

SKRIPSI – ME184834

**PENGEMBANGAN RANCANGAN SISTEM Pengereman pada
Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu
Vertikal**

Fauzi Imam Hidayat
NRP. 04211745000015

Dosen Pembimbing :
Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.
Achmad Baidowi, S.T., M.T.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**



SKRIPSI – ME184834

**PENGEMBANGAN RANCANGAN SISTEM Pengereman pada
Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu
Vertikal**

Fauzi Imam Hidayat
NRP. 0421174500015

Dosen Pembimbing :
Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.
Achmad Baidowi, S.T., M.T.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



BACHELOR THESIS – ME184834

**DEVELOPMENT OF BRAKING SYSTEM FOR VERTICAL AXIS
MARINE CURRENT TURBINE SYSTEM**

Fauzi Imam Hidayat
NRP. 04211745000015

Supervisor

Irfan Syarief Arief, S.T., M.T.
Achmad Baidowi, S.T., M.T.

**DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2019**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

Pengembangan Rancangan Sistem Pengereman Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu Vertikal

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi *Marine Manufacturing and Design* (MMD)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

FAUZI IMAM HIDAYAT
NRP. 04211745000015

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

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

Achmad Baidowi, S.T., M.T.



SURABAYA
JULI, 2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

Pengembangan Rancangan Sistem Pengereman Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu Vertikal

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada


Bidang Studi *Marine Manufacturing and Design* (MMD)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

FAUZI IMAM HIDAYAT

NRP. 04211745000015

Disetujui Oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan


Dr. Eng Muhammad Badrus Zuhri, S.T., M.T.
NIP. 197708022008011007



SURABAYA
JULI, 2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PENGEMBANGAN RANCANGAN SISTEM PENEREMAN PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS LAUT TURBIN SUMBU VERTIKAL

Nama Mahasiswa : Fauzi Imam Hidayat
NRP : 0421174500015
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Dosen Pembimbing 1 : Irfan Syarif Arief, S.T., M.T
Dosen Pembimbing 2 : Achmad Baidowi, S.T., M.T

ABSTRAK

Pembuatan PLTAL (Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut) yang bertempat di Selat Topayakeh Nusa Penida Bali, merupakan salah satu inovasi yang dilakukan untuk mengurangi penggunaan bahan bakar fosil yang digunakan untuk menggerakkan turbin yang nantinya menghasilkan listrik. Desain turbin PLTAL memiliki mekanisme sistem pengereman untuk mempertahankan komponen agar mampu bertahan terhadap arus laut yang berlebihan dan untuk menjaga putaran pada poros agar dapat bekerja pada titik aman saat terdapat arus yang berlebihan, serta dapat menghentikan putaran poros ketika terjadi keadaan darurat. Gaya pengereman yang digunakan untuk menghentikan putaran turbin dalam waktu 5 detik sebesar 5593,72 N pada salah satu permukaan kampas rem yang memiliki luasan 56,12 cm². Piringan rem cakram dirancang dengan diameter 335 mm dengan bahan cast carbon steel yang memiliki ketahanan akan lingkungan korosif. Dalam merencanakan komponen sistem pengereman pada penelitian ini menggunakan metode FEM (*Finite Element Method*), metode ini adalah salah satu metode numerik dengan cara membagi objek kedalam elemen-elemen kecil. Hasil penelitian menunjukkan bahwa tegangan von Mises (σ) pada komponen *flange hub* sebagaiudukan *disc brake* sebesar 37,007 MPa, pada bagian poros yang terdapat rumah pasak tegangan maksimum yang muncul sebesar 50,243 MPa, sedangkan pada komponen piringan cakram nilai tegangan maksimum yang muncul sebesar 24,088 MPa. Mengacu pada ABS tingkat keamanan dari material semua komponen dapat dikategorikan aman karena memiliki nilai σ desain actual $\leq \sigma$ material yang diizinkan.

Kata kunci : PLTAL, Turbin Arus Laut Sumbu Vertikal, Sistem Pengereman, *Disc Brake*, *Brake Pads*, *Solidwork*, *Finite Element Method*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DEVELOPMENT OF BRAKING SYSTEM FOR VERTICAL AXIS MARINE CURRENT TURBINE SYSTEM

Student Name : Fauzi Imam Hidayat
NRP : 04211745000015
Department : Marine Engineering ITS
Supervisor 1 : Irfan Syarief Arief, S.T., M.T
Supervisor 2 : Achmad Baidowi, S.T., M.T

ABSTRACT

Floating platform marine current energy drivetrain, which located in the Nusa Penida Strait, Topayakeh Bali, is one of the innovations of renewable energy to reduce the use of fossil fuels used to drive turbines which will produce electricity. The design of PLTAL has a braking system mechanism to maintain the components in order to be able to endure excessive ocean currents and to maintain rotation on the shaft so that it can work at a safe point when there is excessive current, and can stop rotating the shaft when an emergency occurs. The braking force / clamping force used to stop the turbine rotation in 5 seconds is 5593.72 N in one surface of the brake lining which has an area of 56.12 cm². The Disc brake designed with diameter 335 mm with cast carbon stell material that has a resistance to corrosive environments. In planning the braking system components in this study using the FEM (Finite Element Method) method, this method is one of the numerical methods by dividing objects into small elements. The results showed that the maximum value von misses stress (σ) in the flange hub component as a disc brake holder 37.007 MPa, in the shaft section there were key house the maximum value of von misses stress (σ) 50,243 MPa, while at the disc brake the maximum value of von misses stress (σ) 24,088 MPa. Referring to ABS Class the level of the material of all components can be categorized as safe because it has the value of actual design $\sigma \leq \sigma$ permitted material.

Keywords: PLTAL, Vertical Axis Turbine, Braking System, Disc Brake, Brake Pads, Solidwork, Finite Element Method.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur alhamdulillah atas kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayahnya sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “Pengembangan Rancangan Sistem Pengereman Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Turbin Sumbu Vertikal”. Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik dari Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa terselesaikannya Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan banyak rasa terimakasih kepada:

1. Kedua orangtua terkasih, Bapak Heru Mulyono dan Ibu Nurhayati, doa mereka membuat penulis mampu melewati segala rintangan dalam mengerjakan Tugas Akhir ini. Serta kedua saudara penulis Mbak Fauzia dan Mas Faizal yang selalu mensupport penulis baik rohani maupun materi. Tak lupa juga kakak ipar Mas Ilham dan Mbak Puput dan keponakan penulis Aqila yang menjadi penyemangat bagi penulis. Dan seluruh keluarga yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.
2. Bapak Irfan Syarif Arief, ST., MT. selaku dosen dosen pembimbing sekaligus kepala laboratorium MMD yang telah memberikan ide dan selalu memberikan dukungan kepada penulis.
3. Bapak Achmad Baidowi, ST., MT. selaku dosen pembimbing penulis yang senantiasa memotivasi dan mengarahkan alur pengerjaan Tugas Akhir penulis.
4. Bapak Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, ST., MT, selaku kepala departemen Teknik sistem perkapalan. Dan juga bapak-bapak dosen yang amat penulis hormati.
5. Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph. D. selaku dosen wali penulis yang selalu memberikan motivasinya kepada penulis.
6. Seluruh mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan Salvage’15, Voyage’16 dan Badrikara’17 yang telah memberikan semangat dan support selama perkuliahan.

Penulis menyadari bahwa penelitian yang dilakukan dalam tugas akhir ini masih memiliki kekurangan. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini dapat menjadi ilmu yang barokah bagi kita semua dan menjadi pedoman untuk penulisan selanjutnya.

Surabaya, Juli 2019

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK	ix
<i>ABSTRACT</i>	xi
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI	xv
DAFTAR GAMBAR.....	xvii
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Batasan Masalah.....	3
1.4. Tujuan Penelitian.....	3
1.5. Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL)	5
2.2. Turbin Arus Laut	6
2.3. Sistem Pengereman Turbin Arus Laut	8
2.4. Sistem Pengereman Berdasarkan Prinsip Kerjanya.....	9
2.4.1 Sistem Pengereman Mekanik	9
2.4.2 Sistem Pengereman Hidrolik	10
2.4.3 Sistem Pengereman Pneumatik	11
2.5. Rem Cakram.....	11
2.6. Piringan Cakram.....	13
2.7. Kampas Rem (<i>Brake Pads</i>)	14
2.8. Tegangan	15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	17
3.1. Umum.....	17
3.2. <i>Flowchart</i>	17
3.3. Perumusan Masalah.....	19
3.4. Studi Literatur.....	19
3.5. Pengumpulan Data.....	19

3.6.	Desain Sistem Pengereman	19
3.7.	Analisis.....	20
3.8.	Kesimpulan dan Saran.....	20
3.9.	Penulisan Laporan	20
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		21
4.1.	Pengumpulan Data	21
4.1.1.	Metode Operasional Platform	21
4.1.2.	Data Floating Platform PLTAL	22
4.1.3.	Data Kecepatan Arus.....	223
4.1.4.	Menentukan RPM Turbin	224
4.1.5.	Menghitung Potensi Daya Turbin	224
4.1.6.	Menentukan Torsi Turbin	225
4.1.7.	Data Berat Komponen Mekanik.....	226
4.2.	Perencanaan Disc Brake dan Disc Pads	36
4.3.	Perencanaan Dudukan Piringan Cakram (<i>Flange Hub</i>)	47
4.3.1	Perhitungan dan Perancangan <i>Flange Hub</i>	48
4.3.2	Perhitungan dan Perancangan Pasak	49
4.4.	Analisa Kekuatan Model	52
4.4.1	Analisa Model Dudukan Disc Brake	53
4.4.2	Analisa Model Disc Brake.....	62
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		67
5.1.	Kesimpulan.....	67
5.2.	Saran.....	67
DAFTAR PUSTAKA		69
LAMPIRAN.....		71
BIODATA PENULIS		75

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Rancangan desain PLTAL	2
Gambar 2.1 Bagan macam-macam turbin arus laut	6
Gambar 2.2 Turbin sumbu horizontal	6
Gambar 2.3 Turbin sumbu vertikal.....	7
Gambar 2.4 Cara kerja sistem pengereman PLTAL.....	9
Gambar 2.5 Sistem pengereman mekanik	10
Gambar 2.6 Sistem pengereman hidrolik	10
Gambar 2.7 Bagian rem cakram	12
Gambar 2.8 Notasi untuk rem cakram.....	12
Gambar 2.9 Perbedaan solid dan ventilated disc brake	13
Gambar 2.10 Kampas rem.....	14
Gambar 2.11 Status tegangan pada sebuah elemen.....	15
Gambar 3.1 Flowchart Pengerjaan Tugas Akhir	18
Gambar 4.1 Kondisi operasional turbin.....	21
Gambar 4.2 Rancangan Desain PLTAL	22
Gambar 4.3 Model turbin sumbu vertikal jenis darrieus cascade-foil.....	27
Gambar 4.4 Poros Turbin Dan Frame Turbin.....	27
Gambar 4.5 Arm Turbine Dan Poros Transmisi.....	29
Gambar 4.6 Aktif Foil Turbin.....	32
Gambar 4.7 Poros Aktif Foil Turbin	33
Gambar 4.8 Poros Turbin	34
Gambar 4.9 Stopper Aktif Foil	35
Gambar 4.10 Arah Gaya Pengereman Terhadap Disc Brake	41
Gambar 4.11 Desain Sistem Hidrolik untuk Pengereman	43
Gambar 4.12 Diagram Blok Sistem Kontrol	43
Gambar 4.13 Pemodelan Disc Brake dengan Solidworks	44
Gambar 4.14 Dimensi Disc Brake	45
Gambar 4.15 Pemodelan Brake Pads dengan Solidworks	45
Gambar 4.16 Dimensi Brake Pads.....	46
Gambar 4.17 Dimensi Caliper	46
Gambar 4.18 Pemodelan Flange Hub dengan Solidworks	48
Gambar 4.19 Dimensi Flange Hub	48
Gambar 4.20 Pemodelan Rumah Pasak.....	50
Gambar 4.21 Baut Penahan Flange dengan Disc Brake	52
Gambar 4.22 Hasil Meshing Dudukan Disc Brake	53
Gambar 4.23 Boundary Condition Flange Hub.....	54
Gambar 4.24 Hasil von-Mises Stress Pada Flange Hub	54
Gambar 4.25 Equivalent Elastic Strain Pada Flange Hub	55

Gambar 4.26 Sheer Stress Pada Flange Hub	56
Gambar 4.27 Total Deformation Pada Flange Hub	57
Gambar 4.28 von-Mises Stress Pada Rumah Pasak di Shaft.....	58
Gambar 4.29 Equivalent Elastic Strain Pada Rumah Pasak di Shaft.....	59
Gambar 4.30 Sheer Stress Pada Rumah Pasak di Shaft.....	60
Gambar 4.31 Total Deformation Pada Rumah Pasak di Shaft	61
Gambar 4.32 Hasil Meshing Disc Brake	62
Gambar 4.33 Boundary Condition Disc Brake.....	62
Gambar 4.34 von-Mises Stress Pada Disc Brake	63
Gambar 4.35 Equivalent Elastic Strain Pada Disc Brake	64
Gambar 4.36 Total deformation Pada Disc Brake.....	65

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien gesek material disc brake	15
Tabel 4.1 Data Floating Platform PLTAL.....	22
Tabel 4.2 Hasil Simulasi Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus Terhadap RPM	23
Tabel 4.3 Hasil Simulasi Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus Terhadap Daya	24
Tabel 4.4 Hasil Simulasi Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus Terhadap Torsi	25
Tabel 4.5 Dimensi Frame Turbin untuk Part A.....	28
Tabel 4.6 Dimensi Frame Turbin untuk Part B	28
Tabel 4.7 Dimensi Frame Turbin untuk Part C	29
Tabel 4.8 Dimensi Arm Turbine Part A	30
Tabel 4.9 Dimensi Arm Turbine Part B	30
Tabel 4.10 Dimensi Arm Turbine Part C	31
Tabel 4.11 Dimensi Arm Turbine Part D	32
Tabel 4.12 Dimensi Aktif Foil	33
Tabel 4.13 Dimensi Poros Aktif Foil Part A	33
Tabel 4.14 Dimensi Poros Aktif Foil Part B	34
Tabel 4.15 Dimensi Poros Turbin	35
Tabel 4.16 Dimensi Geometri & Parameter Pengereman	36
Tabel 4.17 Spesifikasi Mini Hydraulic Power Pack.....	43
Tabel 4.18 Material Properties Cast Carbon Steel	47
Tabel 4.19 Parameter Kekuatan Flange Hub.....	49
Tabel 4.20 Ukuran Pasak Berdasarkan Diameter Shaft	50
Tabel 2.21 Parameter Kekuatan Pasak	51
Tabel 4.22 Hasil von-Mises Stress Pada Flange Hub.....	55
Tabel 4.23 Hasil Equivalent Elastic Strain Pada Flange Hub	56
Tabel 4.24 Hasil Sheer Stress Pada Flange Hub	57
Tabel 4.25 Hasil Total Deformation Pada Flange Hub	57
Tabel 4.26 Hasil von-Mises Stress Pada Rumah Pasak di Shaft.....	59
Tabel 4.27 Hasil Equivalent Elastic Strain Pada Rumah Pasak di Shaft.....	59
Tabel 4.28 Hasil Sheer Stress Pada Rumah Pasak di Shaft.....	60
Tabel 4.29 Hasil Total Deformation Pada Rumah Pasak di Shaft.....	61
Tabel 4.30 Hasil von-Mises Stress Pada Disc Brake	64
Tabel 4.31 Hasil Equivalent Elastic Strain Pada Disc Brake	64
Tabel 4.32 Hasil total deformation Pada Disc Brake	65

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Seiring dengan kemajuan teknologi yang semakin pesat terutama teknologi digital yang menjadi kebutuhan pokok masyarakat saat ini, maka kebutuhan akan listrik juga akan meningkat. Dalam upaya meningkatkan pasokan listrik, perlu ada penambahan pembangkit listrik yang baru, disisi lain mayoritas pembangkit listrik di Indonesia menggunakan bahan bakar fosil (*non renewable energy*) sebagai sumber utamanya, namun perlu diingat bahan bakar minyak merupakan bahan bakar fosil yang tak dapat diperbaharui maka dari itu perlu menciptakan inovasi-inovasi yang mampu mengurangi penggunaan bahan bakar minyak untuk menggerakkan turbin di pembangkit listrik. Pengembangan energi alternatif yang ramah lingkungan merupakan suatu kebijakan nasional dalam rangka menuju ketahanan energi masa depan.

Pemanfaatan energi arus laut, matahari, angin dan lain-lain menjadi energi listrik dapat dijadikan solusi dalam permasalahan tersebut. Pembangkit energi listrik yang bersumber dari energi yang dapat diperbaharui (*renewable energy*) seperti PLTAL (Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut) dapat dijadikan alternatif dalam meningkatkan pasokan energi listrik. [1].

Pembuatan PLTAL (Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut) yang bertempat di selat topayakeh nusa penida bali, pembuatan PLTAL ini merupakan salah satu inovasi yang dilakukan untuk mengurangi penggunaan bahan bakar fosil yang digunakan untuk menggerakkan turbin yang nantinya menghasilkan listrik. Letak selat topayakeh berada di kabupaten Klungkung kecamatan Nusa Penida Propinsi Bali. [1].

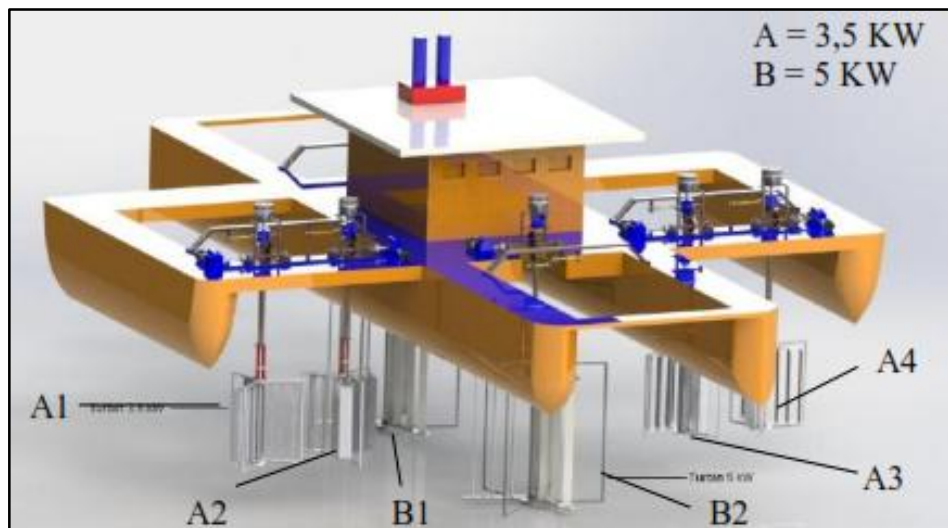
Selat Toyapakeh sendiri berada diantara pulau Nusa Penida, Pulau Lembongan dan pulau Ceningan. Berdasarkan data pada penelitian sebelumnya, analisa penentuan lokasi PLTAL telah dilakukan dalam berbagai aspek, baik dari aspek teknis maupun sosial ekonomi. Potensi energi selat Toyapakeh dinilai dari segi aspek teknikal. Berdasarkan distribusi vertikal dan horizontal peta kontur kecepatan arus, dapat ditarik kesimpulan bahwa kecepatan arus sangat dipengaruhi oleh keadaan morfologi dasar laut, dimana besarnya kecepatan arus berbanding lurus dengan curamnya morfologi bawah laut. Semakin curam morfologi dasar laut akan menghasilkan arus laut yang sangat kencang. Dilihat dari peta kontur barimetri di perairan selat Toyapakeh, morfologi dasar lautnya semakin ke tengah selat dan semakin ke selatan daerah telitian, morfologinya semakin curam. Keadaan morfologi ini menyebabkan kecepatan arus semakin kearah tengah selat dan ke arah selatan selat semakin besar.

Secara umum distribusi kecepatan arus hasil pengukuran stasioner di lokasi terpilih adalah sebagai berikut [2].:

- Pada saat kedudukan air rendah (neap tide) kecepatan arus minimum adalah 0,0249 m/s pada kedalaman 8 meter, sedangkan kecepatan maksimum 2,4615 m/s pada kedalaman 10 meter.
- Pada saat kedudukan air tinggi (spring tide) kecepatan arus minimum adalah 0,0158 m/s pada kedalaman 6 meter, sedangkan kecepatan maksimum 3,2855 m/s pada kedalaman 12 meter.

Berdasarkan hasil pengukuran dan pemodelan yang dilakukan di Selat Toyapakeh diketahui bahwa selat ini mempunyai potensi praktis energy arus laut mencapai 320 MW. Hasil pengukuran amplitude pasang-surut Selat Toyapakeh menyentuh nilai 2,6 meter. Sebagaimana daerah lain di Indonesia, tipe pasang surut semi diurnal – dua kali pasang dan dua kali surut terjadi dalam sehari. Kecepatan arus laut ini mengikuti perubahan ketinggian permukaan laut dengan arah arus ke baratdaya atau timur laut. Pada saat perbani atau bulan mati mencapai 2,46 m/detik dan saat purnama dapat mencapai 3,40 m/detik dengan durasi waktu berkisar antara 10-14 jam per hari. [2].

Pada kerja sama antara ESDM P3GL dan LPPM-ITS disepakati turbin yang digunakan sebagai rancangan desain PLTAL ialah Turbin Darrieus Passive-Pitch dengan Total Kapasitas 24 kW. Pemenuhan kapasitas ini dilakukan melalui 6 unit turbin yang terdiri dari : 2 unit x 5 kW dan 4 unit x 3,5 kW. [3].



Gambar 1.1 Rancangan Desain PLTAL

Desain turbin PLTAL yang telah dipilih memiliki mekanisme sistem pengereman untuk mempertahankan komponen agar mampu bertahan terhadap arus laut yang berlebihan dan untuk menjaga putaran pada poros agar dapat bekerja pada titik aman saat terdapat arus yang berlebihan serta dapat menghentikan putaran poros ketika terjadi keadaan emergensi.

Oleh karena itu, pada tugas akhir ini akan lakukan pengembangan rancangan sistem pengereman yang dipasang, karena generator memiliki titik kerja aman dalam pengoperasiannya serta untuk mencegah terjadinya *overspeed* pada turbin.

1.2. Perumusan Masalah

Berdasarkan uraian yang tercantum pada latar belakang, maka rumusan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Bagaimana desain komponen sistem pengereman pembangkit listrik arus laut turbin sumbu vertikal.
2. Bagaimana material dari komponen-komponen sistem pengereman yang cocok untuk lingkungan korosif (*marine use*) untuk pembangkit listrik arus laut turbin sumbu vertikal.

1.3. Batasan Masalah

Untuk menegaskan dan lebih memfokuskan pengerjaan tugas akhir ini, maka akan dibatasi permasalahan-permasalahan yang akan dibahas sebagai berikut :

1. Studi kasus hanya dilakukan di Selat Toyapakeh.
2. Tidak melakukan pembahasan sistem kontrol dan sensor PLTAL.
3. Tidak dilakukan kajian dari segi ekonomis.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui desain dari sistem pengereman pembangkit listrik arus laut turbin sumbu vertikal.
2. Mengetahui material dari komponen-komponen sistem pengereman yang cocok untuk lingkungan korosif (*marine use*) untuk pembangkit listrik arus laut turbin sumbu vertikal.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Memberikan referensi untuk desain sistem pengereman pembangkit listrik arus laut turbin sumbu vertikal.
2. Memberikan pengetahuan terhadap pemilihan material dari komponen sistem pengereman yang cocok untuk lingkungan korosif untuk pembangkit listrik arus laut turbin sumbu vertikal.

“ Halaman ini sengaja dikosongkan ”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL)

Pesatnya perkembangan teknologi arus laut saat ini sebagai energi terbarukan di dunia, seiring dengan meningkatnya tuntutan akan kebutuhan energi listrik masyarakat kawasan pesisir serta semakin maraknya isu pemanasan global yang mendorong untuk membatasi penggunaan bahan bakar hidrokarbon.[1]

Adapun prinsip yang dikembangkan pada aplikasi teknologi pemanfaatan energi dari laut adalah melalui konversi tenaga kinetik masa air laut menjadi tenaga listrik. Ada beberapa negara tercatat telah berhasil melakukan instalasi pembangkit energi listrik dengan memanfaatkan energi arus dan pasang surut, mulai dari prototype turbin pembangkit hingga mencapai turbin skala komersial dengan kapasitas 1,2 MW/turbin, seperti yang telah dibangun di Skotlandia, Swedia, Perancis, Norwegia, Inggris, Irlandia Utara, Australia, Italia, Korea Selatan dan Amerika Serikat.[1]

Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL) memanfaatkan energi arus laut sebagai sumber energi, arus laut yang merupakan energi kinetik dimanfaatkan untuk menggerakkan sudu turbin. Pengembangan teknologi konversi energi arus laut pada dasarnya mengadopsi prinsip kerja dari konversi energi angin yang telah berkembang. Aliran massa air laut dari suatu tempat ke tempat lain didefinisikan sebagai arus laut. Potensi sumber yang ada pada arus laut tidak semuanya bisa dikonversikan menjadi energi listrik, terdapat banyak jenis arus laut ditinjau dari letak, penyebab, dan suhu.[1]

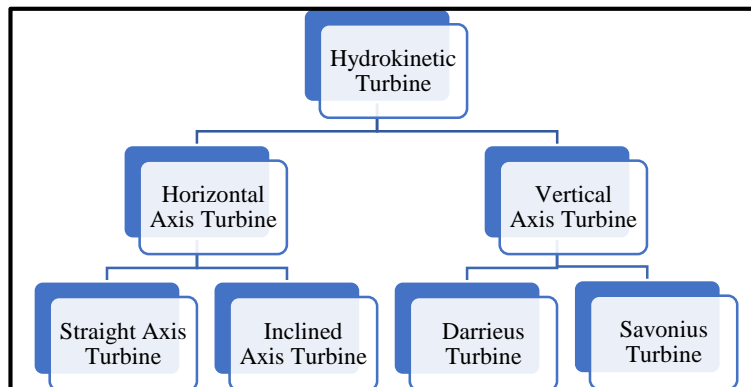
Gerakan horizontal massa air laut merupakan arus laut, sehingga arus laut memiliki energi kinetik yang dapat digunakan sebagai penggerak bagi sebuah rotor pembangkit listrik. Secara global, laut mempunyai sumber energi arus laut yang sangat besar yaitu sebesar $2,8 \times 10^{14}$ (280 triliun) Watt-jam (Duxbury dkk., 2000) [4]. Selain itu arus laut ini menarik untuk dikembangkan sebagai pembangkit listrik karena sifatnya yang relative stabil dan dapat diprediksi [9]. Jika ditinjau dari letaknya arus laut dibedakan menjadi 3, yaitu :

- 1) Arus Permukaan : Arus permukaan berada pada kedalaman < 20 m
- 2) Arus Sedang : Arus sedang berda pada kedalaman 20-40 m
- 3) Arus Dalam : Arus dalam berada pada kedalaman > 40 m [1]

Secara garis besar teknologi yang dibutuhkan untuk membangkitkan listrik dari energi arus laut adalah turbin, mooring, sistem transmisi dan generator.

2.2. Turbin Arus Laut

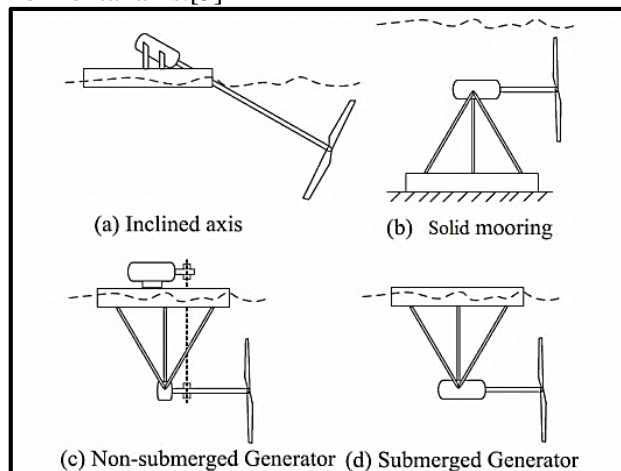
Turbin arus laut adalah teknologi yang dapat digunakan untuk mengekstrak potensi dari arus laut, dimana turbin diputar oleh arus laut, kemudian putaran turbin tersebut digunakan untuk membangkitkan energi listrik generator. Terdapat beberapa jenis turbin yang digunakan pada konversi energi arus laut, yang dijelaskan dalam bagan dibawah ini.



Gambar 2. 1 Bagan macam-macam turbin arus laut [1]

Turbin horizontal aksis dan turbin vertikal aksis adalah dua jenis turbin arus laut yang digunakan untuk konversi energi arus laut. Turbin horizontal aksis memiliki sumbu rotasi yang sejajar dengan aliran fluida. Turbin vertikal aksis memiliki sumbu rotasi yang tegak lurus terhadap arah aliran fluida.

Turbin arus laut merupakan bagian dari hydrokinetic turbine, dimana hydrokinetic turbine dibagi menjadi 3 bagian berdasarkan arah rotasi turbin terhadap arah aliran fluida yang melewati turbin. Turbin Horizontal Axis (atau sering disebut axial flow) memiliki sumbu rotasi yang sejajar dengan aliran fluida. Berikut merupakan jenis-jenis turbin horizontal axis.[3]



Gambar 2. 2 Turbin sumbu horizontal [3]

Pengembangan teknologi ekstraksi energi arus laut ini dilakukan dengan mengadaptasi prinsip teknologi ekstraksi energi dari angin yang telah lebih dulu berkembang yaitu dengan mengubah energi kinetik dari arus laut menjadi energi rotasi dan energi listrik. Kapasitas daya yang dihasilkan dihitung dengan pendekatan matematis yang memformulasikan daya yang dihasilkan dari suatu aliran fluida yang menembus suatu permukaan A dalam arah yang tegak lurus permukaan, dirumuskan sebagai berikut (Fraenkel, 1999, 2002) :

$$P = \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad (2.1)$$

Keterangan:

P = daya listrik yang dihasilkan (watt)

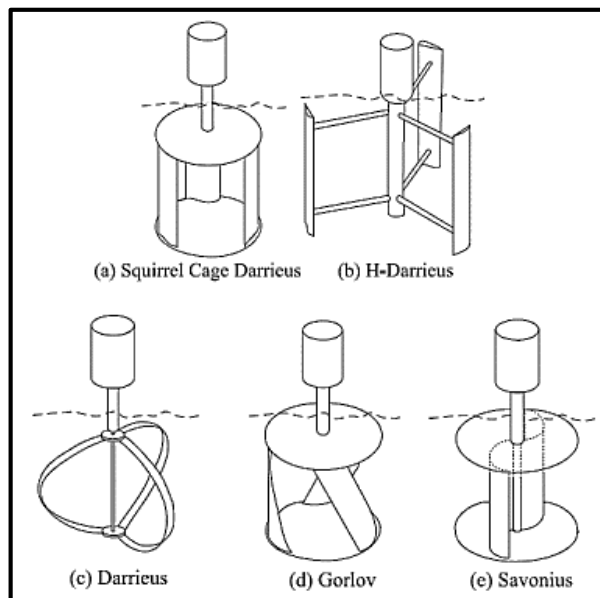
ρ = rapat massa air (kg/m^3)

A = luas penampang (m^2)

V = kecepatan (m/s)

Luas permukaan turbin yang dimaksud adalah luas penampang turbin = tinggi turbin x diameter turbin, sehingga besarnya daya yang dihasilkan selain tergantung besarnya kecepatan arus juga akan sangat tergantung pada ukuran dan jenis turbin yang digunakan

Tidak semua potensi sumber daya yang terkandung dalam arus laut tersebut dapat dikonversi menjadi energi. Secara umum besarnya energi yang dapat diekstrak tergantung dari jenis dan karakteristik turbin itu sendiri seperti ukuran diameter turbin arus.



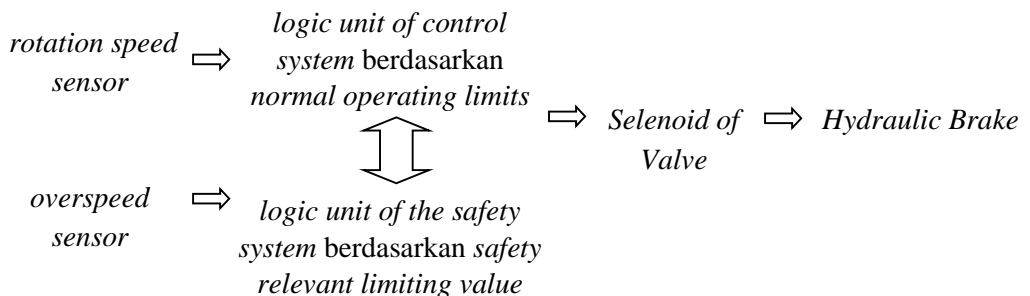
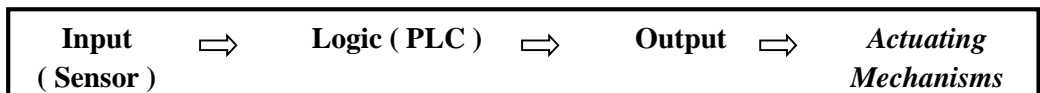
Gambar 2. 3 Turbin sumbu vertikal [3]

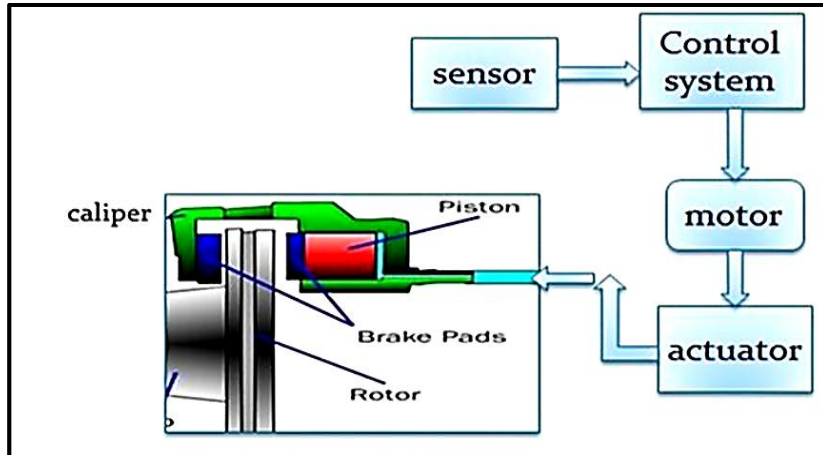
2.3. Sistem Pengereman Turbin Arus Laut

Sistem pengereman pada turbin arus laut digunakan untuk menjaga putaran pada poros agar bekerja pada titik aman saat terdapat arus yang besar. Sistem pengereman ini perlu dipasang karena generator dan komponen turbin memiliki titik kerja aman dalam pengoperasiannya.

Berdasarkan aturan klasifikasi DNV GL ST-0164 2015 mengenai *tidal turbine* sistem pengereman dibutuhkan untuk mencegah putaran turbin tidak berlebihan atau *overspeed*, digunakan juga sebagai *parking brake* ketika dilakukan perbaikan pada turbin dan pada saat *floating platform* PLTAL ini di pindahkan dari satu tempat ketempat lainnya. Pada saat terjadi situasi emergensi sistem pengereman juga harus bisa menghentikan putaran poros. [5]

Sistem pengereman pada PLTAL juga berbeda dengan pengereman pada kendaraan yang sering kita jumpai dalam kehidupan sehari-hari. Pengereman pada PLTAL ini dikontrol secara otomatis yang berawal dari input berupa *rotation speed* sensor, kemudian di teruskan ke logic berupa PLC yang terdiri dari *logic unit of control system* berdasarkan *normal operating limits* dan di hubungkan juga dengan input dari *overspeed* sensor yang dihubungkan dengan PLC berupa *logic unit of the safety system* berdasarkan *safety relevant limiting value* dimana kemudian dari kedua PLC yang terhubung tersebut di teruskan ke *output* berupa solenoid valve yang menggerakkan rem hidrolis. [5]





Gambar 2. 4 Cara Kerja Sistem Pengereman PLTAL[8]

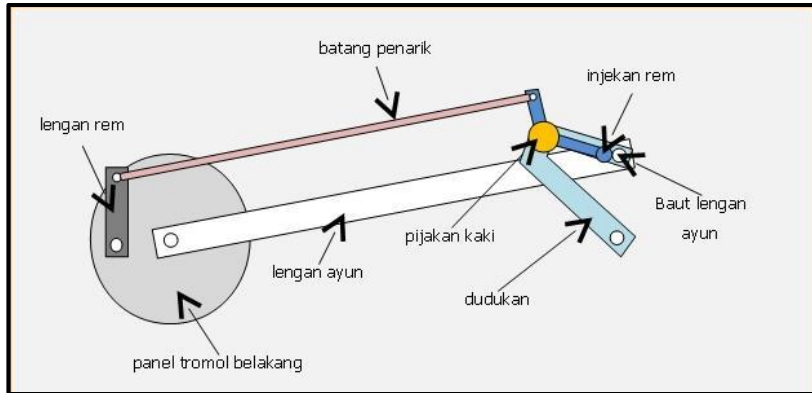
2.4. Sistem Pengereman Berdasarkan Prinsip Kerjanya

Fungsi utama rem adalah menghentikan putaran poros, mengatur putaran poros, dan juga mencegah putaran yang tidak dikehendaki seperti yang telah dikemukakan diatas. Prinsip kerja sistem pengereman yaitu dengan cara merubah energi kinetik menjadi sebuah energi panas. Pada saat pengereman maka tromol objek yang berputar akan bergesekan dengan kampas rem maka kedua benda tersebut saling bergesekan sehingga menimbulkan panas. Umumnya rem bekerja diakibatkan oleh adanya sistem gabungan penekanan melawan sistem gerak putar. Efek pengereman diperoleh dari adanya gesekan yang ditimbulkan antara dua buah benda. Besarnya hambatan ini dipengaruhi oleh luas permukaan benda, besarnya tekanan, dan koefisien gesek.

Efek pengereman secara mekanis diperoleh dengan gesekan, dan secara listik dengan serbuk magnit, arus pular, fasa yang dibalik, arus serah yang dibalik atau penukaran kutub. Ada beberapa prinsip kerja sistem pengereman yang harus di sesuaikan dengan torsi poros yang di hentikan, berikut adalah jenis-jenis sistem pengereman berdasarka prinsip kerjanya, yaitu :

2.4.1 Sistem Pengereman Mekanik

Sistem pengereman mekanik merupakan sistem pengereman yang paling sederhana dan tidak terlalu banyak komponennya. Komponen terpenting dari sistem ini adalah kawat/seling, tuas, dan sepatu rem. Sistem ini lebih mudah perawatannya karena komponen yang sedikit. Cara kerja yaitu pada saat tuas ditarik maka tuas tersebut akan menarik kawat/seling dan sepatu rem akan bekerja. Semakin panjang tuas yang kita tarik semakin kuat juga hasil pengereman. Sistem Rem Mekanik lebih mudah dalam perawatan dan perbaikan karena kontruksi yang sederhana. Berikut adalah gambar sistem rem mekanik

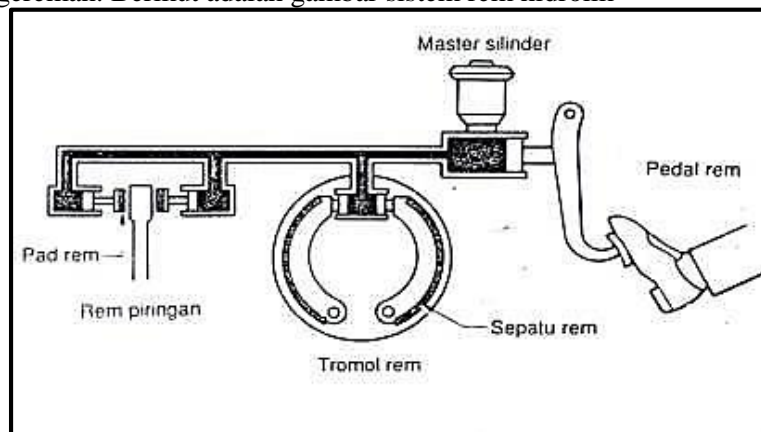


Gambar 2.5 Sistem Pengereman Mekanik

2.4.2 Sistem Pengereman Hidrolik

Sistem pengereman hidrolik merupakan sistem rem yang menggunakan media fluida cair sebagai media penghantar/ penyalur gerakan. Sistem rem hidrolik ini perlu perawatan yang berkala karena komponen-komponen rawan terhadap kerusakan, apabila terjadi kerusakan/ kebocoran pada selang atau sambungan-sambungan penyalur fluida maka akan mengganggu siklus aliran atau kerja dari sistem rem hidrolik. Komponen terpenting dalam sistem rem hidrolik yaitu sepatu rem, master silinder, *actuator cylinder*, dan tuas .

Sistem rem hidrolik ini bekerja yaitu apabila tuas pedal rem diinjak maka tuas akan meneruskan gerakan ke master silinder, didalam master silinder terjadi perubahan dari energi kinetik menjadi tekanan pada minyak rem yang kemudian diteruskan menuju *actuator cylinder* melewati selang/pipa-pipa tekanan tinggi, setelah tekanan sampai di *actuator cylinder* kemudian gaya tekan dirubah kembali menjadi gerakan/kinetik oleh *actuator cylinder* untuk menggerakkan sepatu rem yang kemudian menekan tromol / disk agar terjadi proses pengereman. Berikut adalah gambar sistem rem hidrolik



Gambar 2.6 Sistem Pengereman Hidrolik

2.4.3 Sistem Pengereman Pneumatik

Sistem pengereman pneumatik merupakan sistem rem yang menggunakan media fluida gas sebagai penghantar / penyalur gerakan. Dalam sistem pengereman ini konstruksi tidak terlalu rumit karena sistem rem ini merupakan sistem rem tambahan untuk membantu sistem rem kendaraan. Sistem rem pneumatik ini umumnya dipasang pada kendaraan berat dan besar karena membutuhkan daya pengereman yang besar juga. Komponen terpenting dalam sistem rem ini adalah kompresor, selang tekanan tinggi, dan katup pengatur.

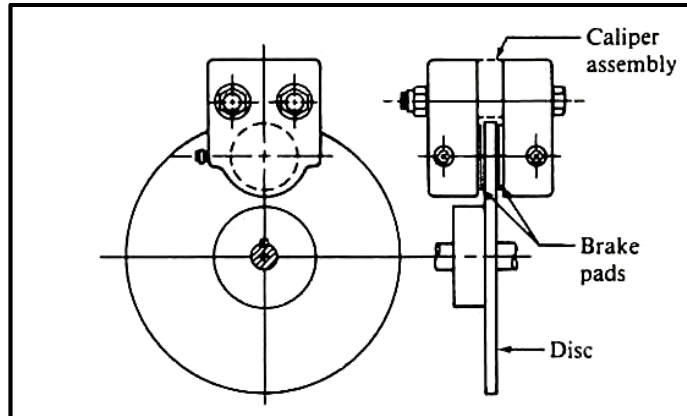
Saat pedal diinjak piston akan mendorong *plunger* sehingga membuka saluran menuju *brake chamber* dan menutup *release valve*. Pada *brake chamber* tekanan angin diubah menjadi gerakan mekanis sehingga terjadi gesekan antara *brake lining* dengan *drum brake* akibatnya kendaraan berhenti. Saat pedal rem dilepas *plunger* terdorong keatas oleh *return spring* akibatnya *brake valve* tertutup dan *release valve* terbuka, sehingga tekanan dari *air tank* dihentikan dan tekanan didalam *brake chamber* berbalik ke *release valve* untuk dibuang ke atmosfer, dengan bantuan *return spring* tuas *brake chamber* kembali keposisi semula akibatnya rem menjadi bebas.

2.5. Rem Cakram

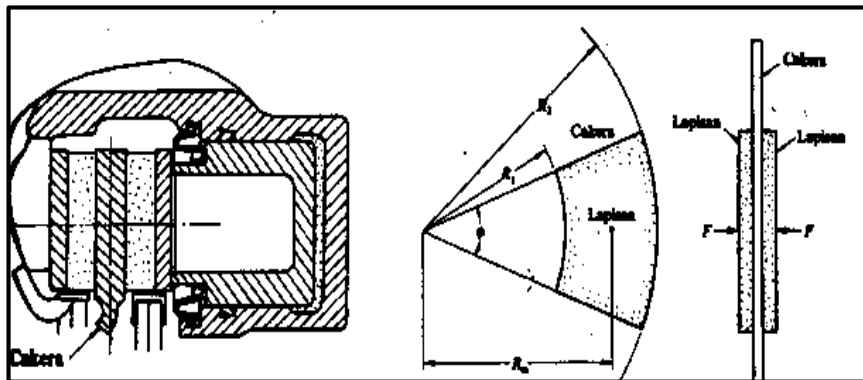
Rem cakram pada umumnya terdiri atas cakram (*disc rotor*) yang terbuat dari baja yang berputar dengan objek, kampas rem (*brake pad*) yang menjepit dan mencengkeram cakram, serta kaliper rem yang berfungsi untuk menekan dan mendorong kampas rem (*brake pad*) sehingga diperoleh daya pengereman. Daya pengereman dihasilkan oleh adanya gesekan antara kampas rem dan cakram yang memerlukan tenaga cukup kuat, guna memenuhi kebutuhan ini, rem cakram dilengkapi dengan sistem hidrolik. [6].

Rem cakram mempunyai sifat-sifat yang baik seperti mudah di kendalikan, pengereman yang stabil, dan radiasi panas yang baik. Adapun kelemahannya adalah umur lapisan yang pendek, serta kotoran mudah menempel pada piringan.

Agar dapat menghasilkan tenaga yang cukup kuat, sistem hidraulic terdiri dari master silinder, torak, reservoir untuk tempat minyak rem, kampas rem (*brake pad*), dan komponen penunjang lainnya. Pada PLTAL, ketika sensor menerima sinyal akan di dilanjutkan ke PLC kemudian akan menggerakkan motor untuk mendorong actuator yang akan menekan torak yang terdapat pada master silinder. Torak ini akan mendorong minyak rem ke arah saluran minyak, yang selanjutnya masuk kedalam ruangan silinder dalam pada caliper, pada bagian torak sebelah luar dipasang kampas atau *brake pad*, kampas ini akan menjepit piringan baja dengan memanfaatkan tekanan torak ke arah luar yang diakibatkan oleh tekanan minyak tadi.



Gambar 2.7 Bagian Rem Cakram



Gambar 2.8 Notasi untuk Rem Cakram [6].

Dimana :

F : *Clamping Force* atau gaya tekan masing-masing kampas *brake pad* terhadap *disc* yang dinyatakan dalam satuan (kg). Dapat ditentukan nilainya dengan cara mengalikan nilai antara luas piston A_w (cm²) dan tekanan minyak hidrolik P_w (kg/cm²)

$$F = A_w \times P_w \text{ (kg)} \quad (2.2)$$

R_1 : radius dalam *disc*

R_2 : radius luar *disc*

R_m : radius efektif *disc* atau bisa dihitung dengan persamaan

$$R_m : \frac{(R_1 + R_2)}{2}$$

Jika notasi seperti yang di perlihatkan pada gambar 2.6 diatas maka untuk menentukan momen rem T_1 dari salah satu sisi cakram / *disc* adalah sebagai berikut :

$$T_1 = \mu F K_1 R_m \quad (2.3)$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 T_1 & : \text{Braking Torque} \\
 \mu & : \text{Koefisien Geser Kampas / Brake Pad} \\
 F & : \text{Clamping Force} \\
 K_1 & : \frac{2\theta}{3\sin(\theta/2)} \left[1 - \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} \right] \\
 \Phi & : \text{Besarnya sudut brake pad} \\
 R_m & : \text{Radius Efektif Disc}
 \end{aligned}$$

Perhitungan ini dilakukan untuk membuat keausan lapisan yang seragam baik di dekat poros maupun di luar, dengan jalan mengusahakan tekanan kontak yang merata. Jika $R_2 = 1,5 R_1$ maka :

$$K_1 = 1,021 \text{ untuk } \phi = 25^\circ$$

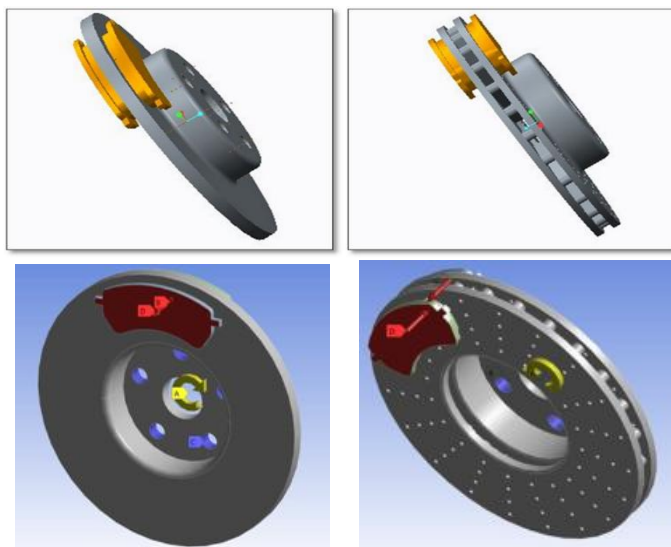
$$K_2 = 1,040 \text{ untuk } \phi = 45^\circ$$

Satu cakram ditekan oleh gaya P (kg) x 2 dari kedua sisinya. Jika pusat tekanan ada di $K_1 R_m = r$, maka faktor efektivitas rem (FER) adalah $FER = 2.T/F.r = 2.\mu$

Rem cakram mempunyai harga FER terendah karena pemancaran panas yang sangat baik sehingga sangat bagus digunakan.

2.6. Piringan Cakram

Pada umumnya piringan dibuat dari besi tuang dalam bentuk biasa dan berlubang-lubang untuk ventilasi. Piringan yang berlubang-lubang menjamin pendinginan yang baik, kedua-duanya mencegah *brake fade*. *Fade* adalah berkurangnya daya pengereman atau kegagalan sistem pengereman.



(a) Solid Disc Brake (b) Ventilated Disc Brake

Gambar 2.9 Perbedaan *solid* dan *ventilated disc brake*[8]

Banyak sekali variasi material yang sering di aplikasikan di pembuatan piringan cakram yang harusnya memiliki kekuatan yang cukup, keuletan dan juga kekakuan agar dapat diaplikasikan.

2.7. Kampas Rem (*Brake Pads*)

Kampas rem (*Brake Pads*) merupakan komponen pada rem cakram yang berfungsi bersama-sama dengan piringan / *disc brake* saling bergesekan untuk menghasilkan daya pengereman. Kampas rem biasanya dibuat campuran metalic fiber dan sedikit serbuk besi atau sering disebut dengan istilah “*Semi Metallic Disc Pad*”. Pada kampas rem biasanya terdapat garis/celah untuk menunjukkan tebal kampas rem. Dengan begitu mempermudah pengecekan keausan kampas rem. Serta sebagai pendingin saat kampas rem bergesekan dengan cakram.

Celah pada bagian tengah *brake pad* ini berfungsi sebagai indikator ketebalan pad yang diizinkan, sehingga ketika permukaan sudah rata ataupun dikatakan tidak terdapat celah lagi maka *brake pad* haruslah diganti karena sudah aus (terkikis). Pada sebagian *brake pad* terdapat komponen *metallic plate* atau *anti squeal shim* yang di pasang dengan tujuan untuk mencegah terjadinya bunyi saat berlangsungnya proses pengereman.



Gambar 2.10 Kampas Rem

Bahan yang digunakan untuk kampas rem harus memiliki karakteristik sebagai berikut:

- Harus memiliki koefisien gesekan yang tinggi dengan *fading* minimum. Dengan kata lain, koefisien gesekan harus tetap konstan di seluruh permukaan dengan perubahan suhu.
- Harus memiliki tingkat keausan rendah.
- Harus memiliki ketahanan panas yang tinggi.
- Harus memiliki kapasitas pembuangan panas yang tinggi.
- Harus memiliki koefisien ekspansi termal yang rendah.
- Harus memiliki kekuatan mekanik yang memadai.
- Tidak boleh terpengaruh oleh kelembaban dan minyak.

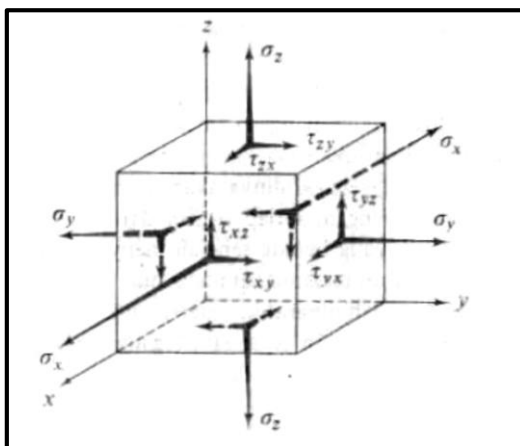
Bahan-bahan yang biasa digunakan untuk melapisi permukaan kampas rem dan perpertinya ditunjukkan pada tabel berikut.

Tabel 2.1 Nilai koefisien gesek material disc brake [7].

Material	Coefficient of friction		
	Dry	Greasy	Lubricated
Cast iron on cast iron	0,15 – 0,20	0,06 – 0,10	0,05 – 0,10
Bronze on cast iron	–	0,05 – 0,10	0,05 – 0,10
Steel on cast iron	0,20 – 0,30	0,07 – 0,13	0,06 – 0,10
Wood on cast iron	0,20 – 0,35	0,08 – 0,12	–
Fibre on metal	–	0,10 – 0,20	–
Cork on metal	0,35	0,25 – 0,30	0,22 – 0,25
Leather on metal	0,30 – 0,50	0,15 – 0,20	0,12 – 0,15
Wire asbestos on metal	0,33 – 0,50	0,25 – 0,30	0,20 – 0,25
Asbestos block on metal	0,40 – 0,50	0,25 – 0,30	–
Semi metallic on metal	0,50 – 0,55	0,25 – 0,30	–
Sintered metal on metal	0,5 – 0,60	0,25 – 0,30	–

2.8. Tegangan

Tegangan yang secara numerik dinyatakan dalam satuan N/m^2 luar biasa kecilnya bila dibandingkan dengan yang biasanya kita nyatakan dalam sistem satuan Inggris. Ini disebabkan oleh karena gaya dalam satuan newton adalah kecil terhadap satu pon gaya sedang satu meter bujur sangkar adalah luas yang amat besar dibandingkan dengan satu inci kuadrat. Oleh karena itu lebih dapat diterima bila menuliskan tegangan dalam satuan N/mm^2 , yaitu notasi yang mula-mula tidak direkomendasikan. Tetapi, karena ini setara betul dengan megapascal (MPa) maka notasi yang terakhir memperoleh pengakuan yang luas [10].



Gambar 2.11 Status tegangan pada sebuah elemen [11]

Tanda huruf yang pertama dari τ menunjukkan tegangan geser pada bidang yang tegak. lurus pada sumbu tertentu, sedang tanda huruf yang kedua menentukan arah tegangan geser. Kubus kecil takberhingga seperti yang terlihat dalam Gambar 2.11, dapat digunakan sebagai dasar untuk perumusan eksak dari persoalan mekanika bahan. Metoda untuk mempelajari sebuah kubus seperti itu yang menyangkut penulisan suatu persamaan dalam keseimbangannya dan memastikan bahwa kubus tersebut setelah mengalami deformasi akibat gaya-gaya yang bekerja terhadapnya. [11]

Tegangan menunjukan kekuatan gaya yang menyebabkan perubahan bentuk benda. Maka tegangan dapat didefinisikan sebagai gaya/beban total (F) pada suatu penampang dibagi dengan luas penampang yang dikenainya. Tegangan biasanya dinyatakan dengan .

Berikut merupakan formula dari Tegangan.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.4)$$

Dimana, $\sigma =$ Tegangan $\left(\frac{N}{A^2}\right)$

F = Gaya (N)

A = Luas Penampang (m²)

Regangan dalam batang yang berada dalam keadaan Tarik didefinisikan sebagai perpanjangan dari batang dibagi dengan panjang batang semula. Regangan dinyatakan dengan ϵ . Sehingga didapat.

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.5)$$

Dimana, $\epsilon =$ Regangan

$\Delta l =$ Pertambahan Panjang (m)

$l =$ Panjang semula (m)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

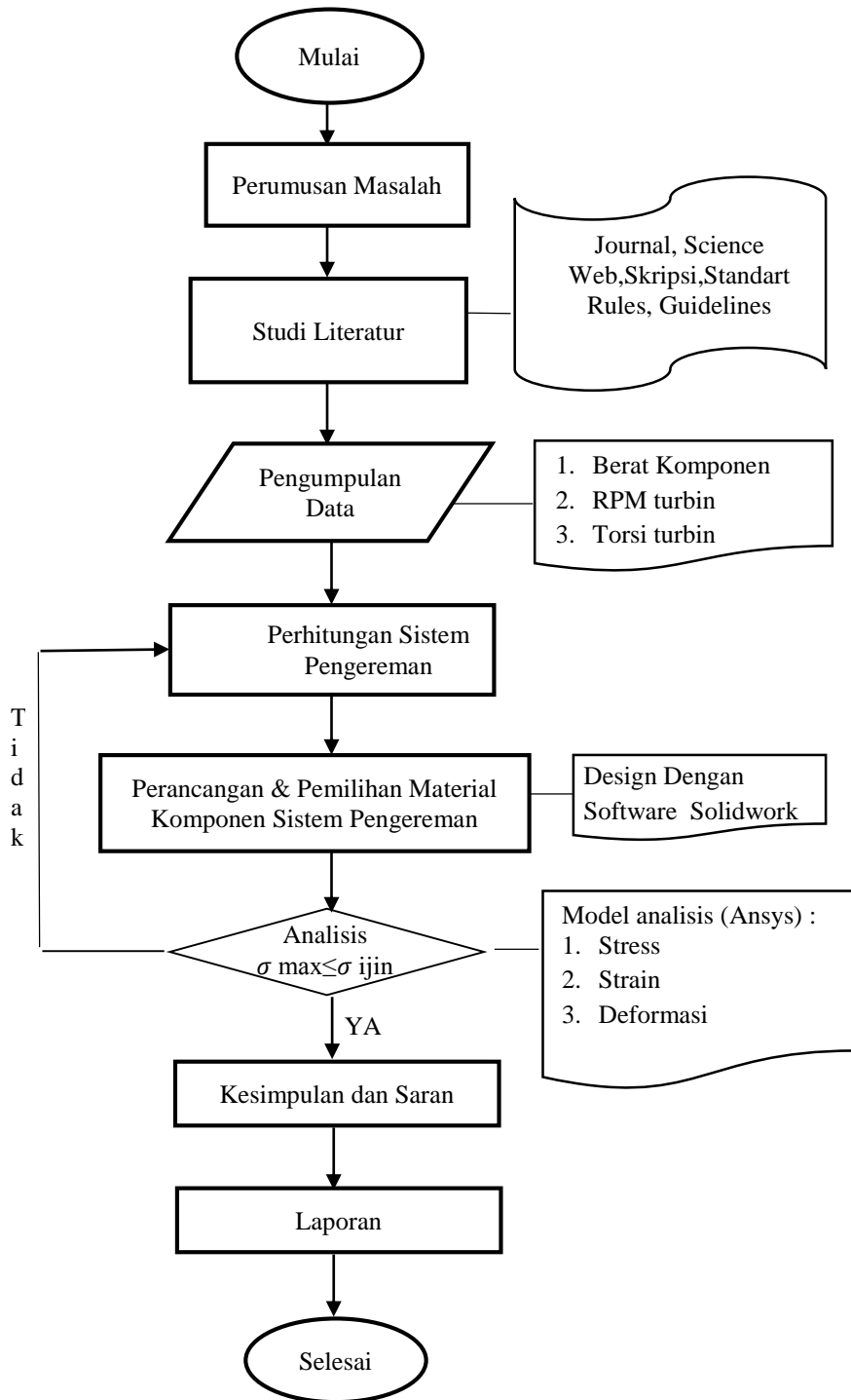
3.1. Umum

Dalam pembuatan skripsi ini, tentu saja memerlukan proses yang harus terstruktur. Hal tersebut haruslah ada agar kedepannya dalam pengerjaan akan terasa lebih terarah dan lebih mudah. Dalam metodologi penelitian ini, akan diuraikan tahap demi tahap yang akan dilakukan dalam pengerjaan skripsi ini nantinya.

3.2. *Flowchart*

Flowchart dapat didefinisikan sebagai bagan yang menunjukkan arus pekerjaan secara keseluruhan dari sistem. Bagan ini menjelaskan urutan-urutan dari prosedur-prosedur yang ada di dalam sistem. Bagan alir sistem menunjukkan apa yang dikerjakan di sistem. Dalam penelitian ini *Flowchart* menunjukkan tahapan-tahapan yang dilakukan penulis dari tahap awal hingga akhir untuk mencapai tujuan penelitian. Terdapat simbol- simbol dalam diagram alir (*Flowchart*) ini seperti:

- *Terminator* : berfungsi sebagai tanda awal dan akhir diagram,
- *Input/output* data (Jajargenjang) : berfungsi untuk menerangkan proses input/ output data, parameter dan informasi
- Proses (persegi) : berfungsi menerangkan proses pengolahan data atau proses perhitungan
- *Decision* (belah ketupat) : berfungsi sebagai perbandingan pernyataan, penyeleksian data yang memberikan pilihan untuk langkah selanjutnya
- *Connector* : berfungsi sebagai penghubung bagian-bagian *Flowchart* yang berada pada halaman berbeda
- *Flow line*(garis alir) : menunjukkan arah aliran program.



Gambar 3. 1 *Flowchart* Pengerjaan Tugas Akhir

3.3. Perumusan Masalah

Dalam skripsi ini rumusan masalah yang akan dibahas adalah mengenai perancangan sistem pengereman pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut turbin vertikal .

3.4. Studi Literatur

Setelah permasalahan telah diketahui, maka tahap selanjutnya adalah studi literatur. Pada tahapan ini adalah mencari referensi permasalahan-permasalahan yang ada berikut solusinya dan juga mempelajari kedua hal tersebut untuk diimplementasikan pada tugas akhir ini, sehingga jelas apa saja yang harus dilakukan agar permasalahan tersebut dapat terpecahkan. Adapun bahasan yang akan dibahas seperti turbin, jenis pengereman, komponen sistem pengereman, dan material sistem pengereman. Studi literatur dapat dilakukan dengan cara membaca paper atau jurnal yang berhubungan dengan permasalahan yang akan dipecahkan.

Dalam pengerjaan tugas akhir ini refrensi yang akan dipakai sebagai acuan standart antara lain paper dan jurnal tentang perancangan sistem pengereman dan material yang cocok untuk komponennya, dan laporan tugas akhir yang memiliki keterkaitan topik.

3.5. Pengumpulan Data

Selanjutnya pada tahapan ini pengumpulan data ditujukan sebagai pendukung dalam pengerjaan skripsi. Data yang dibutuhkan untuk membantu proses pengerjaan adalah :

- a. Berat Komponen Turbin
- b. RPM turbin.
- c. Torsi turbin
- d. Daya Turbin

3.6. Desain Sistem Pengereman

Pada tahap ini dilakukan pengolahan data serta dilakukan simulasi terhadap data yang didapatkan, setelah perhitungan dimensi dari tiap komponen sistem pengereman selanjutnya dilanjutkan dengan perencanaan komponen sistem pengereman seperti *disc brake*, *brake pads* yang akan dilakukan dengan menggunakan aplikasi Solidwork.

3.7. Analisis

Setelah mendapatkan desain komponen sistem pengereman dari turbin sesuai rancangan. Dari rancangan tersebut maka akan dilakukan analisa terhadap tegangan, regangan, dan deformasi pada tiap komponen sistem pengereman, pada tahapan analisa ini dilakukan dengan menggunakan software yang berbasis *finite element method* dimana akan didapatkan nilai yang akan kita analisa. Dari nilai yang didapat akan disesuaikan dengan nilai tegangan yang diijinkan. Jika tegangan tidak memenuhi standard yang diizinkan maka akan dilakukan pemodelan ulang, dan jika tegangan sesuai atau memenuhi standard maka akan dilakukan untuk tahapan selanjutnya.

3.8. Kesimpulan dan Saran

Kesimpulan merupakan tahap akhir dimana dilakukan penarikan kesimpulan mengenai permasalahan yang diambil dan tujuan yang telah ditetapkan, serta memberikan saran-saran atau rekomendasi yang dapat menunjang untuk dilakukan penelitian di waktu yang akan datang.

3.9. Penulisan Laporan

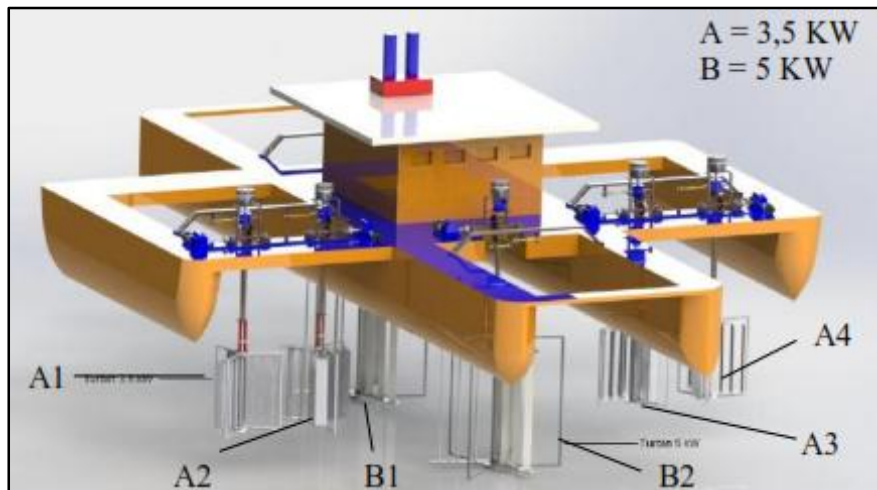
Pada tahap ini dilakukan penulisan laporan sesuai dengan desain sistem pengereman yang di rencanakan di Pembangkit Listrik Tenaga Air laut turbin vertikal.

4.1.2. Data Floating Platform PLTAL

Platform yang digunakan sebagai objek pada tugas akhir ini merupakan jenis kuadramaran dengan parameter yang penting yaitu principal dimension sebagai berikut:

Tabel 4.1 Data Floating Platform PLTAL

Ukuran Utama	Main Hull	Stanger
Panjang Antar Garis Tegak (LPP)	20,0 m	8,00 m
Lebar (B)	1,25 m	0,85 m
Tinggi (H)	1,75 m	1,00 m
Sarat (T)	1,25 m	0,53 m
Koefisien Block (Cb)	0,125	0,051
Volume Displacement	20,345 m ³	1,604 m ³



Gambar 4.2 Rancangan Desain Floating Platform PLTAL

Desain Floating Platform PLTAL terdiri dari dua buah turbin yang masing-masing mampu menggerakkan generator dengan daya listrik output sebesar 5 Kw dan empat buah turbin yang masing-masing mampu menggerakkan generator dengan daya listrik output sebesar 3,5 Kw, sehingga total daya listrik yang mampu dihasilkan Floating Platform PLTAL ini sebesar 24 Kw.

4.1.3. Data Kecepatan Arus

Data kecepatan arus didapat berdasarkan pengukuran pada dua titik lokasi yang berbeda dan dilaksanakan dari tanggal 12 Agustus 2015 sampai 8 September 2015. Dua Lokasi pengambilan arus pada titik 1 berada di $08^{\circ} 40' 29.6''$ LS dan $115^{\circ} 30' 53.6''$ BT pada kedalaman $\pm 25,5$ meter yaitu posisi MWL (Mean Water Level). Sedangkan untuk titik 2 berada pada $08^{\circ} 40' 25.2''$ LS dan $115^{\circ} 29' 16.2''$ BT pada Kedalaman $\pm 33,5$ meter yaitu posisi MWL (Mean Water Level). Berdasarkan pengukuran kecepatan data arus, didapatkan hasil sebagai berikut :

- Kecepatan arus maksimal adalah 2.5 m/s pada kedalaman 5.5 meter dititik lokasi
- Kecepatan arus rata-rata memiliki rentang 0.2-0.7 m/s

Dalam karya tulis ini, perhitungan sistem pengereman menggunakan nilai arus terbesar yaitu pada saat 2.5 m/s sehingga pada saat kondisi arus rata-rata sudah tentu putaran turbin bisa dihentikan karena memiliki torsi yang lebih rendah jika dibandingkan dengan kondisi arus maksimal.

4.1.4. Menentukan RPM Turbin

Pada penyimulasian turbin didapatkan RPM turbin sesuai tabel dibawah dengan 5 variasi kecepatan arus yang berbeda dan 5 ukuran turbin yang berbeda, dari simulasi tersebut didapatkan nilai sebagai berikut tabel data pengukurannya :

Tabel 4.2 Hasil Simulasi Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus Kecepatan Terhadap Rotasi (RPM)

Dimensi Turbin (cm)	Kecepatan Arus (m/s)				
	0,5	1,0	1,5	2	2,5
40 x 40	81,1	110,0	136,0	162,0	188,0
80 x 80	41,4	55,0	68,0	81,0	94,0
160 x 160	21,1	27,5	34,0	40,5	47,0
320 x 320	10,8	13,8	17,0	20,3	23,5
640 x 640	5,5	6,9	8,5	10,1	11,8

Pada desain Floating Platform PLTAL terdapat 2 ukuran turbin yang berbeda, yaitu diameter 280 cm berjumlah 2 turbin dan diameter 160 cm berjumlah 4 turbin.

Dalam tugas akhir ini menggunakan turbin yang memiliki dimensi turbin dengan diameter 280 cm yang memiliki potensi daya ketika arus laut maksimal sebesar kurang lebih 5 kilo watt pada output generator. Untuk mengetahui berapa kecepatan putaran turbin dapat dilakukan dengan cara interpolasi dari hasil tabel simulasi pada kecepatan arus laut maksimal yaitu 2,5 m/s.

$$Y = Y1 + \frac{X - X1}{X2 - X1} \times Y2 - Y1$$

$$Y = 47 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times 23.5 - 47$$

$$Y = 47 + \frac{120}{160} \times -23.5$$

$$Y = 47 + (-17.6)$$

$$Y = 29.38$$

Dari hasil interpolasi didapatkan kecepatan putaran turbin dengan diameter 280 cm pada saat arus maksimal sebesar 29,38 RPM

4.1.5. Menghitung Potensi Daya Turbin

Potensi daya turbin dapat dilihat pada tabel 4.3 dibawah yang menggunakan 5 variasi kecepatan dan 5 variasi dimensi turbin yang berbeda. Potensi daya turbin sangat penting di ketahui pada awal penelitian karena daya turbin adalah output yang digunakan sebagai acuan suatu pembangkit listrik.

Tabel 4.3 Hasil Simulasi Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus Terhadap Potensi Daya

Dimensi Turbin (cm)	Kecepatan Arus (m/s)				
	0,5	1,0	1,5	2	2,5
40 x 40	8,3	42,2	116,8	246,4	445,4
80 x 80	30,1	157,7	449,4	752,5	914,0
160 x 160	143,3	763,7	2126,8	4497,4	8140,0
320 x 320	347,9	1860,3	5149,0	11481,1	22123,4
640 x 640	643,8	3447,3	9515,8	21703,6	42864,2

$$\begin{aligned}
 Y &= Y1 + \frac{X - X1}{X2 - X1} \times Y2 - Y1 \\
 Y &= 8140 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times 22123.4 - 8140 \\
 Y &= 8140 + \frac{120}{160} \times 13983.4 \\
 Y &= 8140 + 10488 \\
 Y &= 18627.55 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Dengan memperimbangkan bahwa pembangkit energi arus laut memiliki losses di turbin maka persamaan untuk perhitungannya dikalikan dengan nilai konstanta performa turbin type H Darrieus straight foil vertical axis sebesar 35 % (Afian Kashanjanto, Balai Teknologi Hidrodinamika BPPT Surabaya 2017) Sehingga daya listrik output yang dihasilkan generator sebesar 6,52 kW

4.1.6. Menghitung Torsi Turbin

Besarnya nilai torsi yang dihasilkan turbin dapat dilihat di tabel 4.4 dengan variasi 5 ukuran turbin dengan 5 kecepatan arus yang berbeda. Torsi dan energi memiliki dimensi yang sama yaitu dapat ditulis dalam satuan dasar yang sama, tetapi keduanya bukan ukuran dari besaran yang sama. Keduanya berbeda dimana torsi itu adalah besaran vektor yang ditentukan hanya untuk sistem yang dapat diputar. Namun daya, dapat dihitung dari torsi jika kecepatan rotasi diketahui.

Tabel 4.4 Hasil Simulasi Dimensi Turbin dan Kecepatan Arus Terhadap Torsi

Dimensi Turbin (cm)	Kecepatan Arus (m/s)				
	0,5	1,0	1,5	2	2,5
40 x 40	1,0	3,7	8,2	14,5	22,6
80 x 80	6,9	27,4	63,1	88,7	92,8
160 x 160	64,7	265,1	597,3	1060,1	1653,4
320 x 320	307,7	1291,3	2891,5	5411,6	8985,9
640 x 640	1115,1	4785,2	10685,9	20457,0	34815,3

$$\begin{aligned}
 Y &= Y1 + \frac{X - X1}{X2 - X1} \times Y2 - Y1 \\
 Y &= 1653.4 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times 8985.9 - 1653.4 \\
 Y &= 1653.4 + \frac{120}{160} \times 7332.5 \\
 Y &= 1653.4 + 5499.4 \\
 Y &= 7152.775 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

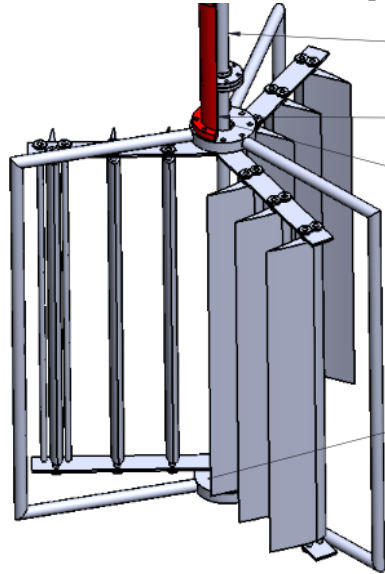
Dari hasil interpolasi didapatkan torsi yang bekerja pada turbin dengan diameter 280 cm sebesar 7152,775 Nm pada saat arus maksimal. Selain menggunakan hasil interpolasi, besarnya nilai torsi dapat dihitung dengan cara membagi antara daya turbin dengan kecepatan sudut turbin tersebut.

4.1.7. Data Berat Komponen Mekanik

Adapun PLTAL yang digunakan dalam pengerjaan tugas akhir ini merupakan turbin yang menggunakan jenis turbin vertical aksis tipe H-Darrieus dimana turbin ini memiliki kelebihan yaitu sumbu rotasinya yang tegak lurus terhadap arah aliran fluida, dari manapun arah fluida akan tetap dapat menjalankan turbin sesuai dengan fungsinya. Turbin ini memiliki berat sebesar 1302,20 kg. Berikut adalah data spesifikasi teknis dari turbin kapasitas 5 kW yang menjadi objek dalam tugas akhir ini:

- Type Turbine : Darrieus straight foil
- Foil : Type NACA 0018 Chord 40 mm, N – Foil 9
Mechanism : combined passive - fix pitch Aspect Ratio : 8,
Material : CRP (Carbon Reinforced Plastic)
- Arm : Diameter 2800 mm, Material AISI 4340
- Shaft : Diameter 60 mm, Material AISI 4340

Dari spesifikasi diatas berikut adalah model dari turbin seperti dibawah ini:

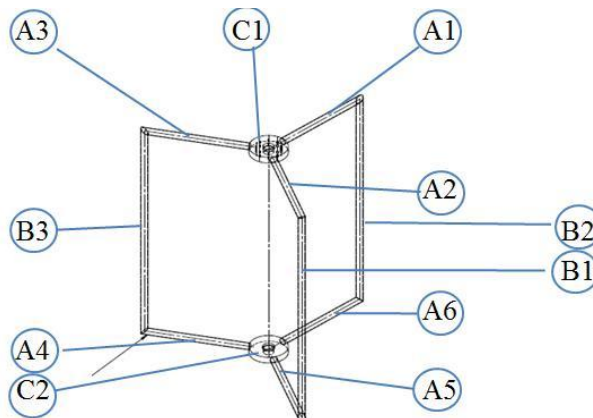


Gambar 4.3 Model turbin sumbu vertikal jenis darrieus cascade-foil

Untuk menghitung berat komponen turbin beserta porosnya dapat dilakukan dengan cara memecah turbin menjadi part-part sehingga dapat dihitung berdasarkan volume dari part tersebut dan massa jenis dari part tersebut.

a. Perhitungan Berat Poros Turbin Dan Frame Turbin

Pada gambar dibawah terdapat 3 part bagian dan dimana setiap bagian part memiliki ukuran yang sama dapat dilihat sebagai berikut: "Part A" Bagian A1,A2,A3,A4,A5,A6 "Part B" Bagian B1,B2,B3 dan "Part C" Bagian C1,C2



Gambar 4.4 Poros Turbin Dan Frame Turbin

- Perhitungan berat untuk Part A

Pada part A berbentuk silinder dan dimana terdiri dari 6 bagian yang dimana bagian-bagian yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Tabel 4.5 Dimensi Frame Turbin untuk Part A

Ukuran Dimensi Frame Turbin Part A				
r luar	30	mm	0,03	m
r dalam	24	mm	0,024	m
Panjang	1301	mm	1,301	m
π			3,14	22/7
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

$$A1 = [(\pi \times r \text{ luar}^2) - ((\pi \times r \text{ dalam}^2))] \times L \times \text{density}$$

$$A1 = [(3,14 \times 0,030^2) - ((3,14 \times 0,024^2))] \times 1,301 \times 7850$$

$$A1 = 10,39015 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat A_{total} maka harus diketahui masing-masing berat dari bagian tersebut, dan dimana kita mengetahui berat dari A1 sudah mewakili perhitungan yang lain dikarenakan ukuran yang sama dimana $A1=A2=A3=A4=A5=A6$ maka A_{total} dapat di hitung sebagai berikut:

$$A \text{ total} = A1+A2+A3+A4+A5+A6$$

$$A \text{ total} = 62,34087 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat untuk Part B

Pada Part B ini juga berbentuk silinder yang terdiri dari 3 bagian, dimana bagian-bagian tersebut yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Tabel 4.6 Dimensi Frame Turbin Part B

Ukuran Dimensi Frame Turbin Part B				
r luar	30	mm	0,03	m
r dalam	24	mm	0,024	m
Panjang	2948	mm	2,948	m
π			3,14	22/7
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

$$B1 = [(\pi \times r \text{ luar}^2) - ((\pi \times r \text{ dalam}^2))] \times L \times \text{density}$$

$$B1 = [(3,14 \times 0,030^2) - ((3,14 \times 0,024^2))] \times 2,948 \times 7850$$

$$B1 = 23,54354 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat B total maka harus diketahui berat masing-masing bagian, dikarenakan ukuran yang sama dilakukan perhitungan pada B1 dan

dimana cukup untuk mewakili yang lain karena berat dari $B_1=B_2=B_3$ maka B total dapat di hitung sebagai berikut:

$$B \text{ total} = B_1+B_2+B_3$$

$$B \text{ total} = 70,63062 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat untuk Part C

Pada Part C ini juga berbentuk silinder yang terdiri dari 2 bagian, dimana bagian-bagian tersebut yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Tabel 4.7 Dimensi Frame Turbin Part C

Ukuran Dimensi Frame Turbin Part C				
r luar	200	mm	0,20	m
r dalam	55	mm	0,055	m
Tebal	100	mm	0,1	m
π			3,14	22/7
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

$$C_1 = [(\pi \times r \text{ luar}^2) - (\pi \times r \text{ dalam}^2)] \times T \times \text{density}$$

$$C_1 = [(3,14 \times 0,20^2) - (3,14 \times 0,055^2)] \times 0,1 \times 7850$$

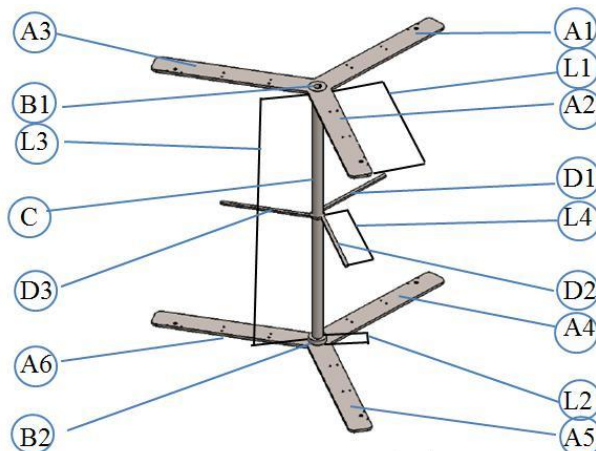
$$C_1 = 91,13968 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat C total maka harus diketahui berat masing-masing bagian, dikarenakan ukuran yang sama dilakukan perhitungan pada C_1 dan dimana cukup untuk mewakili yang lain karena berat dari $C_1=C_2$ maka C total dapat di hitung sebagai berikut:

$$C \text{ total} = C_1 + C_2$$

$$C \text{ total} = 182,2794 \text{ kg}$$

b. Perhitungan Berat Arm Turbine Dan Poros Transmisi



Gambar 4.5 Arm Turbine Dan Poros Transmisi

Pada gambar 4.5 terdapat 4 part bagian dan dimana setiap bagian part memiliki ukuran yang sama dapat dilihat sebagai berikut: “Part A” Bagian A1,A2,A3,A4,A5,A6 “Part B” Bagian B1,B2,B3 “Part C” Bagian C1,C2 dan “Part D” Bagian D1,D2,D3

- Perhitungan berat untuk Part A

Pada part A berbentuk balok dan dimana terdiri dari 6 bagian yang dimana bagian-bagian yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Tabel 4.8 Dimensi Arm Turbine Part A

Ukuran Dimensi Arm Turbin Part A				
Lebar	200	mm	0,20	m
Panjang	1290	mm	1,29	m
Tebal	25	mm	0,025	m
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

$$A1 = P \times L \times T \times \text{density}$$

$$A1 = 1,29 \times 0,2 \times 0,025 \times 7850$$

$$A1 = 50,6325 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat A_{total} maka harus diketahui masing-masing berat dari bagian tersebut, dan dimana kita mengetahui berat dari A1 sudah mewakili perhitungan yang lain dikarenakan ukuran yang sama dimana $A1=A2=A3=A4=A5=A6$ maka A_{total} dapat di hitung sebagai berikut:

$$A \text{ total} = A1 + A2 + A3 + A4 + A5 + A6$$

$$A \text{ total} = 303,795 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat untuk Part B

Pada Part B ini juga berbentuk silinder yang terdiri dari 3 bagian, dimana bagian-bagian tersebut yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Tabel 4.9 Dimensi Arm Turbin Part B

Ukuran Dimensi Arm Turbin Part B				
r luar	75	mm	0,20	m
r dalam	45	mm	0,045	m
Tebal	140	mm	0,14	m
π			3,14	22/7
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

$$B1 = [(\pi \times r \text{ luar}^2) - ((\pi \times r \text{ dalam}^2))] \times L \times \text{density}$$

$$B1 = [(3,14 \times 0,075^2) - ((3,14 \times 0,045^2))] \times 0,14 \times 7850$$

$$B1 = 12,4231 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat B total maka harus diketahui berat masing-masing bagian, dikarenakan ukuran yang sama dilakukan perhitungan pada B1 dan dimana cukup untuk mewakili yang lain karena berat dari B1=B2=B3 maka B total dapat di hitung sebagai berikut:

$$B \text{ total} = B1+B2+B3$$

$$B \text{ total} = 37,26929 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat untuk Part C

Pada Part C ini juga berbentuk silinder yang terdiri dari 2 bagian, dimana bagian-bagian tersebut yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Tabel 4.10 Dimensi Arm Turbin Part C

Ukuran Dimensi Arm Turbin Part C				
r luar	45	mm	0,045	m
r dalam	30	mm	0,03	m
Tebal	1650	mm	1,65	m
π			3,14	22/7
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

$$C1 = [(\pi \times r \text{ luar}^2) - ((\pi \times r \text{ dalam}^2))] \times T \times \text{density}$$

$$C1 = [(3,14 \times 0,045^2) - ((3,14 \times 0,03^2))] \times 1,65 \times 7850$$

$$C1 = 45,755 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat C total maka harus diketahui berat masing-masing bagian, dikarenakan ukuran yang sama dilakukan perhitungan pada C1 dan dimana cukup untuk mewakili yang lain karena berat dari C1=C2 maka C total dapat di hitung sebagai berikut:

$$C \text{ total} = C1 + C2$$

$$C \text{ total} = 91,509 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat untuk Part D

Pada part D berbentuk balok dan dimana terdiri dari 3 bagian yang dimana bagian-bagian yang memiliki ukuran dimensi yang sama dimana ukuran dimensi itu sebagai berikut:

Tabel 4.11 Dimensi Arm Turbin Part D

Ukuran Dimensi Arm Turbin Part D				
Lebar	20	mm	0,02	m
Panjang	773	mm	0,773	m
Tebal	20	mm	0,02	m
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

$$D1 = P \times L \times T \times \text{density}$$

$$D1 = 0,773 \times 0,02 \times 0,02 \times 7850$$

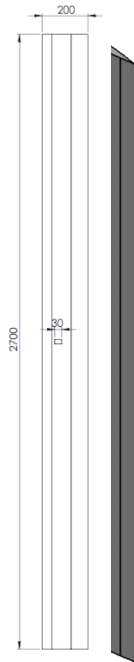
$$D1 = 2,4272 \text{ kg}$$

Untuk mencari berat D_{total} maka harus diketahui masing-masing berat dari bagian tersebut, dan dimana kita mengetahui berat dari D1 sudah mewakili perhitungan yang lain dikarenakan ukuran yang sama dimana $D1=D2=D3$ maka A_{total} dapat di hitung sebagai berikut:

$$D \text{ total} = D1 + D2 + D3$$

$$D \text{ total} = 7,2817 \text{ kg}$$

c. Perhitungan Berat Komponen Aktif Foil Turbin



Gambar 4.6 Aktif Foil Turbin

Pada Aktif Foil Turbin ini merupakan blade dari turbin dan dimana blade ini pada perhitungan diasumsikan sebagai balok sehingga bisa dihitung menggunakan ukuran dimensi dari Aktif Foil Turbin sebagai berikut :

Tabel 4.12 Dimensi Aktif Foil

Ukuran Dimensi Aktif Foil				
Panjang	2700	mm	2,7	m
Lebar	200	mm	0,2	m
Tebal	35	mm	0,035	m
Density Material Foil			2700	kg/m ³

$$AFT = (P \times l) \times T \times \text{density}$$

$$AFT = (2.7 \times 0.2) \times 0.035 \times 2700$$

$$AFT = 51,03 \text{ kg}$$

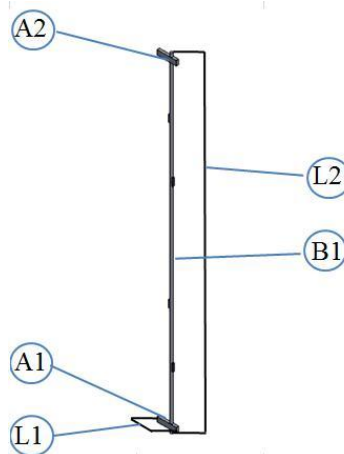
Terdapat 9 buah Aktif Foil Turbin

Jadi berat Aktif Foil Turbin keseluruhan adalah :

$$AFT_{\text{total}} = 9 \times 51,03$$

$$AFT_{\text{total}} = 492,27 \text{ kg}$$

d. Perhitungan Berat Komponen Poros Aktif Foil Turbin



Gambar 4.7 Poros Aktif Foil Turbin

Pada poros aktif foil ini disini dalam melakukan perhitungan dibagi menjadi 2 bagian yang dimana bagian A yang berbentuk balok dan bagian B yang berbentuk silinder . berikut adalah ukuran dimensi dari Poros Aktif Foil bagian A :

Tabel 4.13 Dimensi Poros Aktif Foil Part A

Ukuran Dimensi Poros Aktif Foil Part A				
Lebar	40	mm	0,04	m
Panjang	160	mm	0,16	m
Tebal	20	mm	0,02	m
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

$$A1 = P \times l \times t \times \text{density}$$

$$A1 = 0,16 \times 0,04 \times 0,02 \times 7850$$

$$A1 = 1,0048 \text{ kg}$$

Jika $A1=A2$, maka :

$$A_{\text{total}} = A1+A2$$

$$A_{\text{total}} = 2,0096 \text{ kg}$$

Sedangkan, berikut adalah ukuran dimensi dari Poros Aktif Foil bagian B :

Tabel 4.14 Dimensi untuk Poros Aktif Foil Part B

Ukuran Dimensi Poros Aktif Foil Part B				
Radius	10	mm	0,01	m
Panjang	2770	mm	2,77	m
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

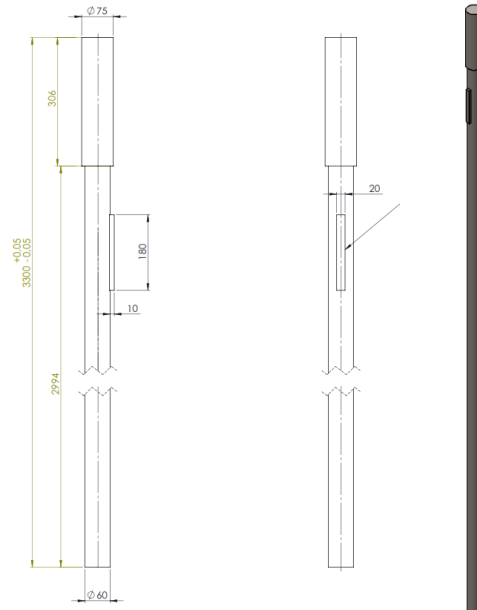
$$B = \pi \times r^2 \times L \times \text{density}$$

$$B = 3,14 \times 0,01^2 \times 2,77 \times 7850$$

$$B = 6,827773 \text{ kg}$$

e. Perhitungan Berat Komponen Poros Turbin

Material Poros Material AISI 4340 Stel Normalized. Pada bagian poros turbin ini memiliki 2 diameter yang berbeda ,namun pada perhitungan akan diasumsikan menggunakan diameter terbesar dengan panjang keseluruhan. Berikut adalah gambar dimensi ukuran dari poros turbin :



Gambar 4.8 Poros Turbin

Berikut adalah tabel ukuran dimensi dari poros turbin :

Tabel 4.15 Dimensi Poros Turbin

Ukuran Dimensi Poros Turbin				
Radius	30	mm	0,03	m
Panjang	3300	mm	3,3	m
Density Material AISI 4340			7850	kg/m ³

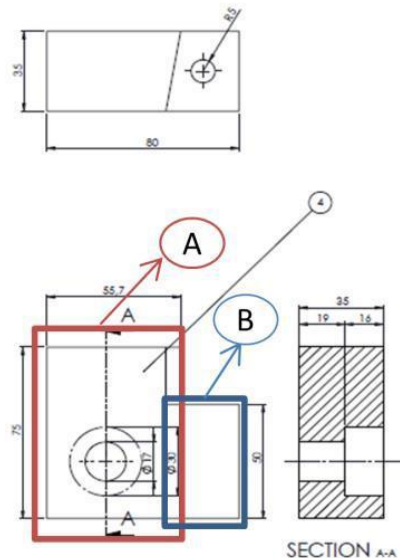
$$PT = \pi \times r^2 \times L \times \text{density}$$

$$PT = 3,14 \times 0,03^2 \times 3,3 \times 7850$$

$$PT = 73,20753 \text{ kg}$$

f. Perhitungan Berat Komponen Stopper Aktif Foil

Pada Stopper Aktif Foil ini diasumsikan solid dan di bagi menjadi 2 bagian balok , berikut adalah gambar beserta perhitungan beratnya.



Gambar 4.9 Stopper Aktif Foil

- Perhitungan berat pada bagian A

Ukuran dimensi untuk bagian A sebagai berikut

Panjang = 0,08 m, tebal = 0,03 m, tinggi = 0,05 m.

$$A1 = (P \times t) \times L \times \text{density}$$

$$A1 = (0,08 \times 0,03) \times 0,05 \times 7850$$

$$A1 = 0,942 \text{ kg}$$

- Perhitungan berat pada bagian B

Panjang = 0,056 m, tebal = 0,03 m, tinggi = 0,075 m.

$B1 = (P \times t) \times L \times \text{density}$

$B1 = (0.056 \times 0.075) \times 0.03 \times 7850$

$B1 = 0,98380125 \text{ kg}$

Jadi jadi dari hasil perhitungan diatas didapatkan berat total keseluruhan dari turbin beserta poros adalah sebagai berikut:

Berat_{total} = 1302,20 kg

4.2. Perencanaan Disc Brake dan Disc Pads

Sebuah objek yang bergerak memiliki energi kinetik yang nilainya tergantung pada berat dan kecepatan objek. Mesin atau sumber penggerak dapat memberikan energi untuk percepatan, tetapi energi kinetik ini harus dapat seluruhnya hilang ketika objek melambat atau berhenti. Oleh karena itu fungsi sistem pengereman adalah untuk mengkonversi energi kinetik menjadi usaha pengereman berupa energi panas melalui gesekan antara permukaan piringan cakram dengan kampas rem. Dimana nilai energi kinetik dapat dihitung dengan persamaan dibawah ini :

$$EK = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (4.1)$$

Dimana :

EK : Energi Kinetik (J)

I : Momen Inersia ($M \times r^2$)

M : Massa Objek (Kg)

ω : Kecepatan sudut (rad/detik)

Dalam perhitungan & perancangan dari sistem pengereman yang baru, bisa menggunakan dasar teori persamaan tekanan dan beberapa rumusan standart untuk menemukan nilai dari gaya pengereman dan torsi torsi pengereman. Dibawah ini merupakan tabel dimensi geometri yang digunakan dan beberapa parameter dalam sistem pengereman:

Tabel 4.16 Dimensi Geometri & Parameter Pengereman

Parameter / Item		Nilai	Unit Satuan
Diameter Disc Brake	D	335,00	mm
Radius Dalam Disc Brake	R_1	105,00	mm
Radius Luar Disc Brake	R_2	167,50	mm
Radius Efektif Disc Brake	R_M	136,25	mm
Center Hole Diameter	C	67,00	mm
Tebal Disc Brake	T	32,00	mm

Tebal Keseluruhan Disc Brake	T_A	64,50	mm
Dimensi Disc Pads		120,4 x 61,7	mm
Area Disc Pads		56,1289	cm ²
Sudut Pads	ϕ	45°	Derajat
Berat Turbin dan Komponen	M	1302,20	kg
Waktu Pengereman	t	5	detik

a. Perhitungan Kecepatan Sudut & Percepatan Sudut Saat Pengereman

Dari data yang telah diketahui besarnya dari nilai rpm yang di hasilkan turbin pada saat arus air laut maksimal yaitu menghasilkan rpm pada turbin yang bernilai 29,38

$$\mathbf{29,38 \text{ RPM} = 0,489 \text{ putaran per detik (f)}}$$

Sehingga didapatkan *angular velocity* / kecepatan sudut (ω) yang dinyatakan dalam satuan radian/detik sebesar :

$$\omega_0 = 2 \pi f \text{ (rad/detik)}$$

$$\omega_0 = 2 \times 3,14 \times 0,489 \text{ (rad/detik)}$$

$$\omega_0 = 3,070 \text{ (rad/detik)}$$

Percepatan sudut rata-rata atau percepatan anguler dalam gerak melingkar didefinisikan sebagai perubahan kecepatan sudut (anguler) dalam selang waktu tertentu dengan arah mengikuti gerak suatu benda dalam lintasan yang berbentuk lingkaran. Dari definisi tersebut, maka rumus atau persamaan percepatan sudut (α) dapat kita tuliskan sebagai berikut.

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha = \frac{\omega - \omega_0}{\Delta t}$$

Dimana :

α = percepatan sudut (anguler) (rad/s²)

ω = kecepatan sudut pada saat t (rad/s)

ω_0 = kecepatan sudut awal (rad/s)

$\Delta\omega$ = perubahan kecepatan sudut (rad/s)

Δt = Waktu Pengereman (s)

Waktu yang digunakan untuk menghentikan putaran turbin adalah 5 detik, semakin lama waktu yang digunakan untuk sistem pengereman maka semakin kecil pula gaya pengereman yang dibutuhkan. Dari beberapa literasi sistem pengereman dipilih waktu ideal sistem pengereman 5 detik, selain untuk mengurangi gaya pengereman yang besar juga dikarenakan pengereman yang tiba-tiba akan mengakibatkan deformasi atau stress yang berlebih pada komponen ketika di hentikan secara tiba-tiba atau waktu pengereman yang terlalu singkat.

Dari persamaan diatas, dapat di dapat nilai dari percepatan turbin sebesar :

$$\alpha = \frac{0 - 3,070 \text{ rad/s}}{5 \text{ s}} \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha = -0,614 \text{ rad/s}^2$$

Karena adanya percepatan maka kecepatan sudut ω akan mengalami perubahan. Jika nilai α positif berarti kecepatan sudut akan semakin dipercepat. Sebaliknya, jika α negatif maka kecepatan sudut semakin diperlambat. Dari persamaan diatas didapatkan nilai negative yang memiliki arti turbin mengalami perlambatan sebesar $0,614 \text{ rad/s}^2$ dari yang mula-mula turbin berputar dengan kecepatan sudut sebesar $3,070 \text{ rad/s}$ kemudian berhenti total dengan nilai kecepatan sudut 0 rad/s dalam waktu 5 detik.

b. Perhitungan Perpindahan sudut (*Stopping Distance*)

Perpindahan sudut (θ) adalah posisi sudut benda yang bergerak secara melingkar dalam selang waktu tertentu. Dalam sistem pengereman piringan cakram diasumsikan memiliki gerak melingkar berubah beraturan dimana gerak objek pada lintasan lingkaran dan percepatan sudut α tetap. Percepatan sudut yang konstan ini membuat kecepatan sudut ω berubah setiap detik, bisa lebih cepat atau lebih lambat, tergantung tanda positif/negatif pada percepatan sudut α .

$$\theta = \omega_0 \times t + \frac{1}{2} \alpha t^2$$

Dimana :

θ = Besar sudut lintasan melingkar yang ditempuh (rad)

ω_0 = Kecepatan sudut awal (rad/s)

t = Waktu tempuh (s)

α = Percepatan sudut (rad/s²)

Sehingga :

$$\theta = \omega_0 \times t + \frac{1}{2} \alpha t^2 \text{ rad}$$

$$\theta = 3,070 \times 5 + \frac{1}{2} (-0,614) 5^2 \text{ rad}$$

$$\theta = 15,35 + (-7,675) \text{ rad}$$

$$\theta = 7,675 \text{ rad}$$

Setelah diketahui besarnya sudut yang ditempuh saat terjadi pengereman selama 5 detik yaitu sebesar 7,675 rad atau setara dengan 439,74° dan sebanding dengan 1,219 kali putaran. Jika dikalikan dengan diameter efektif disc brake didapatkan nilai 1,043 m dari titik awal pengereman.

c. Perhitungan Torsi pada Turbin

Torsi dan energi memiliki dimensi yang sama yaitu dapat ditulis dalam satuan dasar yang sama, tetapi keduanya bukan ukuran dari besaran yang sama. Keduanya berbeda dimana torsi itu adalah besaran vektor yang ditentukan hanya untuk sistem yang dapat diputar. Namun daya, dapat dihitung dari torsi jika kecepatan rotasi diketahui.

$$P = \tau \omega$$

Dimana :

P = Potensi daya yang dihasilkan turbin

ω = Kecepatan sudut turbin

τ = Torsi pada turbin

Nilai dari daya yang dihasilkan turbin telah diketahui dari interpolasi dan didapatkan nilai sebesar 18627,55 watt dengan nilai kecepatan sudut pada saat arus maksimal yaitu sebesar 3.070 rad/s. Sehingga besarnya torsi yang bekerja pada turbin dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\tau = \frac{P}{\omega} \text{ N.m}$$

$$\tau = \frac{18627,55}{3,070} \text{ N.m}$$

$$\tau = 6067,60 \text{ N.m}$$

Dari persamaan diatas didapatkan nilai torsi yang bekerja yaitu sebesar 6067,60 Nm.

d. Perhitungan Gaya Tangensial Pada *Disc Brake*

Torsi adalah ukuran kekuatan suatu gaya yang dapat menyebabkan objek berputar sekitar sumbu. Sama seperti gaya yang menyebabkan suatu objek berakselerasi dalam kinematika linier (gerak lurus), torsi inilah yang menyebabkan suatu objek memperoleh percepatan sudut.

Turbin yang mula-mula bergerak memiliki energi kinetik sehingga dapat menyebabkan turbin berputar pada sumbunya, dengan kata lain besarnya energi

kinetik sama dengan torsi yang bekerja pada turbin. Kemudian energi kinetik ini diubah menjadi usaha pengereman sampai turbin berhenti.

$$\text{Energi Kinetik} = \text{Usaha Pengereman}$$

$$\tau = F \cdot s$$

Dimana :

$$\tau = \text{Torsi (N.m)}$$

$$(\text{BF})_t = \text{Tangensial Braking Force (N)}$$

$$s = \text{Perpindahan (m)}$$

Sehingga besarnya gaya tangensial yang bekerja memutar disc brake dapat dihitung dengan persamaan dibawah :

$$(\text{BF})_t = \frac{\tau}{s} \text{ N}$$

$$(\text{BF})_t = \frac{6067,60}{1,043} \text{ N}$$

$$(\text{BF})_t = 5817,45 \text{ N}$$

e. Perhitungan Torsi Pengereman (*Braking Torque*)

Untuk menentukan besarnya torsi pengereman dapat dihitung berdasarkan besarnya nilai dari gaya tangensial yang bekerja di disc brake dikalikan radius efektif *disc brake*

$$\text{Braking Torque on Disc Brake} = \text{Tangensial Braking Force} \times \text{Radius Efektif}$$

$$\text{Braking Torque on Disc Brake} = (\text{BF})_t \times R_m \text{ (N.m)}$$

$$\text{Braking Torque on Disc Brake} = 5817,45 \text{ N} \times 0,13625 \text{ (N.m)}$$

$$\text{Braking Torque on Disc Brake} = 792,63 \text{ N.m}$$

$$\textbf{Torsi Pengereman = 792,63 Nm}$$

f. Perhitungan Gaya Pengereman (*Clamping Force*)

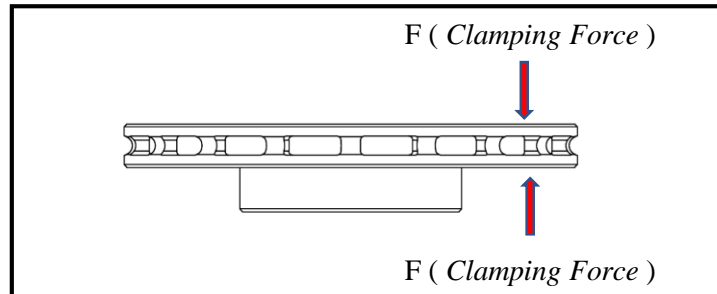
Setelah diketahui besarnya nilai torsi pengereman, maka selanjutnya menghitung gaya pengereman dengan persamaan dibawah ini :

$$T_1 = \mu F K_1 R_m$$

Dimana :

T : Braking Torque

- μ : Koefisien Geser Kampas / *Brake Pad*
 F : *Clamping Force*
 K_1 : 1,040 untuk $\phi = 45^\circ$
 ϕ : Besarnya sudut *brake pad*
 R_m : Radius Efektif *Disc*



Gambar 4.10 Arah Gaya Pengereman Terhadap Disc Brake

Gaya pengereman memiliki arah tegak lurus terhadap disc brake, gaya inilah yang menekan kampas rem / *brake pads* di kedua permukaan piringan cakram baik di sisi luar maupun sisi dalam dengan besar gaya pengereman yang sama di kedua sisi. Sehingga Besarnya Gaya pengereman / *Clamping Force* di salah satu sisi disc pad dapat ditentukan dengan persamaan di bawah ini :

$$\text{Clamping Force} = \frac{\text{Torsi Pengereman}}{\mu \times R_m \times K_1}$$

Dimana :

- T : **792,63 Nm**
 μ : 0,5
 R_m : 0,13625 m
 K_1 : 1,040 untuk $\phi = 45^\circ$

Sehingga Besarnya Gaya pengereman / *Clamping Force* di salah satu sisi disc pad dapat ditentukan dengan persamaan di bawah ini :

$$\text{Clamping Force} = \frac{\text{Torsi Pengereman}}{\mu \times R_m \times K_1 \times 2}$$

$$\text{Clamping Force} = \frac{792,63}{0,5 \times 0,13625 \times 1,04 \times 2}$$

$$\text{Clamping Force} = 5593,72 \text{ N}$$

g. Sistem Hidrolik Pengereman

Setelah nilai dari Clamping Force di salah satu sisi disc pad dapat ditentukan, maka selanjutnya menentukan nilai braking pressure dengan menggunakan persamaan di bawah ini :

$$\text{Braking Pressure} = \frac{\text{Clamping Force}}{\text{Area Pads}}$$

Dimana :

$$\text{Clamping Force Total} = 11187,44 \text{ N}$$

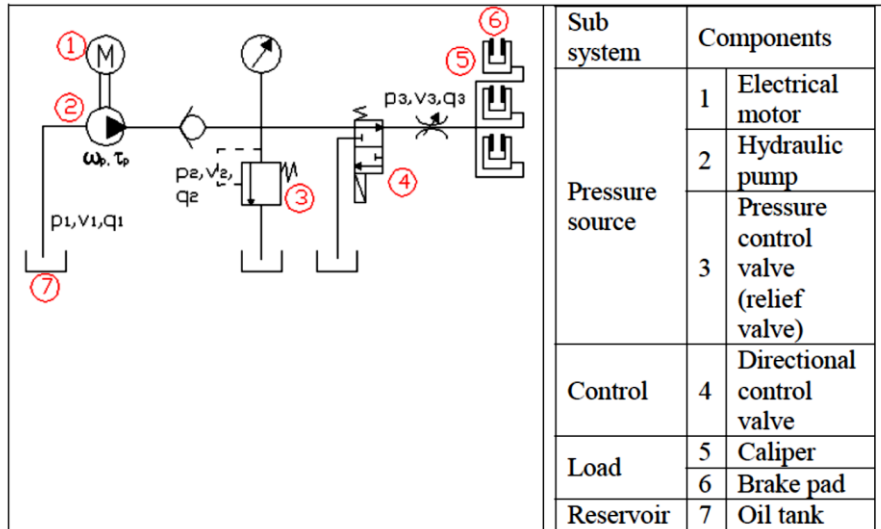
$$\text{Area Pads} = 0,00561289 \text{ m}^2$$

Sehingga nilai Braking Pressure dapat dihitung :

$$\text{Braking Pressure} = \frac{11187,44}{0,00561289} \text{ Pa}$$

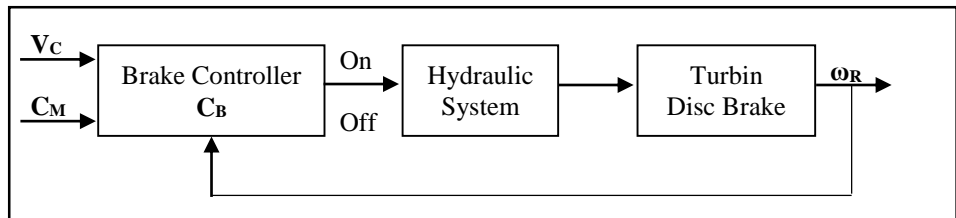
$$\text{Braking Pressure} = 1993169,29 \text{ Pa} \sim 1,99 \text{ Mpa} \sim 19 \text{ bar}$$

Tekanan yang dibutuhkan untuk menekan piston caliper rem sebesar sebesar 19 bar jika dalam sistem hidrolis menuju caliper rem diasumsikan sistem hidrolik tidak mengalami *losses* dan fluida yang digunakan dalam sistem hidrolik *incompressible*. Dalam tugas akhir ini gaya pengereman rem diproduksi oleh sistem hidrolik , gambar 4.11 menunjukkan diagram sistem hidrolik yang digunakan dalam penelitian ini. Siklus dari sistem hidrolik yang digunakan dalam sistem pengereman ini meliputi langkah *pressing stage*, *holding stage*, dan *decomprsing stage*. Dilangkah *pressing stage* pompa hidrolik akan aktif untuk menekan fluida dalam sistem menuju *pressure control valve (relief valve)* . Tekanan yang berlebih akan menyebabkan sebagian fluida dikirim kembali dari *relief valve* ke tangki reservoir. Katup kontrol arah dialihkan ke mode paralel untuk melewati fluida dari *relief valve* untuk mengalir ke caliper dan kemudian mendorong piston di caliper untuk memegang cakram rem oleh kampas rem. *Holding stage* dimulai pada saat setelah poros motor berhenti berputar dan tekanan pada caliper mencapai nilai maksimum yang ditetapkan oleh *relief valve*. *Holding stage* dipertahankan sampai rem dilepaskan. Pada tahap dekompresi, pompa hidrolik dinonaktifkan dan pada saat yang sama katup arah dialihkan ke mode silang. Piston di caliper tekan kembali ke posisi normal oleh pegas caliper dan minyak mengalir baik dari caliper dan pompa ke tangki reservoir.



Gambar 4.11 Desain Sistem Hidrolik untuk Pengereman

Diagram blok sistem kontrol pengereman menggunakan sistem hidrolik diilustrasikan pada gambar 4.12 . Sistem pengontrol rem C_B menerima sinyal kecepatan arus laut V_C , sinyal sudut lengan turbin / mode operasional turbin C_M , dan kecepatan rotasi *shaft* C_R . Sistem pengontrol rem mengirimkan sinyal on / off ke pompa hidrolik dan *directional control valve*.



Gambar 4.12 Diagram Blok Sistem Kontrol

Dari parameter spesifikasi tekanan yang dibutuhkan dipilih *Mini Hydraulic Power Pack* yang mampu memberikan tekanan untuk menekan kampas rem. Berikut adalah spesifikasi dari *Mini Hydraulic Power Pack* :

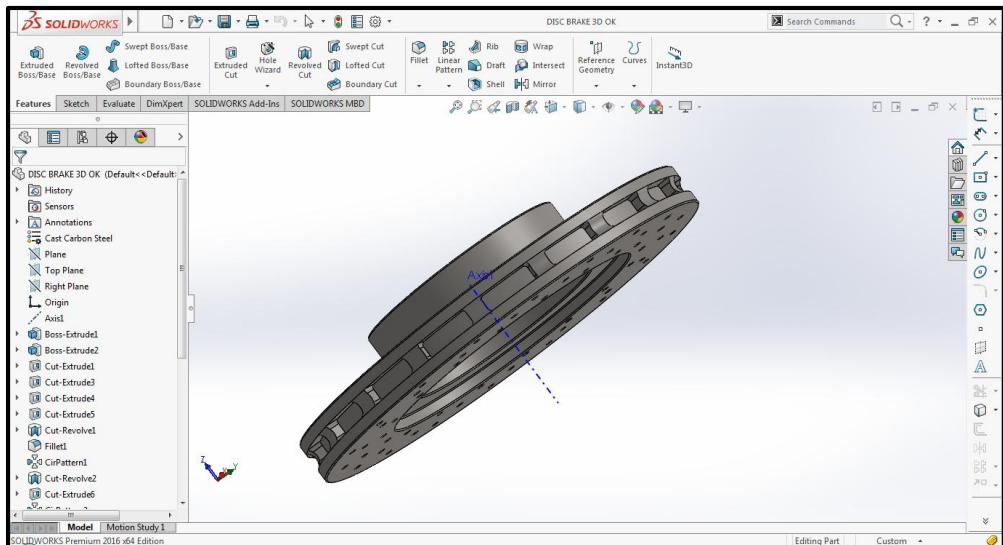
Tabel 4.17 Spesifikasi *Mini Hydraulic Power Pack*

Merk	Abhiyant
Tekanan Operasional	20 Bar
Tekanan Maksimal	70 Bar
Flow Rate	2,75 Liter/Min
Connection	G ¼ pipe fitting
Kapasitas Tanki	20 Liter

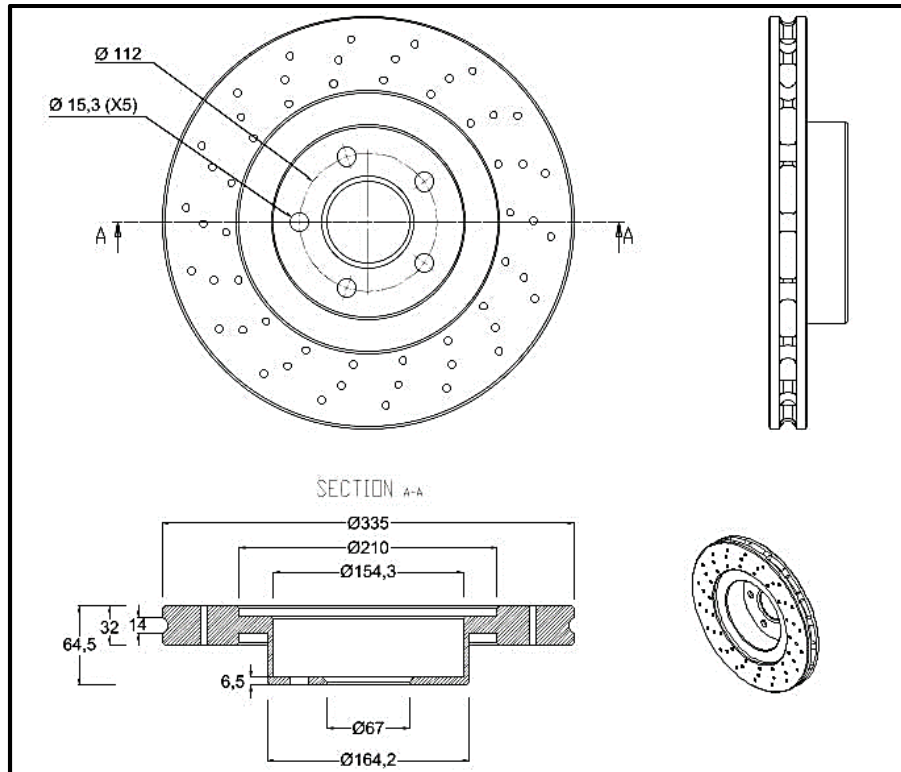
Kapasitas Fluida Sistem	8 Liter
Tipe Pompa	Gear Pump
Viskositas Fluida	ISO VG 68
Nominal Voltage	415 V , 50 Hz , 3 Phase
Supply Voltage Selenoid	24 V DC
RPM Motor	1385 RPM
Motor Rating	0,75 Kw
Ambient Temperatur	10 ⁰ C -40 ⁰ C

h. Pemodelan Piringan Cakram (*Disc Brake*) & Kampas Rem (*Brake Pads*)

Pemodelan Piringan Cakram (*Disc Brake*) & Kampas Rem (*Brake Pads*) dapat dilakukan dengan menggunakan software yang berbasis 3D modeling yaitu *Solidworks* . Pada pemodelan ini digunakan parameter-parameter serta dimensi yang sama seperti yang digunakan sebagai input perhitungan sistem pengereman seperti diameter luar disc brake, diameter dalam disc brake, ketebalan disc brake. Dalam karya tulis ini model disc brake serta brake pads telah disesuaikan dengan produk yang ada dipasaran saat ini, baik dimensi maupun material, sehingga pada saat akan digunakan tidak melalui proses pembuatan secara custom sehingga menimbulkan biaya yang tinggi. Dan didapat untuk hasil pemodelan seperti dibawah ini.

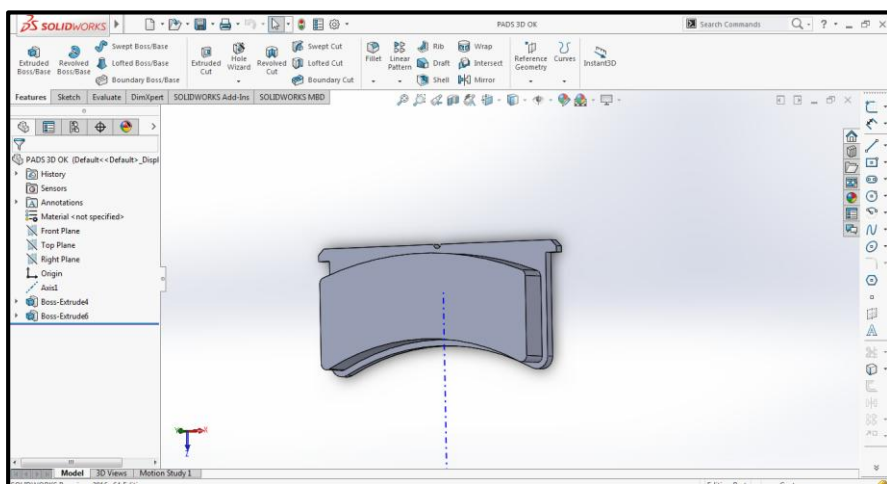


Gambar 4.13 Pemodelan *Disc Brake* dengan SOLIDWORKS

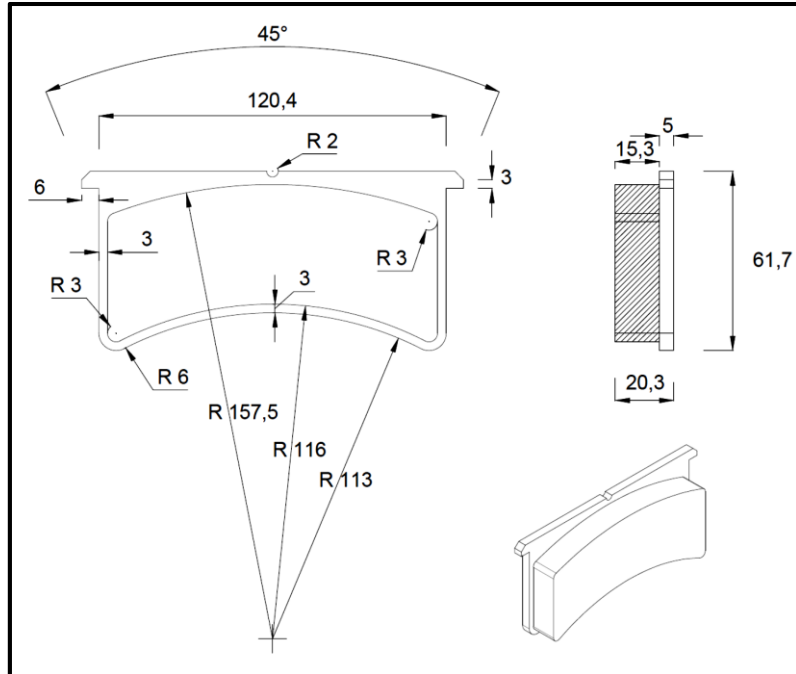


Gambar 4.14 Dimensi *Disc Brake*

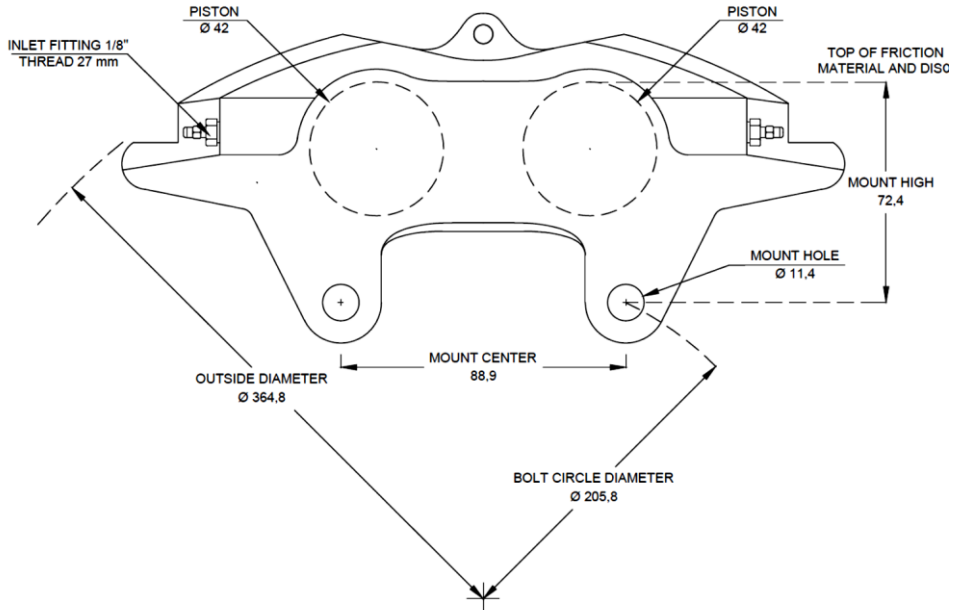
Selain model disc brake, kampas rem / brake pads juga di modelkan di software SOLIDWORKS karena untuk memudahkan proses penggabungan / assembly sebelum digunakan sebagai data input yang digunakan untuk dianalisa dengan menggunakan software Ansys Workbench 19. Berikut adalah pemodelan kampas rem dapat dilihat digambar di bawah ini.



Gambar 4.15 Pemodelan Brake Pads dengan SOLIDWORKS



Gambar 4.16 Dimensi *Brake Pads*



Gambar 4.17 Dimensi *Caliper*

Caliper rem yang digunakan merupakan type fix caliper monoblok dengan 4 piston dengan diameter 42 mm dan inlet fitting 1/8" thread 27 mm.

i. Pemilihan Material Piringan Cakram (*Disc Brake*) & Kampas Rem

Setelah melakukan pemodelan maka dilakukan juga pemilihan material di software SOLIDWORKS sebelum diimport untuk dianalisa di software Ansys Workbench 19.

Untuk piringan cakram dipilih material Cast Carbon Steel dan bahan semi-metellic untuk kampas rem. Properti bahan dari cast carbon steel memiliki sifat material kekuatan yang baik dan memiliki ketahanan ausan yang tinggi, selain itu cast steel lebih tahan akan lingkungan korosif dibandingkan material lainnya seperti cast iron/ grey cast iron yang memiliki unsur carbon lebih rendah jika dibandingkan dengan steel. Untuk material kampas rem dipilih menggunakan material semi metelic karena memiliki koefisien gesekan yang besar sehingga akan mengurangi gaya pengereman. Selain tahan akan panas, bahan semi metallic ini juga tidak menimbulkan debu ketika direm. Bahan bahan asbestos yang yang memiliki campuran resin yang tinggi untuk merekatkan material memang lebih bagus pada saat baru dipasang, namun jika permukaan ditekan terus menerus akan kehilangan kemampuan gesekannya karena bahan asbestos tidak tahan akan panas dalam waktu yang lama, ini sangat berbahaya karena akan menyebabkan rem tidak berfungsi.

Dibawah ini adalah tabel mechanical properties dari cast carbon steel :

Tabel 4.18 Material Properties Cast Carbon Steel

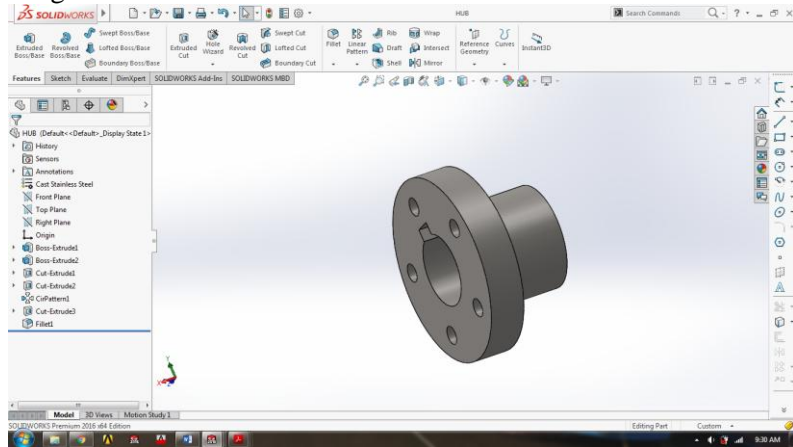
Parameter	Nilai	Satuan Unit
Elastic Modulus	200000	N/mm ²
Poisson Ratio	0,32	N/A
Shear Modulus	76000	N/mm ²
Mass Density	7800	kg/m ³
Tensile Strength	482,549	N/mm ²
Yield Strength	248,168	N/mm ²
Thermal Conductivity	30	W(m - K)

4.3. Perencanaan Dudukan Piringan Cakram (*Flange Hub*)

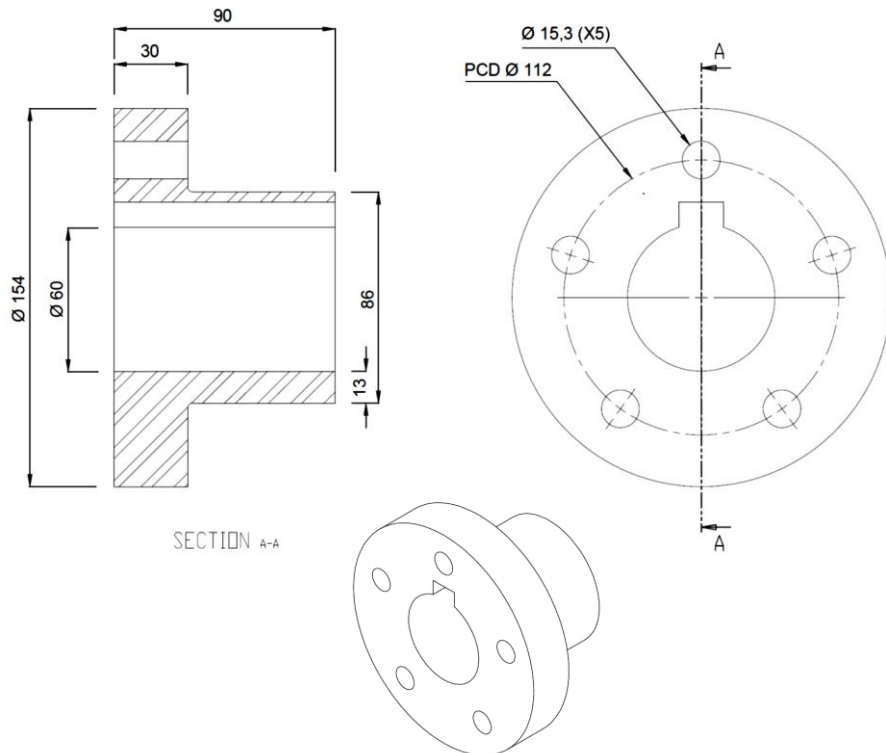
Pada tugas akhir ini flange hub digunakan sebagai tempat / dudukan dari piringan cakram / disc brake sehingga harus direncanakan ukuran dan kekuatannya sehingga bisa menahan piringan cakram saat di rem. Pemodelan menggunakan software *Solidwork* dan kemudian dianalisa kekuatannya dengan menggunakan software yang berbasis FEA *finite element analysis*.

4.3.1 Perhitungan dan Perancangan *Flange Hub*

Dalam Perencanaan Flange Hub sebagaiudukan dari piringan cakram harus memperhatikan kekuatan agar saat sistem pengereman bekerja part yang menahan torsi pengereman tidak mengalami deformasi. Berikut adalah perhitungan kekuatan hub dan flange.



Gambar 4.18 Pemodelan Flange Hub dengan SOLIDWORKS



Gambar 4.19 Dimensi *Flange Hub*

Hub dan Flange merupakan satu sesatuan part direncanakan menggunakan material **Cast Stainless Steel** dengan nilai τ_c (tegangan geser) 21 MPa. [12].

Tabel 4.19 Parameter Kekuatan Flange Hub

Parameter / Item		Nilai	Unit Satuan
Diameter Poros	d	60	mm
Diameter Luar Hub	D	86	mm
Torsi Pada Poros	T	792630	Nmm

Untuk mengetahui apakah dimensi desain yang di rancang memenuhi kekuatan atau tidaknya perlu dilakukan pengecekan kekuatan awal dengan cara menghitung tegangan yg bekerja di komponen. Perhitungan awal ini perlu dilakukan diawal karena jika sudah melewati proses modeling dan di import ke software Ansys dan hasilnya tidak memenuhi maka harus mengulangi proses modeling dari awal.

- Mengecek kekuatan Hub

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau_c \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

$$\tau_c = 792630 \text{ Nmm} / 95251 = 8,32 < 21 \text{ MPa}$$

Tegangan geser dari hub yang dirancang dibawah dari nilai tegangan geser material yang digunakan, sehingga memenuhi persyaratan.

- Mengecek Kekuatan Flange

t_f adalah ketebalan flange, dimana nilainya adalah setengah dari diameter poros. Jadi nilai $t_f = 0,5 \times d = 0,5 \times 60 = 30 \text{ mm}$

$$T = \frac{\pi D^2}{2} \times \tau_c \times t_f$$

$$\tau_c = 792630 \text{ Nmm} / 348351 = 2,275 < 21 \text{ MPa}$$

Tegangan geser dari flange yang dirancang dibawah dari nilai tegangan geser material yang digunakan, sehingga memenuhi persyaratan.

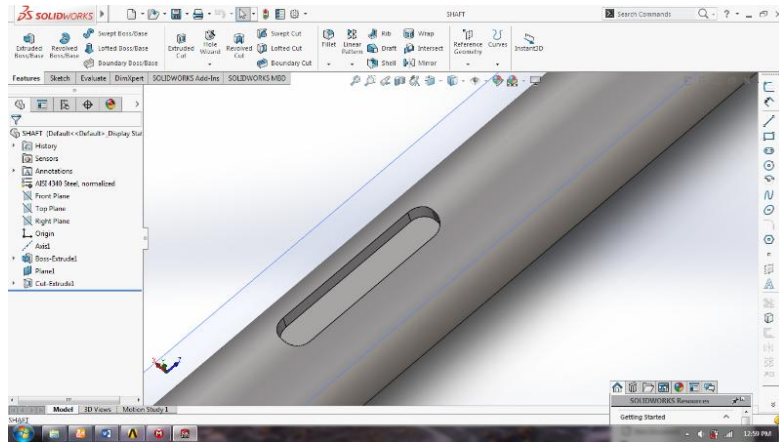
4.3.2 Perhitungan dan Perancangan Pasak

Material dari pasak direncanakan menggunakan material yang sama dengan material yang digunakan di komponen poros yaitu dengan menggunakan material AISI 4340 Stell Normalized.

Tegangan geser untuk poros, baut, dan pasak dengan material AISI 4340 Stell Normalized adalah 42 MPa, crushing stress untuk baut dan pasak adalah 84 MPa[12].

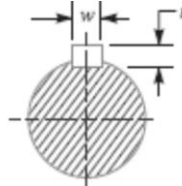
$$\tau_{\text{shaft}} = \tau_{\text{key}} = \tau_{\text{bolts}} = 42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{crushing key}} = \sigma_{\text{crushing bolts}} = 84 \text{ MPa}$$



Gambar 4.20 Pemodelan Rumah Pasak.

Tabel 4.20 Ukuran Pasak Berdasarkan Diameter Shaft[13].



Shaft diameter (mm) upto and including	Key cross-section		Shaft diameter (mm) upto and including	Key cross-section	
	Width (mm)	Thickness (mm)		Width (mm)	Thickness (mm)
6	2	2	85	25	14
8	3	3	95	28	16
10	4	4	110	32	18
12	5	5	130	36	20
17	6	6	150	40	22
22	8	7	170	45	25
30	10	8	200	50	28
38	12	8	230	56	32
44	14	9	260	63	32
50	16	10	290	70	36
58	18	11	330	80	40
65	20	12	380	90	45
75	22	14	440	100	50

Dari tabel diatas didapatkan lebar dari pasak,, karena pasak akan di rancang dengan model square key maka nilai dari ketebalan pasak sama dengan nilai lebar pasak, dimana dari tabel diatas didapatkan nilai sebesar 18 mm.

Tabel 4.21 Parameter Kekuatan Pasak

Parameter / Item		Nilai	Unit Satuan
Lebar Pasak	w	18	mm
Tebal Pasak	t	18	mm
Torsi Pada Poros	T	742032	Nmm
Panjang Pasak	l	90	mm
Diameter Poros	d	60	mm
Jumlah Baut	n	5	N/A
Pitch Circle Diameter bolt	D_1	112	mm
Nominal Diameter bolt	d_1	15,3	mm
Panjang Baut		50	mm
Tebal Kepala Baut		10,71	mm
Tebal Mur		15,3	mm

Untuk mengetahui apakah dimensi desain yang di rancang memenuhi kekuatan atau tidaknya perlu dilakukan pengecekan kekuatan awal dengan cara menghitung tegangan yg bekerja di komponen.

- Mengecek tegangan geser pasak

$$T = l \times w \times \tau_k \times \frac{d}{2}$$

$$\tau_{key} = 792630 \text{ Nmm} / 48600 = 16,31 < 42 \text{ MPa}$$

Tegangan geser dari pasak yang dirancang dibawah dari nilai tegangan geser material yang digunakan, sehingga memenuhi persyaratan.

- Mengecek crushing stress pasak

$$T = l \times \frac{t}{2} \times \sigma_{ck} \times \frac{d}{2}$$

$$\sigma_{crush \ key} = 792630 \text{ Nmm} / 24300 = 32,62 \text{ MPa} < 84 \text{ MPa}$$

Crushing stress dari pasak yang dirancang dibawah dari nilai crushing stress material yang digunakan, sehingga memenuhi persyaratan.

- Design Bolts

n Jumlah baut 5 pcs

D₁ Pitch Circle Diameter bolt 112 mm

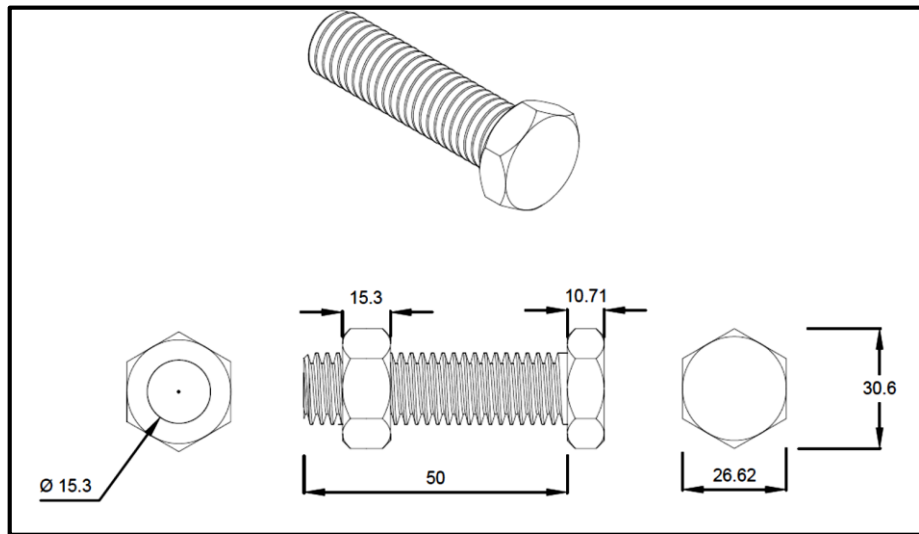
d₁ Nominal Diameter bolt 15,3 mm

$$T = \frac{\pi}{4} (d_1)^2 \tau_b \times n \times \frac{D_1}{2}$$

$$T = 0,785 \times 234,09 \times 42 \text{ MPa} \times 5 \times 56$$

$$T = 2161025 \text{ Nmm} > 792630 \text{ Nmm}$$

Dengan parameter diatas , desain dari baut harus mampu menghasilkan torsi yang lebih besar dari torsi yang bekerja yaitu sebesar **792630 Nmm** sehingga aman digunakan. Mur dan baut direncanakan menggunakan material AISI 4340 Stell Normalized.



Gambar 4.21 Baut Penahan Flange dengan Disc Brake

4.4. Analisa Kekuatan Model

Pada tugas akhir ini , setelah proses pembuatan model dari komponen-komponen sistem pengereman menggunakan *software* Solidworks kemudian dilakukan analisa terhadap kekuatan dari tiap komponen menggunakan software yang berbasis *finite element analysis*.

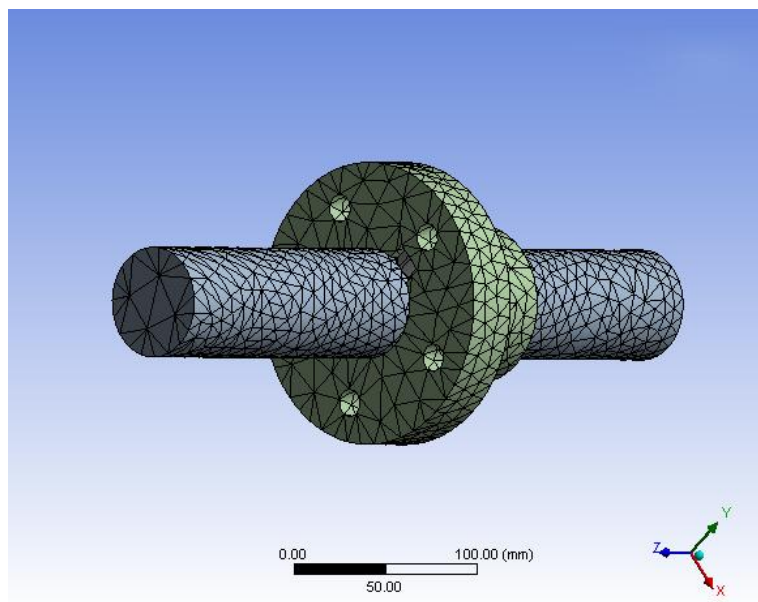
Finite Element Analysis (FEA) menyediakan teknik numerik yang andal untuk menganalisis desain teknik. Proses dimulai dengan pembuatan model geometris. Kemudian, program membagi model menjadi potongan-potongan kecil bentuk sederhana (elemen) yang terhubung pada titik-titik umum (node). Program analisis elemen hingga melihat model sebagai jaringan elemen yang saling berhubungan diskrit.

Metode Elemen Hingga (FEM) memprediksi perilaku model dengan menggabungkan informasi yang diperoleh dari semua elemen yang membentuk model. Berikut adalah langkah dan hasil analisa tiap komponen sistem pengereman.

4.4.1 Analisa Model Dudukan Disc Brake

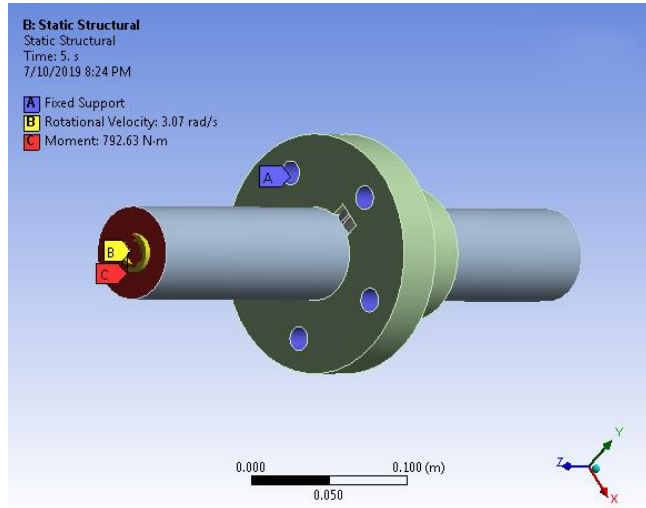
a. Meshing Model

Meshing adalah langkah yang sangat penting dalam analisis desain. Mesher otomatis dalam perangkat lunak menghasilkan mesh berdasarkan ukuran elemen global, toleransi, dan spesifikasi kontrol mesh lokal. Kontrol jala memungkinkan untuk menentukan berbagai ukuran elemen untuk komponen, permukaan, tepi, dan simpul. Perangkat lunak memperkirakan ukuran elemen global untuk model dengan mempertimbangkan volume, luas permukaan, dan detail geometris lainnya. Ukuran mesh yang dihasilkan tergantung pada geometri dan dimensi model, ukuran elemen, toleransi mesh, kontrol mesh, dan spesifikasi kontak. Pada proses meshing model dudukan disc brake ini memiliki 13887 nodes dan 7462 element.



Gambar 4.22 Hasil *Meshing* Dudukan Disc Brake

b. *Boundary Condition*

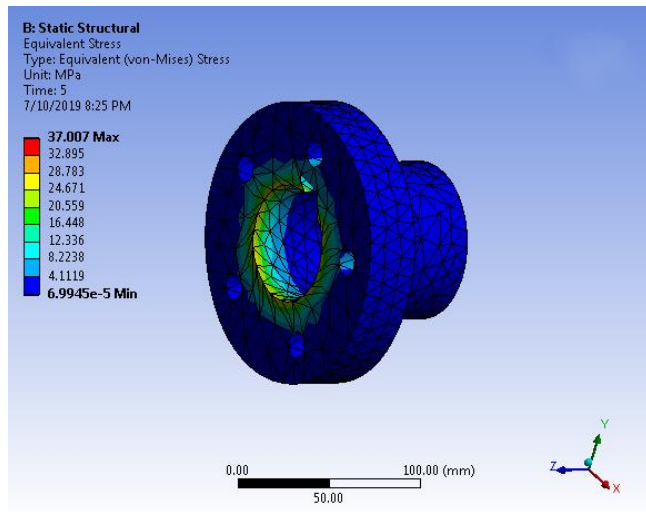


Gambar 4.23 *Boundary Condition Flange Hub*

Boundary Condition adalah proses pemberian gaya-gaya yang bekerja di suatu model serta beberapa inputan lainnya. Pada model kali ini inputan yang dimasukkan antara lain :

- Rotational Velocity 3,07 rad/s
- Moment 792,63 N.m
- Fix Support Pada PCD Baut

c. Hasil Equivalent (von-Mises) Stress pada Flange Hub



Gambar 4.24. Hasil von-Mises Stress Pada *Flange Hub*

Tabel 4.22 Hasil von-Mises Stress Pada *Flange Hub*

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	37,007	MPa
Average	1,6524	MPa
Min	$6,99 \cdot 10^{-5}$	MPa
Yield Strenght Material	240	N/mm ²

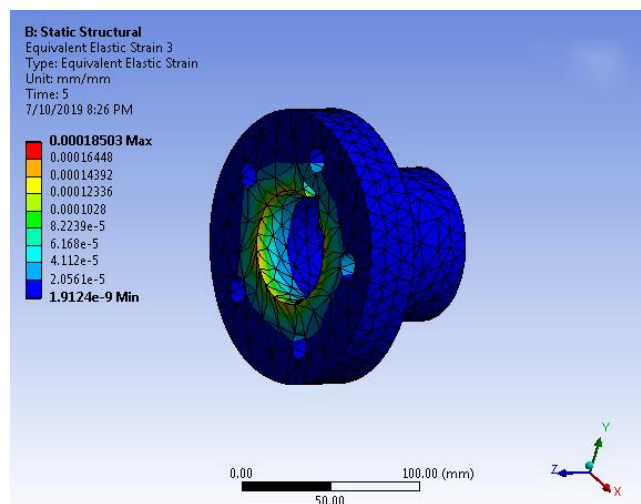
Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.24 , nilai von-Mises Stress terbesar 37,007 Mpa terjadi pada bagian radius dalam flange hub , hampir seluruh bagian dalam radius flange hub memiliki nilai stress yang sama. Nilai von-Mises Stress terkecil terjadi di bagian hub. Untuk material Cast Stainless Steel, yield strengthnya sebesar 240 MPa . Dengan demikian dapat disimpulkan desain aman digunakan.

Dari tegangan maksimum yang diperoleh perlu dilakukan standarisasi untuk mengetahui kemampuan part dalam menerima beban. Mengacu pada ABS ‘safehull-Dynamic loading approach’ for Floating Production, Storage and Offloading (FPSO) System (2001), Dijelaskan bahwa tegangan maksimum von mises harus lebih kecil sama dengan 70% tegangan yield strength. Diketahui bahwa material yang digunakan adalah Cast Stainless Steel nilai yield strength untuk material tersebut adalah 240 MPa, maka:

$$37,007 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 240 \text{ MPa}$$

$$37,007 \text{ MPa} \leq 168 \text{ Mpa (memenuhi)}$$

d. Hasil Equivalent Elastic Strain pada Flange Hub

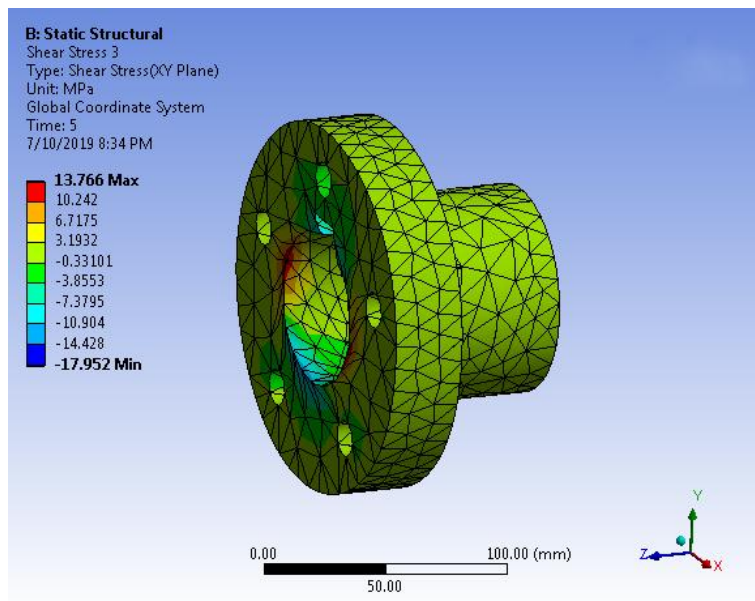
Gambar 4.25. Equivalent Elastic Strain Pada *Flange Hub*

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.25, nilai *equivalent elastic strain* terbesar terjadi pada bagian tepi permukaan dalam *flange hub* sebesar $1,8503 \cdot 10^{-4}$ mm/mm dan nilai rata-rata terjadi dari tepi dalam yang kearah kedudukan baut pada bagian *flange* sebesar $8,969,5 \cdot 10^{-6}$ mm/mm , dan nilai terkecil *equivalent elastic strain* sebesar $1.9124 \cdot 10^{-9}$ mm/mm.

Tabel 4.23 Hasil *Equivalent Elastic Strain* Pada *Flange Hub*

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$1,8503 \cdot 10^{-4}$	mm/mm
Average	$8,969,5 \cdot 10^{-6}$	mm/mm
Min	$1.9124 \cdot 10^{-9}$	mm/mm

e. Hasil *Sheer Stress* pada *Flange Hub*



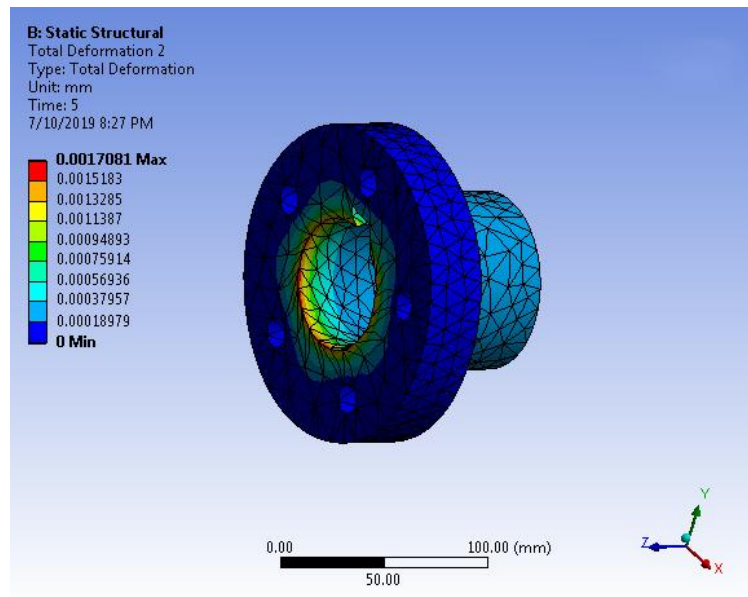
Gambar 4.26. *Sheer Stress* Pada *Flange Hub*

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.26 , nilai *sheer stress* terbesar hampir terjadi merata pada keseluruhan *flange hub* , nilai *sheer stress* terbesar pada *flange hub* sebesar 13,766 Mpa , nilai rata-rata *sheer stress* pada *flange hub* sebesar $-1,308 \cdot 10^{-3}$ Mpa , dan nilai *sheer stress* terkecil pada *flange hub* sebesar -17,952 Mpa.

Tabel 4.24 Hasil *Sheer Stress* Pada *Flange Hub*

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	13,766	MPa
Average	$-1.308 \cdot 10^{-3}$	MPa
Min	-17,952	MPa

f. Hasil Total Deformation pada Flange Hub

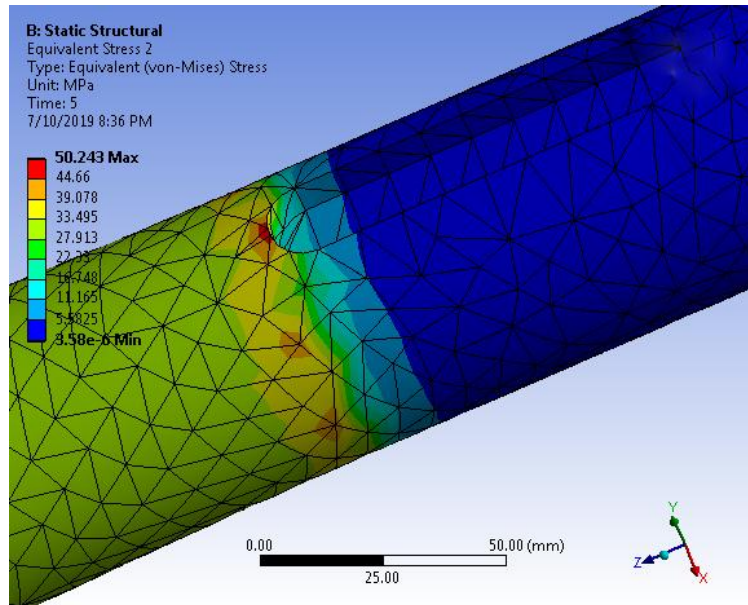
Gambar 4.27. Total Deformation Pada *Flange Hub*

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.27, nilai *total deformation* pada *flange hub* terbesar pada bagian tepi permukaan bagian dalam *flange hub* sebesar $1,7081 \cdot 10^{-3}$ mm/mm, sedangkan hampir seluruh bagian hub mengalami deformasi dengan nilai rata-rata sebesar $1,9233 \cdot 10^{-4}$, sedangkan pada bagian flange mengalami deformasi terkecil.

Tabel 4.25 Hasil Total Deformation Pada *Flange Hub*

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$1,7081 \cdot 10^{-3}$	mm/mm
Average	$1,9233 \cdot 10^{-4}$	mm/mm
Min	0	mm/mm

g. Hasil Equivalent (von-Mises) Stress pada Rumah Pasak di Shaft



Gambar 4.28. von-Mises Stress Pada Rumah Pasak di Shaft

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.28, nilai von-Mises Stress terbesar 50,243 Mpa terjadi pada bagian tengah-tengah diujung rumah pasak, sedangkan pada poros yang menuju turbin hampir memiliki nilai stress rata-rata yang sama. Nilai von-Mises Stress terkecil terjadi di bagian poros yang menuju *gearbox* sebesar $3,58 \cdot 10^{-6}$ MPa. Untuk material AISI 4340 Stell Normalized, yield strengthnya sebesar 710 MPa. Dengan demikian dapat disimpulkan desain aman digunakan.

Dari tanganan maksimum yang diperoleh perlu dilakukan standarisasi untuk mengetahui kemampuan part dalam menerima beban. Mengacu pada ABS 'safehull-Dynamic loading approach' for Floating Production, Storage and Offloading (FPSO) System (2001), Dijelaskan bahwa tegangan maksimum von mises harus lebih kecil sama dengan 70% tegangan yield strength. Diketahui bahwa material yang digunakan adalah AISI 4340 Stell Normalized nilai yield strength untuk material tersebut adalah 710 MPa, maka:

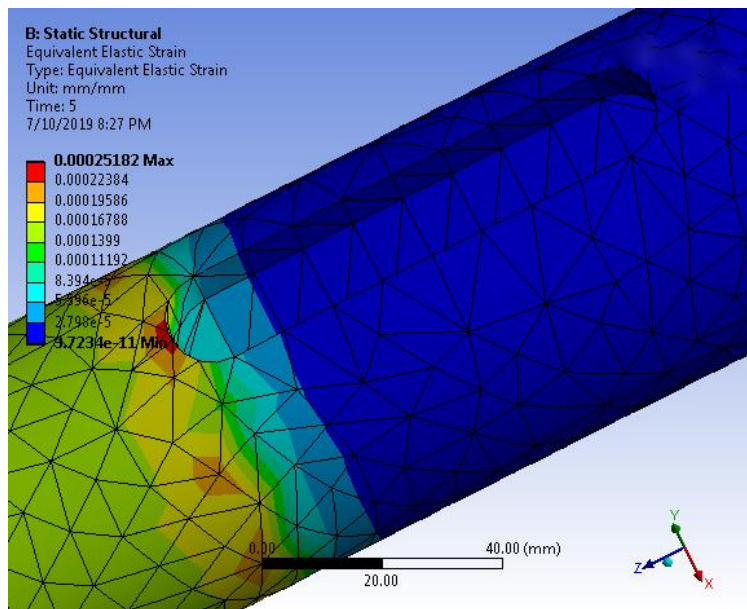
$$50,243 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 710 \text{ MPa}$$

$$50,243 \text{ MPa} \leq 497 \text{ Mpa (memenuhi)}$$

Tabel 4.26 Hasil von-Mises Stress Pada Rumah Pasak di Shaft

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	50,243	MPa
Average	12,943	MPa
Min	$3,58 \cdot 10^{-6}$	MPa
Yield Strenght Material	710	N/mm ²

h. Hasil Equivalent Elastic Strain pada Rumah Pasak di Shaft



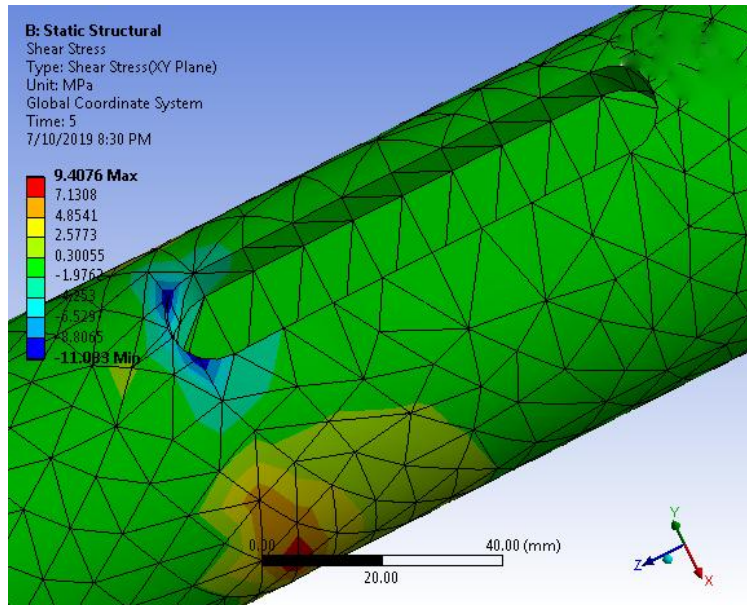
Gambar 4.29. Equivalent Elastic Strain Pada Rumah Pasak di Shaft

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.29, nilai *elastic strain* terbesar terjadi pada tengah-tengah diujung rumah pasak sebesar $2,5182 \cdot 10^{-4}$ mm/mm dan nilai rata-rata *elastic strain* terjadi pada shaft pada daerah ujung rumah pasak yang merata secara melingkar sebesar $6,5966 \cdot 10^{-5}$ mm/mm, dan nilai terkecil *elastic strain* sebesar $3,723 \cdot 10^{-11}$.

Tabel 4.27 Hasil Equivalent Elastic Strain Pada Rumah Pasak di Shaft

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$2,5182 \cdot 10^{-4}$	mm/mm
Average	$6,5966 \cdot 10^{-5}$	mm/mm
Min	$3,723 \cdot 10^{-11}$	mm/mm

i. Hasil *Sheer Stress* pada Rumah Pasak di Shaft



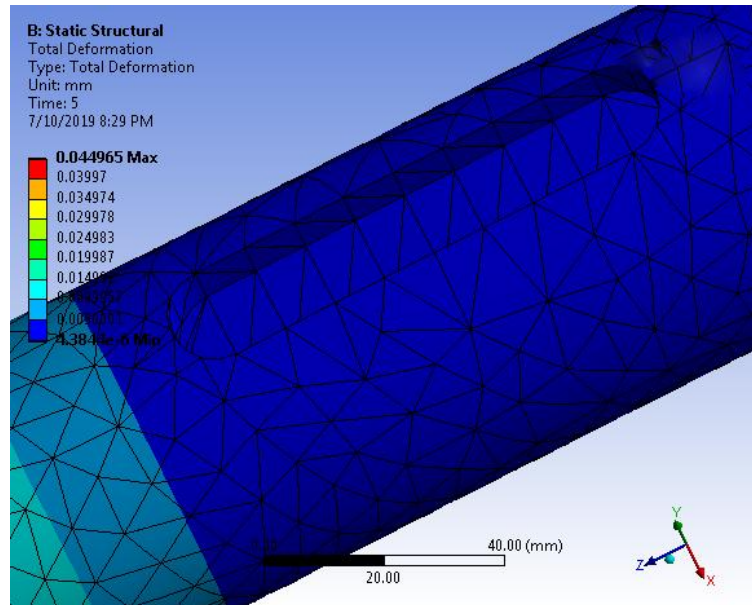
Gambar 4.30. *Sheer Stress* Pada Rumah Pasak di Shaft

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.30 , nilai *sheer stress* terbesar hampir terjadi merata pada keseluruhan kontak antara poros dengan flange hub , nilai *sheer stress* terbesar pada bagian poros , tidak pada bagian rumah pasak yaitu sebesar 11,083 Mpa , nilai rata-rata *sheer stress* pada poros sebesar $-7,234 \cdot 10^{-3}$ Mpa , dan nilai *sheer stress* terkecil pada tengah-tengah diujung rumah pasak sebesar -11,083 Mpa.

Tabel 4.28 Hasil *Sheer Stress* Pada Rumah Pasak di Shaft

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	11,083	MPa
Average	$-7,234 \cdot 10^{-3}$	MPa
Min	-11,083	MPa

j. Hasil Total Deformation pada Rumah Pasak di Shaft



Gambar 4.31. Total Deformation Pada Rumah Pasak di Shaft

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.31, nilai total deformation pada poros, khususnya poros yang telah di modifikasi sebagai rumah pasak terbesar pada bagian yang mendekati dengan turbin sebesar $14,496510^{-2}$ mm/mm, sedangkan nilainya semakin mengecil kearah menjauhi turbin dengan nilai rata-rata $8,6585 10^{-3}$ mm/mm dan nilai terkecil terjadi di poros yang digunakan sebagai rumah pasak sebesar $4,3844 10^{-6}$ mm/mm.

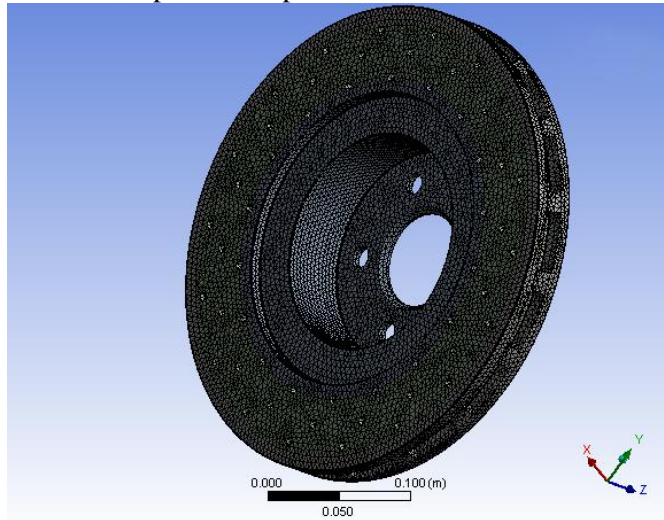
Tabel 4.29 Hasil Total Deformation Pada Rumah Pasak di Shaft

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$4,496510^{-2}$	mm/mm
Average	$8,6585 10^{-3}$	mm/mm
Min	$4,3844 10^{-6}$	mm/mm

4.4.2 Analisa Model Disc Brake

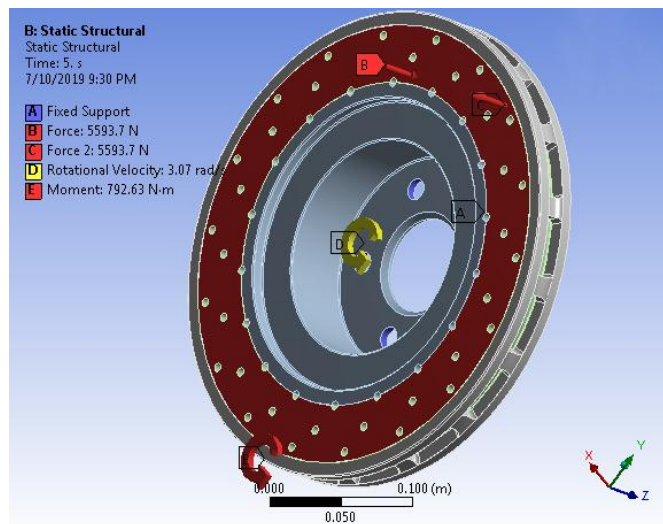
a. Meshing Model

Pada proses meshing model disc brake ini memiliki 456685 nodes dan 295178 element. Mesher otomatis dalam perangkat lunak menghasilkan mesh berdasarkan ukuran elemen global, toleransi, dan spesifikasi kontrol mesh lokal. Kontrol jala memungkinkan dalam menentukan berbagai ukuran elemen untuk komponen, permukaan, tepi, dan simpul.



Gambar 4.32 Hasil Meshing Disc Brake

b. Boundary Condition

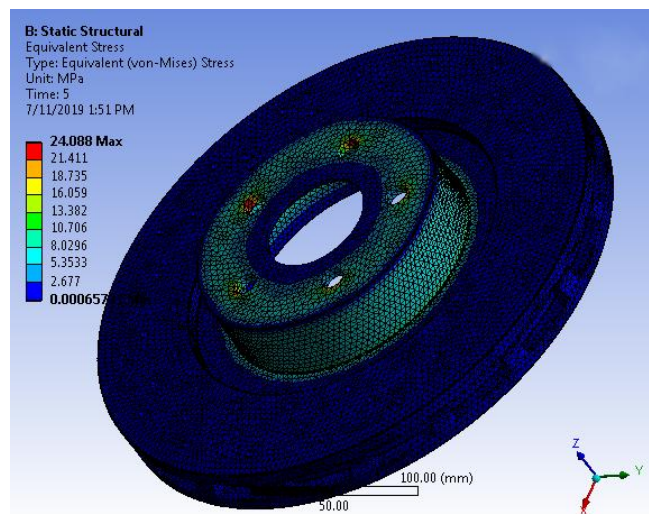


Gambar 4.33 Boundary Condition Disc Brake

Boundary Condition adalah proses pemberian gaya-gaya yang bekerja di suatu model serta inputan lainnya. Berdasarkan gambar 4.33 model disc brake diberikan beberapa inputan yang dimasukkan antara lain :

- Rotational Velocity 3,070 rad/s
- Moment 792,63 N.m
- Force 1 5593,72 N
- Force 2 5593,72 N
- Fix Support di Lubang PCD Baut

c. Hasil Equivalent (von-Mises) Stress pada *Disc Brake*



Gambar 4.34. von-Mises Stress Pada *Disc Brake*

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.34, nilai von-Mises Stress pada komponen *disc brake* dengan nilai terbesar 24,088 Mpa terjadi pada bagian lubang baut, kelima lubang baut mengalami nilai von-Mises Stress yang sama. Nilai von-Mises Stress terkecil terjadi di bagian *disc brake* yang terkena kontak langsung dengan kampas rem dengan nilai von-Mises Stress sebesar $6,572 \cdot 10^{-4}$ MPa. Untuk material *cast carbon steel*, yield strengthnya sebesar 248,168 MPa. Dengan demikian dapat disimpulkan desain aman digunakan.

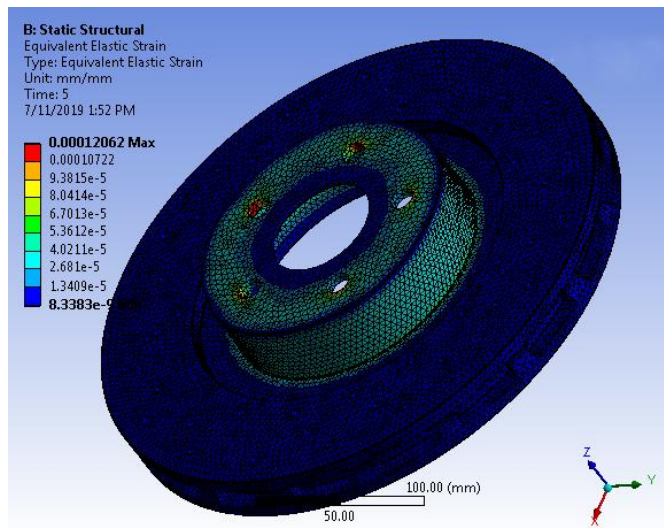
Dari tegangan maksimum yang diperoleh perlu dilakukan standarisasi untuk mengetahui kemampuan part dalam menerima beban. Mengacu pada ABS 'safehull-dynamic loading approach' for Floating Production, Storage and Offloading (FPSO) System (2001), Dijelaskan bahwa tegangan maksimum von mises harus lebih kecil sama dengan 70% tegangan yield strength. Diketahui bahwa material yang digunakan adalah *cast carbon steel* nilai yield strength untuk material tersebut adalah 248,168 MPa, maka:

$$24,088 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 248,168 \text{ MPa}$$

$$24,088 \text{ MPa} \leq 173,787 \text{ Mpa (memenuhi)}$$

Tabel 4.30 Hasil von-Mises Stress Pada *Disc Brake*

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	24,088	MPa
Average	1,1836	MPa
Min	$6,572 \cdot 10^{-4}$	MPa
Yield Strenght Material	248,168	N/mm ²

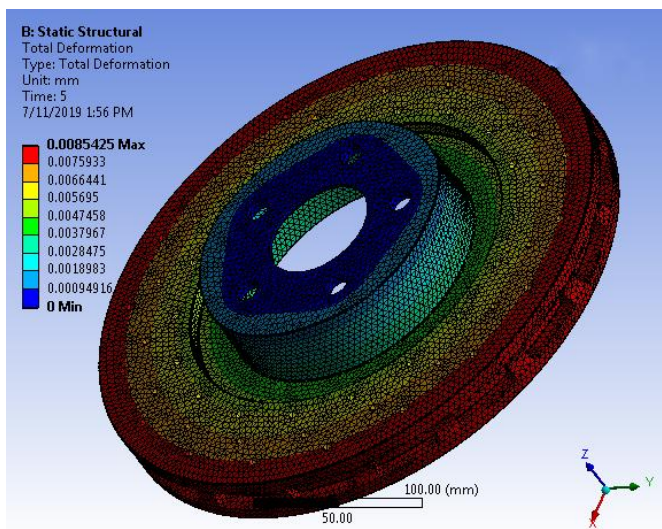
d. Hasil Equivalent Elastic Strain pada *Disc Brake*Gambar 4.35. Equivalent Elastic Strain Pada *Disc Brake*

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.35, nilai Equivalent Elastic Strain pada komponen *disc brake* dengan nilai terbesar $1,2062 \cdot 10^{-4}$ mm/mm terjadi pada bagian lubang baut, kelima lubang baut mengalami nilai von-Mises Stress yang sama. Nilai Equivalent Elastic Strain terkecil terjadi di bagian *disc brake* yang terkena kontak langsung dengan kampas rem dengan nilai sebesar $8,3383 \cdot 10^{-9}$ mm/mm.

Tabel 4.31 Hasil Equivalent Elastic Strain Pada *Disc Brake*

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$1,2062 \cdot 10^{-4}$	mm/mm
Average	$5,9857 \cdot 10^{-6}$	mm/mm
Min	$8,3383 \cdot 10^{-9}$	mm/mm

e. Total Deformation Disc Brake

Gambar 4.36. Total deformation Pada *Disc Brake*

Berdasarkan hasil simulasi *finite element method* yang terdapat pada gambar 4.36, nilai total deformation pada *disk brake* terbesar pada bagian yang radius terluar terutama pada bagian yang terdapat sudu-sudu cekungan yang digunakan untuk ventilasi yaitu sebesar $8,5425 \cdot 10^{-3}$ mm/mm, sedangkan nilainya semakin mengecil kearah titik pusat lingkaran *disc brake* dengan nilai rata-rata $6,074 \cdot 10^{-3}$ mm/mm dan nilai terkecil terjadi di tempat lubang baut yang dipasang kedudukan flange hub.

Tabel 4.32 Hasil total deformation Pada *Disc Brake*

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$8,5425 \cdot 10^{-3}$	mm/mm
Average	$6,074 \cdot 10^{-3}$	mm/mm
Min	0	mm/mm

“ Halaman ini sengaja dikosongkan ”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

1. Pada tugas akhir perancangan sistem pengereman pada pembangkit listrik tenaga arus laut turbin sumbu vertikal ini menggunakan sistem pengereman hidrolik dengan menggunakan piringan cakram / *disc brake*.
2. Perancangan piringan cakram / *disc brake* yang digunakan memiliki diameter dalam 210 mm , diameter luar 335 mm , tebal 32 mm dan memiliki *pitch circle diameter* baut 112 mm. Menggunakan bahan *cast carbon steel* dengan kekuatan material yield strength 248,168 MPa dan tensile strength 482,549 MPa.
3. Perencanaan dudukan piringan cakram menggunakan flange hub dengan tebal flange 30 mm, diameter flange 154 mm, diameter hub 86 mm, panjang flange hub 90 mm dengan menggunakan material *cast stainless stell*, serta dilengkapi pasak dengan jenis *square key* dengan ukuran 18 x 18 x 90 mm sebagai pengaman.
4. Kampas rem direncanakan menggunakan material *semi-metallic* dengan luas permukaan kontak 56,12 cm² yang akan ditekan kaliper rem dengan jenis *fix caliper monoblock* yang dilengkapi 4 piston dengan diameter 42 mm.
5. Besarnya gaya pengereman untuk menekan salah satu sisi kampas rem sebesar 5593,72 N dengan waktu pengereman selama 5 detik.
6. Tegangan maksimum yang terjadi pada struktur *flange hub* sebagai dudukan piringan cakram sebesar 37,007 MPa tegangan tersebut dianggap aman karena tegangan yang terjadi kurang dari presentase tegangan izin dari material struktur yaitu $\sigma_{actual} \leq 168$ MPa.
7. Tegangan maksimum yang terjadi pada struktur poros sebagai tempat *flange hub* sebesar 50,243 MPa tegangan tersebut dianggap aman karena tegangan yang terjadi kurang dari presentase tegangan izin dari material struktur yaitu $\sigma_{actual} \leq 479$ MPa
8. Tegangan maksimum yang terjadi pada struktur *disc brake* sebesar 24,088 MPa tegangan tersebut dianggap aman karena tegangan yang terjadi kurang dari presentase tegangan izin dari material struktur yaitu $\sigma_{actual} \leq 173,78$ MPa

5.2. Saran

Saran untuk perancangan pembangkit listrik tenaga arus turbin sumbu vertikal ini adalah perlu dilakukan validasi dengan menggunakan alat-alat sesuai desain sistem pengereman dengan skala 1:1 agar mengetahui hasil yang lebih mendekati desain yang diinginkan dan juga perlu dilakukan analisis dari segi biaya agar didapat biaya yang seminimal mungkin tetapi tetap dapat diaplikasikan untuk desain secara aman.

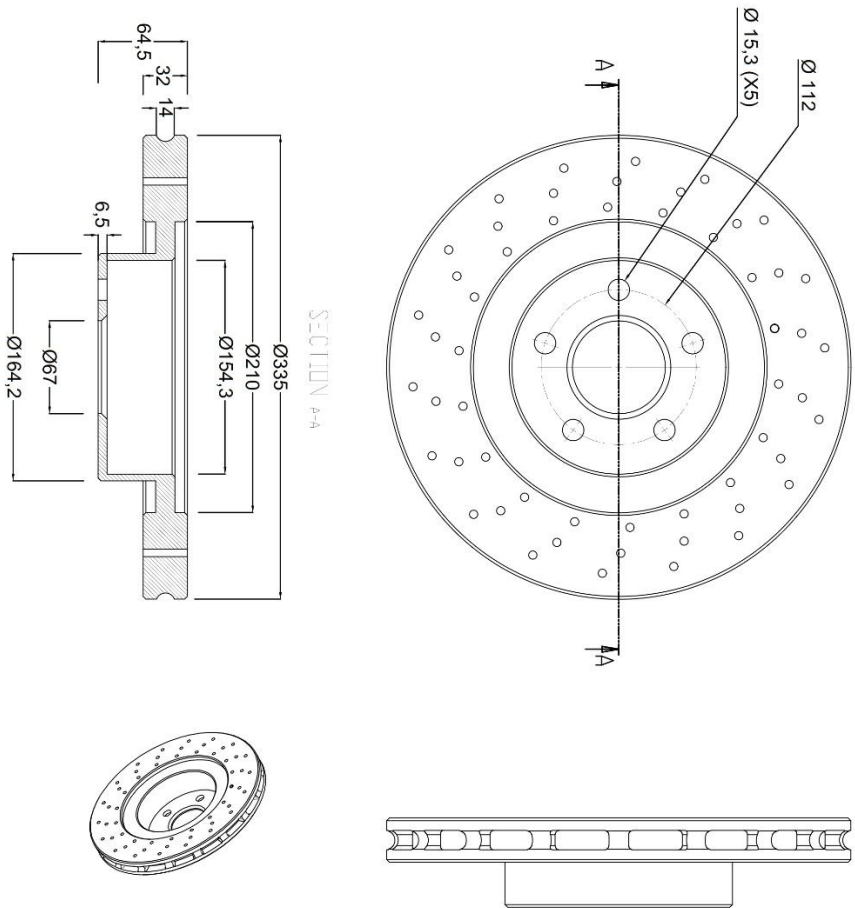
“ Halaman ini sengaja dikosongkan ”

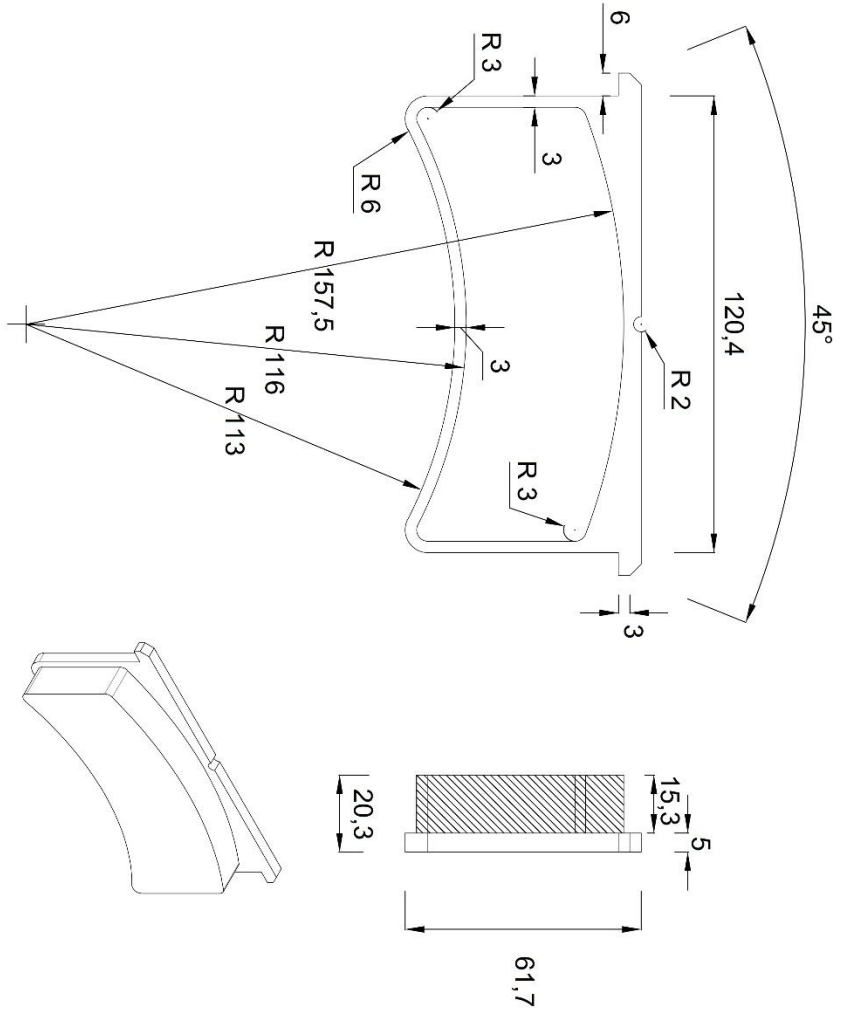
DAFTAR PUSTAKA

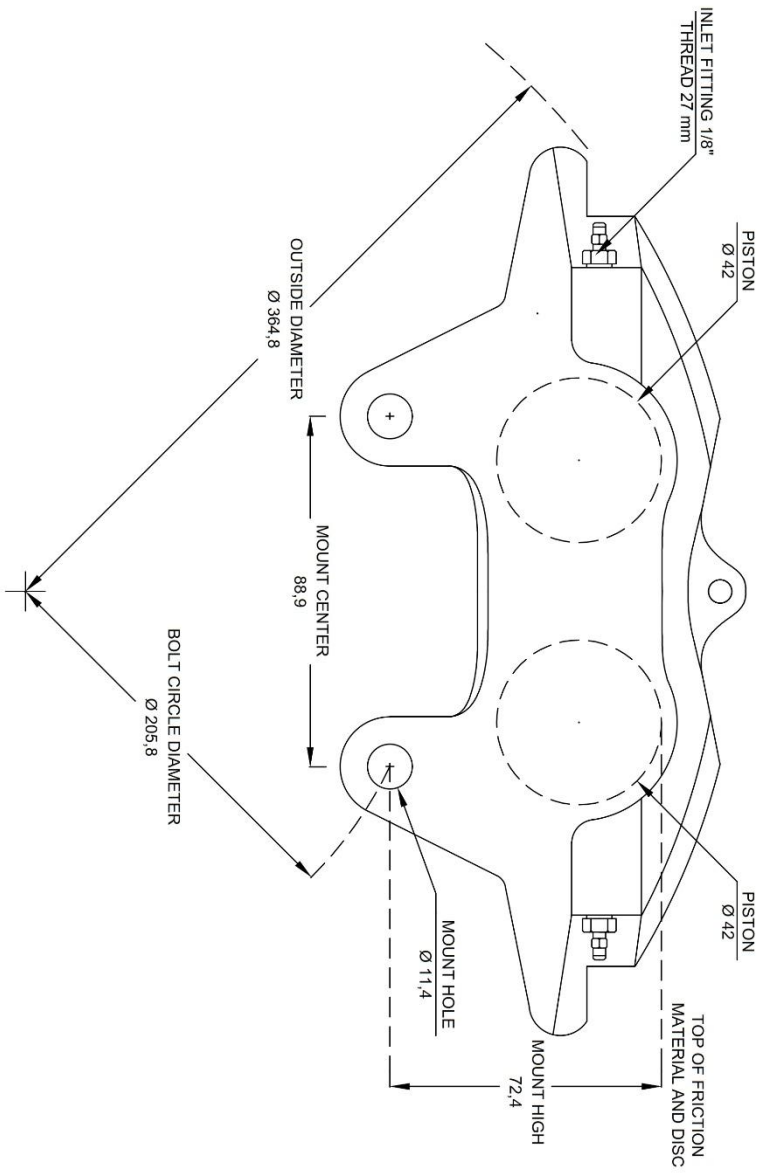
- [1]. Rivantoro, Fivid. Irfan Syarif Arief. 2015. *Studi Pemilihan Desain Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL) Menggunakan Metode Analytical Hierarchy Process (AHP)*, Surabaya : Fakultas Teknologi Kelautan ITS.
- [2]. Yuningsih, A. 2010. *Penelitian Potensi Energi Arus Laut Sebagai Sumber Energi Baru Terbarukan Di Perairan Tayopakeh Nusa Penida Bali*. Bandung : Pusat Penelitian & Pengembangan Geologi Kelautan.
- [3]. LPPM-ITS. 2016. *Sistem Transmisi Mekanik Dan Elektrik*. Surabaya : Teknik Sistem Perkapalan ITS.
- [4]. Duxbury, A.A. and Sverdrup, K.A., 2000. *An Introduction to The World's Ocean*,. McCrawHill, USA.
- [5]. DNV GL ST-0164 . 2015. *Tidal Turbine*.
- [6]. Suga, K. & Sularso, I., 2002. *Dasar Perencanaan & Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.
- [7]. Mott, R. L., 2004. *Machine Elements in Mechanical Design*. New Jersey: Pearson Education.
- [8]. Rao, Srinivasa. Prasad, P Banu. 2018. *Design and Analysis of a Braking System for Archimedes Wind Turbine*. India : Department of Mechanical Engineering MVGR Collage of Engineering.
- [9]. Beben Rahmat,Ediar Usman dan Dida Kusnidar. 2012. *Potensi Arus Laut dan Konversi Daya Listrik Sebagai Energi Baru Terbarukan Di Perairan Palalawan Dan Indragiri Hilir, Provinsi Riau*. Puslitbang Geologi Kelautan,Kementrian Energi dan Sumber Daya Mineral.
- [10].Usail, Zaqa. 2017. *Studi Kekuatan Mekanisme Penahan Lengan Turbin Pada Floating Platform PLTAL*. Surabaya : Fakultas Teknologi Kelautan ITS.
- [11].Astamar Zainul.1984. *Mekanika Teknik (Mechanics Of Material)*. Penerbit Erlangga. Jakarta.
- [12].Harris, C.O. 1982. *Statics and Strength of Materials*. John Wiley & Sons, Inc., United States of America.
- [13]. Khurmi, RS. Gupita ,JK. 2005. *Machine Design*. Ram Nagar, New Delhi.

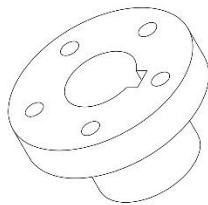
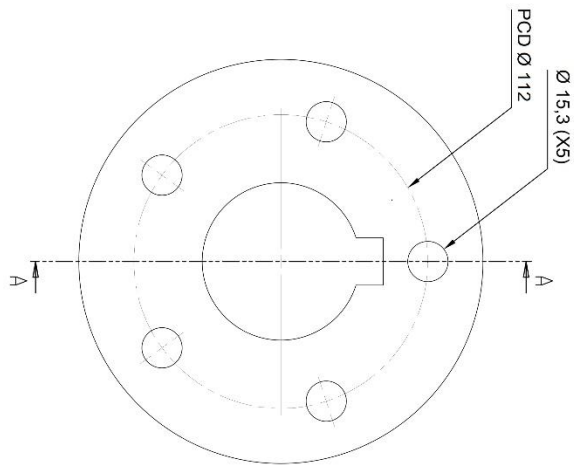
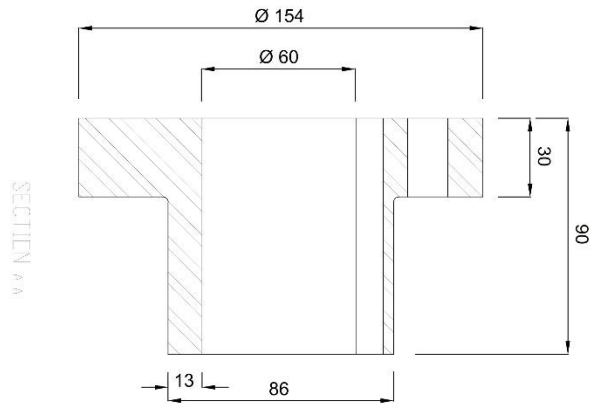
“ Halaman ini sengaja dikosongkan ”

LAMPIRAN









BIODATA PENULIS



Fauzi Imam Hidayat merupakan nama yang diberikan Bapak Heru Mulyono dan Ibu Nurhayati kepada penulis. Dilahirkan di Banjarnegara pada 13 Oktober 1995 sebagai anak bungsu dari tiga bersaudara. Penulis dibesarkan di lingkungan Kelurahan Kalibenda, Kecamatan Sigaluh, Kabupaten Banjarnegara, Jawa Tengah. Penulis memulai studi di SD Negeri 1 Kalibenda selama enam tahun dan lulus pada tahun 2007. Melanjutkan jenjang berikutnya di SMP Negeri 2 Banjarnegara dan SMA 1 Banjarnegara jurusan IPA. Kemudian pada tahun 2013 penulis melanjutkan studi kembali jenjang perguruan tinggi diploma 3 jurusan Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro. Setelah mempuih pendidikan diploma selama tiga tahun penulis memulai karir pertamanya

sebagai *Quality Control Inspector* bangunan kapal baru di PT DML Dockyard. Pada tahun 2017 penulis melanjutkan kembali jenjang perguruan tinggi Strata 1 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengambil jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan. Dalam perkuliahan penulis mengabil penelitian untuk Tugas Akhir pada bidang studi *Marine Manufacturing and Design* (MMD). Selama masa perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan akademis maupun non-akademis.

Fauzi Imam Hidayat
Fauzihidayat.17042@gmail.com