



**TUGAS AKHIR - ME234802**

# ***ANALISIS FATIGUE LIFE PADA PRESSURE HULL SUBMERSIBLE VEHICLE AKIBAT CACAT LAS***

**STEEVEN RAMZY ALBERT SIRAIT**

**NRP 5019201013**

Dosen Pembimbing

**Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T.**

**NIP 2022198011056**

**Ir. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.**

**NIP 196912251997021001**

**Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan**

Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024



**TUGAS AKHIR - ME234802**

***ANALISIS FATIGUE LIFE PADA PRESSURE HULL  
SUBMERSIBLE VEHICLE AKIBAT CACAT LAS***

**STEEVEN RAMZY ALBERT SIRAIT**

**NRP 5019201013**

Dosen Pembimbing

**Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T.**

**NIP 2022198011056**

**Ir. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.**

**NIP 196912251997021001**

**Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan**

Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024



**FINAL PROJECT - ME234802**

# **FATIGUE LIFE ANALYSIS ON SUBMERSIBLE VEHICLE PRESSURE HULL DUE TO WELDING DEFECTS**

**STEEVEN RAMZY ALBERT SIRAIT**

**NRP 5019201013**

Advisor

**Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T.**

**NIP 2022198011056**

**Ir. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.**

**NIP 196912251997021001**

**Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan**

Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2024



# LEMBAR PENGESAHAN

## ANALISIS FATIGUE LIFE PADA PRESSURE HULL SUBMERSIBLE VEHICLE AKIBAT CACAT LAS


### TUGAS AKHIR

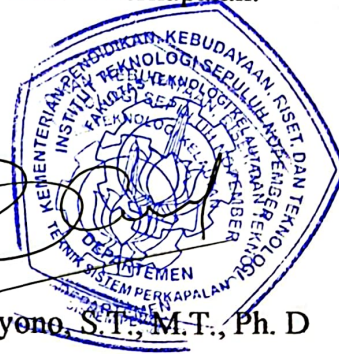
Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
Memperoleh gelar Sarjana Teknik pada  
Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan  
Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **STEEVEN RAMZY ALBERT SIRAIT**

NRP. 5019201013

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan:

Tanda Tangan :   
Kepala Departemen : Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph. D  
NIP : 197903192008011008  
Tanggal : 31 Juli 2024



**SURABAYA**

**Juli, 2024**

# LEMBAR PENGESAHAN

## ANALISIS *FATIGUE LIFE* PADA *PRESSURE HULL SUBMERSIBLE VEHICLE* AKIBAT CACAT LAS

### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
Memperoleh gelar Sarjana pada  
Program Studi S-1 Teknik Sistem Perkapalan  
Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **STEEVEN RAMZY ALBERT SIRAIT**

NRP. 5019201013

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T.

Pembimbing



2. Ir. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.

Ko-pembimbing



3. Ir. Amiadji, M.Sc.

Penguji



4. Sunarsih, S.T., M.Eng., Ph.D.

Penguji



**SURABAYA**

**Juli, 2024**

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

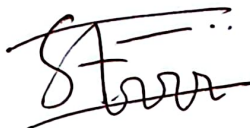
Nama mahasiswa / NRP : Steeven Ramzy Albert Sirait / 5019201013  
Program studi : Teknik Sistem Perkapalan  
Dosen Pembimbing / NIP : 1. Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T. / 2022198011056  
2. Ir. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T. / 1969122519970-21001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Analisis Fatigue Life Pada Pressure Hull Submersible Vehicle Akibat Cacat Las” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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


Surabaya, 30 Juli 2024

Mahasiswa



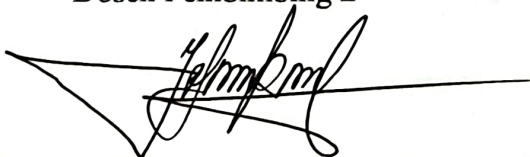
Steeven Ramzy Albert Sirait  
NRP. 5019201013

Mengetahui  
Dosen Pembimbing 1



Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T.  
NIP. 2022198011056

Mengetahui  
Dosen Pembimbing 2



Ir. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.  
NIP. 196912251997021001



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## ABSTRAK

### ANALISIS FATIGUE LIFE PADA PRESSURE HULL SUBMERSIBLE VEHICLE AKIBAT CACAT LAS

**Nama Mahasiswa / NRP** : Steeven Ramzy Albert Sirait / 5019201013  
**Departemen** : Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T.  
Ir. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.

#### Abstrak

Sambungan las secara signifikan mempengaruhi *structural integrity* dari sebuah konstruksi. Hal ini berlaku juga pada konstruksi *pressure hull submersible vehicle* yang pola pengoperasiannya hampir seluruhnya dilakukan di bawah permukaan air laut. Cacat las dapat mengurangi *structural integrity* konstruksi *pressure hull submersible vehicle* sehingga dapat berpengaruh terhadap performa *submersible vehicle* untuk dapat beroperasi sesuai dengan kriteria yang ditetapkan oleh desain. Oleh karena itu, untuk mengetahui pengaruh adanya cacat las terhadap batas kekuatan konstruksi *pressure hull submersible vehicle*, dilakukan analisis *fatigue life* terhadap konstruksi *pressure hull*. Pada penelitian ini disimulasikan berbagai variasi beban tekanan yang merepresentasikan tiap kedalaman operasi menyelam (50 m, 100 m, 150 m, 200 m dan 250 m), kemudian membandingkan hasil simulasi pada model *pressure hull* yang sesuai desain dengan model *pressure hull* yang terdampak cacat las. Simulasi ini dilakukan dengan menggunakan bantuan perangkat lunak FEM (*Finite Element Method*). Berdasarkan hasil penelitian terhadap model *pressure hull* yang terdampak cacat las, diketahui bahwa terjadi deformasi sebesar 4.0056 mm pada variasi kedalaman menyelam 250 m, terdapat kenaikan nilai *equivalent stress* sebesar 18.86 %, penurunan *fatigue life* hingga 95.51 %, dan penurunan nilai *safety factor* hingga 15.87 % dibandingkan dengan model *pressure hull* normal yang sesuai kondisi desain.

**Kata kunci:** Cacat pengelasan, *Cycle*, *Failure*, FEM, *Safety Factor*, Tekanan.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# ABSTRACT

## FATIGUE LIFE ANALYSIS ON SUBMERSIBLE VEHICLE PRESSURE HULL DUE TO WELDING DEFECTS

**Student Name / NRP** : Steeven Ramzy Albert Sirait / 5019201013  
**Department** : Marine Engineering FTK - ITS  
**Advisor** : Dr. Achmad Baidowi, S.T., M.T.  
Ir. Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.

### Abstract

Weld joints significantly affect the structural integrity of a construction. This statement is also applicable for the pressure hull construction of submersible vehicles, which operate almost entirely underwater. Welding defects can reduce the structural integrity of the pressure hull construction of submersible vehicles, potentially impacting their performance according to design criteria. Therefore, to determine the impact of welding defects on the strength limits of the pressure hull construction of submersible vehicles, a fatigue life analysis was conducted on the pressure hull. This study simulated various pressure load variations representing different operational diving depths (50 m, 100 m, 150 m, 200 m, and 250 m), and compared the simulation results of a pressure hull model adhering to design specifications with a model affected by welding defects. The simulation was conducted using FEM (Finite Element Method) software. Based on the research results, it was found that the pressure hull model with welding defects exhibited deformation of 4.0056 mm at a diving depth variation of 250 m, an increase in equivalent stress by 18.86 %, a reduction in fatigue life by up to 95.51 %, and a decrease in the safety factor by 15.87 % compared to the normal pressure hull model adhering to the design conditions.

**Keywords:** Cycle, Failure, FEM, Pressure, Safety Factor, Welding defects.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur ke hadirat Tuhan Yesus Kristus atas berkat, karunia dan penyertaannya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul “Analisis *Fatigue Life* Pada *Pressure Hull Submersible Vehicle* Akibat Cacat Las”. Dalam proses penyusunan Tugas Akhir ini, penulis mengucapkan Terima kasih atas motivasi, bimbingan dan bantuannya terkhusus kepada :

1. Kedua orang tua beserta keluarga penulis yang senantiasa meberikan doa, semangat dan dukungan dalam bentuk apapun kepada penulis.
2. Bapak Beny Cahyono, S.T, M.T, Ph.D selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
3. Bapak Dr. Achmad Baidowi, S.T, M.T. dan Bapak Ir. Irfan Syarief Arief, S.T, M.T. selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan kesempatan, bimbingan, motivasi, saran serta pengarahan selama penyusunan Tugas Akhir.
4. Bapak dan Ibu dosen Laboratorium *Marine Manufacturing and Design* (MMD) yang telah memberikan berbagai masukan dan kritik yang membangun sejak sidang proposal hingga sidang akhir.
5. Bapak Fajri Narotama dan Bapak Febri Ichسانی yang memberikan nasihat dan wawasan terkait topik penelitian.
6. Saudara Dewantoro Abimanyu yang selalu bersedia membantu penulis saat menghadapi kesulitan dalam mengoperasikan dan memahami penggunaan perangkat lunak.
7. Teman-teman pengurus Laboratorium *Marine Manufacturing and Design* (MMD) angkatan 2020, terlebih teman-teman yang sering menginap di lab karena selalu bersedia diajak berdiskusi dan bertukar pikiran sehingga penulis dapat lebih kritis dan menikmati proses penyelesaian Tugas Akhir.
8. Semua teman dan pihak lainnya yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu dalam proses pengerjaan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kekurangan. Oleh karena itu, dengan kerendahan hati, penulis berharap adanya saran, masukan, dan kritik terhadap Tugas Akhir ini. Penulis berharap Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi banyak pihak dan dapat memberikan sumbangsih kecil dalam pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi, serta menjadi referensi untuk penelitian terkait di masa yang akan datang.

Surabaya, 30 Juli 2024

Penulis

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	i
PERNYATAAN ORISINALITAS .....	iii
ABSTRAK .....	v
ABSTRACT .....	vii
KATA PENGANTAR .....	ix
DAFTAR ISI .....	xi
DAFTAR GAMBAR .....	xiii
DAFTAR TABEL .....	xiv
DAFTAR SIMBOL .....	xv
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan .....	2
1.5 Manfaat .....	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....	3
2.1 Hasil Penelitian Terdahulu .....	3
2.2 Dasar Teori .....	4
2.2.1 <i>Submersible Vehicle</i> .....	4
2.2.2 Konstruksi <i>Submersible Vehicle</i> .....	5
2.2.3 Cacat las pada <i>Submersible Vehicle</i> .....	6
2.2.4 Tekanan Absolut .....	7
2.2.5 FEM Analysis .....	7
2.2.6 Fatigue Life Analysis .....	8
BAB 3 METODOLOGI .....	11
3.1 Diagram Alir Penelitian .....	12
3.2 Perumusan Masalah .....	13
3.3 Studi Literatur .....	14
3.4 Survei dan Pengumpulan Data .....	14
3.5 3D Modelling .....	14
3.6 Meshing .....	14
3.7 Simulasi Beban Tekanan .....	14



3.8	Analisis dan Komparasi Hasil Simulasi .....	15
3.9	Penarikan Kesimpulan.....	15
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN .....		17
4.1	Survei Lapangan dan Pengumpulan Data .....	17
4.2	Pengolahan Data Hasil Survei Lapangan .....	17
4.3	Proses 3D Modelling .....	18
4.3.1	Pembuatan Model 1 .....	19
4.3.2	Pembuatan Model 2.....	20
4.4	Proses Meshing .....	24
4.5	Penentuan Parameter Tumpuan.....	26
4.6	Penentuan Parameter Beban Tekanan .....	26
4.7	Penentuan Parameter Material.....	27
4.8	Validasi Hasil Simulasi Beban Tekanan .....	28
4.9	Simulasi Model 1 .....	28
4.9.1	Total Deformation Model 1.....	29
4.9.2	Equivalent (von-Mises) Stress Model 1 .....	30
4.9.3	Fatigue Life Model 1 .....	31
4.9.4	Safety Factor Model 1 .....	32
4.10	Simulasi Model 2 .....	32
4.10.1	Total Deformation Model 2.....	33
4.10.2	Equivalent (von-Mises) Stress Model 2 .....	33
4.10.3	Fatigue Life Model 2.....	35
4.10.4	Safety Factor Model 2 .....	37
4.11	Analisis Hasil Simulasi .....	37
4.11.1	Perbandingan Total Maximum Deformation .....	37
4.11.2	Perbandingan Equivalent (von-Mises) Stress.....	38
4.11.3	Perbandingan Fatigue Life .....	39
4.11.4	Perbandingan Safety Factor.....	41
4.11.5	Perbandingan Keseluruhan Hasil Simulasi .....	42
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN .....		45
5.1	Kesimpulan.....	45
5.2	Saran.....	45
DAFTAR PUSTAKA .....		47
LAMPIRAN .....		49

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1 <i>Pressure hull u-boat</i> tipe XXI (Ananda Rao & Shashidhar Rao, 2018) .....	1
Gambar 2. 1 <i>Layout Submersible Vehicle</i> yang disederhanakan (D Hulme, 2017) .....	4
Gambar 2. 2 Penampang melintang konstruksi <i>Submersible Vehicle</i> (Sutton, 2018) .....	5
Gambar 2. 3 Cacat las pada <i>Submersible Vehicle</i> (Mason, 2022).....	6
Gambar 2. 4 Analisis FEM pada <i>pressure hull</i> (Viljoen & Mahomed, 2022) .....	7
Gambar 2. 5 Ilustrasi kurva Soderberg & Gerber.....	9
Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian bagian 1 .....	12
Gambar 3. 2 Diagram alir penelitian bagian 2.....	13
Gambar 4. 1 Contoh Cacat Las pada <i>Submersible Vehicle</i> .....	17
Gambar 4. 2 Detail pengelasan berdasarkan WPS .....	18
Gambar 4. 3 Dimensi cacat las pada <i>Submersible Vehicle</i> .....	18
Gambar 4. 4 <i>Perspective view</i> model 1 .....	19
Gambar 4. 5 <i>Top view</i> Model 1 .....	19
Gambar 4. 6 <i>Front view</i> model 1 .....	20
Gambar 4. 7 Detail hasil pemodelan cacat las.....	20
Gambar 4. 8 <i>Perspective view</i> model 2.....	21
Gambar 4. 9 <i>Top view</i> model 2.....	21
Gambar 4. 10 <i>Front view</i> model 2.....	22
Gambar 4. 11 Perbandingan model <i>pressure hull</i> setelah penambahan model cacat las ....	22
Gambar 4. 12 Koneksi antar partisi model 1 .....	23
Gambar 4. 13 Koneksi antar partisi model 2 .....	23
Gambar 4. 14 <i>Meshing</i> pada model 1 .....	24
Gambar 4. 15 Detail <i>mesh</i> model 1 .....	25
Gambar 4. 16 <i>Meshing</i> pada model 2 .....	25
Gambar 4. 17 Detail <i>mesh</i> pada model 2.....	26
Gambar 4. 18 Pendefinisian <i>fixed support</i> pada blok konstruksi <i>pressure hull</i> .....	26
Gambar 4. 19 Kurva S-N material HY-80 (SSC-356, 1990).....	27
Gambar 4. 20 Total <i>maximum deformation</i> pada model 1 .....	29
Gambar 4. 21 Detail <i>maximum deformation</i> pada model 1 .....	30
Gambar 4. 22 <i>Equivalent (von-Mises) stress</i> maksimum pada model 1 .....	31
Gambar 4. 23 <i>Fatigue life</i> minimum (Soderberg) model 1 .....	32
Gambar 4. 24 Total <i>maximum deformation</i> pada model 2 .....	33
Gambar 4. 25 <i>Equivalent (von-Mises) stress</i> maksimum pada model 2 .....	34
Gambar 4. 26 <i>Fatigue life</i> minimum (Gerber) pada model 2.....	36
Gambar 4. 27 <i>Fatigue life</i> minimum (Soderberg) pada model 2.....	36
Gambar 4. 28 Grafik Perbandingan <i>Total Maximum Deformation</i> .....	37
Gambar 4. 29 Grafik Perbandingan <i>equivalent (von-Mises) stress</i> maksimum .....	38
Gambar 4. 30 Perbandingan <i>fatigue life</i> minimum (Gerber).....	39
Gambar 4. 31 Perbandingan <i>fatigue life</i> minimum (Soderberg) .....	40
Gambar 4. 32 Grafik perbandingan <i>safety factor</i> .....	41

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Hasil penelitian terdahulu.....	3
Tabel 2. 2 Kriteria kualitas <i>mesh metric</i> .....	8
Tabel 2. 3 Kriteria <i>safety factor</i> konstruksi <i>pressure hull</i> (DNV-GL, 2018).....	9
Tabel 4. 1 Hasil survei dan pengolahan data.....	17
Tabel 4. 2 Hasil proses <i>meshing</i> .....	24
Tabel 4. 3 Parameter beban tekanan pada simulasi.....	27
Tabel 4. 4 <i>Material properties</i> yang digunakan pada simulasi .....	27
Tabel 4. 5 Data Acuan Validasi Beban Tekanan.....	28
Tabel 4. 6 Hasil validasi model normal.....	28
Tabel 4. 7 Nilai <i>Total Deformation</i> hasil Simulasi Model 1 .....	29
Tabel 4. 8 Nilai <i>Equivalent (von-Mises) Stress</i> hasil Simulasi Model 1 .....	30
Tabel 4. 9 Nilai <i>Fatigue Life</i> hasil Simulasi Model 1 .....	31
Tabel 4. 10 Nilai <i>Safety Factor</i> hasil Simulasi Model 1 .....	32
Tabel 4. 11 Nilai <i>Total Deformation</i> hasil Simulasi pada Model 2 .....	33
Tabel 4. 12 Nilai <i>Equivalent (von-Mises) Stress</i> hasil Simulasi pada Model 2 .....	34
Tabel 4. 13 Nilai <i>Fatigue Life</i> hasil Simulasi pada Model 2.....	35
Tabel 4. 14 Nilai <i>Safety Factor</i> hasil Simulasi Model 2 .....	37
Tabel 4. 15 Perbandingan <i>Maximum Total Deformation</i> .....	38
Tabel 4. 16 Perbandingan <i>Maximum Equivalent (von-Mises) Stress</i> .....	39
Tabel 4. 17 Perbandingan <i>Minimum Fatigue Life</i> (Gerber) .....	40
Tabel 4. 18 Perbandingan <i>Minimum Fatigue Life</i> (Soderberg).....	41
Tabel 4. 19 Perbandingan Nilai <i>Safety Factor</i> .....	42
Tabel 4. 20 Rangkuman Hasil Simulasi Model 1.....	42
Tabel 4. 21 Rangkuman Hasil Simulasi Model 2.....	43

## DAFTAR SIMBOL

$m$	-	Massa
$g$	-	Percepatan gravitasi
$V_s$	-	Kecepatan Kapal
$\rho_{sw}$	-	Berat Jenis air laut
$P_{abs}$	-	Tekanan absolut
$P_{atm}$	-	Tekanan atmosfer
$\rho$	-	Densitas
$g$	-	Percepatan gravitasi bumi
$h$	-	Kedalaman
$\sigma_{max}$	-	Nilai tegangan hasil simulasi tertinggi
$\sigma_{allowable}$	-	Nilai tegangan maksimum material

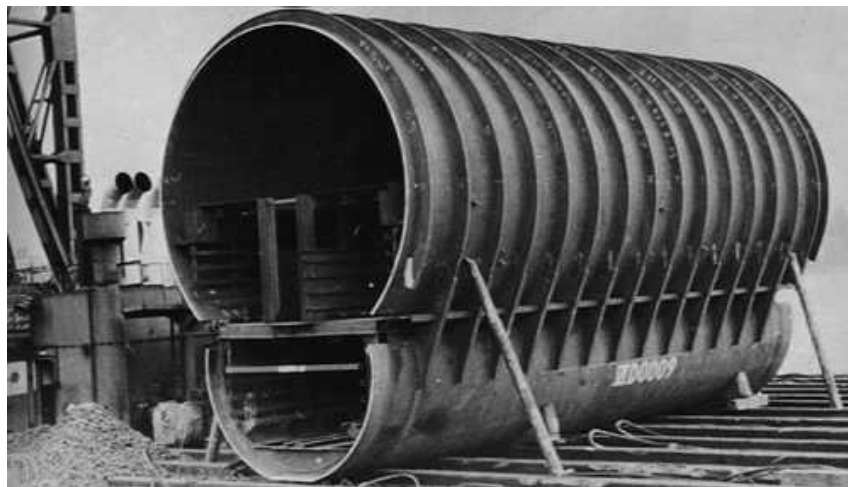


# BAB 1 PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

*Submersible vehicle* adalah jenis kendaraan yang dirancang untuk mampu beroperasi di bawah permukaan air pada suatu rentang kedalaman tertentu. *Submersible vehicle* biasanya dapat dioperasikan oleh awak manusia (*manned*) atau secara otonom (*unmanned*). Dalam perkembangannya, *submersible vehicle* telah digunakan dalam berbagai industri seperti pada industri pertahanan dan penelitian. Dalam industri pertahanan, *submersible vehicle* telah menjadi komponen penting dalam kekuatan laut di seluruh dunia karena kapabilitasnya dalam mendukung berbagai macam operasi militer seperti peperangan anti-kapal permukaan/*submersible vehicle*, intelejen, pengintaian, dan infiltrasi.

*Submersible vehicle* memiliki struktur konstruksi yang berbeda dengan kapal permukaan pada umumnya. Terdapat 2 struktur utama dalam konstruksi *submersible vehicle*, yaitu *pressure hull* (lambung tekan/lambung dalam) dan *exostructure* (lambung luar). *Pressure hull* (lambung tekan) pada *submersible vehicle* adalah bagian dari *submersible vehicle* yang berfungsi sebagai struktur utama yang dapat menahan tekanan hidrostatis dari luar ketika *submersible vehicle* berada di bawah permukaan air. Bagian ini adalah bagian yang paling vital dari *submersible vehicle* karena memungkinkan *submersible vehicle* untuk menyelam ke dalam air dalam keadaan yang aman bagi awaknya karena di dalam *pressure hull* inilah terdapat kompartemen akomodasi untuk kru, permesinan dan persenjataan. Untuk itu, dalam proses perancangan dan produksinya konstruksi *submersible vehicle* melibatkan berbagai aspek teknis dan penerapan teknologi tinggi untuk memastikan integritas strukturalnya dan keamanan awaknya.



Gambar 1. 1 *Pressure hull u-boat tipe XXI* (Ananda Rao & Shashidhar Rao, 2018)

Salah satu masalah serius yang mempengaruhi integritas struktural (*structural integrity*) pada *submersible vehicle* adalah cacat las. Cacat las adalah ketidaksempurnaan dalam proses pengelasan yang dapat mengakibatkan meningkatnya potensi kerentanan terhadap kebocoran atau bahkan kegagalan struktural. Cacat las dapat mengurangi *structural integrity* sehingga akan berpengaruh pada performa *submersible vehicle* untuk dapat beroperasi sesuai dengan kriteria desain dan secara langsung juga akan berpengaruh pada keselamatan kru. Untuk mengetahui batasan kekuatan struktur *submersible vehicle* yang terdampak cacat las, maka diperlukan analisis *fatigue life* khususnya pada bagian *pressure hull*.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang penelitian yang telah dijelaskan, disusun rumusan masalah penelitian sebagai berikut:

1. Bagaimana kekuatan struktur *pressure hull* yang terdampak oleh cacat las jika dibandingkan dengan *pressure hull* normal yang sesuai dengan kondisi desain?
2. Bagaimana pengaruh cacat las terhadap *fatigue life* dari *pressure hull*?

## 1.3 Batasan Masalah

Penelitian ini menggunakan bantuan *software* untuk melakukan pemodelan dan simulasi struktur *pressure hull* pada *submersible vehicle*. Adapun beberapa variabel yang menjadi fokus dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Simulasi dan analisis dilakukan pada salah satu *block section* konstruksi *submersible vehicle* yang terdampak cacat las.
2. Simulasi beban tekanan yang merepresentasikan tekanan yang diterima oleh struktur di kedalaman, 50, 100, 150, 200 dan 250 m di bawah permukaan laut pada model *pressure hull* normal yang sesuai dengan kondisi desain dan model *pressure hull* dengan penambahan cacat las.
3. Simulasi dilakukan dengan untuk mengetahui nilai tegangan yang dialami oleh struktur, besar deformasi, dan nilai *fatigue life* pada model *pressure hull* normal yang sesuai dengan kondisi desain dan pada model *pressure hull* dengan penambahan cacat las.
4. Kesimpulan dirumuskan berdasarkan nilai *fatigue life* yang lebih rendah pada model *pressure hull* dengan penambahan model cacat las dengan pemberian beban tekan yang merepresentasikan tekanan yang diterima oleh struktur pada kedalaman operasional maksimum (250 m).

## 1.4 Tujuan

Berdasarkan latar belakang penelitian dan rumusan masalah yang telah dijabarkan, dirumuskan tujuan penelitian sebagai berikut:

1. Membandingkan kekuatan struktur *pressure hull* yang terdampak cacat las dengan *pressure hull* normal yang sesuai dengan kondisi desain.
2. Mengetahui pengaruh cacat las terhadap *fatigue life* dari *pressure hull*.

## 1.5 Manfaat

Berdasarkan tujuan penelitian yang telah dijelaskan, adapun manfaat dari penelitian adalah sebagai berikut:

1. Memahami perbandingan kekuatan struktur *pressure hull* normal yang sesuai dengan kondisi desain dengan *pressure hull* yang terdampak oleh cacat las.
2. Memahami pengaruh cacat las terhadap *fatigue life* dari *pressure hull*.
3. Menjadi referensi bagi operator *submersible vehicle* dalam pengoperasian *submersible vehicle* dengan *pressure hull* yang terdampak oleh cacat las.

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Hasil Penelitian Terdahulu

Guna mendukung proses penelitian yang sistematis, maka diperlukan referensi penelitian lain yang telah dilakukan sebelumnya dengan relevansi yang sama. Beberapa referensi penelitian yang relevan dan dapat mendukung penelitian ini ditunjukkan oleh tabel 2.1 berikut:

Tabel 2. 1 Hasil penelitian terdahulu

No	Penulis	Judul Penelitian	Tahun	Hasil Penelitian
1	Yu Changli, Guo Qibo, Gong Xiaobo, Yang Yufei & Zhang Jun	Fatigue life assessment of pressure hull of deep-sea submergence vehicle	2022	Sambungan las secara signifikan mempengaruhi distribusi <i>stress</i> pada konstruksi <i>submergence vehicle</i> . <i>Fatigue Life</i> menurun secara drastis.
2	Dohan Oh & Bonguk Koo	Empirical Initial Scantling Equations on Optimal Structural Design of Submarine Pressure Hull	2018	Metode pengujian konstruksi <i>Submersible Vehicle</i> menggunakan <i>Finite Element Analysis</i> (FEA) dapat digunakan sebagai dasar optimisasi perhitungan <i>scantling</i>
3	Sang-Rai Cho, Teguh Muttaqie, Quang Thang Do, Ha Young So, Jung-Min Sohn	Ultimate strength formulation considering failure mode interactions of ring-stiffened cylinders subjected to hydrostatic pressure	2018	Formulasi perhitungan kekuatan struktur <i>ring stiffened cylinder</i> membutuhkan optimisasi untuk memberikan desain <i>pressure hull</i> yang dapat disesuaikan dengan kebutuhan
4	Yu Chang Li, Chen Zhan Tao, Chen Chao & Chen Yan ting	Influence of initial imperfections on ultimate strength of spherical shells	2017	Deformasi akibat pengelasan terbukti berpengaruh signifikan terhadap <i>Ultimate Strength</i>
5	Malcolm J. Smith, Tom Macadam &	Integrated modelling, design and analysis of	2014	Hasil pengujian kekuatan <i>pressure hull</i> dengan metode FEA dinilai lebih baik dibandingkan dengan pengujian berbasis formula

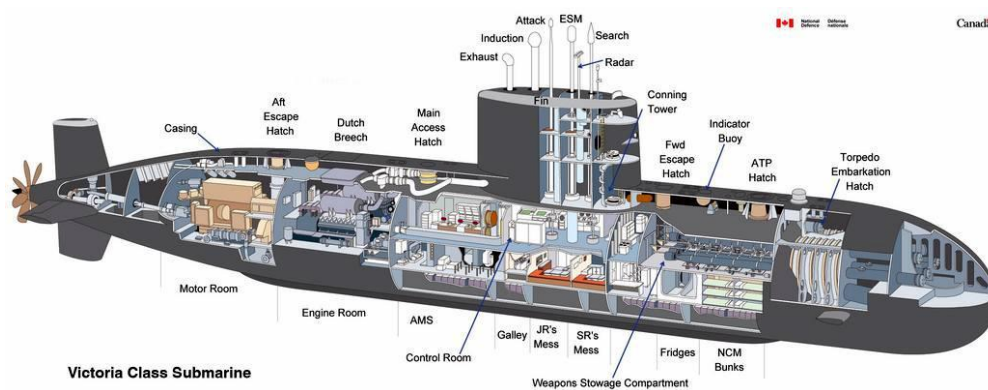


	John R. MacKay	submarine structures		karena dapat memberikan hasil yang lebih realistis
6	Derek Graham	Predicting the collapse of externally pressurised ring-stiffened cylinders using finite element analysis	2007	Hasil simulasi tekanan pada <i>pressure hull</i> berbasis FEA menunjukkan bahwa dengan pemodelan yang memiliki akurasi rendah, hasil simulasi hanya memiliki keakuratan sebesar 6%
7	Robles, L. B.R, Buelta, M.A, Gonçalves, E & Souza, G. F.M.	A method for the evaluation of the fatigue operational life of submarine pressure hulls	2000	Selain terkena tekanan yang tinggi akibat <i>hydrostatic pressure</i> , Struktur <i>Pressure Hull</i> juga mengalami <i>residual stress</i> akibat pengelasan.

## 2.2 Dasar Teori

### 2.2.1 Submersible Vehicle

*Submersible Vehicle (submarine)* merupakan terminologi untuk kapal yang memiliki kemampuan beroperasi di bawah permukaan air pada kedalaman tertentu dengan waktu yang lama. Sebagai sistem persenjataan bawah air, kemampuan selam digunakan untuk mendukung berbagai macam misi yang meliputi peperangan anti-kapal permukaan/*Submersible Vehicle*, intelejen, pengintaian, dan infiltrasi pasukan khusus. *Submersible Vehicle* modern non-nuklir umumnya dilengkapi dengan konfigurasi propulsi diesel-elektrik. Contoh *layout Submersible Vehicle* diesel-elektrik dapat dilihat pada Gambar 2.1 berikut:



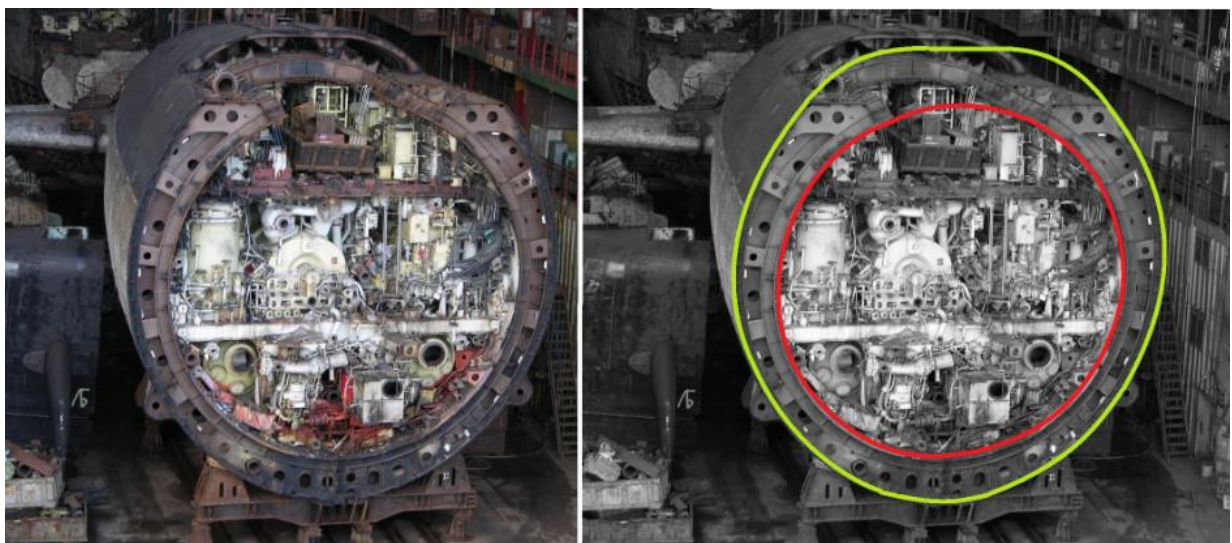
Gambar 2. 1 *Layout Submersible Vehicle* yang disederhanakan (D Hulme, 2017)

Dalam kondisi menyelam, sistem propulsi elektrik dengan sumber daya berupa baterai digunakan untuk menggerakkan motor listrik yang akan memutar *propeller*. Pada saat berada di atas permukaan laut, *Submersible Vehicle* dapat menggunakan mesin diesel untuk melakukan *charging* baterai. Untuk menambah durasi menyelam, *Submersible*

*Vehicle* modern juga dilengkapi dengan *snorkel mast* untuk mengambil udara di atas permukaan laut tanpa perlu melakukan *surfacing*. (Burcher & Rydill, 1994)

### 2.2.2 Konstruksi *Submersible Vehicle*

Konstruksi *Submersible Vehicle* terdiri dari 2 struktur utama yang meliputi *pressure hull* (lambung tekan/lambung dalam) dan *exostructure* (lambung luar). *Pressure hull* merupakan lambung yang berisi kompartemen akomodasi, permesinan & kelistrikan, persenjataan, dan berbagai macam komponen yang sensitif terhadap tekanan. Untuk menjaga tekanan di dalam ruang akomodasi setara tekanan atmosfer dan menahan tekanan hidrosatis di luar lambung, *pressure hull* dirancang menggunakan material baja campuran (*alloy steel*) dengan nilai *yield strength* yang sangat tinggi. Material yang umumnya digunakan pada *pressure hull Submersible Vehicle* adalah HY-80 atau HY-100. (Vilijoen & Mahomed, 2022)



Gambar 2. 2 Penampang melintang konstruksi *Submersible Vehicle* (Sutton, 2018)

Diantara *pressure hull* dan *exostructure* terdapat rongga yang akan terisi air ketika *Submersible Vehicle* beroperasi yang berfungsi sebagai *ballast*. Karena rongga tersebut terisi air, tekanan yang ada di dalam dan di luar *exostructure* saling meniadakan sehingga umumnya material *exostructure* tidak perlu memiliki nilai *yield strength* yang tinggi. Rongga tersebut juga dapat diisi peralatan yang memiliki toleransi tekanan tinggi seperti sensor akustik, *mast*, *steering gear actuator*, *hydroplane*, pipa, dan kabel penghubung. Untuk menambah kemampuan meredam gelombang SONAR dan mengurangi kebisingan akibat getaran di dalam kapal, pada bagian terluar dari *exostructure* umumnya dilapisi ubin niregema (*anechoic tiles*). (Oh & Koo, 2018)

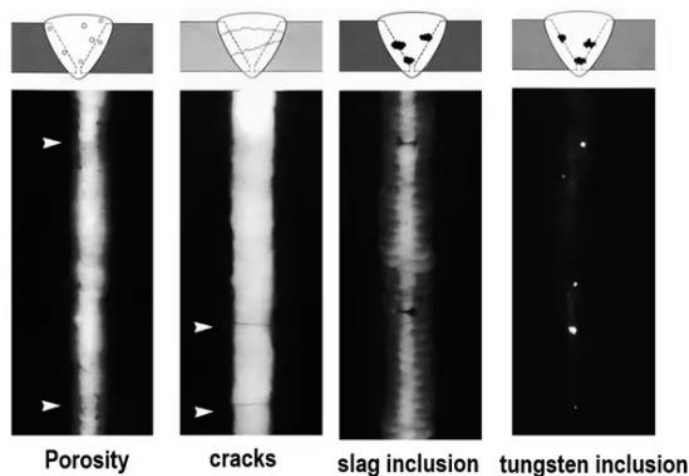
Untuk mengontrol berbagai peralatan yang berada di luar *pressure hull*, *Submersible Vehicle* memiliki tembusan (*penetration*) yang dapat dilewati pipa, kabel, dan aktuator untuk menembus ke bagian luar *pressure hull*. Bagian *penetration* merupakan titik yang dapat mengurangi kekuatan struktur sehingga umumnya dilengkapi dengan *flange* dengan proses pengelasan yang khusus. (Gannon, 2010)

### 2.2.3 Cacat las pada *Submersible Vehicle*

Cacat las pada lambung kapal dapat menjadi masalah serius karena lambung kapal berfungsi sebagai komponen struktural utama yang mendukung kestabilan dan kekuatan kapal. Beberapa cacat las yang umum pada lambung kapal meliputi:

- a. Porositas: Udara terperangkap dalam lasan logam, menyebabkan pori-pori kecil. Hal ini dapat mengurangi kekuatan dan ketahanan cacat las sambungan las.
- b. Retakan: Retakan dalam lasan dapat terjadi karena tegangan yang tinggi selama proses las atau karena pendinginan yang tidak merata. Retakan ini dapat melemahkan struktur dan memungkinkan air masuk, yang dapat menyebabkan cacat las.
- c. Incomplete Fusion atau Penetration: Jika las tidak meleleh sepenuhnya atau tidak menembus dengan baik ke dalam logam dasar, sambungan las mungkin tidak memiliki kekuatan yang cukup.
- d. *Overlap (Overlap Weld)*: Terjadi ketika dua bagian logam yang dilas tidak menyatu dengan baik, menciptakan area yang lemah dan rentan terhadap kegagalan.
- e. Undercutting: Bagian logam yang dilelehkan di sekitar sambungan las dapat tererosi atau terkikis, meninggalkan area yang lebih tipis dan rentan terhadap kegagalan.
- f. *Underfill*: Ketika permukaan logam las tetap di bawah permukaan yang berdekatan dengan logam dasar, maka disebut underfill. Pada dasarnya, underfill adalah pengelasan yang kurang besar ukurannya. (Anand, 2017)
- g. Cacat las: Meskipun bukan langsung terkait dengan proses las, kegagalan melindungi sambungan las dari cacat las dapat menyebabkan kerusakan serius pada lambung kapal.

Cacat-cacat tersebut dapat mempengaruhi keamanan, keandalan, dan kinerja kapal. Oleh karena itu, pengelasan lambung kapal harus dilakukan dengan hati-hati dan sesuai dengan standar dan regulasi industri untuk memastikan integritas struktural yang optimal. Inspeksi berkala dan pemeliharaan yang baik sangat penting untuk mencegah dan mendeteksi dini potensi cacat dalam sambungan las pada lambung kapal. Pada *submersible vehicle*, sambungan las secara signifikan mempengaruhi distribusi *stress* pada konstruksi *submersible vehicle* dan *Fatigue Life* akan menurun secara drastis. (Yu et al., 2022)



Gambar 2. 3 Cacat las pada *Submersible Vehicle* (Mason, 2022)

## 2.2.4 Tekanan Absolut

Tekanan absolut pada suatu kedalaman fluida cair merupakan penjumlahan tekanan atmosfer yang ada di permukaan laut dengan tekanan hidrostatis yang disebabkan oleh berat fluida cair. Nilai tekanan absolut digunakan sebagai parameter input pada simulasi. Perhitungan tekanan absolut dapat dijabarkan sesuai dengan persamaan berikut:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_h \quad (2.1)$$

dengan

$$P_h = \rho \times g \times h \quad (2.2)$$

dimana:

$P_{abs}$  : tekanan total yang dialami objek (Pa)

$P_{atm}$  : tekanan atmosfer (1 atm atau 0.101 MPa)

$P_h$  : tekanan hidrostatis (Pa)

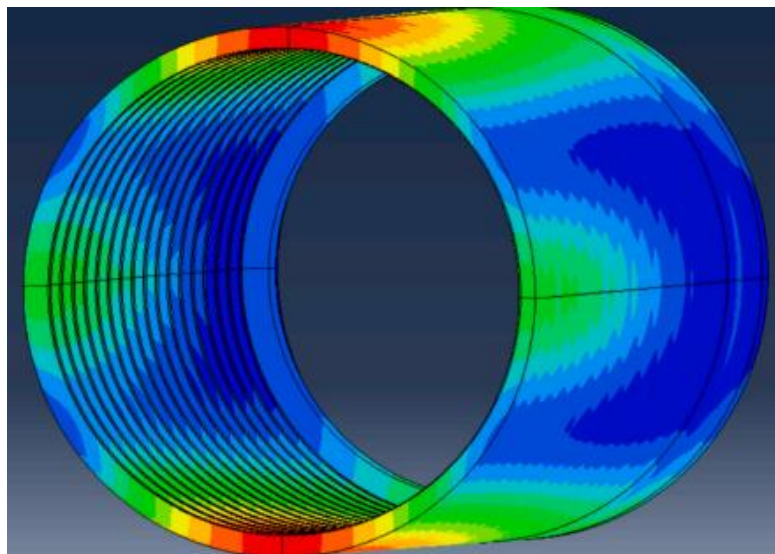
$\rho$  : densitas air laut ( $1025 \text{ kg/m}^3$ )

$g$  : percepatan gravitasi bumi ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )

$h$  : kedalaman fluida tempat objek berada (m)

## 2.2.5 FEM Analysis

*Finite Element Method* (FEM) merupakan metode numerik yang membagi suatu geometri 2 dan 3 dimensi menjadi elemen (*cell*) yang ukurannya lebih kecil dengan jumlah hingga (*finite*) yang dibatasi oleh domain untuk kemudian dikalkulasikan melalui persamaan aljabar. FEM digunakan dalam berbagai macam analisis struktur, mekanika fluida, dan termodinamika. (Logan, 2012)



Gambar 2. 4 Analisis FEM pada *pressure hull* (Vilijoen & Mahomed, 2022)

Kualitas dan validasi hasil simulasi FEM sangat dipengaruhi oleh kualitas *meshing*. Proses *meshing* merupakan pembagian objek menjadi elemen yang kecil dengan jumlah hingga. Semakin banyak *mesh* yang dihasilkan, kualitas dari hasil simulasi akan semakin akurat, namun juga akan memperlambat proses simulasi karena perangkat keras perlu melakukan perhitungan yang lebih banyak. Kualitas *mesh* umumnya diklasifikasikan berdasarkan kriteria *mesh metric skewness* dan *orthogonal quality*. Nilai *mesh metric* dan kualitas *mesh* dapat dilihat pada Tabel 2.2 berikut:

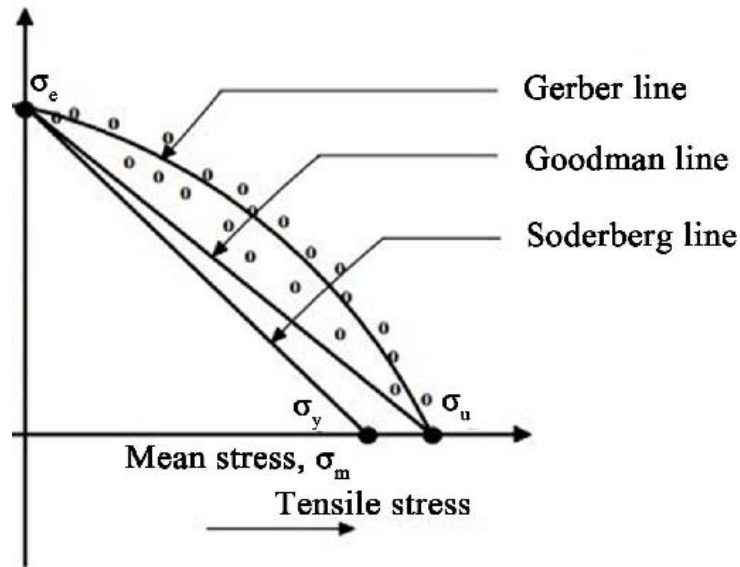
Tabel 2. 2 Kriteria kualitas *mesh metric*

Quality	Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very Good	Excellent
<b>Skewness Value</b>	0.98 – 1.00	0.95 – 0.97	0.80 – 0.94	0.50 – 0.80	0.25 – 0.50	0 – 0.25
<b>Orthogonal Quality Value</b>	0 – 0.001	0.001 – 0.14	0.15 – 0.20	0.20 – 0.69	0.70 – 0.95	0.95 – 1.00

### 2.2.6 Fatigue Life Analysis

Pada dasarnya, *fatigue* atau kelelahan pada struktur dapat didefinisikan sebagai pembebanan siklik yang besarnya tidak melebihi nilai *yield strength* dari material yang digunakan. Seiring berjalannya pembebanan, suatu material dapat diprediksi akan mengalami *fatigue* dan mengalami kegagalan (*failure*) pada suatu waktu atau tidak mengalami kegagalan sama sekali. Pada konstruksi *Submersible Vehicle*, kegagalan struktur dapat menyebabkan kerusakan pada *pressure hull* dan menimbulkan kebocoran air laut. Masuknya air laut ke dalam *pressure hull* akan menambah berat kapal sehingga mengurangi gaya apung dan menyebabkan kapal tidak dapat naik ke permukaan air. (Stephens et al., 2001)

*Fatigue life analysis* dapat dilakukan pada perangkat lunak FEA dengan menggunakan *input data* berupa S-N *curve* dari material dan hasil simulasi tegangan. Hasil analisis akan memberikan nilai *fatigue life* dalam satuan *cycles*. Pada penelitian ini, nilai 1 *cycle* merepresentasikan 1 kali penyelaman yang dimulai dari permukaan laut menuju kedalaman operasional hingga naik kembali ke permukaan laut. Banyaknya satuan *cycle* dipengaruhi oleh *mean stress theory* yang digunakan dalam analisis. Pada penelitian ini, pendekatan teori konservatif Soderberg dan pendekatan teori moderat Gerber digunakan sebagai *mean stress theory*. Pendekatan teori Soderberg mengacu pada nilai *yield strength* pada material dengan pembatasan garis linier sedangkan Gerber mengacu pada nilai *ultimate strength* pada material dengan pembatasan kurva parabolik. Ilustrasi kedua *mean stress theory* tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.5 sebagai berikut:



Gambar 2. 5 Ilustrasi kurva Soderberg & Gerber

Secara umum, apabila titik pertemuan nilai rata-rata tegangan dan beban tekanan masih berada di bawah kurva/garis, maka material diprediksi akan memiliki nilai *fatigue life* yang tidak terhingga (*infinite*). Sebaliknya, jika titik pertemuan nilai rata-rata tegangan dan beban tekanan berada di atas kurva/garis, material diprediksi akan mengalami kegagalan pada suatu waktu dan memiliki nilai *fatigue life* yang terbatas (*finite*). Prediksi nilai *fatigue life* yang direpresentasikan dengan satuan *cycle* kemudian dapat dihitung menggunakan perangkat lunak FEA.

Peraturan kelas DNV-GL (2018) mengatur standar jumlah pembebanan siklik pada kedalaman operasional *Submersible Vehicle* sebanyak 10.000 *cycles*. Selain pembebanan, nilai *safety factor* juga diatur sesuai dengan kriteria pada saat kedalaman operasional ( $S_2$ ), sesuai Tabel 2.3 sebagai berikut:

Tabel 2. 3 Kriteria *safety factor* konstruksi *pressure hull* (DNV-GL, 2018)

Nominal Diving Pressure (bar)	10	20	30	40	50	> 60
$S_2$	2.4	2	1.87	1.8	1.76	1.73

Berdasarkan peraturan kelas tersebut, nilai *safety factor* minimum pada tekanan 5-60 bar dapat dihitung menggunakan rumus pendekatan berikut:

$$S_2 = \frac{8}{NDP} + 1.6 \quad (2.3)$$

dimana:

$S_2$ : *safety factor* pada tekanan 5-60 bar

$NDP$  : *Nominal Diving Pressure* (bar)

Untuk membandingkan kesesuaian *safety factor* hasil standar kelas DNV-GL dengan nilai *safety factor* hasil simulasi, rumus berikut dapat digunakan unrtuk menghitung *safety factor* hasil simulasi:

$$SF = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{allowable}} \quad (2.4)$$

dimana:

$SF$  : *safety factor*

$\sigma_{max}$  : nilai tegangan hasil simulasi tertinggi

$\sigma_{allowable}$  : nilai tegangan maksimum dari material (mengikuti *yield stress*)

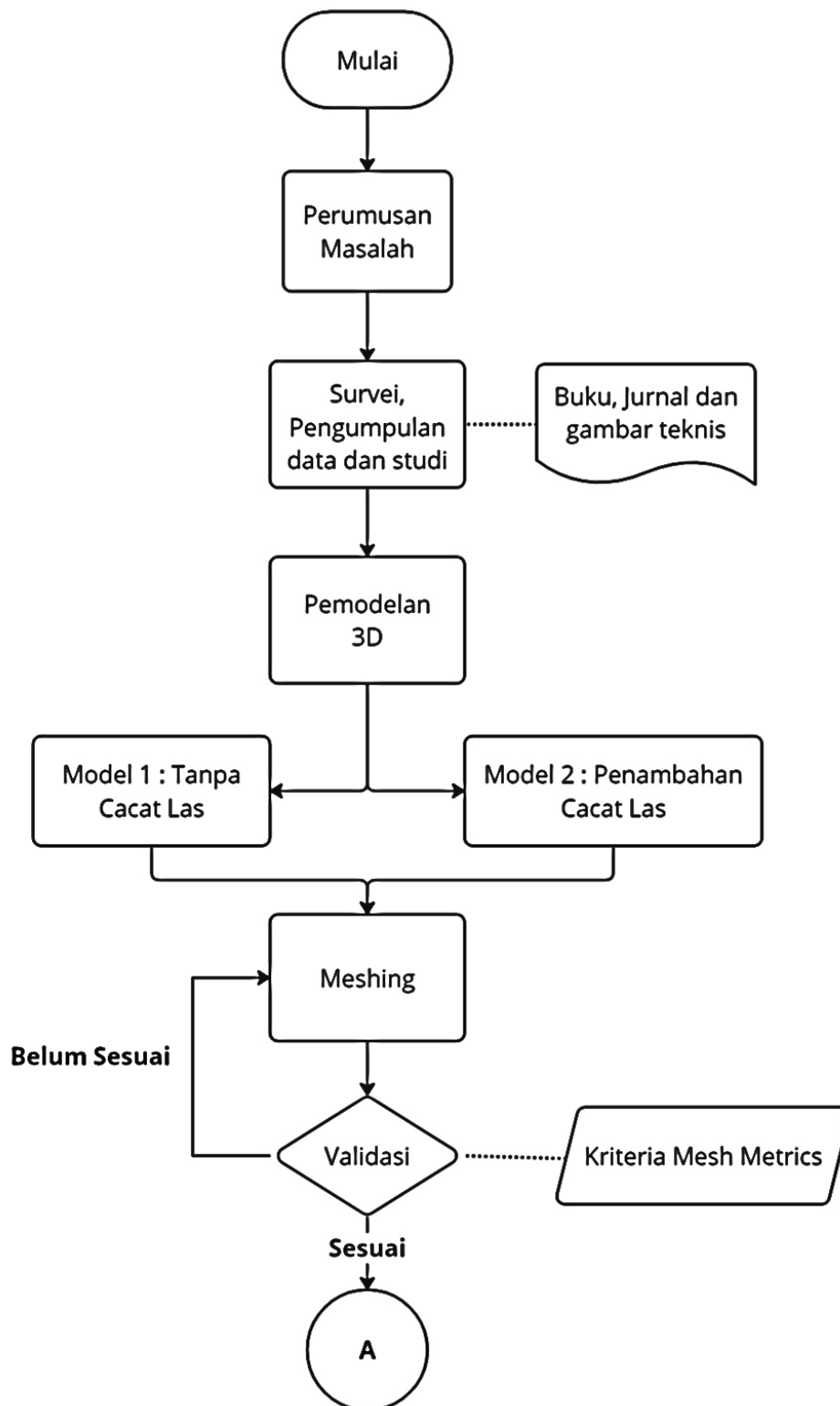
### BAB 3 METODOLOGI

Penelitian ini memiliki tujuan untuk mengetahui pengaruh cacat las terhadap kelelahan struktur *Submersible Vehicle* dan membandingkan kekuatan *pressure hull* sesuai kondisi desain dengan *pressure hull* yang terdampak cacat las. Penelitian diawali dengan merumuskan masalah berdasarkan data yang didapatkan dari survei lapangan. Selanjutnya, studi literatur dilakukan untuk mengkaji teori-teori yang diperlukan dalam penelitian ini. Berdasarkan data dan studi literatur yang dilakukan, penulis kemudian membuat langkah – langkah pengerjaan yang terstruktur dan sistematis.

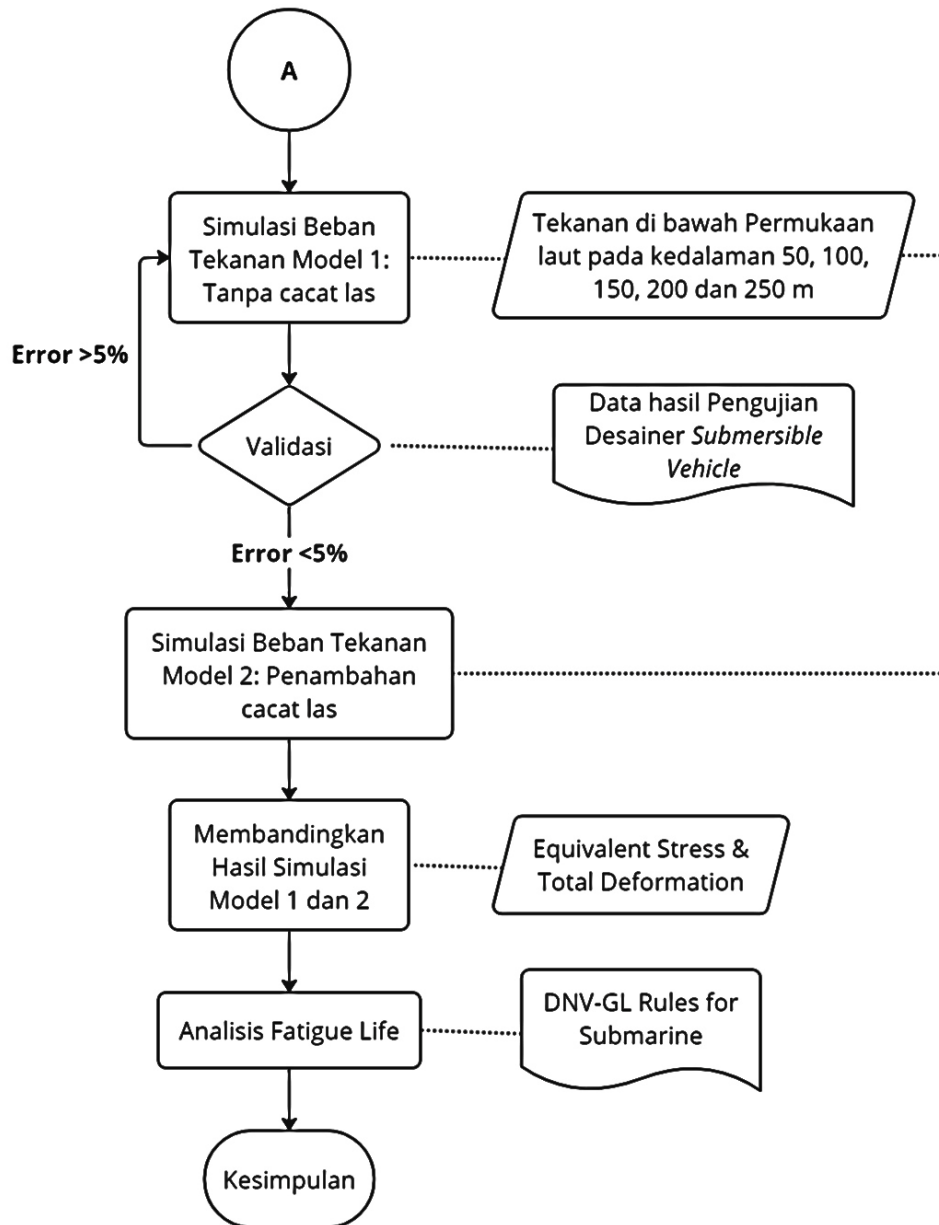
Langkah pertama, penulis membuat model 3D berupa salah satu blok konstruksi *pressure hull Submersible Vehicle* dengan data desain sebagai referensi. Kemudian, penulis membuat 3D model blok konstruksi *pressure hull* kedua dengan penambahan model cacat las yang disesuaikan dengan data hasil survei lapangan. Kedua desain kemudian disimulasikan dengan variasi beban tegangan dan hasil nilai tegangan yang diterima oleh *pressure hull* dan besar deformasi kemudian dianalisis. Selanjutnya, dilakukan analisis *fatigue life* pada kedua model untuk mengetahui perkiraan usia operasional *pressure hull Submersible Vehicle*. Dhasil penelitian dapat memberikan referensi dan rekomendasi dalam pengoperasian *Submersible Vehicle* dengan *pressure hull* yang mengalami cacat las.



### 3.1 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian bagian 1



Gambar 3. 2 Diagram alir penelitian bagian 2

### 3.2 Perumusan Masalah

Langkah pertama dalam menjalankan penelitian adalah perumusan masalah berdasarkan latar belakang penelitian. Perumusan masalah menghasilkan 2 pernyataan masalah yang menjadi fokus utama dalam penelitian yang diharapkan dapat terjawab melalui proses penelitian yang terstruktur dan sistematis.

### 3.3 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mengkaji berbagai macam teori yang dapat mendukung penelitian ini agar proses pengerjaan menjadi sistematis dan terstruktur serta hasil yang didapatkan memiliki validasi. Sumber utama dari proses studi literatur pada penelitian ini terdiri dari buku, jurnal, artikel, dan internet dengan referensi yang dapat dipertanggungjawabkan. Untuk membantu proses pembuatan desain 2D, desain 3D, dan melakukan simulasi, penulis menggunakan bantuan perangkat lunak.

### 3.4 Survei dan Pengumpulan Data

Survei dan pengumpulan data dilakukan berdasarkan permasalahan di lapangan. Sebagian besar data yang didapatkan memiliki sifat rahasia dan tertutup sehingga tidak dapat disebarluaskan. Data yang digunakan untuk mendukung penelitian ini meliputi:

1. *General Arrangement Drawing Submersible Vehicle*
2. *Block Section Drawing Submersible Vehicle*
3. *Detail of Frames & Penetration Drawing Submersible Vehicle*
4. Data material konstruksi *pressure hull Submersible Vehicle*
5. Data hasil perencanaan *pressure hull* sesuai desain
6. Peraturan kelas DNV-GL untuk *Submersible Vehicle*

### 3.5 3D Modelling

Pemodelan 3 dimensi (3D) dibuat dengan mengacu pada data gambar teknis *construction block section Submersible Vehicle* dan kondisi yang ditemukan saat survei. Model 3D yang dibuat meliputi:

1. *Pressure hull* sesuai kondisi desain
2. *Pressure hull* dengan penambahan cacat las

*Pressure hull* dengan penambahan cacat las akan diberikan pemodelan cacat las berupa adanya bentuk konkav pada bagian sambungan las dengan nilai kedalaman dan lokasi yang disesuaikan dengan data hasil survei lapangan.

### 3.6 Meshing

Sebelum melakukan proses simulasi, dilakukan proses *meshing* pada model 3D. Proses *meshing* merupakan rangkaian simulasi FEA yang dilakukan untuk membagi objek 3D menjadi pecahan yang kecil dalam bentuk *mesh* dan *node*. Proses validasi ukuran dan kualitas *mesh* disesuaikan dengan kriteria *mesh metrics* dengan batasan minimum pada nilai *skewness* dan *orthogonal quality* setara dengan kategori *good*. Karena lama proses simulasi sangat dipengaruhi oleh jumlah dan ukuran *mesh*, ketersediaan dan spesifikasi perangkat keras juga menjadi pertimbangan dalam melakukan proses *meshing*.

### 3.7 Simulasi Beban Tekanan

Model 3D yang sudah memenuhi kriteria *mesh metrics* selanjutnya disimulasikan dengan pembebanan tekanan dan kondisi lingkungan yang sesuai pada kedalaman 50, 100, 150, 200, dan 250 m di bawah permukaan laut. Simulasi bertujuan untuk mendapatkan nilai

tegangan dan besar deformasi pada model *pressure hull* desain dan model *pressure hull* dengan penambahan cacat las.

### **3.8 Analisis dan Komparasi Hasil Simulasi**

Proses analisis dilakukan dengan mengacu kepada data yang didapatkan serta hasil simulasi beban tekanan. Analisis dilakukan untuk mengetahui nilai *fatigue life* dari kedua model. Berdasarkan hasil simulasi dan analisis kedua model, dilakukan komparasi kekuatan struktur dan nilai *fatigue life* sebagai acuan untuk proses penarikan kesimpulan.

### **3.9 Penarikan Kesimpulan**

Penarikan kesimpulan merupakan langkah terakhir dalam penelitian ini. Secara umum, kesimpulan akan memberikan jawaban bagi pernyataan masalah yang telah dirumuskan. Kesimpulan pada penelitian ini diharapkan dapat memberikan referensi mengenai kekuatan struktur *pressure hull Submersible Vehicle* yang terdampak cacat las.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini secara garis besar menguraikan proses dan hasil survei lapangan serta pengumpulan data, pengolahan data survei, proses pembuatan model 3D, prosedur *meshing*, dan penetapan parameter simulasi untuk beban hidrostatis.

### 4.1 Survei Lapangan dan Pengumpulan Data

Proses survei lapangan dilakukan untuk mendapatkan data terkait dengan desain konstruksi *pressure hull* dan pengukuran dimensi cacat las yang akan digunakan sebagai acuan dalam proses *3D modelling*.



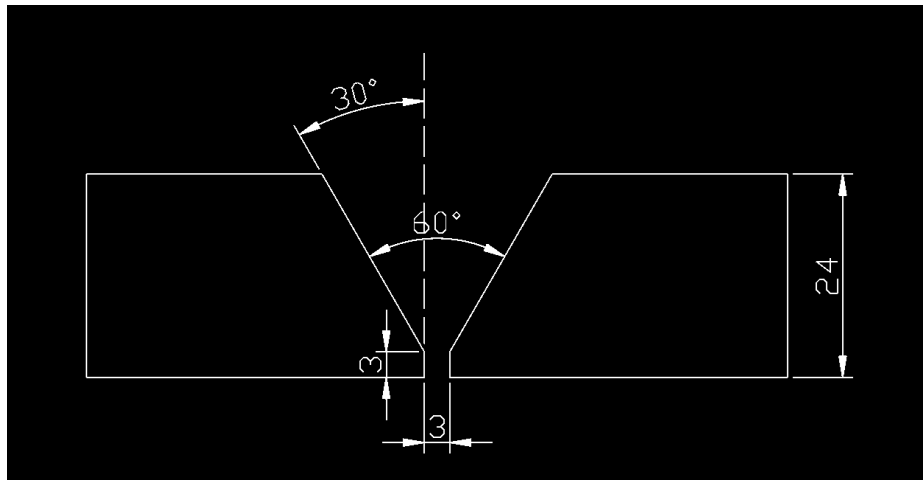
Gambar 4. 1 Contoh Cacat Las pada *Submersible Vehicle*

### 4.2 Pengolahan Data Hasil Survei Lapangan

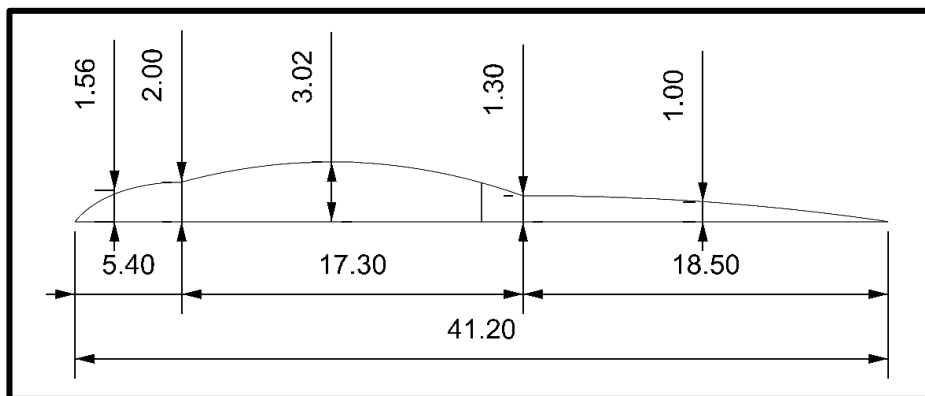
Pengolahan data hasil survei memiliki tujuan utama untuk memberikan data kondisi aktual *Submersible Vehicle* yang dapat meningkatkan akurasi *3D modelling* konstruksi *pressure hull* yang sebelumnya hanya mengacu pada data *drawing*. Hasil survei dan pengolahan data dijabarkan pada Tabel 4.1 sebagai berikut:

Tabel 4. 1 Hasil survei dan pengolahan data

Parameter	Hasil Pengolahan Data
Detail pengelasan berdasarkan WPS	(dijelaskan pada gambar 4.2)
Dimensi cacat las	(dijelaskan pada gambar 4.3)
Lokasi cacat las	Di antara Shell Plate Fr.91-92
Persentase cacat las	50 % di atas sarat air
Material lambung	HY-80 <i>alloy steel</i>
Ketebalan lambung	24 mm
Material <i>Welding Consumable</i>	Megafil 940M
Proses Pengelasan	FCAW ( <i>Flux Cored Arc Welding</i> )



Gambar 4. 2 Detail pengelasan berdasarkan WPS



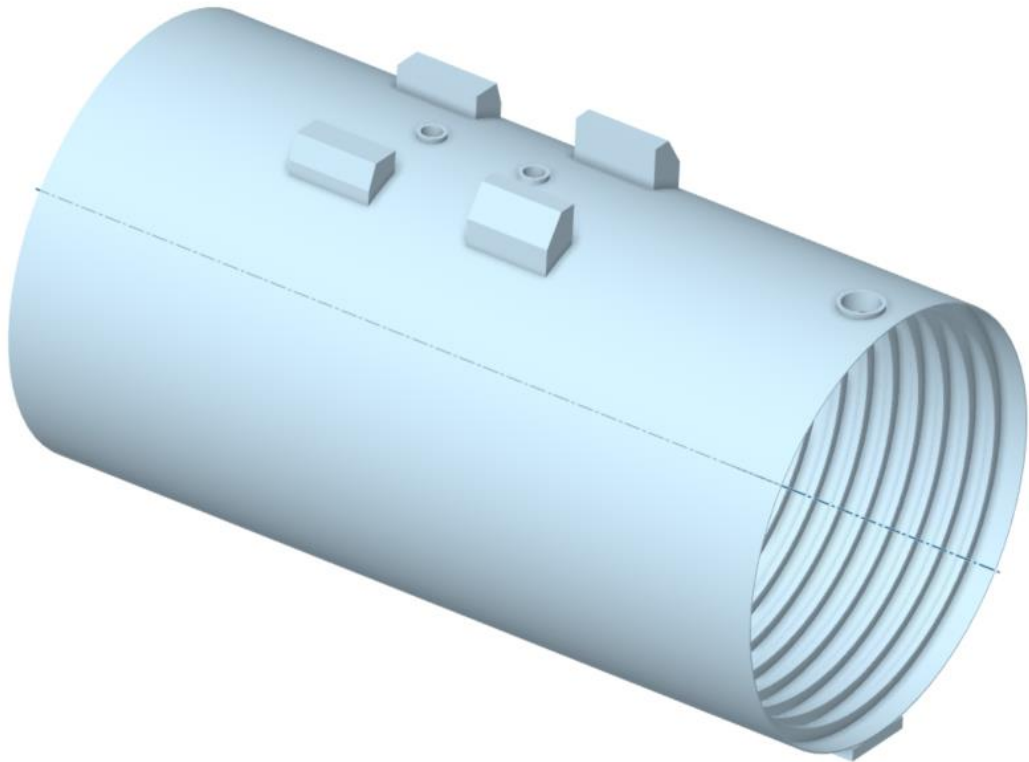
Gambar 4. 3 Dimensi cacat las pada *Submersible Vehicle*

Detail pengelasan pada gambar 4.2 dan dimensi cacat las pada gambar 4.3 akan dijadikan acuan dalam pembuatan model cacat las. Model cacat las akan dibuat seragam mengelilingi konstruksi *shell plate pressure hull* di antara frame 91 dan frame 92.

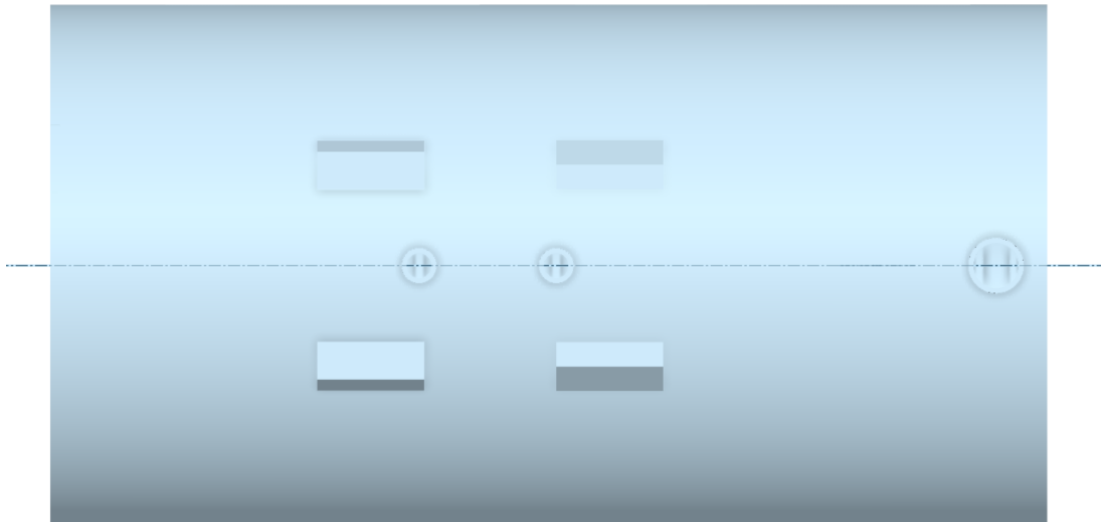
### 4.3 Proses 3D Modelling

Setelah melakukan pengolahan data hasil survei lapangan dan melakukan pengumpulan data *drawing*, proses *3D modelling* dilakukan dengan bantuan perangkat lunak. Terdapat 2 jenis model 3D yang terdiri dari model 3D *pressure hull* sesuai dengan kondisi desain (Model 1) dan model 3D *pressure hull Submersible Vehicle* dengan penambahan model cacat las (Model 2)

#### 4.3.1 Pembuatan Model 1

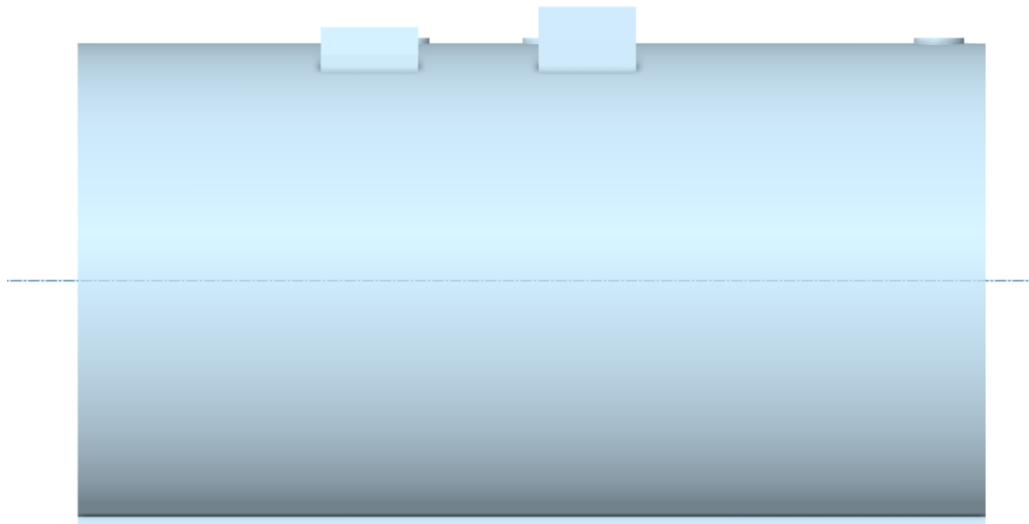


Gambar 4. 4 *Perspective view model 1*



Gambar 4. 5 *Top view Model 1*

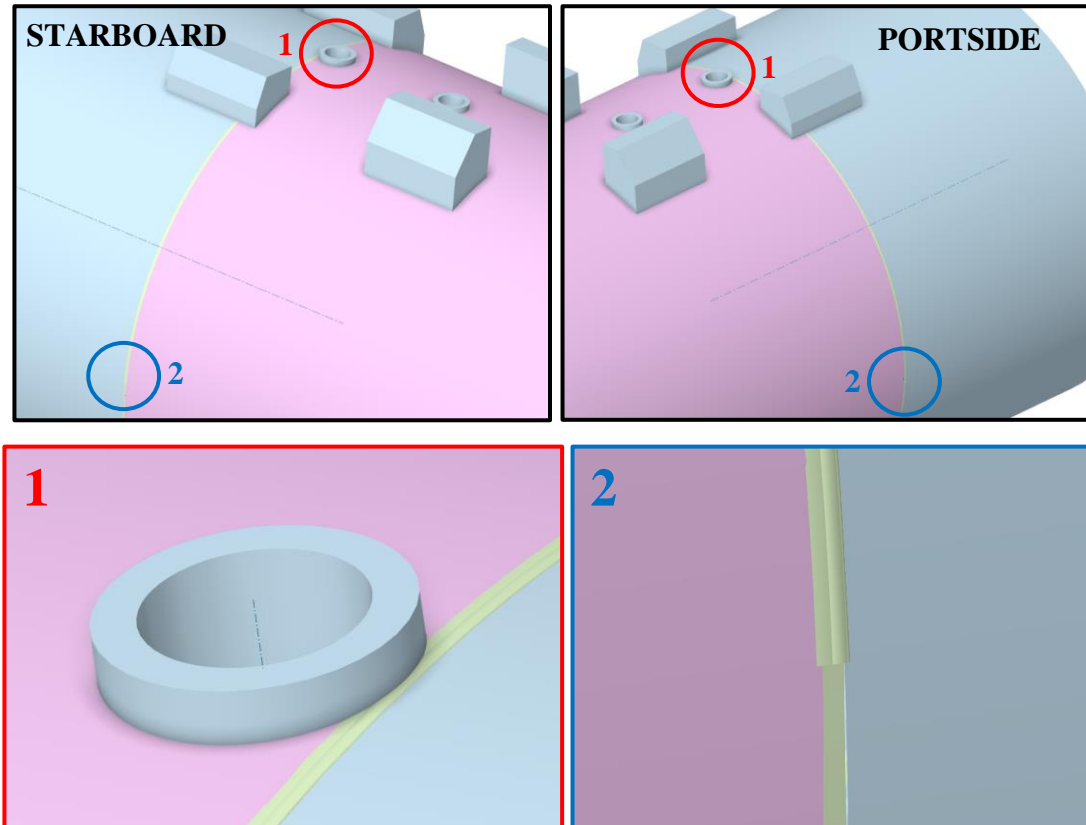




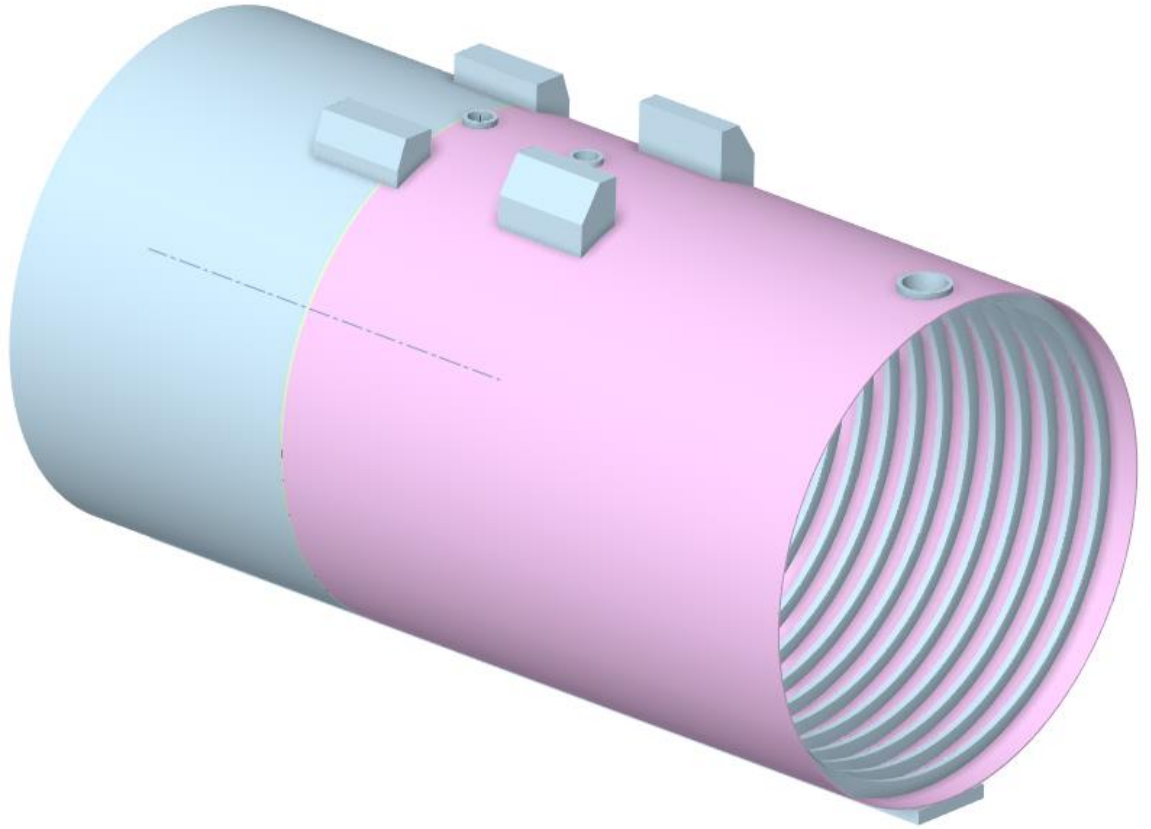
Gambar 4. 6 *Front view model 1*

#### 4.3.2 Pembuatan Model 2

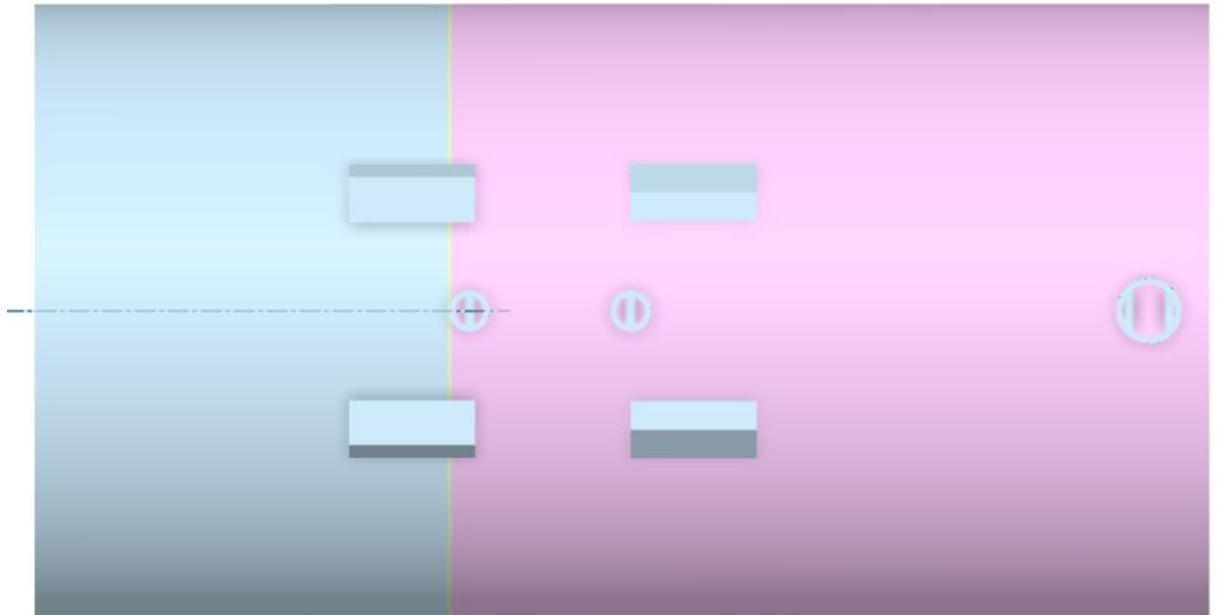
Pemodelan cacat las bertujuan untuk menyimulasikan model dengan dimensi cacat las yang sesuai. Detail dimensi cacat las sesuai dengan gambar 4.3 dimodelkan secara seragam dan melingkar mengelilingi bagian *pressure hull* dengan persentase kecacatan 50 % saja yang terletak di antara frame 91 dan frame 92. Hasil pemodelan cacat las ditunjukkan oleh Gambar 4.7 sebagai berikut:



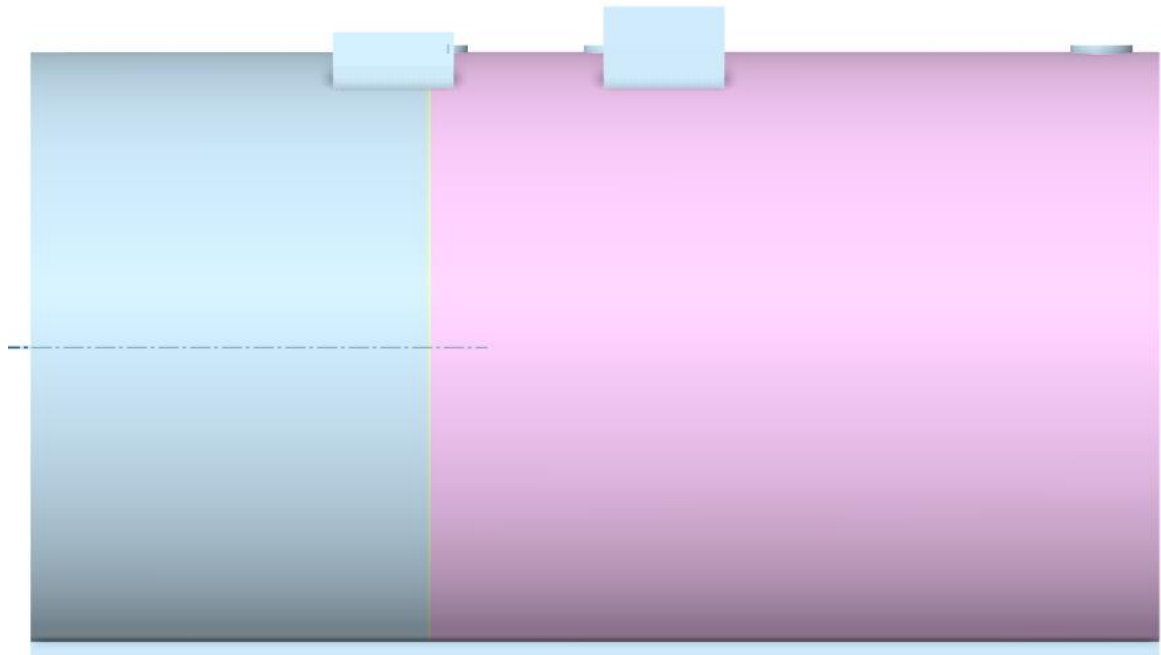
Gambar 4. 7 Detail hasil pemodelan cacat las



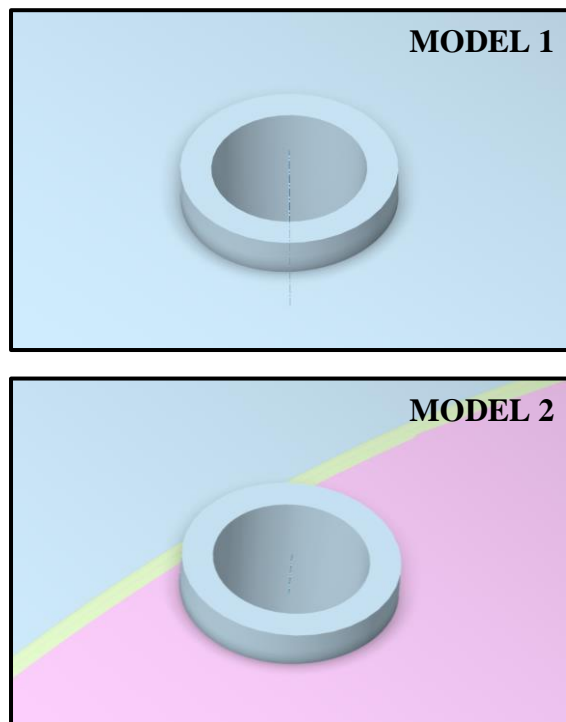
Gambar 4. 8 *Perspective view model 2*



Gambar 4. 9 *Top view model 2*

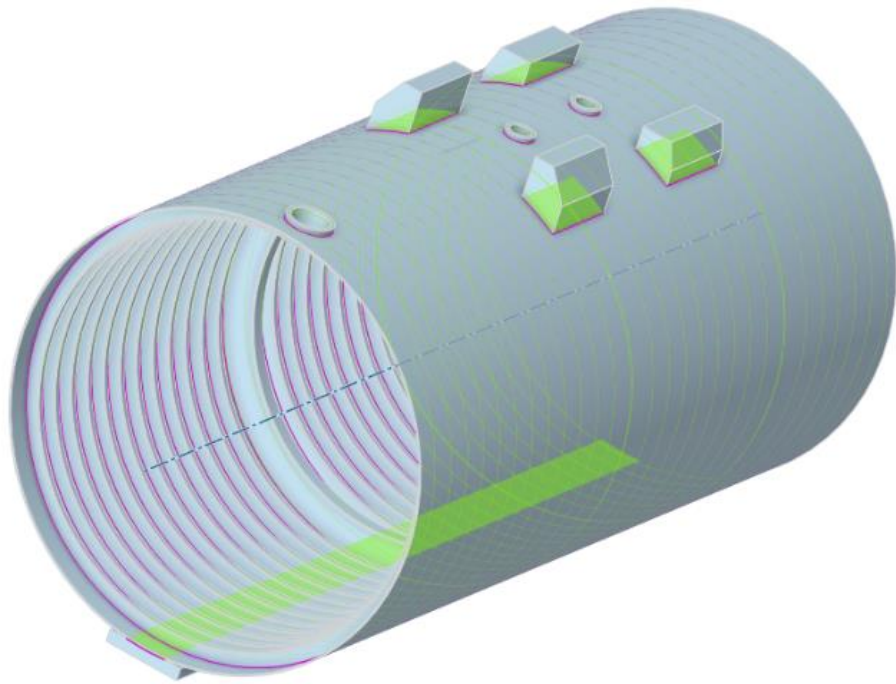


Gambar 4. 10 *Front view model 2*

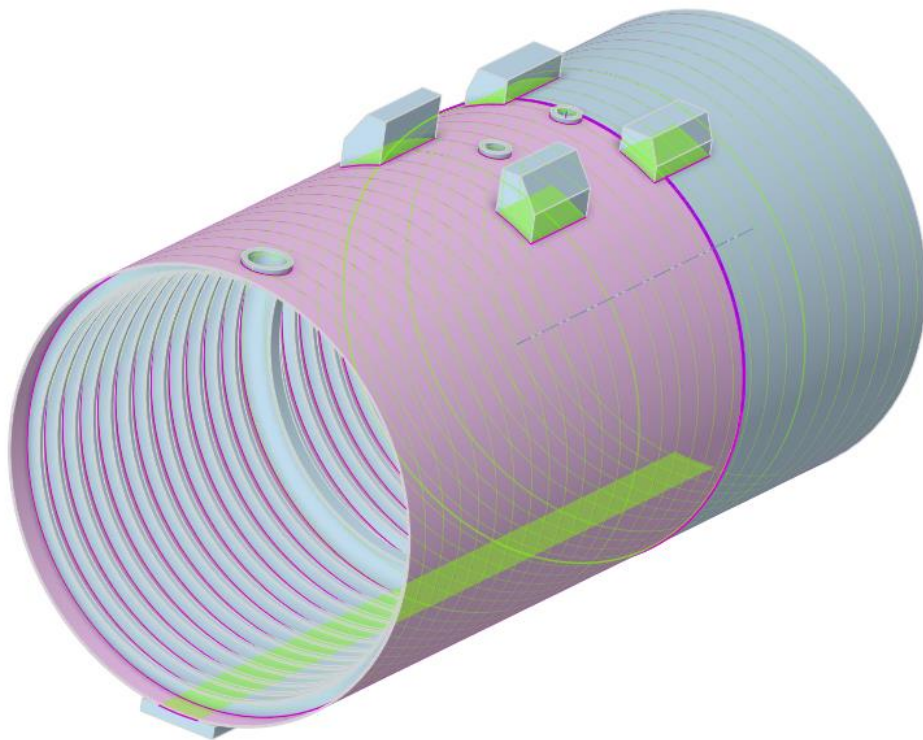


Gambar 4. 11 Perbandingan model *pressure hull* setelah penambahan model cacat las

Setelah model cacat las dibuat pada lambung dan penetrasi, model dibagi menjadi beberapa partisi untuk memudahkan proses *meshing*. Partisi model dibuat berdasarkan sambungan antara penetrasi dengan lambung. Setelah melalui proses partisi, seluruh partisi model kemudian digabungkan menjadi 1 *assembly*.



Gambar 4. 12 Koneksi antar partisi model 1



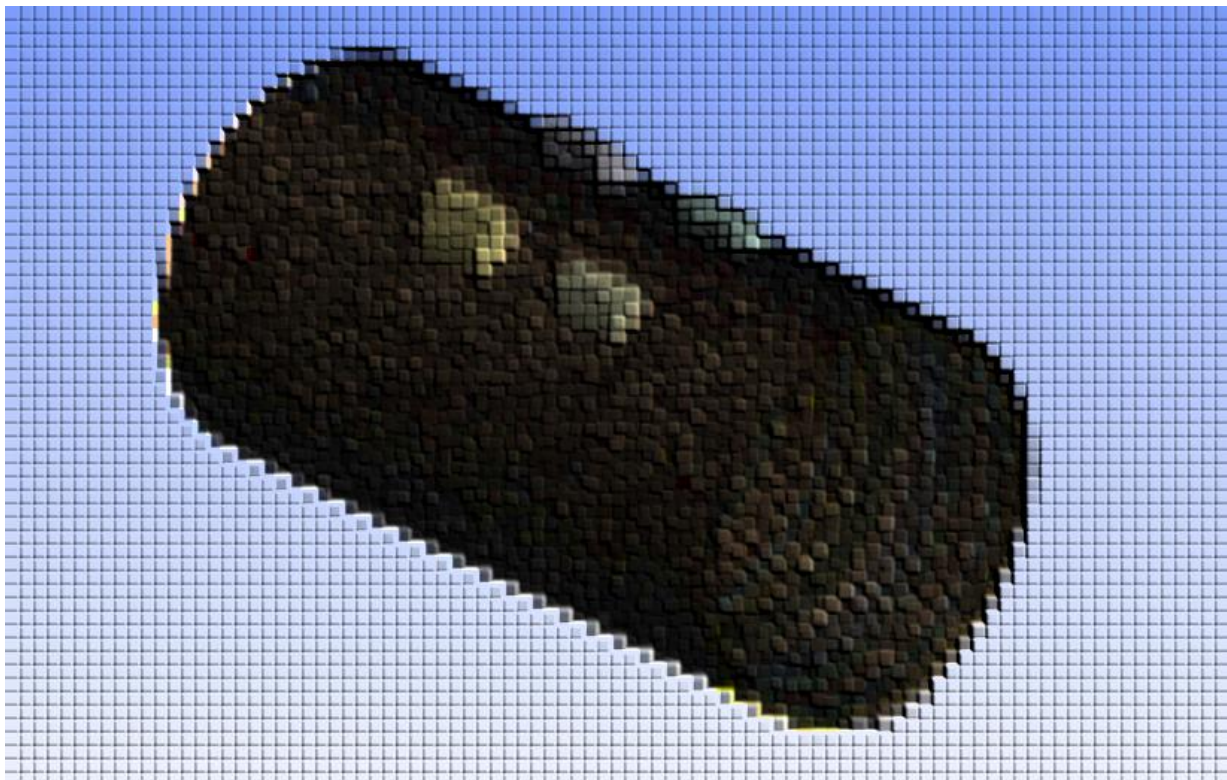
Gambar 4. 13 Koneksi antar partisi model 2

#### 4.4 Proses Meshing

Setelah menyelesaikan proses *3D modeling*, proses *meshing* dilakukan pada setiap model untuk mengetahui jumlah *element* (sel) yang optimal dalam melakukan simulasi. Proses *meshing* dilakukan dengan bantuan perangkat lunak simulasi FEA. Jumlah sel dioptimalisasikan dengan kemampuan perangkat keras (komputer) dalam memproses simulasi. Hasil dari proses *meshing* untuk kedua model dapat dilihat pada Tabel 4.2 sebagai berikut:

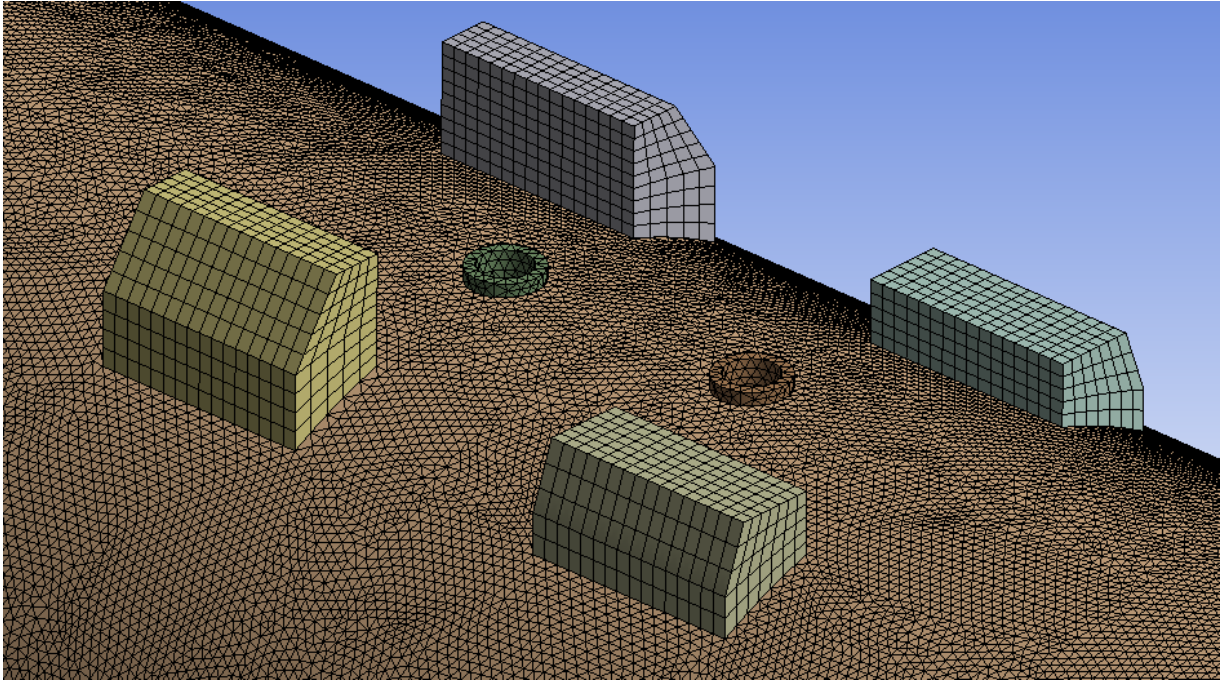
Tabel 4. 2 Hasil proses *meshing*

Mesh Parameters	Model 1	Model 2
Total Elements	677.230	1.120.271
Total Nodes	1.376.160	2.087.699
Min. Element Size (mm)	60	7
Max. Element Size (mm)	100	100
Adaptive Sizing	YES	YES
Avg. Skewness	0.6002 (GOOD)	0.49073 (VERY GOOD)
Avg. Orthogonal Quality	0.4005 (GOOD)	0.50875 (GOOD)
Element Order	Program Controlled	Program Controlled

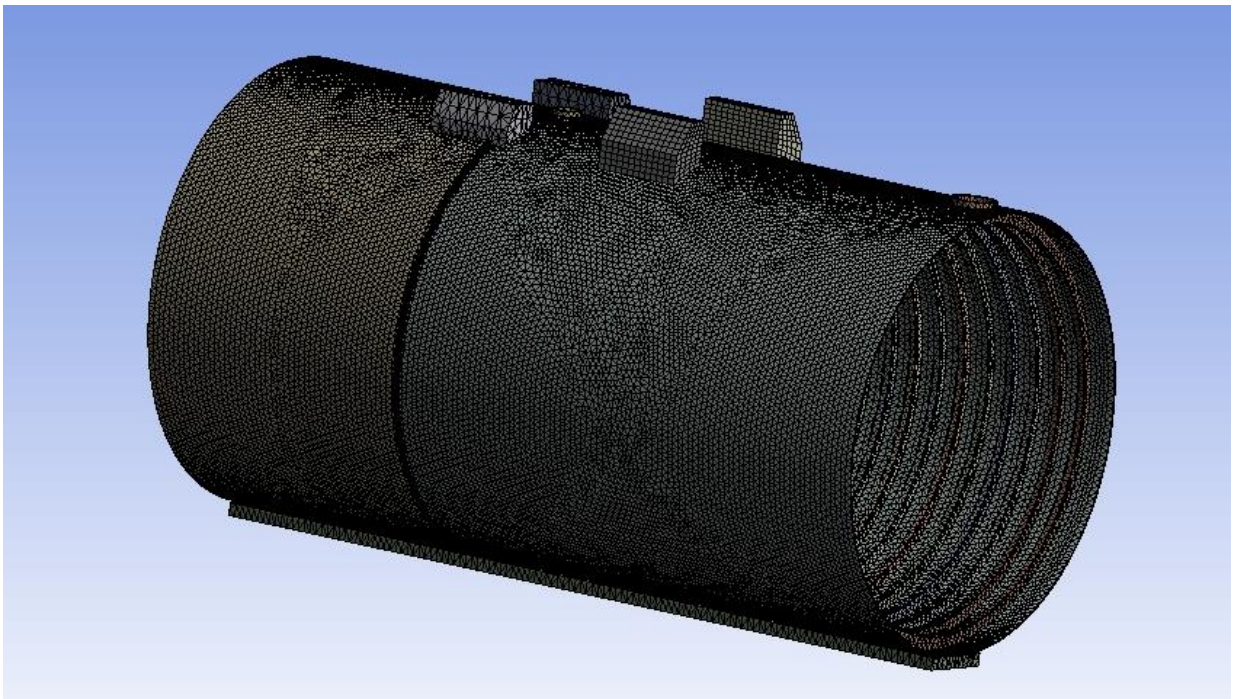


Gambar 4. 14 *Meshing* pada model 1

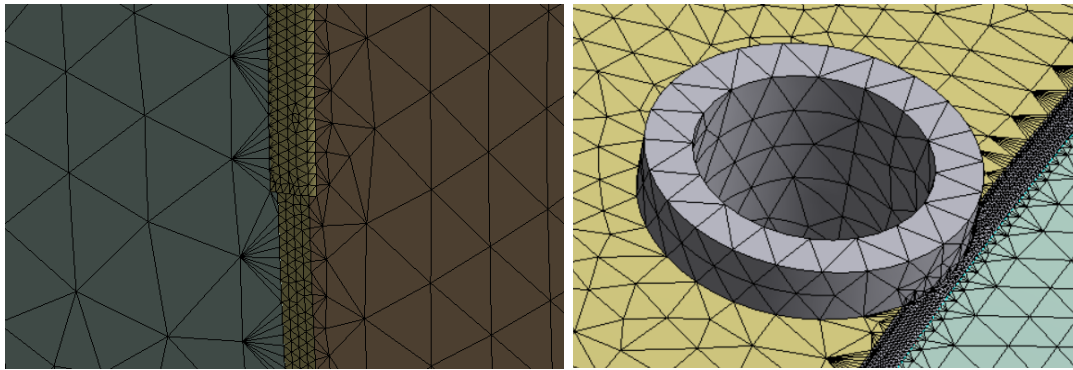




Gambar 4. 15 Detail *mesh* model 1



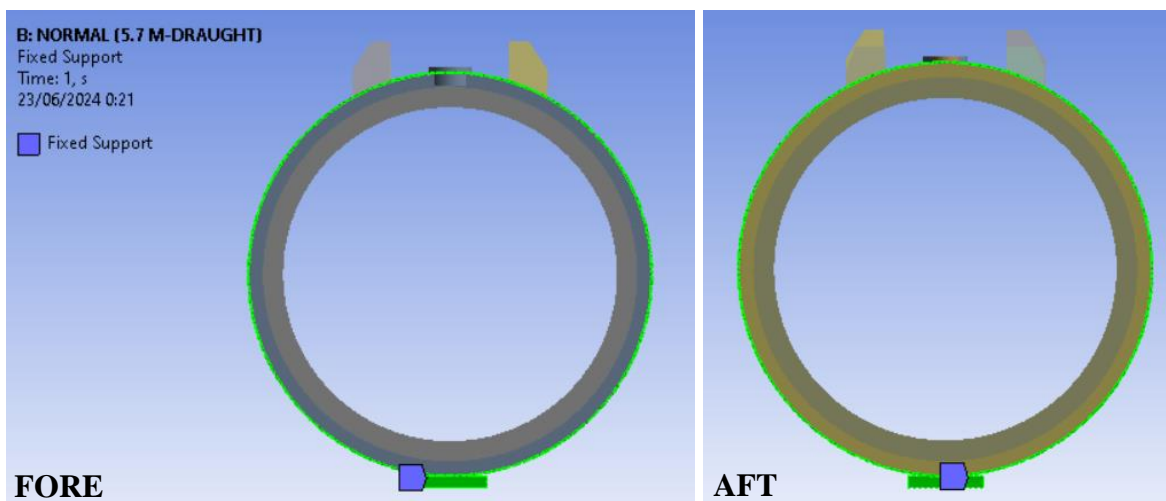
Gambar 4. 16 *Meshing* pada model 2



Gambar 4. 17 Detail *mesh* pada model 2

#### 4.5 Penentuan Parameter Tumpuan

Pada perangkat lunak, *fixed support* didefinisikan sebagai tumpuan dari objek yang akan disimulasikan. Pada *pressure hull submersible vehicle* yang akan dianalisis ini, *fixed support* didefinisikan pada setiap ujung sambungan blok konstruksi *pressure hull* yang hendak dianalisis dengan blok konstruksi *pressure hull* yang lain . Pendefinisian *fixed support* dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 4. 18 Pendefinisian *fixed support* pada blok konstruksi *pressure hull*

#### 4.6 Penentuan Parameter Beban Tekanan

Parameter simulasi beban tekanan ditetapkan berdasarkan tekanan absolut (total) pada kedalaman 50, 100, 150, 200, dan 250 meter di bawah permukaan laut (dpl). Beban tekanan ini akan diterapkan pada seluruh permukaan luar lambung *submersible vehicle*, kecuali pada bagian tumpuan. Berdasarkan persamaan 2.1 dan 2.2, parameter beban tekanan dapat dilihat pada Tabel 4.3 berikut:

Tabel 4. 3 Parameter beban tekanan pada simulasi

h (m)	P <sub>h</sub> (Pa)	P <sub>h</sub> (MPa)	P <sub>abs</sub>
50	502,762.50	0.503	0.604
100	1,005,525.00	1.006	1.107
150	1,508,287.50	1.508	1.610
200	2,011,050.00	2.011	2.112
250	2,513,812.50	2.514	2.615

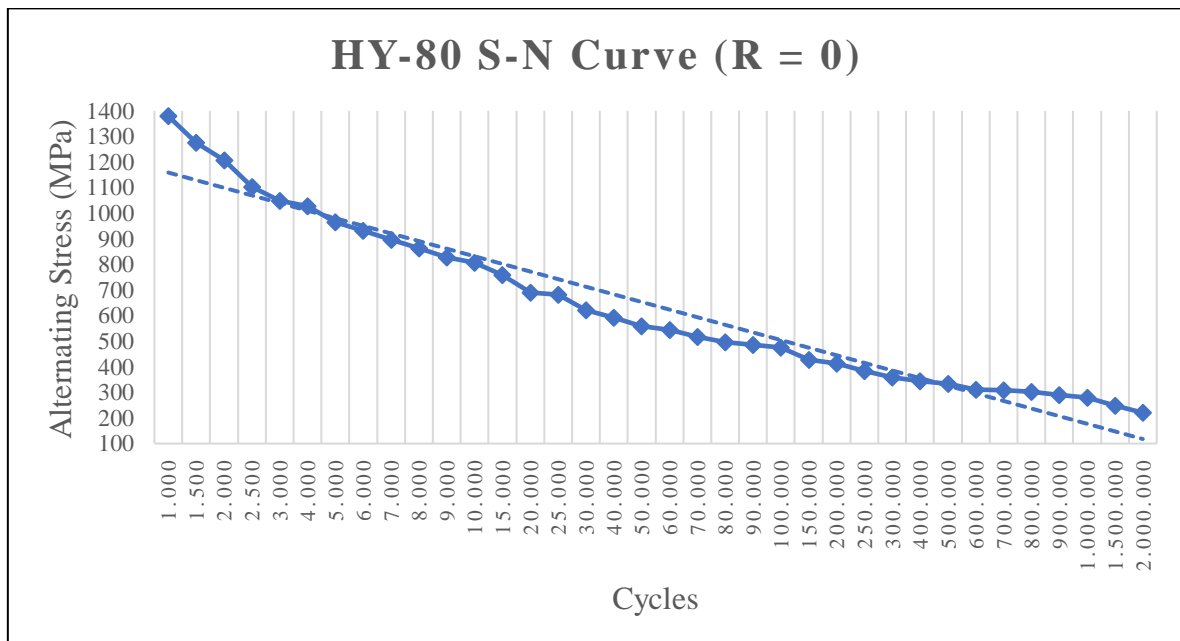
#### 4.7 Penentuan Parameter Material

Pendefinisian material pada simulasi ditentukan oleh data dari pihak *maker submersible vehicle* yang ditunjukkan pada tabel 4.4 berikut:

Tabel 4. 4 *Material properties* yang digunakan pada simulasi

Parameter	HY-80 (Shell, Frame, Penetration)	Lead (Dry Ballast)	Megafil 940M (weld)	Units
Yield Strength	550	34.64	600	MPa
Ultimate Strength	740	57.45	690	MPa
Young's Modulus	206	29.93	206	GPa
Poisson's Ratio	0.29	0.39	0.29	
Density	7,870	10,602	7,850	kg/m <sup>3</sup>

Dikarenakan pihak *maker submersible vehicle* tidak menyertakan kurva S-N untuk material HY-80, maka digunakan data kurva S-N material HY-80 standar hasil yang diambil dari *Ship Structure Committee (SCC) 356* tahun 1990.



Gambar 4. 19 Kurva S-N material HY-80 (SSC-356, 1990)



#### 4.8 Validasi Hasil Simulasi Beban Tekanan

Validasi hasil simulasi beban hidrostatis akan dilakukan dengan menggunakan data hasil pengujian pada kedalaman uji maksimum desain konstruksi (crush depth; 550 m dpl) dengan tekanan absolut sebesar 5.632 Mpa yang diperoleh dari data pihak *maker submersible vehicle*. Data ini akan dijadikan acuan untuk validasi beban tekanan dan nilainya ditunjukkan pada Tabel 4.5 berikut:

Tabel 4. 5 Data Acuan Validasi Beban Tekanan

Equivalent Stress at Shell (MPa)	
Mid Bay Membrane	397.163
Mid Bay Outer Side	469.976
Mid Bay Inner Side	344.391
Frame Membrane	399.157
Frame Outer Side	328.496
Frame Inner Side	511.790

Proses validasi dilakukan pada model 1 dengan cara membandingkan nilai *equivalent stress* pada tabel 4.5 dengan dengan nilai *equivalent stress* yang diperoleh pada tiap bagian yang disebutkan pada tabel 4.5 pada model 1. Hasil proses validasi akan menunjukkan apakah hasil 3D modeling dan pengaturan parameter *meshing* sudah akurat. Supaya diperoleh hasil yang akurat, nilai margin maksimum antara acuan validasi dan hasil simulasi (nilai *error*) diambil sebesar maksimal 5%. Hasil proses validasi ditunjukkan oleh Tabel 4.6 sebagai berikut:

Tabel 4. 6 Hasil validasi model normal

Parameter	Stress Reference Value (MPa)	Stress Actual Value (MPa)	Error Value	Status
Mid Bay Membrane	397.163	397.404	0.06%	PASS
Mid Bay Outer Side	469.976	468.493	0.32%	PASS
Mid Bay Inner Side	344.391	340.594	1.10%	PASS
Frame Membrane	399.157	407.617	2.12%	PASS
Frame Outer Side	328.496	339.313	3.29%	PASS
Frame Inner Side	511.790	489.025	4.45%	PASS

Berdasarkan seluruh nilai error yang diperoleh untuk setiap bagian yang diacu, maka proses *modeling* dan hasil pengaturan proses *meshing* dapat dinyatakan akurat dan dapat digunakan sebagai referensi simulasi untuk setiap variasi beban tekanan.

#### 4.9 Simulasi Model 1

Model 1 disimulasikan menggunakan parameter yang telah dijelaskan pada sub-bab sebelumnya. Hasil simulasi kemudian dianalisa dalam 3 parameter, yaitu *total deformation*, *equivalent (von-Mises) stress*, dan *fatigue life*. Simulasi dilakukan dengan bantuan perangkat

lunak FEA. Selanjutnya, berdasarkan hasil simulasi, nilai *safety factor* dihitung dengan metode analitis yang mengacu pada formula DNV-GL (persamaan 2.4).

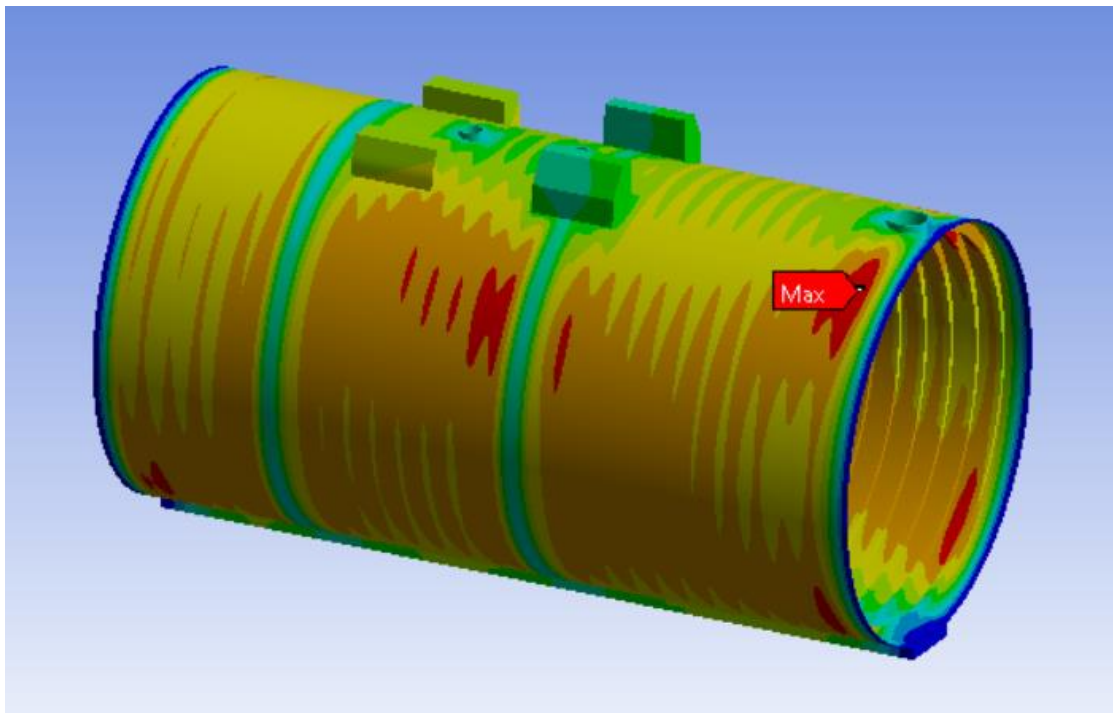
#### 4.9.1 Total Deformation Model 1

Nilai *total deformation* hasil simulasi model 1 untuk setiap variasi beban tekanan ditunjukkan pada Tabel 4.7 sebagai berikut:

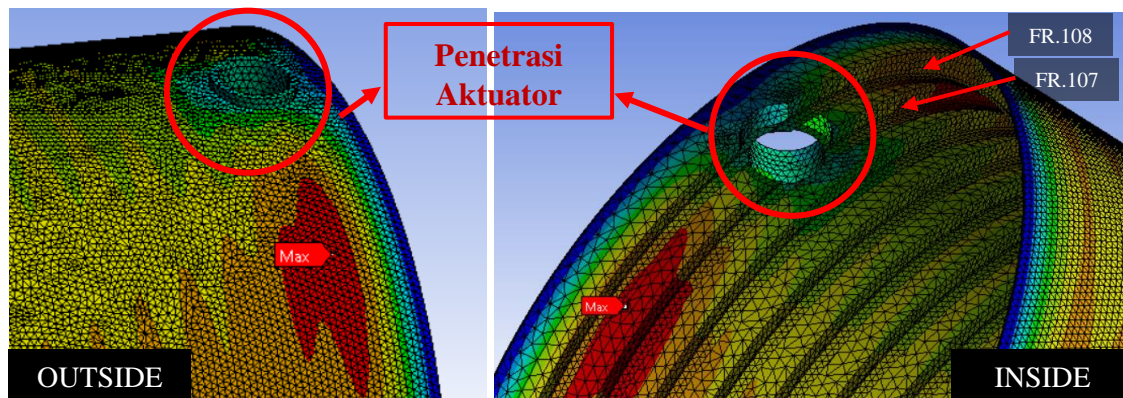
Tabel 4. 7 Nilai *Total Deformation* hasil Simulasi Model 1

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Min. Total Def. (mm)	Max.Total Def. (mm)	Max. occurs at
50	0.604	0.00	0.94116	Shell 37.76 m from AP
100	1.107	0.00	1.70840	
150	1.610	0.00	2.47560	
200	2.112	0.00	3.24130	
250	2.615	0.00	4.00850	

Nilai *total deformation* maksimum model 1 terjadi pada komponen *shell* di titik 37.76 m dari AP dengan nilai terbesar terjadi pada kedalaman 250 m sebesar 4,00850 mm. Deformasi maksimum pada setiap variasi beban tekanan terjadi pada komponen yang sama. Terjadinya deformasi pada komponen tersebut dapat disebabkan oleh konstruksi *frame 107* dan *frame 108* yang terhubung dan menyatu dengan lubang penetrasi *battery hatch*. Dengan kata lain, penetrasi *battery hatch* memotong konstruksi *frame 107* dan *frame 108* sehingga mengurangi kekuatan konstruksi dan menyebabkan terjadinya deformasi pada *shell* di antara kedua *frame* tersebut.



Gambar 4. 20 Total *maximum deformation* pada model 1



Gambar 4. 21 Detail *maximum deformation* pada model 1

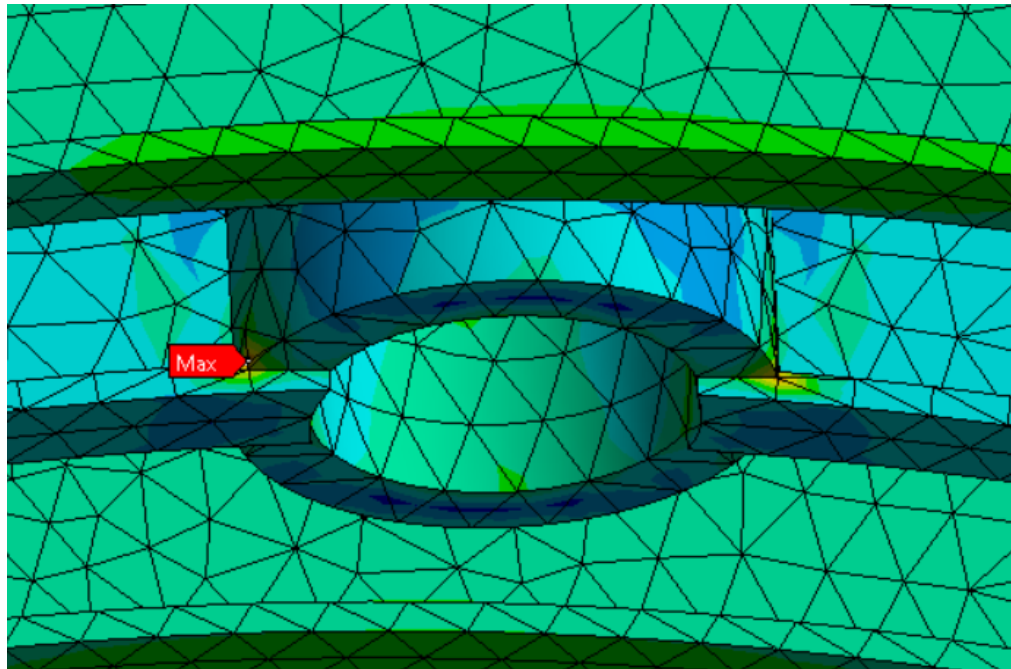
#### 4.9.2 Equivalent (von-Mises) Stress Model 1

Nilai *equivalent (von-Mises) stress* hasil simulasi model 1 untuk setiap variasi beban tekanan ditunjukkan oleh Tabel 4.8 sebagai berikut:

Tabel 4. 8 Nilai *Equivalent (von-Mises) Stress* hasil Simulasi Model 1

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Min. Equivalent Stress (MPa)	Max. Equivalent Stress (MPa)	Max. occurs at	Status
50	0.604	4.34E-03	114.77	Penetrasi Aktuator	SAFE
100	1.107	7.91E-03	162.13		SAFE
150	1.61	1.15E-02	201.43		SAFE
200	2.112	1.50E-02	219.80		SAFE
250	2.615	1.86E-02	239.22		SAFE

Nilai *equivalent (von-Mises) stress* maksimum terjadi pada komponen penetrasi *Aktuator* dengan nilai terbesar pada kedalaman 250 m sebesar 239.22 MPa. Hal ini disebabkan oleh posisi penetrasi yang memotong 2 *frame* secara bersamaan sehingga hal tersebut mengurangi kekuatan konstruksi dan menyebabkan terjadinya tegangan yang tinggi pada sambungan antara penetrasi dan *frame*. Pada kedalaman 250 m, nilai *equivalent (von-Mises) stress* pada komponen ini diperoleh sebesar 239.22 MPa, dan masih berada di bawah nilai *yield stress* material HY-80 sebesar 550 MPa sehingga komponen hanya mengalami regangan elastis.



Gambar 4. 22 *Equivalent (von-Mises) stress* maksimum pada model 1

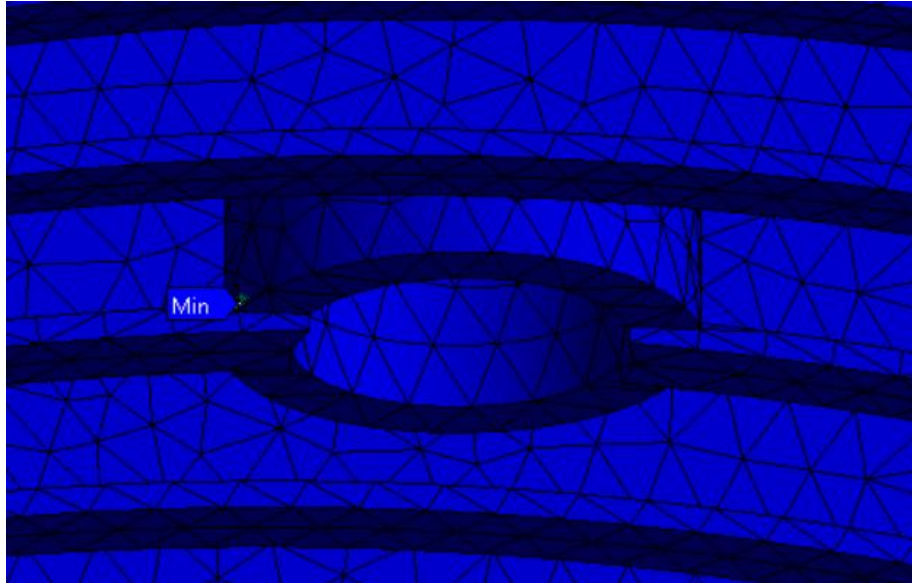
#### 4.9.3 Fatigue Life Model 1

Nilai *fatigue life* untuk setiap variasi beban tekanan simulasi model 1 ditunjukkan oleh Tabel 4.9 sebagai berikut:

Tabel 4. 9 Nilai *Fatigue Life* hasil Simulasi Model 1

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Min. Fatigue Life-Gerber (Cycles)	Min. Fatigue Life-Soderberg (Cycles)	Pressure Load Ratio	Min. occurs at	Status
50	0.604	1,000,000	1,000,000	0.26	All Parts	SAFE
100	1.107	1,000,000	1,000,000	0.14	All Parts	SAFE
150	1.61	1,000,000	1,000,000	0.10	All Parts	SAFE
200	2.112	1,000,000	1,000,000	0.08	All Parts	SAFE
250	2.615	1,000,000	315,130	0.06	Penetrasi Aktuator	SAFE

Nilai *fatigue life* minimum terjadi pada komponen penetrasi *Aktuator* dengan nilai *fatigue life* terkecil diperoleh pada kedalaman 250 m sebesar 315,130 *cycles* untuk pendekatan teori Soderberg. Berdasarkan jumlah minimum *fatigue life* menurut DNV-GL yaitu sebesar 10,000 *cycles*, maka nilai *fatigue life* yang diperoleh dari hasil simulais pada model 1 masih memenuhi persyaratan untuk semua variasi kedalaman. Perbedaan nilai dari hasil pendekatan kedua teori disebabkan oleh pendekatan konservatif teori Soderberg yang mengacu pada *yield strength* material dan pendekatan moderat teori Gerber yang mengacu pada *ultimate strength* material.



Gambar 4. 23 *Fatigue life* minimum (Soderberg) model 1

#### 4.9.4 Safety Factor Model 1

Nilai *safety factor* untuk setiap variasi beban tekanan simulasi model 1 ditunjukkan oleh Tabel 4.10 sebagai berikut:

Tabel 4. 10 Nilai *Safety Factor* hasil Simulasi Model 1

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Beban Tekanan (bar)	SF Minimum sesuai DNV-GL	SF Perhitungan	Status
50	0.604	6.04	2.92	4.79	SAFE
100	1.107	11.07	2.32	3.39	SAFE
150	1.61	16.1	2.10	2.73	SAFE
200	2.112	21.12	1.98	2.50	SAFE
250	2.615	26.15	1.91	2.30	SAFE

Dengan mengacu pada nilai *safety factor* minimum yang telah disyaratkan oleh kelas DNV-GL untuk pembebanan tekanan dengan nilai 5-60 bar, diperoleh nilai tegangan hasil simulasi yang menghasilkan nilai *safety factor* yang memenuhi standar untuk pada semua variasi kedalaman menyelam. Dengan demikian, dapat dikatakan bahwa model 1 memenuhi standar kelas DNV-GL dan aman dioperasikan untuk menyelaman pada semua kedalaman operasi menyelam.

#### 4.10 Simulasi Model 2

Model 2 disimulasikan menggunakan parameter yang telah dijelaskan pada sub-bab sebelumnya. Hasil simulasi kemudian dianalisa dalam 3 parameter, yaitu total deformation, equivalent (von-Mises) stress, dan fatigue life. Simulasi dilakukan dengan bantuan perangkat lunak FEA. Selanjutnya, berdasarkan hasil simulasi, nilai *safety factor* dihitung dengan metode analitis yang mengacu pada formula DNV-GL (persamaan 2.4).



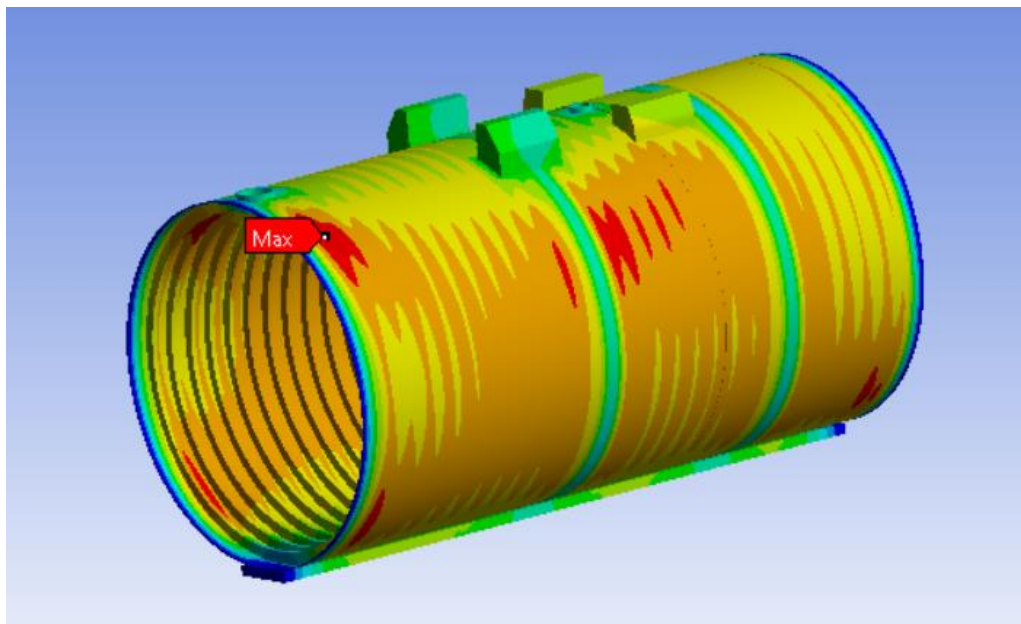
#### 4.10.1 Total Deformation Model 2

Nilai *total deformation* hasil simulasi model 2 untuk setiap variasi beban tekanan ditunjukkan pada Tabel 4.11 sebagai berikut:

Tabel 4. 11 Nilai *Total Deformation* hasil Simulasi pada Model 2

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Min. Total Def. (mm)	Max.Total Def. (mm)	Max. occurs at
50	0.604	0.00	0.94043	
100	1.107	0.00	1.70190	
150	1.610	0.00	2.47380	
200	2.112	0.00	3.23890	
250	2.615	0.00	4.00560	Shell 37.76 m from AP

Nilai *total deformation* maksimum model 2 juga terjadi pada komponen *shell* di titik 37.76 m dari AP dengan nilai terbesar terjadi pada kedalaman 250 m sebesar 4,00560 mm. Deformasi maksimum pada setiap variasi beban tekanan terjadi pada komponen yang sama. Terjadinya deformasi pada komponen tersebut dapat disebabkan oleh konstruksi *frame 107* dan *frame 108* yang terhubung dan menyatu dengan lubang penetrasi *battery hatch*. Dengan kata lain, penetrasi *battery hatch* memotong konstruksi *frame 107* dan *frame 108* sehingga mengurangi kekuatan konstruksi dan menyebabkan terjadinya deformasi pada *shell* di antara kedua *frame* tersebut.



Gambar 4. 24 *Total maximum deformation* pada model 2

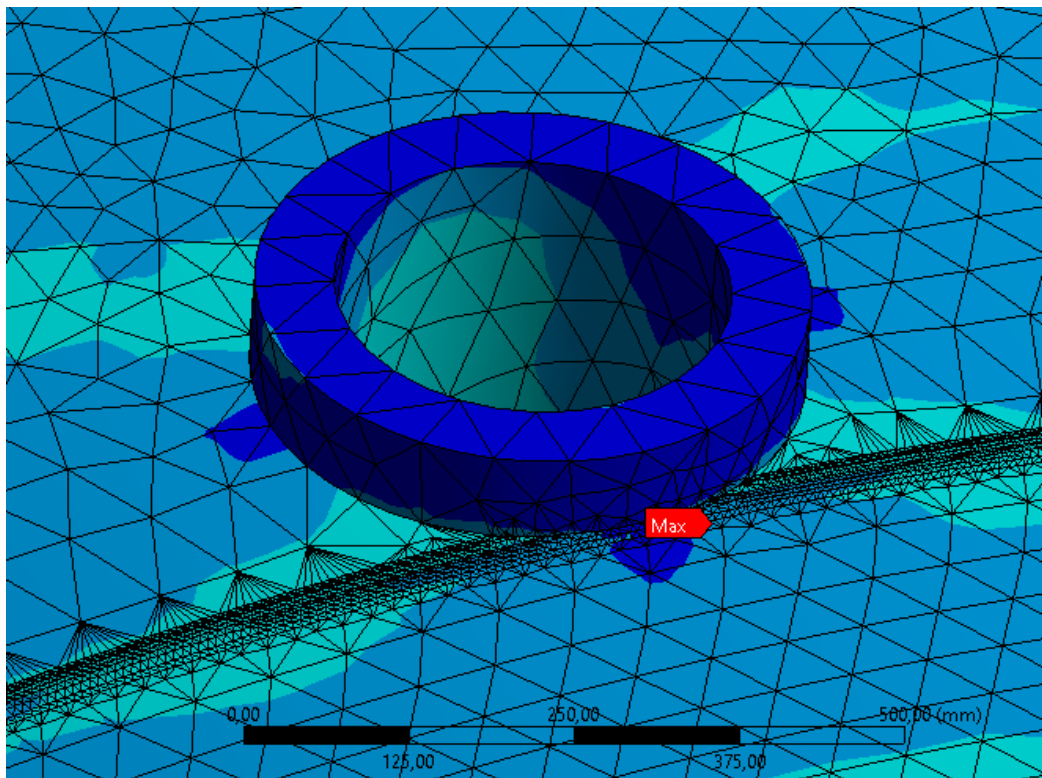
#### 4.10.2 Equivalent (von-Mises) Stress Model 2

Nilai *equivalent (von-Mises) stress* hasil simulasi model 2 untuk setiap variasi beban tekanan ditunjukkan pada Tabel 4.12 sebagai berikut:

Tabel 4. 12 Nilai *Equivalent (von-Mises) Stress* hasil Simulasi pada Model 2

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Min. Equivalent Stress (MPa)	Max. Equivalent Stress (MPa)	Max. occurs at	Status
50	0.604	4.31E-03	166.23	Welding defect	SAFE
100	1.107	7.84E-03	227.36	near the Actuator	SAFE
150	1.61	1.14E-02	250.63	Penetration	SAFE
200	2.112	1.49E-02	269.97	(between fr. 91-	SAFE
250	2.615	1.85E-02	284.33	92)	SAFE

Nilai *equivalent (von-Mises) stress* maksimum terjadi pada sambungan las yang mengalami cacat yang menghubungkan *shell* di antara *frame* 91-92 dan penetrasi Aktuator secara bersamaan, dengan nilai terbesar pada kedalaman 250 m sebesar 284.33 MPa. Hal ini disebabkan oleh logam las yang menyambungkan beberapa komponen *critical* secara bersamaan, yaitu *shell* antara *frame* 91-92 dan penetrasi LRC nomor 1 yang posisi penetrasinya memotong 2 *frame* secara bersamaan. Pada variasi kedalaman 250 m, nilai *equivalent (von-Mises) stress* pada komponen tersebut masih berada di bawah nilai *yield stress* dari material HY-80 sebesar 550 MPa dan juga material logam las Megafil 940M sebesar 660 MPa, demikian pula nilai *maximum equivalent stress* pada variasi kedalaman menyelam lainnya. Sehingga, apabila *submersible vehicle* masih aman dioperasikan menyelam pada seluruh variasi kedalaman meskipun terdampak cacat las.



Gambar 4. 25 *Equivalent (von-Mises) stress* maksimum pada model 2

#### 4.10.3 Fatigue Life Model 2

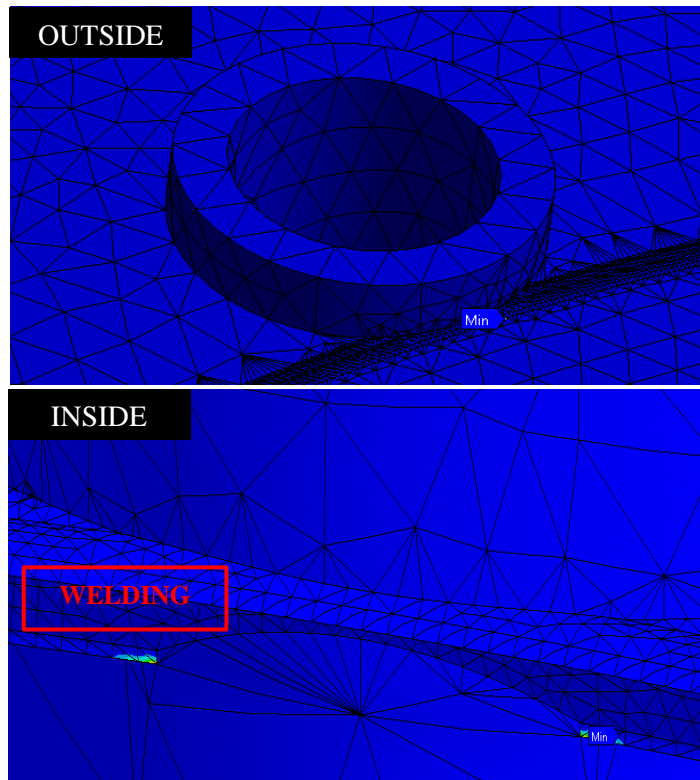
Nilai *fatigue life* untuk setiap variasi beban tekanan simulasi model 2 ditunjukkan oleh Tabel 4.13 sebagai berikut:

Tabel 4. 13 Nilai *Fatigue Life* hasil Simulasi pada Model 2

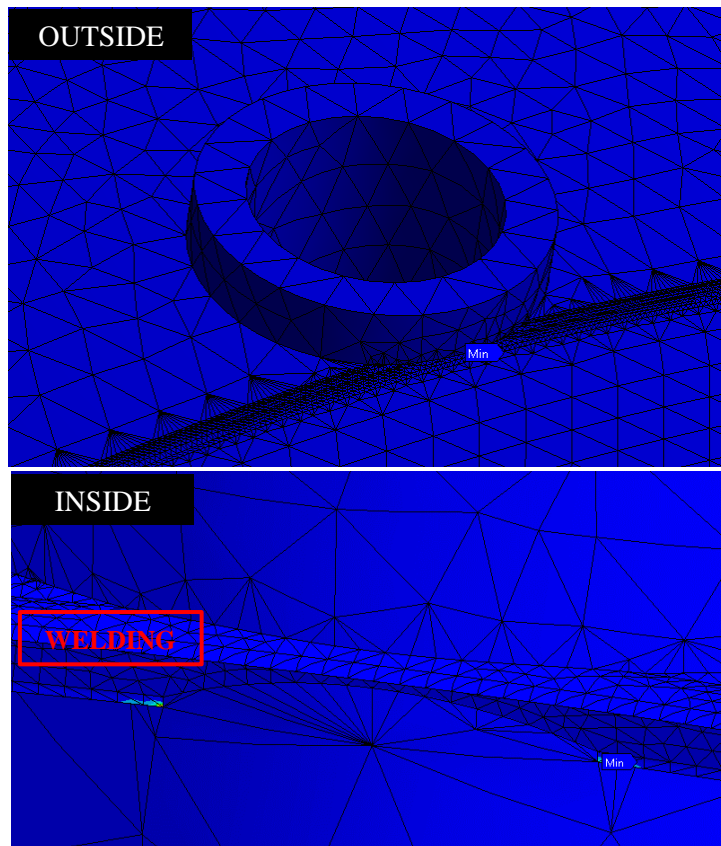
<b>Kedalaman (m)</b>	<b>Beban Tekanan (MPa)</b>	<b>Min. Fatigue Life-Gerber (Cycles)</b>	<b>Min. Fatigue Life-Soderberg (Cycles)</b>	<b>Pressure Load Ratio</b>	<b>Min.occurs at</b>	<b>Status</b>
50	0.604	1,000,000	1,000,000	0.26	All Parts	SAFE
100	1.107	1,000,000	1,000,000	0.14	All Parts	SAFE
150	1.610	598,070	72,498	0.10	Welding defect	SAFE
200	2.112	358,842	47,124	0.08	near the Actuator	SAFE
250	2.615	107,653	14,137	0.06	Penetration (between fr. 91-92)	SAFE

Nilai *fatigue life cycle* minimum terjadi pada sambungan las yang mengalami cacat yang menghubungkan *shell* di antara *frame* 91-92 dan penetrasi *Aktuator* secara bersamaan dengan nilai terkecil pada kedalaman 250 m sebesar 107,653 *cycles* untuk pendekatan teori Gerber dan 14,137 *cycles* untuk pendekatan teori Soderberg. Berdasarkan jumlah minimum *fatigue life* menurut DNV-GL sebesar 10,000 *cycles*, maka hasil pendekatan nilai *fatigue life* dengan teori Gerber dan juga Soderberg pada seluruh variasi kedalaman menyelam masih melampaui nilai *fatigue life* minimum yang disyaratkan. Perbedaan nilai dari hasil pendekatan kedua teori disebabkan oleh pendekatan konservatif teori Soderberg yang mengacu pada nilai *yield strength* material dan pendekatan moderat teori Gerber yang mengacu pada nilai *ultimate strength* material.





Gambar 4. 26 *Fatigue life* minimum (Gerber) pada model 2



Gambar 4. 27 *Fatigue life* minimum (Soderberg) pada model 2

#### 4.10.4 Safety Factor Model 2

Nilai *safety factor* untuk setiap variasi beban tekanan simulasi model 2 ditunjukkan oleh Tabel 4.14 sebagai berikut:

Tabel 4. 14 Nilai *Safety Factor* hasil Simulasi Model 2

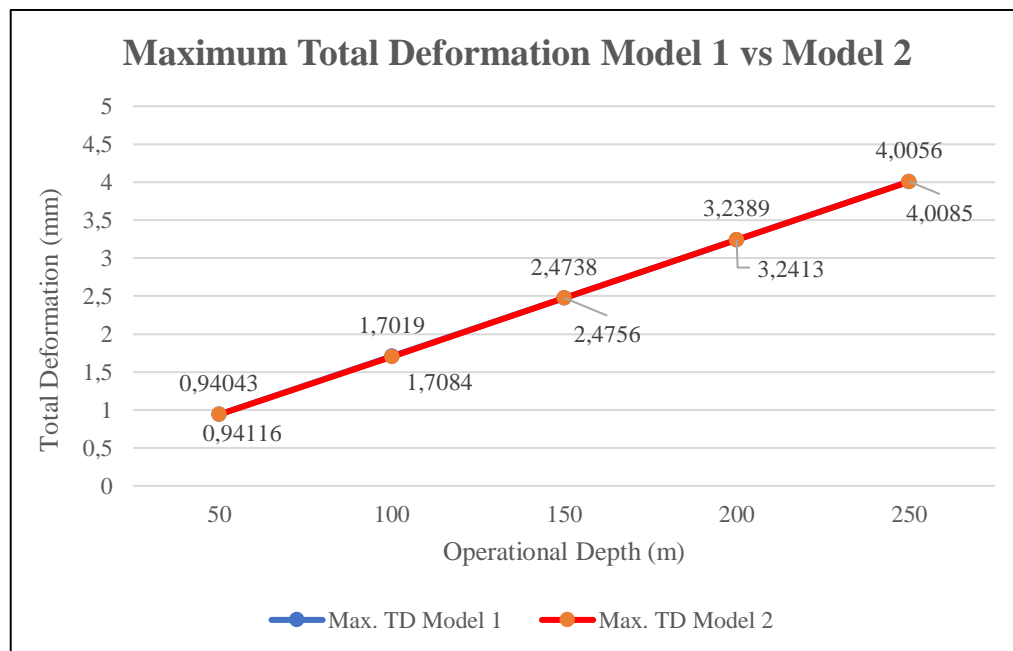
Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Beban Tekanan (bar)	SF Minimum sesuai DNV-GL	SF Perhitungan	Status
50	0.604	6.04	2.92	3.31	SAFE
100	1.107	11.07	2.32	2.42	SAFE
150	1.61	16.1	2.1	2.19	SAFE
200	2.112	21.12	1.98	2.04	SAFE
250	2.615	26.15	1.91	1.93	SAFE

Dengan mengacu pada nilai *safety factor* minimum yang disyaratkan oleh kelas DNV-GL untuk pembebanan tekanan dengan 5-60 bar, nilai tegangan hasil simulasi menghasilkan nilai *safety factor* yang telah memenuhi standar untuk semua variasi kedalaman menyelam. Dengan demikian, dapat dikatakan bahwa model 2 memenuhi standar kelas DNV-GL dan aman dioperasikan untuk menyelaman pada semua kedalaman operasi menyelam meskipun terdampak cacat las.

#### 4.11 Analisis Hasil Simulasi

Analisis dilakukan guna mengetahui dampak cacat las terhadap konstruksi *pressure hull*, hasil simulasi kedua model akan dibandingkan dan dianalisis sesuai dengan parameter pengujian kemudian dijelaskan dengan menggunakan bantuan grafik dan tabel.

##### 4.11.1 Perbandingan Total Maximum Deformation



Gambar 4. 28 Grafik Perbandingan *Total Maximum Deformation*

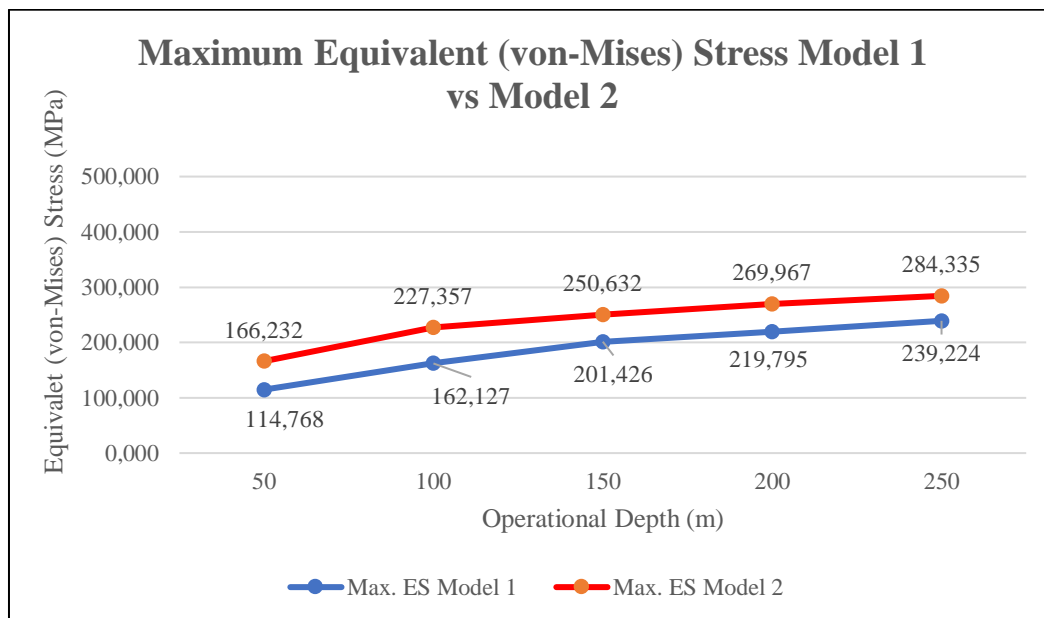
Grafik pada gambar 4.28 menunjukkan bahwa model 1 memiliki nilai *total deformation* maksimum yang lebih besar jika dibandingkan dengan model 2. Nilai *total deformation* maksimum terjadi pada komponen *shell* di titik 37.76 m dari AP. Perbedaan nilai *total deformation* dan margin nilai pada tiap variasi kedalaman dapat dilihat pada Tabel 4.15 berikut:

Tabel 4. 15 Perbandingan *Maximum Total Deformation*

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Model 1 (mm)	Model 2 (mm)	Margin
50	0.604	0,94116	0,94043	0,08%
100	1.107	1,70840	1,70190	0,38%
150	1.610	2,47560	2,47380	0,07%
200	2.112	3,24130	3,23890	0,07%
250	2.615	4,00850	4,00560	0,07%

Margin atau nilai *error* pada tabel 4.15 menunjukkan bahwa nilai maksimum *total deformation* pada model 2 yang diberi pemodelan korosi tidak banyak berubah apabila dibandingkan dengan model 1. Hal ini disebabkan karena pada komponen *shell* di titik 37.76 m dari AP tidak terdapat cacat las sehingga secara teoritis seharusnya tidak mengalami pengurangan kekuatan material. Munculnya nilai *total deformation* maksimum pada komponen *shell* di titik 37.76 m dari AP disebabkan oleh nilai *yield strength* yang lebih rendah jika dibandingkan dengan material HY-80.

#### 4.11.2 Perbandingan Equivalent (von-Mises) Stress



Gambar 4. 29 Grafik Perbandingan *equivalent (von-Mises) stress* maksimum

Grafik pada gambar 4.29 menunjukkan bahwa model 2 memiliki nilai *equivalent (von-Mises) stress* maksimum yang lebih besar jika dibandingkan dengan model 1. Nilai *equivalent (von-Mises) stress* maksimum terjadi pada komponen sambungan las yang

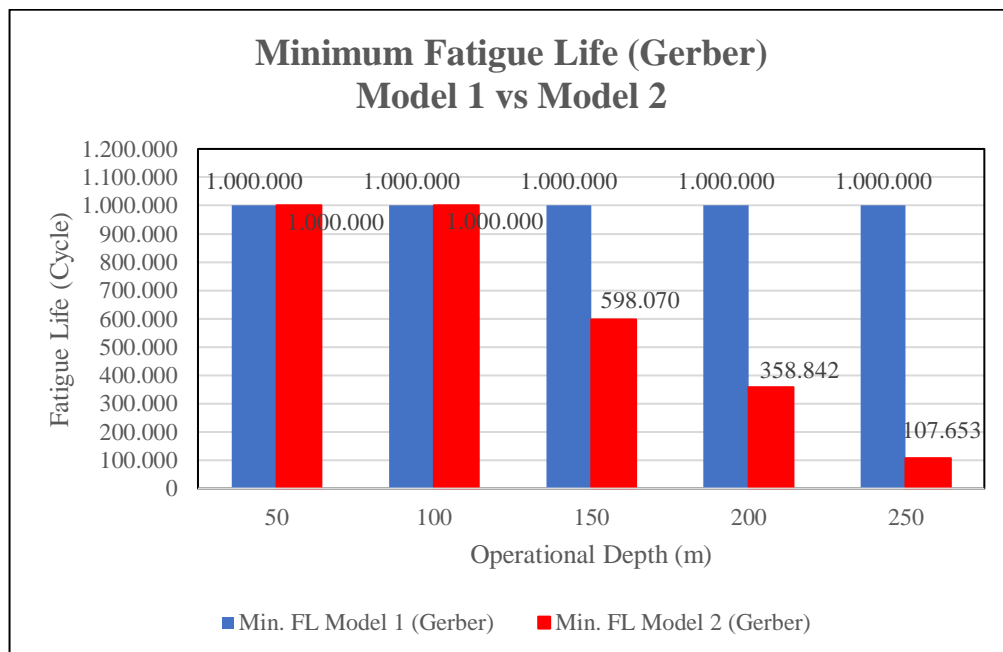
mengalami cacat yang menghubungkan *shell* di antara *frame* 91-92 dan penetrasi *Aktuator*. Perbedaan nilai *equivalent (von-Mises) stress* dan margin nilai pada tiap variasi kedalaman dapat dilihat pada Tabel 4.16 berikut:

Tabel 4. 16 Perbandingan *Maximum Equivalent (von-Mises) Stress*

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Model 1 (MPa)	Model 2 (MPa)	Margin
50	0.604	114.77	166.23	44.84%
100	1.107	162.13	227.36	40.23%
150	1.61	201.43	250.63	24.43%
200	2.112	219.80	269.97	22.83%
250	2.615	239.22	284.33	18.86%

Tabel 4.16 menunjukkan bahwa nilai maksimum *equivalent (von-Mises) stress* pada model 2 yang diberi pemodelan cacat las mengalami kenaikan hingga sebesar 18.86% jika dibandingkan dengan model 1 pada kedalaman 250 m. Hal ini diakibatkan oleh adanya pemodelan cacat las pada model 2 yang mengurangi kekuatan konstruksi *pressure hull*. Peningkatan nilai tegangan disebabkan oleh pengurangan kekuatan konstruksi tanpa adanya pengurangan tekanan. Pada kedalaman 250 m, nilai *equivalent (von-Mises) stress* pada model 2 masih berada di bawah nilai *yield stress* dari material HY-80, yaitu 550 MPa. Sehingga dapat dipastikan bahwa *submersible vehicle* masih aman dioperasikan hingga kedalaman meylam 250 m meskipun terdapat cacat las.

#### 4.11.3 Perbandingan Fatigue Life



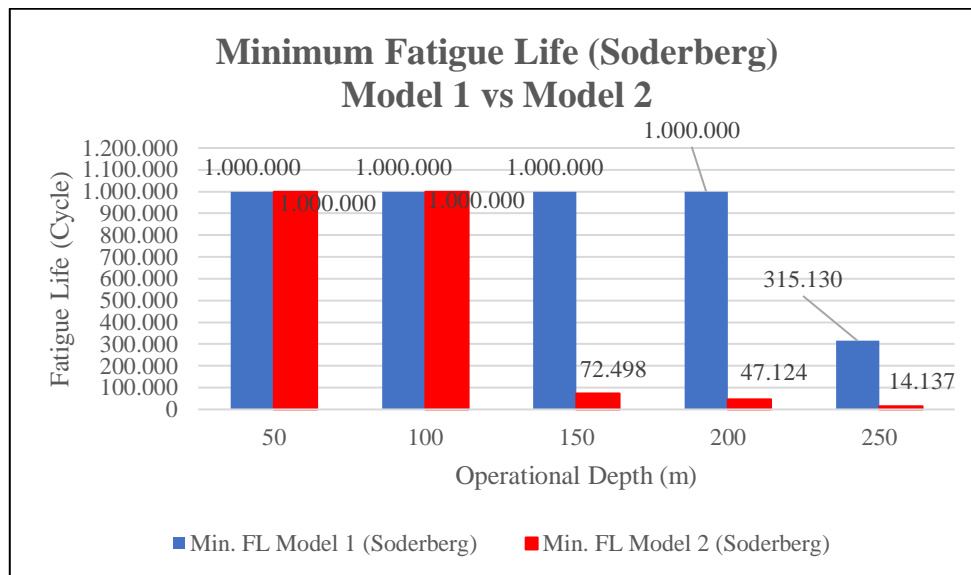
Gambar 4. 30 Perbandingan *fatigue life* minimum (Gerber)

Grafik pada gambar 4.30 menunjukkan bahwa model 2 memiliki nilai *fatigue life* minimum yang lebih kecil jika dibandingkan dengan model 1 pada variasi kedalaman 150-250 m. Nilai *fatigue life* minimum terjadi pada komponen sambungan las yang mengalami cacat yang menghubungkan *shell* di antara *frame* 91-92 dan penetrasi *Aktuator*. Perbedaan nilai *fatigue life* minimum margin nilai pada tiap variasi kedalaman dapat dilihat pada Tabel 4.17 berikut:

Tabel 4. 17 Perbandingan *Minimum Fatigue Life* (Gerber)

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Model 1 (cycles)	Model 2 (cycles)	Margin
50	0.604	1,000,000	1,000,000	0.00%
100	1.107	1,000,000	1,000,000	0.00%
150	1.61	1,000,000	598,070	40.19%
200	2.112	1,000,000	358,842	64.12%
250	2.615	1,000,000	107,653	89.23%

Data pada tabel 4.17 menunjukkan bahwa nilai *fatigue life* minimum pada model 2 yang diberi pemodelan cacat las mengalami penurunan hingga sebesar 89.23% jika dibandingkan dengan model 1 pada kedalaman 250 m. Hal ini diakibatkan oleh adanya pemodelan cacat las pada model 2 yang mengurangi kekuatan konstruksi *pressure hull*. Pada seluruh variasi kedalaman menyelam, nilai *fatigue life* dari model 2 masih melampaui batas minimum jumlah *cycle* yang diatur oleh kelas DNV-GL, yakni sebesar 10,000 *cycles*. Berdasarkan pendekatan teori Gerber, konstruksi *submersible vehicle* yang terdampak cacat las pada variasi kedalaman 150 – 250 m mengalami penurunan jumlah *cycle*.



Gambar 4. 31 Perbandingan *fatigue life* minimum (Soderberg)

Grafik pada gambar 4.31 menunjukkan bahwa model 2 memiliki nilai *fatigue life* minimum yang lebih kecil jika dibandingkan dengan model 1. Nilai *fatigue life* minimum terjadi pada komponen sambungan las yang mengalami cacat yang menghubungkan *shell* di

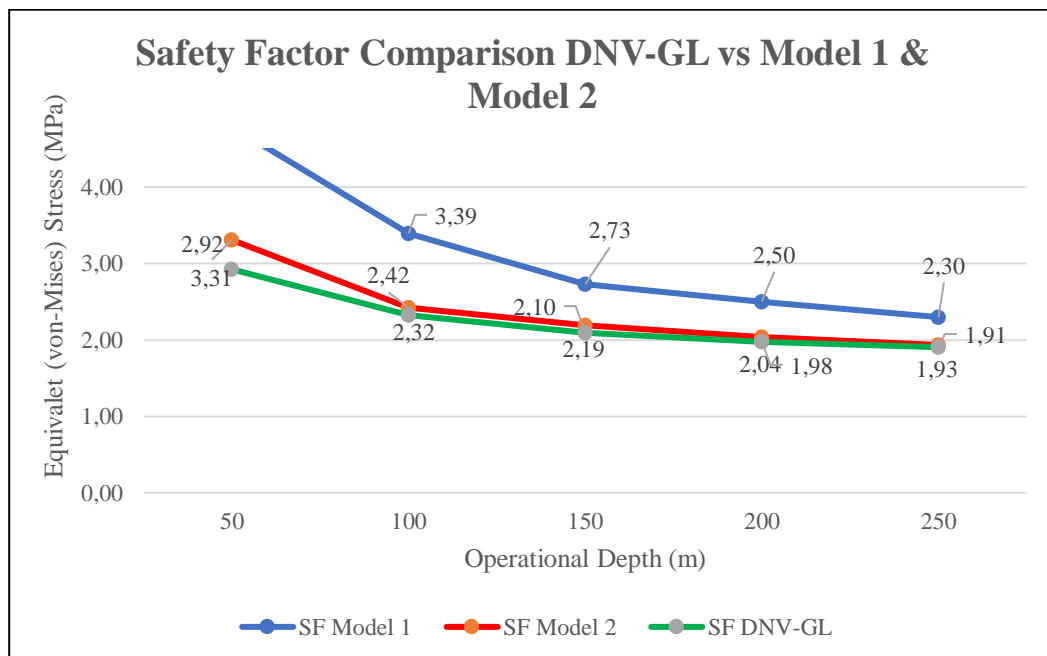
antara *frame* 91-92 dan penetrasi *Aktuator*. Perbedaan nilai *fatigue life* minimum dan margin nilai pada tiap variasi kedalaman dapat dilihat pada Tabel 4.18 berikut:

Tabel 4. 18 Perbandingan *Minimum Fatigue Life* (Soderberg)

Kedalaman (m)	Beban Tekanan (MPa)	Model 1 (cycles)	Model 2 (cycles)	Margin
50	0.604	1,000,000	1,000,000	0.00%
100	1.107	1,000,000	1,000,000	0.00%
150	1.61	1,000,000	72,498	92.75%
200	2.112	1,000,000	47,124	95.29%
250	2.615	315,130	14,137	95.51%

Data pada tabel 4.18 menunjukkan bahwa nilai *fatigue life* minimum pada model 2 yang diberi penambahan model cacat las mengalami penurunan jumlah *cycle* sebesar 95.51% pada variasi kedalaman 250 m. Hal ini disebabkan oleh adanya penambahan model cacat las pada model 2 yang mengurangi kekuatan konstruksi *pressure hull submersible vehicle*. Pada kedalaman 150 - 250 m, nilai *fatigue life* dari model 2 mengalami penurunan *fatigue life*. Meskipun terjadi penurunan *fatigue life* pada kedalaman 150 – 250 m, jumlah *cycle* yang diperoleh masih melampaui jumlah *cycle* minimum yang diatur oleh kelas DNV-GL, yakni sebesar 10,000 *cycle*. Sehingga, berdasarkan pendekatan teori Soderberg, konstruksi *submersible vehicle* yang terdampak cacat las masih bisa dioperasikan dengan aman hingga kedalaman operasi 250 m di bawah permukaan laut.

#### 4.11.4 Perbandingan Safety Factor



Gambar 4. 32 Grafik perbandingan *safety factor*

Grafik pada gambar 4.32 mengindikasikan bahwa model 2 memiliki nilai *safety factor* yang lebih kecil jika dibandingkan dengan model 1. Perbedaan nilai *safety factor* dan margin nilai pada tiap variasi kedalaman dapat dilihat pada Tabel 4.19 berikut:

Tabel 4. 19 Perbandingan Nilai *Safety Factor*

<b>Kedalaman (m)</b>	<b>Beban Tekanan (bar)</b>	<b>SF Minimum DNV-GL</b>	<b>SF Model 1</b>	<b>SF Model 2</b>	<b>Margin</b>
50	500	2.92	4.79	3.31	30.96%
100	1000	2.32	3.39	2.42	28.69%
150	1500	2.1	2.73	2.19	19.63%
200	2000	1.98	2.50	2.04	18.58%
250	2500	1.91	2.30	1.93	15.87%

Data pada tabel 4.19 menunjukkan bahwa nilai *safety factor* pada model 2 yang diberi penambahan model cacat las mengalami penurunan hingga sebesar 15.87% pada kedalaman 250 m apabila dibandingkan dengan model 1. Hal ini diakibatkan oleh adanya penambahan model cacat las pada model 2 yang mengurangi kekuatan konstruksi *pressure hull* dan meningkatkan nilai *equivalent stress*. Pada kedalaman 50 - 250 m, kedua model masih memenuhi kriteria *safety factor* yang disyaratkan kelas DNV-GL.

#### 4.11.5 Perbandingan Keseluruhan Hasil Simulasi

Untuk mempermudah penarikan Kesimpulan, maka diperlukan rangkuman perbandingan hasil akhir simulasi secara keseluruhan. Seluruh hasil simulasi dirangkum dalam tabel yang memuat parameter kedalaman, beban tekanan, nilai maksimum *equivalent (von-Mises) stress*, nilai minimum *fatigue life* berdasarkan teori konservatif Soderberg, dan nilai *safety factor* sesuai aturan kelas DNV-GL. Terpenuhi atau tidaknya kriteria akan ditandai dengan label, dengan label COMPLY untuk kriteria yang terpenuhi dan FAIL untuk kriteria yang tidak terpenuhi. Tabel disusun untuk model 1 (model sesuai kondisi desain) dan model 2 (model terdampak cacat las) sebagai berikut:

Tabel 4. 20 Rangkuman Hasil Simulasi Model 1

<b>Kedalaman (m)</b>	<b>Beban Tekanan (MPa)</b>	<b>Max. Equivalent (von-Mises) Stress</b>	<b>Min. Fatigue Life (Soderberg)</b>	<b>Safety Factor</b>
<b>50</b>	<b>0.604</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>
<b>100</b>	<b>1.107</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>
<b>150</b>	<b>1.61</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>
<b>200</b>	<b>2.112</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>
<b>250</b>	<b>2.615</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>

Tabel 4. 21 Rangkuman Hasil Simulasi Model 2

<b>Kedalaman (m)</b>	<b>Beban Tekanan (MPa)</b>	<b>Max. Equivalent (von-Mises) Stress</b>	<b>Min. Fatigue Life (Soderberg)</b>	<b>Safety Factor</b>
<b>50</b>	<b>0.604</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>
<b>100</b>	<b>1.107</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>
<b>150</b>	<b>1.61</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>
<b>200</b>	<b>2.112</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>
<b>250</b>	<b>2.615</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>	<b>COMPLY</b>



*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan proses analisis data yang telah dilakukan untuk seluruh data hasil simulasi pada model 1 (model sesuai kondisi desain) dan model 2 (model terdampak cacat las), dapat disimpulkan bahwa :

1. Perbandingan kekuatan struktur antara model *pressure hull* normal dengan model *pressure hull* yang terdampak cacat las adalah sebagai berikut :
  - a. Terdapat deformasi pada *pressure hull* yang terdampak cacat las. Untuk kedalaman 250 m, nilai maksimum *total deformation* sebesar 4.0056 mm terjadi pada *shell* di titik 37.76 m dari AP.
  - b. Adanya cacat pada sambungan las berpengaruh pada nilai *equivalent (von-Mises) stress*, dimana nilai *equivalent (von-Mises) stress* mengalami kenaikan hingga sebesar 18.86%. Untuk variasi kedalaman 250 m, diperoleh nilai *equivalent (von-Mises) stress* maksimum sebesar 284.33 MPa terjadi pada sambungan las yang mengalami cacat yang menjadi penghubung *shell* di antara *frame* 91-92 dan penetrasi *Aktuator*.
  - c. Adanya cacat pada sambungan las menyebabkan nilai *fatigue life* dengan pendekatan konservatif Soderberg mengalami penurunan hingga 96.51 %. Untuk kedalaman menyelam 250 m, nilai *fatigue life* minimum sebesar 14,137 *cycles* terjadi pada sambungan las yang mengalami cacat yang menjadi penghubung *shell* di antara *frame* 91-92 dan penetrasi *Aktuator*.
  - d. Adanya cacat las menyebabkan nilai *safety factor* mengalami penurunan sebesar 15.87 % dibandingkan dengan *pressure hull* yang sesuai kondisi desain. Untuk kedalaman 250 m, diperoleh nilai *safety factor* sebesar 1.93 pada *pressure hull* dengan penambahan cacat las.
2. Pada penelitian ini, dengan membandingkan seluruh parameter simulasi, menggunakan pendekatan konservatif, *submersible vehicle* dengan konstruksi *pressure hull* yang terdampak cacat las masih bisa dioperasikan dengan aman pada semua variasi kedalaman yang ada, terutama jika dilihat dari nilai *fatigue life* yang diperoleh.

### 5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang sudah dilaksanakan, penulis memiliki beberapa saran untuk penelitian selanjutnya dan juga untuk pihak operator *submersible vehicle*. Adapun saran penulis adalah sebagai berikut:

1. Untuk operator *submersible vehicle*, dapat melakukan penyesuaian pola pengoperasian *submersible vehicle* yang terdampak cacat las agar tetap memenuhi standar *fatigue life* minimum.
2. Perlu dilakukan penelitian terhadap jenis temuan cacat las lainnya baik pada *submersible vehicle* yang sama ataupun *submersible vehicle* sejenisnya.
3. Untuk penelitian selanjutnya, dapat dilakukan simulasi pada beban tekanan yang lebih bervariasi untuk mendapatkan hasil yang lebih valid dan lebih akurat sesuai mode atau pola pengoperasian *submersible vehicle* sebenarnya.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR PUSTAKA

- Abimanyu, D. (2023). Fatigue Assessment Pada Pressure Hull Kapal Selam Akibat Korosi.
- Anand, S. (2017, December 6). Welding Defects. <https://www.weldingandndt.com>.  
<https://www.weldingandndt.com/welding-defects/>
- Ananda Rao, G., & Shashidhar Rao, K. (2018). Optimizing Bursting Effect of Submarine Pressure Hull under Radial Stresses. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 455(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/455/1/012121>
- Armed Service Technical information Agency. (1960). HY-80 Steel Fabrication in Submarine Construction. *Bureau of Ships Conference* (pp. 1-228). Arizona: Armed Service Technical information Agency.
- Burcher, R., & Rydill, L. (1994). *Concepts in Submarine Design*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Cerik, B. C., Shin, H.-K., & Cho, S.-R. (2013). Probabilistic ultimate strength analysis of submarine pressure hulls. *JNAOE*, 101-115.
- Cho, S. R., Muttaqie, T., Do, Q. T., So, H. Y., & Sohn, J. M. (2018). Ultimate strength formulation considering failure mode interactions of ring-stiffened cylinders subjected to hydrostatic pressure. *Ocean Engineering*, 161(April), 242–256. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.04.083>
- DNV-GL. (2018). *Rules for Classification for Submarines*. DNV-GL AS.
- Graham, D. (2007). Predicting the collapse of externally pressurised ring-stiffened cylinders using finite element analysis. *Marine Structures*, 20(4), 202–217. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2007.09.002>
- Mason, A. (2022, March 21). Submarine Pressure Hull Welding - The Beginnings And Development in The UK Submarines. [Weldingpros.net](https://weldingpros.net). <https://weldingpros.net/uk-submarine-pressure-hull-welding/>
- Oh, D., & Koo, B. (2018). Empirical initial scantling equations on optimal structural design of submarine pressure hull. *Journal of Advanced Research in Ocean Engineering*, 4(1), 7–15.
- Robles, L. B. R., Buelta, M. A., Gonçalves, E., & Souza, G. F. M. (2000). Method for the evaluation of the fatigue operational life of submarine pressure hulls. *International Journal of Fatigue*, 22(1), 41–52. [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(99\)00102-4](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(99)00102-4)
- Ship Structure Comitee. (1990). *SSC-356: Fatigue Performance Under Multiaxial Loading*. U.S. Coast Guard.
- Smith, M. J., Macadam, T., & MacKay, J. R. (2015). Integrated modelling, design and analysis of submarine structures. *Ships and Offshore Structures*, 10(4), 349–366. <https://doi.org/10.1080/17445302.2014.937058>
- Sutton, H. I. (2018, 2 20). *Single versus Double Hull: Covert Shores*. Covert Shores: [http://www.hisutton.com/Single-versus-Double\\_Hull.html](http://www.hisutton.com/Single-versus-Double_Hull.html)
- Viljoen, H. C., & Mahomed, N. (2022). Effect of corrosion thinning on depth of operation: Case study of an HY-80 steel submarine pressure hull. *Marine Structures*, 1-16

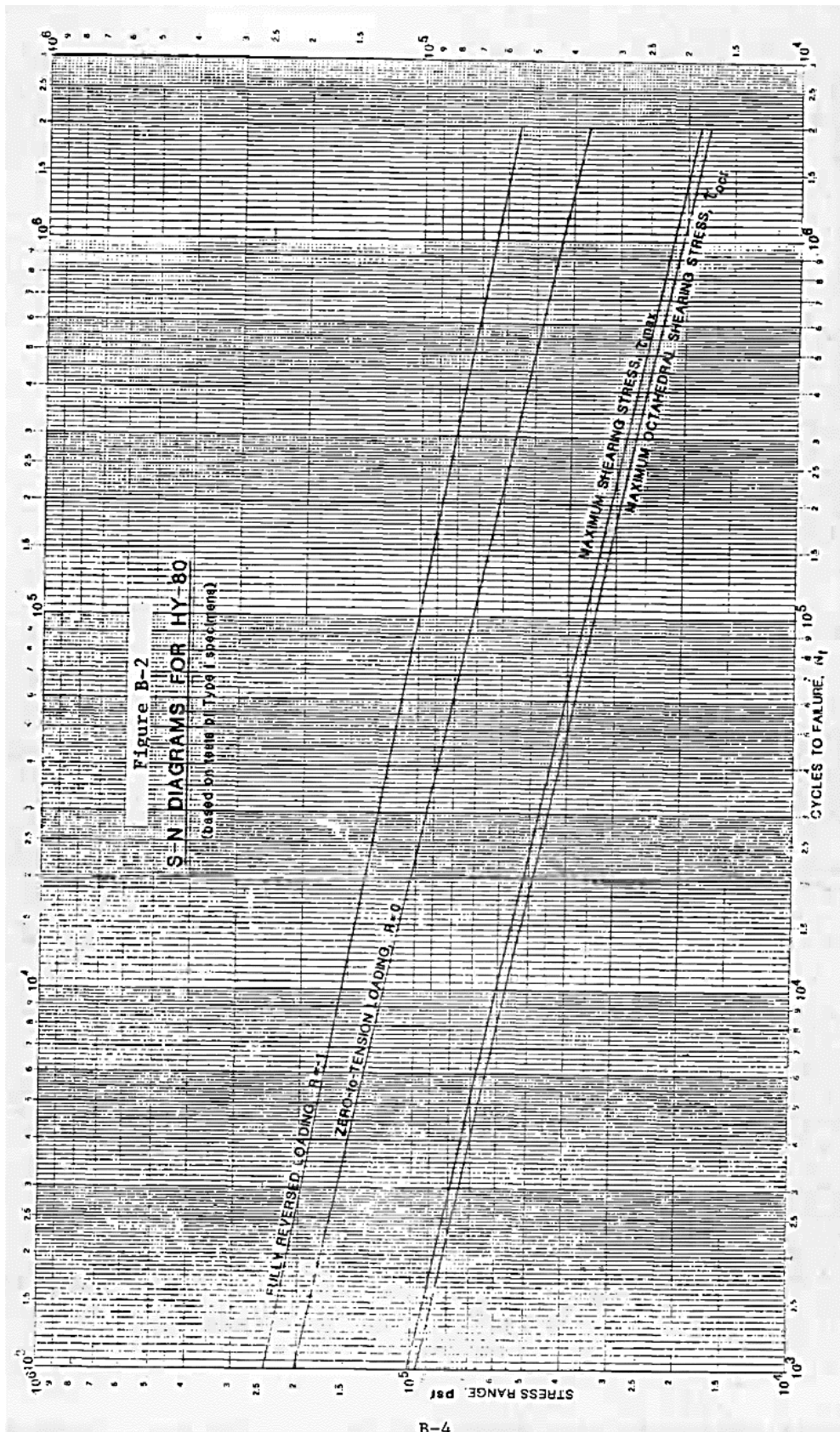
*Welding Defects - Classification, Causes and Remedies / welding & NDT*. (2017, December 6). <https://www.weldingandndt.com/welding-defects/>

Yu, C., Guo, Q., Gong, X., Yang, Y., & Zhang, J. (2022). Fatigue life assessment of pressure hull of deep-sea submergence vehicle. *Ocean Engineering*, 245(January), 110528. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.110528>

Yu, C. L., Chen, Z. T., Chen, C., & Chen, Y. ting. (2017). Influence of initial imperfections on ultimate strength of spherical shells. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 9(5), 473–483. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2017.02.003>

# LAMPIRAN

Lampiran S-N Curve material HY-80 berdasarkan SSC-356.



B-4

Lampiran *Mechanical Properties* material HY-80 berdasarkan SSC-356.

HY80 mechanical properties

Tensile Strength, $\sigma_y$ (MPa)	Tensile Strength, $\sigma_u$ (Mpa)	Modulus of Elasticity (GPa)	Shear Modulus (GPa)	Poissons Ratio	Elongation %
$\geq 550$	740	206	80	0.29	17-20 %

Lampiran *Mechanical Properties* material logam las Megafil 940M berdasarkan data *maker*.

**ALL WELD METAL MECHANICAL PROPERTIES** (for mixed gas 82% Ar / 18% CO<sub>2</sub>)

Mechanical tests	Typical values MPa (ksi)	ISO Specification MPa (ksi)
Tensile Strength Rm	690 (100)	640 - 780 (93 - 113)
Yield strength Rp0.2	600 (87)	> 550 (80)
Expansion A5	23%	18%

## BIODATA PENULIS



Steeven Ramzy Albert Sirait lahir di Kota Surakarta pada tanggal 28 Juni 2002 dan merupakan anak pertama dari dua bersaudara yang lahir dari pasangan Ramses Sirait dan Rachel Istiyarsi. Penulis telah menyelesaikan jenjang Pendidikan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Klaten, Jawa Tengah. Selepas lulus dari Sekolah Menengah Atas, penulis melanjutkan Pendidikan sarjana di Departemen Teknik Sistem Perkapalan (DTSP), Fakultas Teknologi Kelautan (FTK), Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), Surabaya pada tahun 2020. Selama menempuh jenjang Pendidikan S-1, penulis aktif di dalam organisasi akademik maupun non-akademik, terutama dalam bidang desain kapal. Penulis sudah aktif sebagai staff Laboratorium *Marine Manufacturing & Design* (MMD) sejak semester 4 dengan mengikuti berbagai kegiatan pelatihan dan proyek yang diadakan laboratorium serta aktif sebagai anggota teknikal tim riset NAWASENA ITS TEAM dengan mengikuti berbagai kompetisi desain kapal nasional maupun internasional.