} \right)^2 \frac{1}{\pi}$$

Dimana Kic dihitung menggunakan persamaan:

$$K_{ic} = \sqrt{\frac{B}{2.5} \sigma_{ys}}$$

Model 1

No.	retak (mm)	$\Delta K_1 =$	$\Delta K_2 =$	ΔK_{eff}	N	$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m$
1	0.003	0	0	0	0	0
2	0.031692	12.83939	6.822473	14.52477	27861032	2.11E-08
3	0.05282	16.57558	8.807775	18.75139	29026267	4.55E-08
4	0.063385	18.15764	9.648434	20.54112	29317576	5.98E-08
5	0.105641	23.44142	12.45607	26.51848	29900193	1.29E-07
6	0.158461	28.70975	15.25551	32.47837	30191502	2.36E-07
7	0.211282	33.15117	17.61555	37.50279	30337156	3.64E-07

Model 2

No.	a	$\Delta K_1 =$	$\Delta K_2 =$	ΔK_{eff}	N	$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m$
1	0.003	0	0	0	0	5.33E-10
2	0.037879	12.83939	7.501234	15.13734	37027391	2.39E-08
3	0.063132	16.57558	9.684051	19.54222	38301297	5.15E-08
4	0.070708	17.54195	10.24864	20.68154	38506032	6.1E-08
5	0.126264	23.44142	13.69532	27.63687	39256726	1.46E-07
6	0.189396	28.70975	16.77327	33.84812	39575203	2.68E-07
7	0.252528	33.15117	19.3681	39.08444	39734441	4.12E-07

Model 3

No.	a	$\Delta K_1 =$	$\Delta K_2 =$	ΔK_{eff}	N	$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m$
1	0.003	0	0	0	0	0
2	0.037562	12.84231	2.116457	12.86122	45831890	1.47E-08
3	0.062604	8.291562	9.668263	16.52818	47423176	3.12E-08
4	0.070116	8.774964	10.23193	17.49178	47678918	3.69E-08
5	0.125207	11.72604	13.67299	23.37437	48616640	8.81E-08
6	0.187811	14.36141	16.74592	28.62764	49014461	1.62E-07
7	0.250414	16.58312	19.33653	33.05635	49213372	2.49E-07

LAMPIRAN E
PERHITUNGAN FATIGUE

Langkah Perhitungan Pendekatan *Fatigue Simplified*

Perhitungan damage didasarkan design life, SN curve, stress proses dan koreksi. Sehingga:

$$D_{fat} = N_o / K_1 [S^{m_1} / (-\ln (Pr)^{m_1/\epsilon})]^{\Gamma} * (1 + m_1/\epsilon)$$

dimana,

Dfat: damage ratio

N: Total jumlah siklus desain

S: Rentang Regangan Maksimum dalam setiap No siklus

m1: slope inverse SN diagram

Γ: gamma function

Parameter bentuk distribusi tegangan *Weibull* untuk siklus

ε: Tegangan

Γ = 3.7884 dari (Keisan calculator)

ε = 1.146475 (persamaan pada CSR)

Nilai stress pada struktur

Model	Untuk Kekuatan Struktur
	Tegangan Von Mises (MPa)
Model 1	40,18
Model 2	42,4
Model 3	51,26

Kriteria	Model 1	Model 2	Model 3
Dfat	0,32	0,38	0,68

Langkah Perhitungan Pendekatan Mekanika Kepecahan

Perhitungan Kelelahan berdasarkan mekanika kepecahan dihitung melalui persamaan berikut:

Dari persamaan awal sebagai berikut:

$$N_f = \int_{a_0}^{a_{cr}} \frac{da}{C \Delta K^m}$$

Diuraikan menjadi

$$N_f = \frac{1}{(m - 2) C Y^m \Delta \sigma^m} \left[\frac{1}{a_0^{(m-2)/2}} \right]$$

Menurut Elhewy (2016) N siklus dari retak gagal dapat digunakan untuk menghitung umur kelelahan struktur

$$N_f = \frac{\alpha_0 T}{4 \log L}$$

maka persamaan di atas menjadi:

$$T = \frac{4 \log L}{\alpha_0} N = 4,71 \times \log L \times N \rightarrow T \text{ pada detik}$$

Setelah dikonversikan jumlah siklus persamaan diatas menjadi,

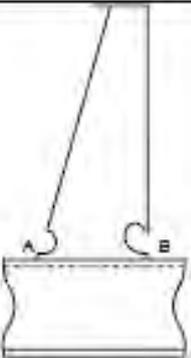
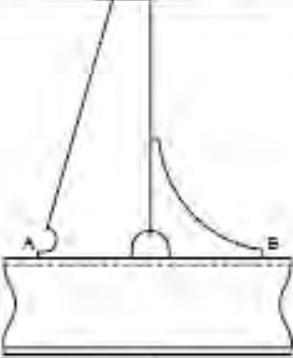
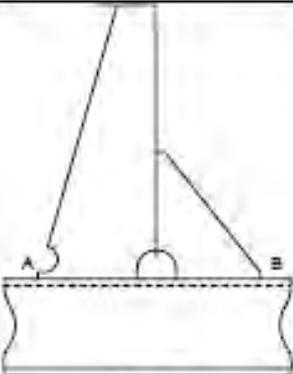
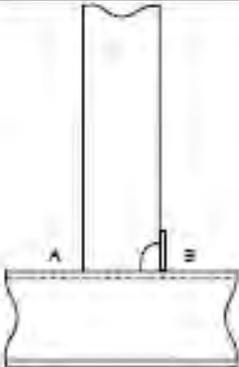
$$T = 1.492 \times 10^{-7} \log L \times N \rightarrow T \text{ pada Tahun}$$

Stress range yang digunakan

Variasi	Maximum	Minimum	Range
	(Mpa)	(Mpa)	(Mpa)
Model 1	18.2	-18.2	36.4
Model 2	16.62	-16.62	33.24
Model 3	16,69	-16,69	33,38

LAMPIRAN F
BENTUK-BENTUK SAMBUNGAN

Table C.1.7 (Continued)
Classification of Structural Details

ID	Connection type	Critical Locations- Notes (1), (2), (3)	
		A	B
22		F	F2(4)
23		F	F
24		F	F2
25		F2	F2(5 only)

BIODATA PENULIS



Nama saya Rizky Chandra Ariesta. lahir di Kediri, 3 Agustus 1996. Penulis merupakan anak ketiga dari 3 bersaudara. Pernah menempuh pendidikan formal tingkat dasar pada TK Perwanida, kemudian melanjutkan ke SDN Gurah II, SMPN 1 Gurah dan SMAN 1 Kediri. Kemudian melanjutkan pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember di Departemen Teknik Perkapalan Fakultas Teknik Kelautan pada tahun 2014.

Di Departemen Teknik Perkapalan penulis mengambil bidang studi rekayasa perkapalan – Konstruksi Kapal. Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan yakni, menjadi *staff* Sosial Masyarakat BEM FTK ITS 2015/2016, *Kadiv Hidpropreunership* pada BSO *Hydromodelling* 2016/2017, Asisten Bidang Personalia Kopma dr. Angka 2016/2017, dan *Staff* media LDJ As-Safiinah 2016/2017.

Selain itu, pernah mengikuti beberapa karya tulis dan perlombaan. Penulis tercatat pernah menjadi *grader* untuk mata kuliah Statistik dan Probabilitas, Teori Optimasi, dan Kekuatan Kapal.

Penulis dapat dihubungi pada:

Email: chandraariesta97@gmail.com