

**TUGAS AKHIR – ME184834**

**PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI *GEARBOX*  
PADA SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS LAUT**

**AAN AGUS HENDRIANTO**  
NRP. 0421154000033

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**





**TUGAS AKHIR – ME184834**

**PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI *GEARBOX*  
PADA SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS LAUT**

AAN AGUS HENDRIANTO  
NRP. 0421154000033

**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**

**DESIGN MECHANISMS OF GEARBOX TRANSMISSION SYSTEM ON  
OCEAN CURRENTS POWER PLANT SYSTEM**

AAN AGUS HENDRIANTO  
NRP. 0421154000033

**Supervisor**

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

**DEPARTEMEN OF MARINE ENGINEERING  
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2019**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# LEMBAR PENGESAHAN

## PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI GEARBOX PADA SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS LAUT

### 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:  
**AAN AGUS HENDRIANTO**  
NRP. 04211540000033

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

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

Achmad Baidowi, S.T., M.T.  
NIP. -



**SURABAYA**  
**JULI, 2019**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



# LEMBAR PENGESAHAN

## PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI GEARBOX PADA SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS LAUT

### 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:

**AAN AGUS HENDRIANTO**  
NRP. 0421154000033

Disetujui Oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan

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



**SURABAYA**  
**JULI, 2019**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI *GEARBOX* PADA SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS LAUT**

Nama : Aan Agus Hendrianto  
NRP : 0421154000033  
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan  
Dosen Pembimbing 1 : Irfan Syarief Arief, ST., MT.  
Dosen Pembimbing 2 : Achmad Baidow, ST., MT.

### **ABSTRAK**

Perinsip kerja pembangkit listrik tenaga arus laut (PLTAL) yaitu adanya arus laut yang menggerakkan sebuah prime mover (turbin) untuk berputar dan di transmisikan ke *gearbox* lalu di teruskan ke generator pembangkit untuk mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. Salah satu komponen utama pembangkit listrik tenaga arus laut adalah *gearbox*. *Gearbox* digunakan untuk mempercepat putaran dari poros *prime mover* ke poros generator agar putaran yang dibutuhkan oleh generator sesuai dengan spesifikasi generator itu sendiri. *Speed Reducer* (perubah kecepatan) adalah alat yang berfungsi untuk merubah (menaikkan atau menurunkan) kecepatan putaran. *Speed reducer* yang diperlukan adalah penaik kecepatan. Apabila putaran turbin lambat, maka harus dipercepat agar putaran yang dibutuhkan generator untuk bekerja maksimal dapat dicapai. Kecepatan putaran yang tepat pada generator diperlukan sebagai salah satu syarat agar listrik yang dihasilkan dapat optimal sesuai dengan spesifikasi generator. Bila putaran generator tidak tepat (kurang atau melampaui batas yang direkomendasikan) dapat merusak generator. Oleh karena itu diperlukan perhitungan dan perancangan mekanisme sistem transmisi *gearbox* yang tepat untuk memilih *speed reducer* pada pembangkit listrik tenaga arus laut. Tugas akhir ini memiliki dua alternatif disain, single stage planetary dan double satge planetary. Dengan dilakukan perhitungan dan perancangan didapatkan hasil, bahwa tipe *gearbox* yang dipilih untuk keperluan pembangkit listrik adalah tipe *Double stage planetary*.

Kata kunci : Perancangan, *Gearbox*, *Planetary Gear*, Pembangkit Listrik

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **DESIGN MECHANISM OF GEARBOX TRANSMISSION SYSTEM ON OCEAN CURRENTS POWER PLANT SYSTEM**

Nama : Aan Agus Hendrianto  
NRP : 0421154000033  
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan  
Dosen Pembimbing 1 : Irfan Syarief Arief, ST., MT.  
Dosen Pembimbing 2 : Achmad Baidow, ST., MT.

### **ABSTRACT**

The principle of the work of ocean current power plants (PLTAL) is the presence of ocean currents that drive a prime mover (turbine) to spin and transmit to the gearbox then forward to the generator to convert mechanical energy into electrical energy. One of the main components of ocean current power plants is the gearbox. Gearbox is used to accelerate the rotation of the prime mover shaft to the generator shaft so that the rotation needed by the generator is in accordance with the specifications of the generator itself. Speed Reducer is a device that serves to change (increase or decrease) the speed of rotation. The speed reducer required is speed increase. If the turbine rotation is slow, it must be accelerated so that the rotation needed by the generator to work optimally can be achieved. The right rotation speed on the generator is needed as one of the conditions so that the electricity produced can be optimal according to the generator specifications. If the generator rotation is not right (less or exceeding the recommended limit) it can damage the generator. Therefore it is necessary to calculate and design the right gearbox transmission mechanism to select speed reducers in ocean current power plants. This final project has two alternative designs, single stage planetary and double stage planetary. By calculating and designing the results obtained, that the type of gearbox selected for the purpose of the power plant is a Double stage planetary type.

Keywords: Design, Gearbox, Planetary Gear, Power Plant

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur alhamdulillah kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis mampu untuk menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “Perancangan Mekanisme Sistem Transmisi *Gearbox* pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut”. 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 dan dukungan yang sangat berarti dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan banyak rasa terimakasih khususnya kepada:

1. Bapak Sudarto dan Ibu Sunami selaku orangtua penulis yang telah mendukung penulis secara lahir batin.
2. Bapak Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, ST., MT, selaku kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
3. Bapak Irfan Syarief Arief, ST., MT dan Achmad Baidow, ST., MT, selaku dosen pembimbing penulis yang senantiasa memberikan motivasi, meluangkan waktu dan mengarahkan alur pengerjaan tugas akhir penulis.
4. Bapak Ir. Hari Prastowo, M.Sc, selaku dosen wali penulis yang selalu memberikan motivasinya kepada penulis.
5. Bapak-bapak dosen dan teknisi Lab MMD yang selalu memberikan arahan dalam menggunkan *software* penunjang tugas akhir penulis.
6. Fauzi yang telah memberi pinjam laptop untuk pengerjaan simulasi dalam tugas akhir penulis.
7. Ronald yang telah mendukung penulis dalam pengerjaan tugas akhir di kos.
8. Teman-teman pehobi merpati penulis (Kobil, Ananta, Monyet, Danis, David, Fajar, Dian, Ridho dan Ovan Geri) yang telah menyempatkan berbagi canda tawa dan hiburan kepada penulis ketika penulis merasa jenuh mengerjakan tugas akhir.
9. Teman-teman UKM PSHT & UKM KSR PMI ITS yang telah memberikan motivasinya kepada penulis.
10. Rekan laborotium MMD, yang telah memberikan dukungan kepada penulis.
11. Fauzi, Ciscus, Rizky, dan Asshiddiqi. Selaku partner satu bimbingan tugas akhir penulis.
12. Seluruh mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan, yang telah memberikan semangat dan bantuannya kepada penulis selama perkuliahan.
13. Bapak Aripin, Mas Ari, Mas eko, Mas Supri, selaku teman penghuni kos penulis yang telah banyak mendukung penulis.

14. Pihak-pihak yang terlibat dalam penyusunan skripsi yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa penelitian yang dilakukan dalam tugas akhir ini masih memiliki banyak 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



## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRAK.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	2
1.3. Batasan.....	2
1.4. Tujuan.....	2
1.5. Manfaat.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	3
2.1 Sistem Transmisi <i>Gear Box</i> .....	3
2.2 Planetary Gear.....	3
2.3 Roda Gigi.....	5
2.4 Roda Gigi Lurus.....	5
2.5 Geometri Roda Gigi.....	6
2.6 Rumus Dasar Roda Gigi.....	7
a. Perbandingan.....	7
b. Pitch.....	7
1. Circular pitch.....	7
2. Diametral pitch.....	7
3. Sistem metric modul.....	8
c. Standar ukuran roda gigi.....	9
d. Pressure angle (sudut tekan).....	11
e. Beban gigi.....	12
f. Menentukan tebal roda gigi.....	12
g. Mencari gaya dan beban pada roda gigi.....	12
- Mencari nilai <i>pitch line velocity</i> .....	12
- Mencari beban dinamis.....	12
h. Menghitung Beban Lentur Metode Lewis.....	13
i. Menghitung Beban Keausan Metode Buckingham.....	13
j. Menghitung Stress pada Akar Gigi Metode AGMA.....	14
k. Menghitung Kontak Stress pada Gigi Metode AGMA.....	14
2.7 Basic Dynamic Load Bearing.....	15
a. Design Life.....	15
b. Basic Dynamic Load Rating.....	15
c. Required Basic Dynamic Load Rating.....	15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	17
3.1 Umum.....	17
3.2 Identifikasi Dan Perumusan Masalah.....	18

3.3	Studi Literatur .....	18
3.4	Pengumpulan Data .....	18
3.5	Perencanaan Mekanisme Sistem Gearbox.....	18
3.6	Perhitungan Roda Gigi Dan Poros .....	18
3.7	Pembuatan Model .....	18
<b>BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN .....</b>		<b>19</b>
4.1.1	Metode Operasional Platform .....	19
	a. Kondisi Standby.....	19
	b. Kondisi operasional.....	19
4.1.2	Menentukan RPM Turbin.....	19
4.1.3	Generator .....	20
4.1.4	Perencanaan Gear Box .....	21
4.1.5	Single Stage Transmission .....	21
	A. Perhitungan Gear .....	22
	1. Perhitungan Rasio.....	22
	2. Penentuan Jumlah Gigi .....	22
	3. Kecepatan Anguler .....	23
	4. Menghitung Diameter of Pitch Circle.....	23
	5. Perhitungan Torsi .....	24
	6. Perhitungan Dynamic Load .....	27
	7. Pemilihan Material .....	27
	8. Perhitungan Ketebalan Gear .....	28
	9. Perhitungan Wear Load / Beban Keausan (Metode Buckingham).....	29
	10. Perhitungan Bending Load / Beban Lentur (Metode Lewis) .....	30
	11. Perhitungan Dengan Metode AGMA .....	30
	a. Perhitungan Stress pada Akar Gigi .....	30
	b. Menghitung Stres Desain Maksimal yang Diizinkan .....	31
	c. Menghitung Stress Kontak Gigi.....	32
	d. Menghitung Kontak Stres Desain yang Diizinkan .....	32
	B. Perhitungan Poros.....	34
	1. Perhitungan Poros Sun.....	34
	a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal .....	34
	b. Momen bending pada sumbu horisontal.....	35
	c. Free body diagram horisontal.....	35
	d. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal .....	35
	e. Momen bending pada sumbu vertikal .....	36
	f. Free body diagram vertical.....	36
	g. Momen resultant .....	36
	h. Menentukan diameter minimal poros .....	36
	2. Perhitungan Poros Planet.....	37
	a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal .....	38
	b. Momen bending pada sumbu horisontal.....	38
	c. Free body diagram horisontal.....	39
	d. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal .....	39
	e. Momen bending pada sumbu vertikal .....	39
	f. Free body diagram vertical.....	40

g.	Momen resultant .....	40
h.	Menentukan diameter minimal poros .....	40
3.	Perhitungan Poros Carrier .....	41
a.	Menentukan daya perencanaan .....	41
b.	Menghitung momen .....	41
c.	Tegangan geser yang diizinkan .....	41
d.	Faktor konsentrasi tegangan .....	42
e.	Faktor beban lentur .....	42
f.	Diameter poros yang ditencankan .....	42
C.	Pemilihan Bearing .....	43
1.	Spesifikasi Ball Bearing .....	43
2.	Perhitungan Rating Life .....	43
3.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Sun .....	44
4.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Planet .....	45
5.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Carrier .....	45
D.	Penggambaran Model .....	46
E.	Stress Analays .....	48
1.	Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Sun .....	48
2.	Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Planet .....	49
4.1.6	Double Stage Transmission .....	50
A.	Perhitungan Gear (transmisi 2) .....	50
1.	Perhitungan Rasio .....	50
2.	Penentuan Jumlah Gigi .....	50
3.	Kecepatan Anguler .....	51
4.	Menghitung Diameter of Pitch Circle .....	51
5.	Perhitungan Torsi .....	51
6.	Perhitungan Dynamic Load .....	53
7.	Pemilihan Material .....	53
8.	Perhitungan Ketebalan Gear .....	53
9.	Perhitungan Wear Load / Beban Keausan (Metode Buckingham) .....	54
10.	Perhitungan Bending Load / Beban Lentur (Metode Lewis) .....	55
11.	Perhitungan Dengan Metode AGMA .....	55
a.	Perhitungan Stress pada Akar Gigi .....	55
b.	Menghitung Stress Desain Maksimal yang Diizinkan .....	55
c.	Menghitung Stress Kontak Gigi .....	56
d.	Menghitung Kontak Stress Desain yang Diizinkan .....	56
B.	Perhitungan Poros (transmisi 1) .....	57
1.	Perhitungan Poros Sun .....	57
a.	Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal .....	57
b.	Momen bending pada sumbu horisontal .....	58
c.	Free body diagram horisontal .....	58
d.	Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal .....	58
e.	Momen bending pada sumbu vertikal .....	59
f.	Free body diagram vertical .....	59
g.	Momen resultant .....	59
h.	Menentukan diameter minimal poros .....	60

2.	Perhitungan Poros Planet.....	60
a.	Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal .....	61
b.	Momen bending pada sumbu horisontal.....	61
c.	Free body diagram horisontal.....	62
d.	Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal .....	62
e.	Momen bending pada sumbu vertikal .....	62
f.	Free body diagram vertical.....	63
g.	Momen resultant .....	63
h.	Menentukan diameter minimal poros .....	63
3.	Perhitungan Poros Carrier.....	64
a.	Menentukan daya perencanaan .....	64
b.	Menghitung momen .....	64
c.	Tegangan geser yang diizinkan .....	64
d.	Faktor konsentrasi tegangan.....	64
e.	Faktor beban lentur .....	65
f.	Diameter poros yang ditencankan .....	65
C.	Pemilihan Bearing (transmisi 2) .....	65
1.	Spesifikasi Ball Bearing .....	65
2.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Sun .....	65
3.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Planet .....	66
4.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Carrier .....	67
D.	Perhitungan Gear (transmisi 1) .....	67
1.	Perhitungan Rasio.....	67
2.	Penentuan Jumlah Gigi.....	67
3.	Kecepatan Anguler .....	68
4.	Menghitung Diameter of Pitch Circle.....	68
5.	Perhitungan Torsi .....	68
6.	Perhitungan Dynamic Load .....	70
7.	Pemilihan Material .....	70
8.	Perhitungan Ketebalan Gear .....	70
9.	Perhitungan Wear Load / Beban Keausan (Metode Buckingham).....	71
10.	Perhitungan Bending Load / Beban Lentur (Metode Lewis) .....	72
11.	Perhitungan Dengan Metode AGMA .....	72
a.	Perhitungan Stress pada Akar Gigi .....	72
b.	Menghitung Stress Desain Maksimal yang Diizinkan .....	73
c.	Menghitung Stress Kontak Gigi.....	73
d.	Menghitung Kontak Stress Desain yang Diizinkan .....	73
E.	Perhitungan Poros (transmisi 2).....	74
1.	Perhitungan Poros Sun.....	74
a.	Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal .....	75
b.	Momen bending pada sumbu horisontal.....	75
c.	Free body diagram horisontal.....	76
d.	Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal .....	76
e.	Momen bending pada sumbu vertikal .....	76
f.	Free body diagram vertical.....	77
g.	Momen resultant .....	77

h.	Menentukan diameter minimal poros .....	77
2.	Perhitungan Poros Planet .....	78
a.	Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal .....	78
b.	Momen bending pada sumbu horisontal.....	79
c.	Free body diagram horisontal.....	79
d.	Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal .....	79
e.	Momen bending pada sumbu vertikal .....	80
f.	Free body diagram vertical.....	80
g.	Momen resultant .....	80
h.	Menentukan diameter minimal poros .....	81
3.	Perhitungan Poros Carrier.....	81
a.	Menentukan daya perencanaan .....	81
b.	Menghitung momen .....	81
c.	Tegangan geser yang diizinkan .....	81
d.	Faktor konsentrasi tegangan.....	82
e.	Faktor beban lentur .....	82
f.	Diameter poros yang ditencankan .....	82
F.	Pemilihan Bearing (transmisi 2) .....	82
1.	Spesifikasi Ball Bearing .....	83
2.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Sun .....	83
3.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Planet .....	84
4.	Perhitungan Rating Life Bearing Poros Carrier .....	84
G.	Penggambaran Model.....	85
H.	Stress Analays .....	88
1.	Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Sun Transmisi 1.....	88
2.	Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Sun Transmisi 2.....	89
3.	Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Planet Transmisi 1 .....	90
4.	Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Planet Transmisi 2 .....	90
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....		93
5.1	Kesimpulan .....	93
5.2	Saran .....	94
DAFTAR PUSTAKA .....		95
LAMPIRAN.....		97
Spesifikasi Generator .....		99
Spesifikasi Bearing.....		100
pesifikasi Material.....		102
BIODATA PENULIS .....		103

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Sistem Transmisi <i>Gearbox</i> .....	3
Gambar 2.2 Konstruksi <i>Planetary Gear</i> .....	3
Gambar 2.3 Pasangan Roda Gigi Lurus .....	6
Gambar 2.4 Roda Gigi Involut .....	6
Gambar 2.5 Geometri Gigi .....	6
Gambar 2.6 Parameter Pinion yang Menggerakkan Gear.....	7
Gambar 2.7 Standar Diameter Pitch .....	9
Gambar 2.8 Fitur Roda Gigi yang Meshing .....	10
Gambar 2.9 Pressure Angle.....	11
Gambar 2.10 Variasi Sudut Tekan .....	11
Gambar 3.1 Flow Chart Penelitian .....	17
Gambar 4.1 Grafik Regresi tipe Power Perhitungan RPM .....	20
Gambar 4.2 Model dan Dimensi Generator.....	21
Gambar 4.3 (a) Single Stage & (b) Double Stage.....	21
Gambar 4.4 Sketsa Gaya di Poros Sun .....	34
Gambar 4.5 Free Body Diagram Horizontal Poros Sun.....	35
Gambar 4.6 Free Body Diagram Vertical Poros Sun.....	36
Gambar 4.7 Sketsa Gaya di Poros Planet .....	37
Gambar 4.8 Free Body Diagram Horizontal Poros Planet .....	39
Gambar 4.9 Free Body Diagram Vertical Poros Planet .....	40
Gambar 4.10 Sketsa Single Stage Planetary .....	46
Gambar 4.11 3D Carrier Single Stage Planetary .....	46
Gambar 4.12 3D Poros & Planet Gear Single Stage Planetary .....	47
Gambar 4.13 3D Poros & Sun Gear Single Stage Planetary .....	47
Gambar 4.14 3D Mekanisme Single Stage Planetary .....	47
Gambar 4.15 3D All Parts Single Stage Planetary.....	48
Gambar 4.16 Hasil Simulasi Torsi pada Planet Gear.....	48
Gambar 4.17 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Planet Gear.....	49
Gambar 4.18 Hasil Simulasi Torsi pada Sun Gear .....	49
Gambar 4.19 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Sun Gear .....	50
Gambar 4.20 Sketsa Gaya Pada Poros Sun.....	57
Gambar 4.21 Free Body Diagram Horizontal Poros Sun.....	58
Gambar 4.22 Free Body Diagram Vertical Poros Sun .....	59
Gambar 4.23 Sketsa Gaya Pada Poros Planet .....	60
Gambar 4.24 Free Body Diagram Horizontal Poros Planet .....	62
Gambar 4.25 Free Body Diagram Vertical Poros Planet .....	63
Gambar 4.26 Sketsa Gaya Pada Poros Sun.....	74
Gambar 4.27 Free Body Diagram Horizontal Pada Poros Sun .....	76
Gambar 4.28 Free Body Diagram Vertical Pada Poros Sun .....	77
Gambar 4.29 Sketsa Gaya Pada Poros Planet .....	78
Gambar 4.30 Free Body Diagram Horizontal Pada Poros Planet .....	79
Gambar 4.31 Free Body Diagram Vertical Pada Poros Planet.....	80

Gambar 4.32 Sketsa Double Stage Planetary .....	85
Gambar 4.33 3D Carrier Transmisi 1 .....	85
Gambar 4.34 3D Carrier Transmisi 2 .....	86
Gambar 4.35 3D Poros & Planet Gear Transmisi 1 .....	86
Gambar 4.36 3D Poros & Planet Gear Transmisi 2 .....	86
Gambar 4.37 3D Poros & Sun Gear Transmisi 1 .....	87
Gambar 4.38 3D Poros & Sun Gear Transmisi 2 .....	87
Gambar 4.39 3D Mekanisme Double Stage Planetary .....	87
Gambar 4.40 3D All Parts Double Stage Planetary .....	88
Gambar 4.41 Hasil Simulasi Torsi pada Sun Gear .....	88
Gambar 4.42 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Sun Gear .....	89
Gambar 4.43 Hasil Simulasi Torsi pada Sun Gear .....	89
Gambar 4.44 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Sun Gear .....	89
Gambar 4.45 Hasil Simulasi Torsi pada Planet Gear .....	90
Gambar 4.46 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Planet Gear .....	90
Gambar 4.47 Hasil Simulasi Torsi pada Planet Gear .....	91
Gambar 4.48 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Planet Gear .....	91



## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konsep Planetary.....	4
Tabel 2.2 Standar Modul .....	8
Tabel 2.3 Standar Ukuran Gigi.....	11
Tabel 4.1 Data RPM Hasil Penelitian .....	19
Tabel 4.2 Spesifikasi Generator .....	20
Tabel 4.3 Perhitungan Rasio Single Stage.....	22
Tabel 4.4 Pemilihan Material .....	28
Tabel 4.5 Gearbox Specification .....	33
Tabel 4.6 Spesifikasi Ball Bearing Single Stage.....	43
Tabel 4.7 Perhitungan Rasio Double Stage .....	50
Tabel 4.8 Pemilihan Material .....	53
Tabel 4.9 Gearbox Specification .....	56
Tabel 4.10 Spesifikasi Ball Bearing Double Stage .....	65
Tabel 4.11 Perhitungan Rasio Double Stage .....	67
Tabel 4.12 Pemilihan Material .....	70
Tabel 4.13 Gearbox Specification .....	74
Tabel 4.14 Spesifikasi Ball Bearing Double Stage .....	83

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# `BABI PENDAHULUAN

## **1.1. Latar Belakang**

Sebagai Negara kepulauan, Indonesia memiliki banyak selat antar pulau. Selat antar dua pulau ini dapat menghasilkan potensi energi yang cukup besar untuk dimanfaatkan sebagai sumber energi alternatif berbasis energi baru terbarukan (EBT). Pemerintah Indonesia berupaya mendorong pengembangan energi baru terbarukan (EBT) sebagai sumber listrik di Indonesia. Salah satu sumber energi terbarukan yang dimanfaatkan adalah arus laut.

"Sebagai negara kepulauan, Indonesia banyak mempunyai selat-selat yang jaraknya sempit yang mengindikasikan arus laut yang potensial untuk dikembangkan seperti yang di Selat Larantuka, yang katanya arusnya merupakan yang terkuat di dunia dan kita masih mempunyai banyak selat-selat lainnya yang masih kita identifikasikan yang layak untuk dikembangkan," ujar Direktur Jenderal Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi (EBTKE) Rida Mulyana dalam keterangan tertulisnya, Jakarta, Senin (2/4/2018).

Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL) adalah pembangkit listrik yang memanfaatkan energi arus laut sebagai sumber energi. Arus laut didefinisikan sebagai aliran massa air laut dari suatu tempat ke tempat lain. Pergerakan arus laut ini, merupakan energi kinetik yang dapat dimanfaatkan untuk menggerakkan sudu turbin. Pengembangan teknologi konversi energi arus laut pada dasarnya mengadopsi prinsip kerja konversi energi angin yang telah berkembang.

Beberapa komponen penting dalam Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut (PLTAL) adalah turbin, poros, sistem pengereman, gearbox, generator, mooring. Turbin berfungsi mengkonversikan energi kinetik arus laut dengan merubah arah gerak translasi menjadi gerak rotasi. Turbin ini digerakkan oleh suatu fluida kerja dengan tekanan yang besar. Poros dalam sebuah sistem gerak berfungsi untuk meneruskan tenaga. Sedangkan sistem pengereman berfungsi sebagai penjaga putaran pada poros turbin agar bekerja pada titik aman saat terdapat arus yang besar. Alat ini perlu dipasang karena generator memiliki titik kerja aman dalam pengoperasiannya. Gearbox berguna untuk mengubah putaran rendah pada turbin energi arus laut menjadi putaran tinggi agar dapat digunakan untuk memutar generator. Generator adalah suatu peralatan yang berfungsi mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. Prinsip kerja generator adalah berdasarkan induksi elektromagnetik, setelah rotor diputar oleh penggerak mula (prime movers), dengan demikian kutub-kutub yang ada pada rotor akan berputar. Jika kumparan kutub diberi arus maka pada permukaan kutub akan timbul medan magnet (garis-garis gaya fluks) yang berputar. Mooring digunakan untuk menahan turbin dari pengaruh arus laut sendiri, sehingga turbin tidak bergerak akibat pengaruh arus laut.

Adanya beberapa komponen Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut. Membuat para desainer merancang optimalisasi dari berbagai komponen guna memenuhi desain yang handal dari segi teknis, ekonomis, dan lain sebagainya.

Karena generator memiliki nilai putaran kerja poros yang tinggi dalam pengoperasiannya. Maka untuk memenuhi kebutuhan generator diperlukan gearbox yang mampu mengubah putaran rendah pada turbin energi arus laut menjadi putaran tinggi. Untuk memenuhi kebutuhan tersebut maka diperlukan perancangan mekanisme sistem

transmisi gearbox yang optimal agar dapat digunakan untuk memutar generator pada operasi yang diinginkan.

Pada penulisan tugas akhir ini, penulis akan membahas komponen Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut pada bagian perancangan mekanisme sistem transmisi gearbox guna mendukung performa generator supaya lebih optimal dalam beroperasi.

### **1.2. Rumusan Masalah**

Permasalahan yang ada adalah perancangan mekanisme sistem transmisi pada *gearbox* berkaitan dengan perhitungan roda gigi, perhitungan poros, dimensi *gearbox*, serta beberapa alternatif desain sistem transmisi dalam *gearbox*. Sehingga dalam tugas akhir ini akan dibahas:

- a. Bagaimana rancangan mekanisme sistem transmisi *gearbox* putaran rendah ke tinggi untuk generator pembangkit listrik tenaga arus laut?

### **1.3. Batasan**

Untuk menegaskan dan memfokuskan permasalahan yang dibahas dalam tugas akhir ini maka penulis membatasi permasalahan-permasalahan lain, yaitu:

- a. Tidak menghitung perancangan generator,
- b. Tidak menghitung perancangan turbin,
- c. Mengabaikan perhitungan biaya.

### **1.4. Tujuan**

Tujuan dalam penulisan tugas akhir ini adalah untuk menjawab perumusan masalah yang ada, dari tugas akhir ini tujuan penulis adalah sebagai berikut:

- a. Mengetahui rancangan mekanisme sistem transmisi *gearbox* putaran rendah ke tinggi untuk generator pembangkit listrik tenaga arus laut.

### **1.5. Manfaat**

Manfaat yang dapat diperoleh dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Dapat mengetahui perhitungan dan gambaran mekanisme sistem transmisi *gearbox*,
- b. Memberikan sumbangsih ilmiah yang berkaitan dengan perancangan mekanisme sistem transmisi *gearbox*,
- c. Sebagai bahan referensi bagi penelitian berikutnya yang berkaitan dengan masalah perancangan mekanisme sistem transmisi *gearbox*.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Sistem Transmisi Gear Box

Dalam beberapa unit sistem pembangkit listrik memiliki sistem pemindah tenaga yaitu *gearbox* yang berfungsi untuk menyalurkan tenaga atau daya penggerak mula ke salah satu bagian lainnya, sehingga unit tersebut dapat bergerak menghasilkan sebuah pergerakan baik putaran maupun pergeseran. *Gearbox* merupakan suatu alat khusus yang diperlukan untuk menyesuaikan daya atau torsi (momen/daya) dari motor yang berputar, dan *gearbox* juga adalah alat pengubah daya dari motor yang berputar menjadi tenaga yang lebih besar.

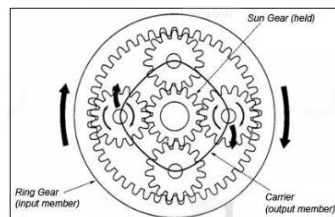


Gambar 2.1 Sistem Transmisi Gearbox

Speed Reducer (perubah kecepatan) adalah alat yang berfungsi untuk merubah (menaikkan atau menurunkan) kecepatan putaran. Dalam hal ini speed reducer yang diperlukan adalah penaik kecepatan karena putaran penggerak mula biasanya lambat, oleh karena itu harus dipercepat agar putaran yang direkomendasikan pada generator dapat dicapai (pada umumnya generator memiliki putaran tinggi). Kecepatan putaran yang tepat pada sisi generator diperlukan sebagai salah satu syarat agar listrik yang dihasilkan baik. Bila putaran generator tidak tepat (kurang atau melampaui batas yang direkomendasikan) dapat merusak peralatan listrik dan termasuk generator itu sendiri. Oleh karena itu diperlukan perhitungan yang tepat untuk memilih speed reducer pada pembangkit listrik.

### 2.2 Planetary Gear

Untuk pengertian secara umumnya sistem roda gigi planet adalah sebuah sistem roda gigi yang terdiri dari *sun gear*, *carrier gear* dan *ring gear* atau *internal gear*. Satu set sistem roda gigi planet dapat menghasilkan putaran yang bervariasi seperti peningkatan kecepatan, pengurangan kecepatan, perubahan arah, netral, dan *direct drive*.



Gambar 2.2 Konstruksi Planetary Gear

Untuk sebuah *planetary gear set* sederhana terdiri dari :

- Roda gigi matahari (*sun gear*)
- Roda gigi perantara (*carrier gear*)
- Roda gigi dalam (*ring gear* atau *annulus*)

Jika dilihat dari keterangan diatas dapat disimpulkan bahwa susunan dari sebuah sistem roda gigi planet hampir mirip dengan susunan tata surya kita. Roda gigi matahari terletak dipusat susunan. Roda gigi ini terletak di tengah dan sebagai poros perputaran. Roda gigi matahari dapat berupa rancangan *spur* atau *helical gear*. Roda gigi matahari bertautan dengan gigi pada roda gigi perantara. Roda gigi perantara adalah roda gigi yang disusun dalam kerangka yang disebut *carrier gear* yang dapat terbuat dari besi tuang, alumunium atau pelat baja dan dirancang dengan sebuah pin untuk masing-masing *carrier gear*. Roda perantara berputar pada *needle bearing* yang diposisikan diantara *shaft planetary carrier* dan *carrier gear*.

Prinsip Kerja *Planetary Gearbox*, setiap komponen dalam satu set roda gigi planet, yaitu roda gigi matahari, roda gigi perantara, dan roda gigi dalam dapat berputar atau ditahan. Perpindahan tenaga melalui sebuah sistem roda gigi planet hanya mungkin ketika satu komponen ditahan atau jika dua komponen ditahan bersama. Salah satu dari tiga komponen yaitu roda gigi matahari, roda gigi perantara atau roda gigi dalam dapat digunakan sebagai penggerak atau komponen input. Pada saat bersamaan, komponen yang lain tetap berputar dan kemudian menjadi komponen yang ditahan atau diam. Komponen ketiga kemudian menjadi bagian yang digerakkan atau output. Tergantung pada komponen yang menjadi penggerak, yang ditahan, dan yang digerakkan, peningkatan torsi atau peningkatan kecepatan akan dihasilkan oleh sistem roda gigi planet. Arah output juga dapat dibalik melalui berbagai kombinasi.

Tabel 2.1 Konsep Planetary

Sun Gear	Carrier	Ring Gear	Kecepatan	Torsi	Arah Putaran
Input	Output	Diam	Berkurang banyak	Meningkat	Sama dengan Input
Diam	Output	Input	Berkurang sedikit	Meningkat	Sama dengan Input
Output	Input	Diam	Meningkat banyak	Berkurang	Sama dengan Input
Diam	Input	Output	Meningkat sedikit	Berkurang	Sama dengan Input
Input	Diam	Output	Berkurang	Meningkat	Berlawanan dengan Input
Output	Diam	Input	Meningkat	Berkurang	Berlawanan dengan Input
Jika 2 elemen diam maka kecepatan dan arah sama dengan input					
Jika tidak ada elemen yang diam atau diam semua maka output tidak akan ada, hasilnya adalah kondisi netral					

Rumus perbandingan dalam satu set planetary,

$$\left[ \text{Ratio one set planetary} = \frac{n_{Sun}}{n_{Carrier}} = \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1 \right]$$

Di mana:

n = Rpm

Nt = Jumlah gigi

### 2.3 Roda Gigi

Roda gigi atau *gears* adalah roda silinder dengan gigi – gigi yang digunakan untuk mentransmisikan gerak dan daya dari suatu poros yang berputar ke poros yang lain (Mott, 2004). Sedangkan menurut Sularso & Suga (2002) Dua buah roda dengan bentuk kerucut atau silinder yang saling bersinggungan pada kelilingnya guna mentransmisikan daya besar dan puaran yang tepat dengan dibuat bergerigi pada kelilingnya sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi – gigi dari kedua roda, disebut roda gigi.

Kebanyakan roda gigi digunakan untuk merubah kecepatan putar dari motor penggerak (*input*) ke poros (*output*). Beberapa dari jenis – jenis roda gigi yang sering digunakan adalah roda gigi lurus (*spur gear*), roda gigi miring (*helical gears*), roda gigi kerucut (*bevel gear*), dan roda gigi cacing (*worm gears*).

### 2.4 Roda Gigi Lurus

Roda gigi digunakan untuk mentransmisikan torsi dan putaran dari satu poros ke poros lain. Saat ini, berbagai variasi dari jenis roda gigi telah dibuat yang beroperasi dengan tanpa suara berisik dan dengan kerugian gesek sangat rendah, beroperasi dengan lancar dan tanpa getaran dengan membuat bentuk geometris sesuai dari permukaan gigi.

Dibandingkan dengan berbagai alat transmisi daya, misalnya transmisi sabuk dan rantai, roda gigi memiliki keunggulan tahan sangat lama dengan efisiensi yang sangat tinggi sekitar 98%. Namun, roda gigi lebih mahal jika dibandingkan dengan transmisi sabuk dan rantai.

Ada dua jenis kerusakan yang nantinya akan dialami oleh roda gigi, lelah karena menerima tegangan lengkung berulang dan kelelahan karena tekanan berulang pada permukaan gigi. Kedua hal tersebut harus diperhitungkan saat merancang roda gigi. Bentuk permukaan dan ukuran roda gigi telah distandardkan oleh American Gear Manufacturers Assosiation (AGMA).

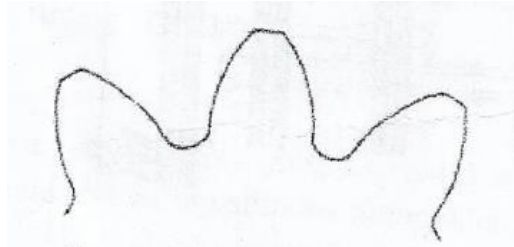
Pada sistem roda gigi lurus, roda gigi yang berukuran lebih kecil dari dua gigi yang berpasangan dinamakan pinion dimana berfungsi sebagai elemen penggerak, sedangkan roda gigi yang lebih besar dinamakan gear yang merupakan elemen yang digerakkan (Dahlan, 2012) Berikut adalah gambar contoh pasangan roda gigi lurus



Gambar 2.3 Pasangan Roda Gigi Lurus (Wahyu, 2015)

## 2.5 Geometri Roda Gigi

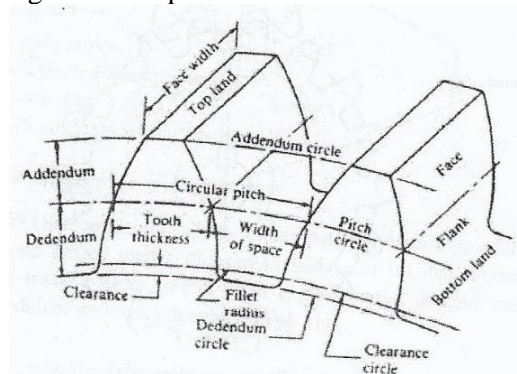
Roda gigi yang berukuran kecil dari dua roda gigi yang bertemu atau bertautan disebut pinion, dan yang berukuran lebih besar disebut gear (Deutsman, Michels, & Wilson, 1975). Kebanyakan jenis gigi pada roda gigi yang digunakan secara luas adalah gigi bentuk involute (Mott, 2004). Gambar 2.4 berikut merupakan bentuk roda gigi involute.



Gambar 2.4 Roda Gigi Involut (Mott, 2004)

Roda gigi sebenarnya berbentuk silinder dengan susunan gigi – gigi di bagian luarnya. Geometri dari gigi pada roda gigi dapat dilihat pada Gambar diameter dari pitch circle pada roda gigi disebut oitch diameter. Symbol  $D_p$  berarti pitch diameter dari pinion, dan symbol  $D_G$  berarti pitch diameter dari gear. Sedangkan untuk jumlah gigi, digunakan symbol  $N_p$  untuk jumlah gigi pinion dan  $N_G$  untuk jumlah gigi pada gear.

Circular pitch,  $p$ , didefinisikan sebagai jarak pada pitch circle dari point pada gigi satu hingga point pada gigi setelahnya. Diameter Pitch didefinisikan sebagai jumlah gigi pada roda gigi dibagi diameter pitch circle.



Gambar 2.5 Geometri Gigi (Mott, 2004)



## 2.6 Rumus Dasar Roda Gigi

Terdapat beberapa parameter yang menyusun bentuk dari roda gigi. Parameter-parameter pada roda gigi dapat dilihat pada Gambar 2.6.

Berikut adalah parameter-parameter dalam merencanakan roda gigi:

### a. Perbandingan

$$\frac{n_P}{n_G} = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P}$$

Dimana:

$n_P$  = rpm pinion

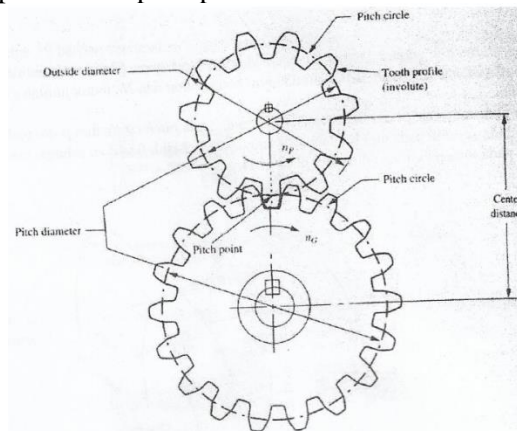
$n_G$  = rpm gear

$N_G$  = jumlah gigi pada gear

$N_P$  = jumlah gigi pada pinion

$d_G$  = diameter pitch circle pada gear

$d_P$  = diameter pitch circle pada pinion



Gambar 2.6 Parameter Pinion yang Menggerakkan Gear (Mott, 2004)

### b. Pitch

Merupakan jarak antara gigi yang berdekatan dan ukuran gigi dipengaruhi oleh pitch dari gigi-gigi (Mott, 2004). Ada tiga jenis pitch yang digunakan pada gear yaitu:

#### 1. Circular pitch

Jarak dari point of tooth di pitch circle ke satu point yang sesuai pada gigi yang berdekatan berikutnya, diukur sepanjang pitch circle disebut circular pitch (Mott, 2004). Circular pitch dapat dilihat pada gambar 2.19.

$$p = \frac{\pi}{P}$$

Dimana:

$P$ : circular pitch

$P$ : diameral pitch

#### 2. Diameral pitch

Sistem pitch paling umum yang digunakan saat ini di Amerika Serikat adalah sistem diameral pitch, jumlah gigi per inci dari diameter pitch, sehingga didefinisikan sebagai berikut:

$$P = \frac{N_p}{D_p} = \frac{N_G}{D_G}$$

Dimana:

$N_p$  = jumlah gigi pada pinion

$D_p$  = diameter pitch circle pada pinion (in.)

$N_G$  = jumlah gigi pada gear

$D_G$  = diameter pitch circle pada gear (in.)

### 3. Sistem metric modul

Pada satuan SI (Satuan Internasional), satuan panjang umumnya adalah millimeter. Pitch roda gigi pada sistem metric didasarkan pada unit ini dan ditetapkan sebagai modul,  $m$ . Untuk mendapatkan roda gigi, caranya dengan membagi pitch diameter roda gigi dalam millimeter dengan jumlah gigi.

$$m = \frac{D_p}{N_p} = \frac{D_G}{N_G}$$

Namun diametral pitch menggunakan satuan inch, sedangkan modul menggunakan satuan millimeter. Sehingga perlu dilakukan konversi dari 25,4 mm per inch, yaitu

$$m = \frac{25,4}{p}$$

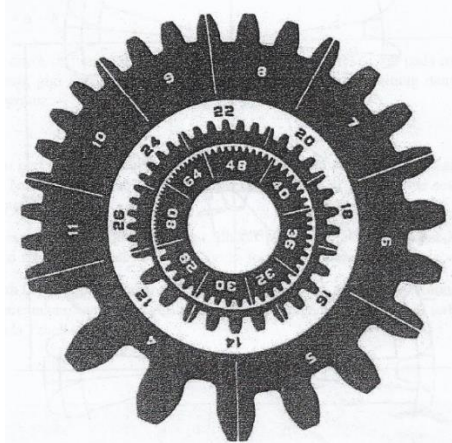
Akan tetapi dalam perhitungannya, nilai modul tidak selalu standar, sehingga untuk mendapatkan nilai standar modul dapat dilakukan dengan mencari nilai yang mendekati standar dari modul hasil perhitungan berdasarkan tabel modul. Tabel 2.3 berikut menunjukkan modul standar yang ekuivalen dengan diametral pitch.

Tabel 2.2 Standar Modul (Mott, 2004)

Module (mm)	Equivalent $P_d$	Closest standard $P_d$ (teeth/in)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2

16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Pitch dari roda gigi menunjukkan ukuran gigi. Pada dua gear yang saling bertautan, yang satu menggerakkan dan yang lain digerakkan, harus memiliki pitch yang sama. Profil dari beberapa standar dalam diametral pitch gigi pada roda gigi dapat dilihat pada Gambar 2.21. Berikut merupakan profil dari beberapa standar dalam diametral pitch gigi pada roda gigi.



Gambar 2.7 Standar Diameter Pitch (Mott, 2004)

### c. Standar ukuran roda gigi

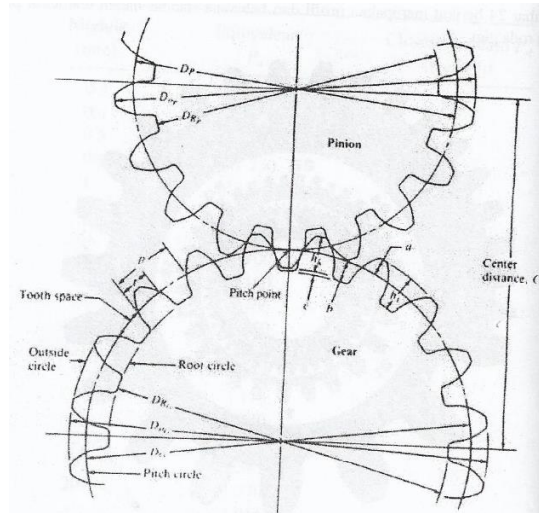
Dalam mendesain dan memeriksa gigi pada roda gigi, ada beberapa fitur khusus yang harus diketahui. Seperti pada gambar 19 sebelumnya dan gambar 20, berikut yang menunjukkan segmen dari dua roda gigi yang di mesh. Fitur-fitur ini didefinisikan sebagai berikut:

*Addendum (a)* : jarak radial dari pitch circle ke bagian luar gigi

*Dedendum (b)* : jarak radial dari pitch circle ke bagian bawah ruang gigi

*Clearance (c)* : jarak radial dari bagian atas gigi ke bagian bawah ruang gigi dari gear yang bertautan saat gigi sepenuhnya mesh.

Gambar 2.8 berikut adalah tampilan dari segemen dua roda gigi yang di mesh beserta dengan fitur-fitur khusus dari roda gigi.



Gambar 2.8 Fitur Roda Gigi yang Meshing (Mott, 2004)

Untuk mendapatkan clearance dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut:

$$c = b - a$$

Diameter luar ( $D_o$ ) merupakan diameter lingkaran yang menutup bagian luar gigi pada roda gigi. Diameter luar dapat diketahui dengan rumus sebagai berikut:

$$D_o = D + 2a$$

Root diameter ( $D_R$ ) merupakan diameter lingkaran yang berisi bagian bawah ruang gigi. Rumus untuk mendapatkan root diameter sebagai berikut:

$$D_R = D + 2b$$

Whole depth ( $h_t$ ) merupakan jarak radikal dari gigi bagian paling atas ke bagian paling bawah gigi. Dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$h_t = a + b$$

Working depth ( $h_k$ ) merupakan jarak radikal yang mana proyeksi gigi ada roda gigi ke dalam ruang gigi dari gear yang *mate*. Working depth dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$h_k = a + a = 2a$$

Ketebalan gigi ( $t$ ) merupakan panjang busur, diukur pada pitch circle dari satu gigi ke sisi lain. Terkadang disebut *circular thickness* dan memiliki nilai teoritis setengah dari circular pitch.

Tooth space merupakan panjang busur, diukur pada pitch circle, dari sisi kanan satu gigi ke sisi kiri gigi berikutnya. Secara teoritis, tooth space sama dengan ketebalan gigi.

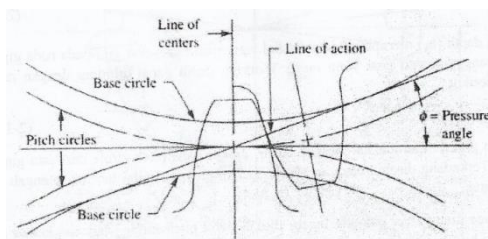
Face width ( $F$ ) merupakan lebar gigi diukur sejajar dengan sumbu gigi. Rumus-rumus untuk menentukan fitur-fitur gigi pada roda gigi dengan *pressure angle* tertentu dapat dilihat pada tabel 2.4 berikut:

Tabel 2.3 Standar Ukuran Gigi (Arafiq, 2012)

Nama	$\phi = 14\frac{1}{2}^\circ$	$20^\circ$	$20^\circ$ dipotong	$25^\circ$
Addendum (A)	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{0,8}{P}$	$\frac{1}{P}$
Deendum (b)	$\frac{1,157}{P}$	$\frac{1,25}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1,25}{P}$
Whole depth (ht)	$\frac{2,157}{P}$	$\frac{2,25}{P}$	$\frac{1,8}{P}$	$\frac{2}{P}$
Working depth (hk)	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{1,6}{P}$	$\frac{2}{P}$
Clearance (c)		$\frac{0,25}{P}$	$\frac{0,2}{P}$	$\frac{0,25}{P}$

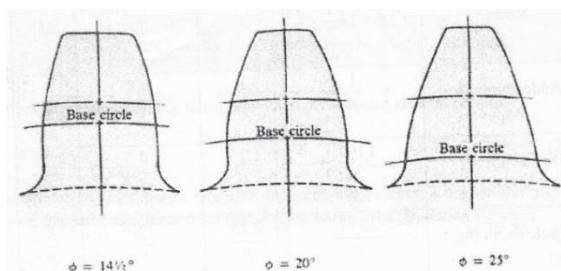
#### d. Pressure angle (sudut tekan)

Sudut tekan merupakan sudut antara garis tangen dengan *pitch circle* dan garis yang ditarik normal (tegak lurus) ke permukaan gigi pada roda gigi. Sudut tekan dapat dilihat seperti pada gambar 2.23.



Gambar 2.9 Pressure Angle (Sudut Tekan) (Mott, 2004)

Nilai standar sudut tekan ditentukan oleh pembuat roda gigi dan sudut tekan dari dua roda gigi yang *meshing* harus sama. Sudut tekan yang standar adalah  $14\frac{1}{2}^\circ$ ,  $20^\circ$ , dan  $25^\circ$ . Contoh ilustrasi dari sudut tekan ini ditunjukkan pada gambar 2.24. Sudut tekan yang sering dipakai dan paling mudah tersedia adalah sudut tekan  $20^\circ$  (Mott, 2004).



Gambar 2.10 Variasi Sudut Tekan (Mott, 2004)

### e. **Beban gigi**

Dalam merancang roda gigi, daya yang ditransmisikan dan kecepatan putar biasanya diketahui (Deutchman, Michels & Wilson, 1975). Dari informasi tersebut torsi yang ditransmisikan dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$hp = \frac{Tn}{63000}$$

Dimana:

Hp = daya penggerak (HP)

n = rpm

T = torsi (lb.in)

### f. **Menentukan tebal roda gigi**

Pembatasan ini dilakukan dengan pertimbangan apabila tebal gigi terlalu tipis maka sulit untuk membuat senter (terhadap sumbu poros), tapi apabila terlalu tebal maka kemungkinan terjadi ketidakmerataan pembagian beban pada roda gigi. Jika tebal gigi melebihi batas maka yang dipakai adalah tebal menurut batas maksimum.

$$\frac{9}{p} \leq b \leq \frac{13}{p}$$

### g. **Mencari gaya dan beban pada roda gigi**

#### - **Mencari nilai *pitch line velocity***

$$V_p = \frac{\pi \times d_p \times n}{12}$$

Dimana,

$V_p$  = *Pitch line velocity* (ft/min)

$d_p$  = Diameter Pitch

n = Putaran (rpm)

#### - **Mencari gaya tangensial**

$$F_T = \frac{hp \times 33000}{V_p}$$

Di mana:

$F_T$  = Tangensial force, lb

hp = Horsepower

$V_p$  = Pitch line velocity, ft/min

#### - **Mencari beban dinamis**

Beban dinamis pada roda gigi terjadi ketika permukaan gigi tidak akurat dan adanya defleksi. Beban dinamis yang didapat akan menjadi acuan syarat keamanan baik beban lengkung maupun kegagalan akibat pemakaian. Untuk mencari beban dinamis digunakan persamaan berikut

Untuk  $0 < V_p < 2000$  fpm

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} \times F_t$$

Untuk  $0 < V_p < 2000$  fpm

$$F_d = \frac{1200 + V_p}{1200} \times F_t$$

Untuk  $0 < V_p < 2000$  fpm

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} \times F_t$$

Dimana,

$V_p$  = Pitch line velocity (ft/min)

$F_t$  = Gaya tangensial (lbf)

$F_d$  = Beban dinamis (lb)

#### h. Menghitung Beban Lentur Metode Lewis

Adapun persamaan yang digunakan adalah

$$F_b = \frac{S \times b \times Y}{P}$$

Dimana,

$F_b$  = Beban bending ijin (lb)

$S$  = Tegangan aman statis bahan (psi)

$b$  = Tebal gigi (In)

$Y$  = Angka lewis

$P$  = Diametral Pitch

Dengan menentukan jenis material yang akan digunakan maka bisa didapat nilai dari  $S$  dan  $Y$  bisa ditentukan dari sudut tekan yang telah ada sebelumnya. Syarat keamanan roda gigi terhadap kemungkinan patah berdasarkan teori LEWIS apabila nilai  $F_b \geq F_d$ .

Dengan memasukkan nilai beban dinamis untuk menggantikan beban bending, maka bisa didapatkan besarnya tegangan aman statis bahan. Sehingga jenis bahan untuk spur gear bisa ditentukan (dengan kekuatan yang sedikit lebih besar).

#### i. Menghitung Beban Keausan Metode Buckingham

Kerusakan permukaan gigi dapat disebabkan oleh abrasi pada permukaan gigi akibat gesekan antar permukaan gigi yang tidak disertai sistem pelumasan yang baik maupun akibat adanya material ikutan dalam minyak pelumas yang dapat menggores permukaan gigi. Untuk menghitung beban keausan ijin material dapat digunakan persamaan :

$$F_w = d_p \times b \times Q \times K$$

$$Q = \frac{2 \times d_g}{d_p + d_g} = \frac{2 \times N_{tg}}{N_{tp} + N_{tg}}$$

Dimana,

$F_w$  = Beban keausan ijin

$d_p$  = Tebal roda gigi (in)

$K$  = Faktor beban keausan

$N_{tg}$  = Jumlah gigi *gear*  
 $N_{tp}$  = Jumlah gigi *pinion*  
 $Q$  = Perbandingan jumlah gigi

Syarat keamanan roda gigi terhadap keausan apabila dicapai nilai  $F_w > F_d$ . Dengan memasukkan nilai beban dinamis untuk menggantikan beban keausan ijin, maka bisa didapatkan besarnya tebal gigi.

#### **j. Menghitung Stress pada Akar Gigi Metode AGMA**

Analisa kekuatan terhadap patahan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan:

$$\sigma_T = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J}$$

Dimana,

$\sigma_T$  = Kekuatan terhadap patahan  
 $F_t$  = Gaya tangensial (lb)  
 $K_o$  = Faktor koreksi beban lebih  
 $P$  = Diametral pitch  
 $K_s$  = Faktor koreksi ukuran  
 $K_m$  = Faktor distribusi beban  
 $K_v$  = Faktor dinamis  
 $b$  = Lebar gigi (in)  
 $J$  = Faktor bentuk

Dengan stress desain yang izin atau tegangan desain sebagai berikut

$$S_{ad} = \left( \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} \right)$$

Dimana,

$S_{ad}$  = Tegangan lengkung izin (psi)  
 $S_{at}$  = Tegangan izin material  
 $K_L$  = Faktor umur  
 $K_T$  = Faktor suhu / temperatur  
 $K_R$  = Faktor keandalan / keamanan

Syarat dikatakan AMAN apabila nilai  $S_{ad} \geq \sigma_T$

#### **k. Menghitung Kontak Stress pada Gigi Metode AGMA**

$$\sigma_C = C_p \times \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

Dimana,

$\sigma_C$  = Kekuatan terhadap keausan  
 $F_T$  = Gaya tangensial (lb)  
 $C_o$  = Faktor keausan



- $C_S$  = Faktor ukuran  
 $C_M$  = Faktor distribusi beban  
 $C_F$  = Faktor kondisi permukaan  
 $C_V$  = Faktor dinamis  
 $d$  = Diameter pinion (in)  
 $b$  = Tebal gigi (in)  
 $I$  = Faktor bentuk

Dengan kontak stress izin atau kontak tegangan desain izin sebagai berikut

$$Sad = Sac \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

Dimana,

- $Sac$  = Tegangan kontak ijin (psi)  
 $C_L$  = Faktor umur  
 $C_H$  = Faktor perbandingan kekerasan  
 $C_T$  = Faktor Suhu / Temperatur  
 $C_R$  = Faktor Keamanan / Keandalan  
 Syarat dikatakan AMAN apabila nilai  $S_{ac} \geq \sigma_c$

## 2.7 Basic Dynamic Load Bearing

### a. Design Life

$$L_d = (h)(rpm) \left(60 \frac{\text{min}}{h}\right)$$

Dimana:

- $L_d$  = Design life  
 $H$  =  $L_{10}$  life

### b. Basic Dynamic Load Rating

$$C = Pd \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}} 1$$

Dimana:

- $C$  = basic dynamic load rating (lb)  
 $Pd$  = design load  
 $K$  = 3 (ball bearing)  
 $K$  = 3,33 (roller bearing)

### c. Required Basic Dynamic Load Rating

$$C = Pd f_L / f_N$$

Dimana:

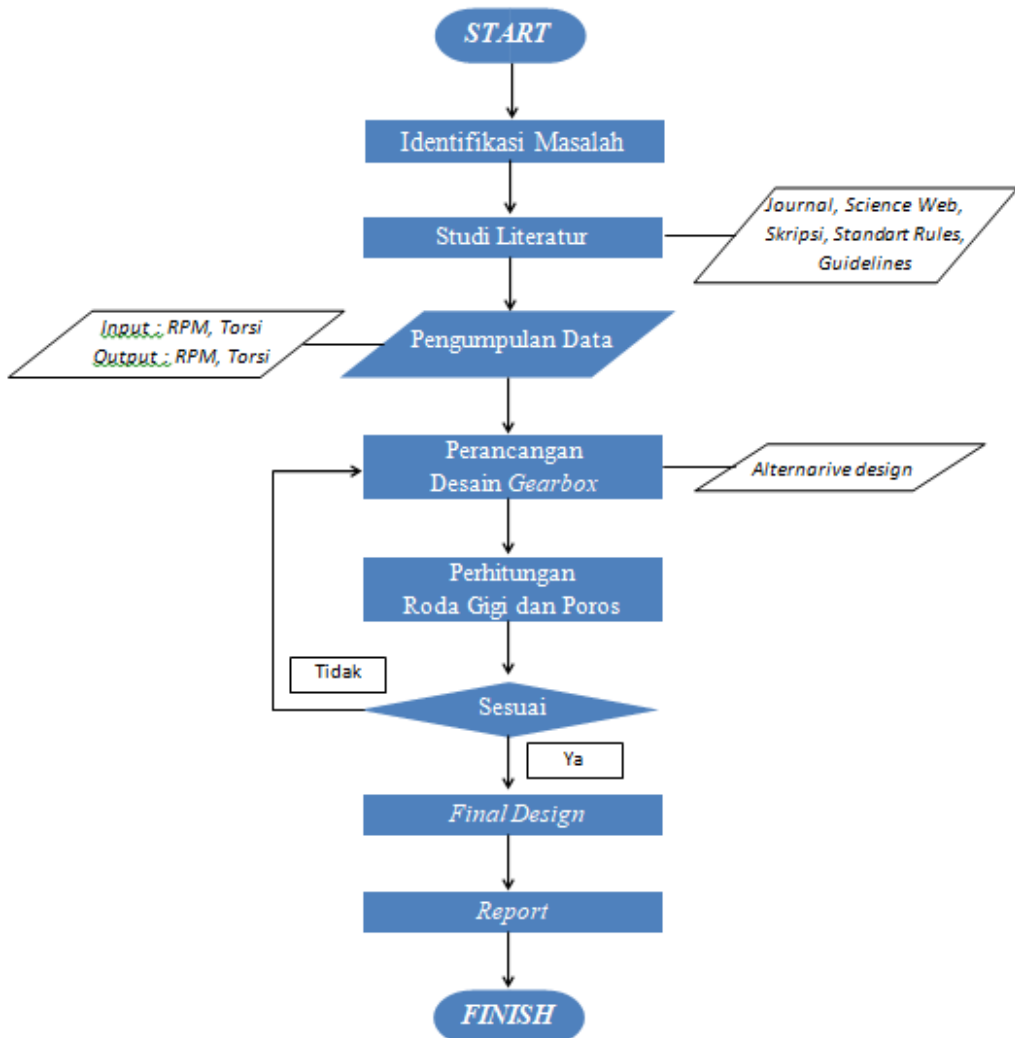
- $f_L$  = speed factor  
 $f_N$  = life factor

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Umum

Metodologi penelitian adalah kerangka dasar dari tahapan penyelesaian tugas akhir. Metodologi tersebut mencakup semua kegiatan yang akan dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisa terhadap permasalahan skripsi ini. Metodologi tugas akhir ini dapat dilihat melalui Gambar 27. Penjelasan untuk seluruh proses dapat dijelaskan sebagai berikut:



Gambar 3.1 *Flow Chart Penelitian*

### 3.2 Identifikasi Dan Perumusan Masalah

Dalam proses ini akan dilakukan suatu identifikasi dan perumusan masalah yaitu tentang perhitungan dan penggambaran sisten transmisi *gearbox* pada sistem pembangkit listrik tenaga arus laut. Dalam penelitian ini data yang dipakai adalah data – data sistem pembangkit listrik tenaga arus laut diantaranya generator dan *primem over* (turbin).

### 3.3 Studi Literatur

Tahap selanjutnya adalah melakukan studi literatur dengan tujuan untuk merangkum teori-teori dasar, acuan secara umum dan khusus, serta untuk memperoleh berbagai informasi pendukung lainnya yang berhubungan dengan pengerjaan tugas akhir ini. Studi literatur ini dapat diperoleh dari buku, jurnal, paper atau dari internet yang mendukung bahasan dari tugas akhir ini. Selain itu bisa juga dengan melakukan Tanya jawab dengan pihak yang berkepentingan dan berkompeten pada bahasan ini.

### 3.4 Pengumpulan Data

Dalam tahap ini, dilakukan pengumpulan data pendukung sebagai data awal untuk memulai tugas akhir ini. Diantaranya seperti, data rpm serta torsi dari poros input yang nantinya akan ditransmisikan ke *gearbox* dan data-data dari generator. Pengumpulan data ini nantinya akan digunakan sebagai data penunjang guna menentukan alternatif tingkat inkrisi dari rpm rendah ke rpm tinggi.

### 3.5 Perencanaan Mekanisme Sistem Gearbox

Dalam proses perencanaan mekanisme sistem transmisi *gearbox*, ada beberapa jenis mekanisme yang dapat diaplikasikan pada kasus perancangan ini. Contoh diantaranya adalah *gearbox* dengan menggunakan planetary gear. Untuk perencanaannya, diperlukan perhitungan dan evaluasi guna menentukan mekanisme yang sesuai dengan data input dan output pada sistem pembangkit listrik tenaga arus laut tersebut.

### 3.6 Perhitungan Roda Gigi Dan Poros

Dalam proses perancangan roda gigi terdapat proses perhitungan dan penggambaran roda gigi. Mulai perhitungan torsi yang ditransmisikan, perhitungan rasio kecepatan putaran, pemilihan modul, perhitungan jumlah gigi, pemilihan material roda gigi, perhitungan poros, dan pemilihan bearing. Akan dilakukan perhitungan dan evaluasi hingga didapat desain yang sesuai.

Pada perhitungan poros juga menentukan ukuran diameter poros. Diameter poros dipilih berdasarkan ukuran yang ada di pasaran. Yang mana dipilih diameter yang lebih besar dari diameter yang telah dihitung untuk menyesuaikan diameter dalam dari bantalan.

### 3.7 Pembuatan Model

Setelah semua perhitungan telah sesuai dengan standar atau aman, maka dilakukan penggambaran akhir atau pembuatan model. Pembuatan model dilakukan dengan menggunakan *software SolidWorks*.

## BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Metode Operasional Platform

Platform dikondisikan pada dua kondisi yaitu yang pertama adalah kondisi standby dan yang kedua adalah kondisi operasional, berikut penjelasannya:

#### A. Kondisi Standby

Pada saat kondisi standby ini turbin diangkat ke atas ke platform, kondisi ini dilakukan ketika kondisi lingkungan yang terjadi di sekitar platform begitu ekstrim, turbin diangkat ke atas agar mengurangi beban yang akan ditanggung oleh platform. Yang kedua untuk kondisi perawatan, karena perawatan di atas akan memudahkan disbanding perawatan di bawah air.

#### B. Kondisi operasional

Kondisi operasional tentunya turbin berada di posisi bawah atau kondisi dimana turbin siap menghasilkan tegangan dari hasil gerak putar yang dihasilkan oleh arus laut.

### 4.2 Menentukan RPM Turbin

Pada pengukuran RPM menggunakan data peneliti sebelumnya yang telah tersedia dari hasil pengukuran dengan beberapa variasi ukuran turbin.

Tabel 4.1 Data RPM Hasil Penelitian

Skala	Diameter (cm)	Kecepatan Arus (m/s)	Kecepatan Rotasi (rpm)
1	40	2.5	188
2	80	2.5	94
3	160	2.5	47
4	320	2.5	23.5
5	640	2.5	11.8

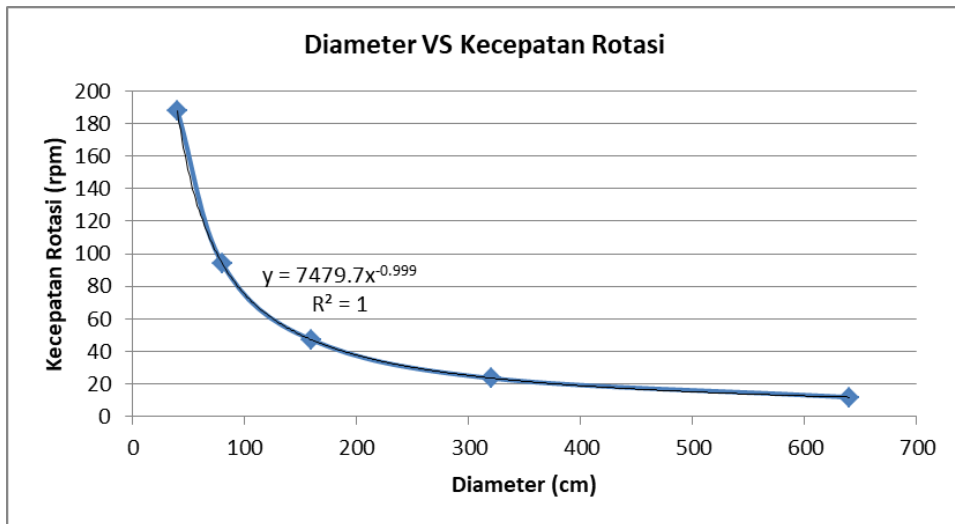
Pada penelitian ini, mahasiswa menggunakan turbin dengan diameter 280 cm, sehingga untuk menentukan kecepatan rotasi dari turbin mahasiswa menggunakan metode interpolasi.

$$y = y_1 + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \times (y_2 - y_1)$$
$$y = 47 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times (23.5 - 47)$$
$$y = 47 + \frac{120}{220} \times -23.5$$
$$y = 47 - 17,6$$
$$y = 29,4$$

Dengan kecepatan arus 2,5 m/s dan turbin yang digunakan berdiameter 280 cm maka turbin mampu berotasi dengan kecepatan putarnya sebesar 29,4 rpm.

Selain menggunakan metode interpolasi, dapat juga menggunakan metode regresi power. Dengan data yang sudah ada dari penelitian sebelumnya maka penulis dapat

menentukan persamaan regresi power dari data tersebut. Persamaan regresi power tersebut adalah  $y = 7479 x^{-0,999}$ .



Gambar 4.1 Grafik Regresi tipe Power Perhitungan RPM

Dari Persamaan tersebut dapat dihitung:

$$y = 7479,7 x^{-0,999}$$

$$y = 7479,7 (280)^{-0,999}$$

$$y = 26,86 \text{ rpm}$$

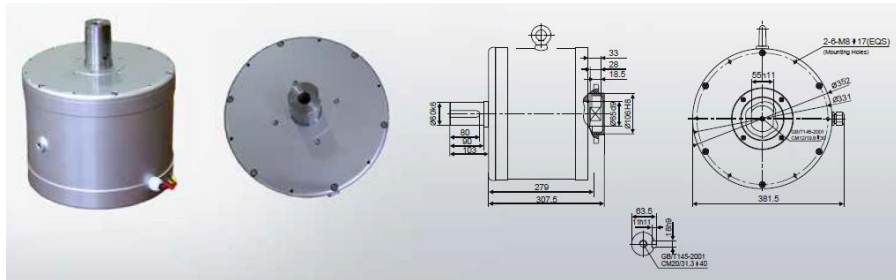
Hasil dari perhitungan regresi power, kecepatan rotasi turbin bernilai 26,86 rpm untuk turbin yang berdiameter 280 cm dengan kecepatan arus 2,5 m/s.

### 4.3 Generator

Pada penelitian pembangkit listrik tenaga arus laut ini, generator yang digunakan adalah tipe permanen magnet generator dengan merk *Ginlong Technologies*. Berikut adalah spesifikasi dari generator yang digunakan, lihat tabel 4.2 dan gambar 4.2.

Tabel 4.2 Spesifikasi Generator

Merk	Ginlong	
Tipe	GL-PMG-5000	
Power out	5000	W
Rpm in	200	rpm
Torsi in	269	Nm
Diameter poros input	60	mm



Gambar 4.2 Model dan Dimensi Generator

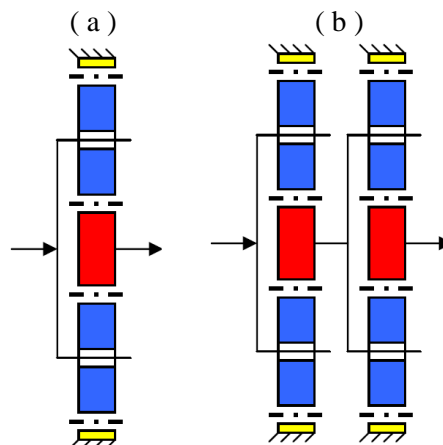
#### 4.4 Perencanaan Gearbox

Dalam perencanaan gearbox pada tugas akhir ini, gearbox yang akan digunakan adalah gearbox yang mampu meningkatkan putaran dari putaran rendah ke putaran tinggi. Maka sebelum melangkah lebih jauh, penulis melakukan survei mengenai gearbox yang ada di pasaran. Pada pasarannya, kebanyakan gearbox yang ditawarkan merupakan gearbox penurun kecepatan. Meskipun ada beberapa yang menawarkan produk gearbox peningkat kecepatan namun spesifikasi yang ada tidak sesuai dengan spesifikasi yang diperlukan pada sistem pembangkit listrik tenaga arus laut ini. Kebanyakan di pasaran untuk gearbox peningkat kecepatan desainnya dibuat menurut pesanan (custom-bulit). Maka dari itu, untuk dimensi dari desain gearbox pada tugas akhir ini nantinya akan dibuat seprofesional mungkin dengan memperkirakan kelayakan esensial beserta rekomendasi dari pembimbing.

Pada tugas akhir ini penulis merencanakan rancangan transmisi gearbox tipe planetary dengan opsi dua desain transmisi. Di mana desain pertama gearbox planetary menggunakan single stage transmission planetary dan unuk desain kedua menggunakan double stage transmission planetary.

#### 4.5 Single Stage Transmission

Single stage adalah transmisi yang hanya terdiri dari satu set sistem planetary yaitu carrier, planet gear, ring gear dan sun gear. Agar lebih jelasnya lihat ilustrasi untuk single stage dan double stage pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 (a) Single Stage & (b) Double Stage

Untuk detail perhitungan perencanaan transmisi dari single stage planetary dapat dijelaskan pada penjelasan dibawah ini.

## A. Perhitungan Gear

### 1. Perhitungan Rasio

Dalam perencanaan gearbox hal paling penting dan utama adalah penentuan rasio. Di mana rasio ini adalah tolak ukur yang nantinya digunakan untuk penentuan kecepatan putaran masuk dan kecepatan putaran keluaran dari gearbox. Telah diketahui bahwa ketika laju arus 2,5 m/s maka kecepatan putar turbin dengan diameter 280 cm adalah 29 rpm. 29 rpm ini digunakan sebagai acuan kecepatan putaran poros masuk gearbox. Sedangkan untuk kecepatan poros output dari gearbox sebesar 200 rpm yang disesuaikan dengan kecepatan putar generator pada output power generator sebesar 5000 watt. Untuk nilai rasio dapat dilihat pada table 4.3.

Tabel 4.3 Perhitungan Rasio Single Stage

Single Stage Transmission		
rpm in	ratio	rpm out
29	6.8	200
torai in	ratio	torsi out
1906	6.8	280

### 2. Penentuan Jumlah Gigi

Sebelum menentukan perhitungan, diperlukan pemilihan konsep planetary. Konsep yang dipilih pada tugas akhir ini adalah konsep di mana ring gear tidak bergerak atau sebagai komponen yang fix, sedangkan input berupa carrier dan output berupa sun. Kejelasan konsep dapat dilihat pada gambar 2.2 dan Tabel 2.1.

Konsep yang terpilih memiliki hubungan persamaan sebagai berikut,

$$\left[ \text{Ratio one set planetary} = \frac{n_{Sun}}{n_{Carrier}} = \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1 \right]$$

Di mana:

$n$  = angular velocity, rpm

$N_t$  = Number of teeth

Dari rumus di atas, didapatkan jumlah gigi di setiap gear dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Ratio} &= \frac{n_{Sun}}{n_{Carrier}} = \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1 \\ 6,8 &= \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1 \end{aligned}$$



$$\frac{N_t Ring}{N_t Sun} = \frac{5,8}{1} = \frac{157}{27}$$

Dalam desain nantinya jumlah gigi pada sun gear dibuat berjumlah 27 gigi, sedangkan pada ring gear berjumlah 157 gigi.

Untuk menghitung jumlah gigi pada planet gear dapat menggunakan rumus:

$$\left[ N_t Planet = \frac{N_t Ring + N_t Sun}{2} \right]$$

*(Adam & Magdi, 2017)*

Sehingga,

$$N_t Planet = \frac{N_t Ring + N_t Sun}{2}$$

$$N_t Planet = \frac{157 + 27}{2}$$

$$N_t Planet = 65$$

### 3. Kecepatan Anguler

Pada konsep desain yang dipilih carrier adalah sebagai input awal dari gearbox dimana memiliki kecepatan anguler sebesar 29 rpm. Sedangkan output dari gearbox berupa sun yang memiliki kecepatan anguler sebesar 200 rpm. Dari konsep ring gear dibuat fix atau dalam keadaan diam sehingga tidak memiliki kecepatan anguler. Sedangkan komponen lainnya adalah planet gear. Kecepatan anguler pada planet gear dapat dihitung dengan konsep sederhana dari hubungan sun gear dengan planet gear yang konsepnya sama dengan pinion dan gear. Persamaan tersebut adalah sebagai berikut:

$$\frac{n_{planet}}{n_{sun}} = \frac{N_t Sun}{N_t Planet}$$

$$n_{planet} = \frac{N_t Sun}{N_t Planet} \times n_{sun}$$

$$n_{planet} = \frac{27}{65} \times 200$$

$$n_{planet} = 83 \text{ rpm}$$

Ketika carrier bergerak dengan kecepatan 29 rpm maka akan menggerakkan planet gear dengan kecepatan 83 rpm pada lintasan ring gear yang diam dan planet gear ini akan memutar sun dengan kecepatan 200 rpm.

### 4. Menghitung Diameter of Pitch Circle

Untuk menentukan diameter of pitch circle, harus menentukan modul terlebih dahulu. Di mana penentuan modul atau diameteral pitch sudah ada standarnya yang mana perencanaan dapat dilihat pada tabel 2.3 dan lihat gambar 2.21 sebagai ilustrasi modul.

Rumus untuk penentuan diameter of pitch circle dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P = \frac{N_t}{d}$$

Di mana:

P = Diametral pitch (modul)

N<sub>t</sub> = Number of teeth

d = Diameter of pitch circle

(Deutschman 1975, 10:52)

Modul yang direncanakan pada desain nantinya adalah 8. Sehingga untuk perhitungan diametral pitch circle dari masing-masing gear adalah sebagai berikut:

$$d_{Ring} = \frac{N_t \text{ Ring}}{P} = \frac{156}{8} = 19,625 \text{ in} = 498,475 \text{ mm}$$

$$d_{Sun} = \frac{N_t \text{ Sun}}{P} = \frac{27}{8} = 3,375 \text{ in} = 85,725 \text{ mm}$$

$$d_{Planet} = \frac{N_t \text{ Planet}}{P} = \frac{65}{8} = 8,125 \text{ in} = 206,375 \text{ mm}$$

## 5. Perhitungan Torsi

Pada konsep dasar antara torsi dengan kecepatan putar di gearbox dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{Torsi_{In}}{Torsi_{Out}} = \frac{n_{Out}}{n_{In}}$$

Maka,

$$Torsi_{In} = \frac{n_{Out}}{n_{In}} \times Torsi_{Out}$$

$$Torsi_{In} = \frac{200}{29} \times 280$$

$$Torsi_{In} = 1906 \text{ Nm}$$

Sehingga, apabila torsi output sebesar 280 Nm dan perbandingan antara rpm out dengan rpm in sebesar 6,8 atau ratio sebesar 6,8. Maka nilai dari torsi input sebesar 1906 Nm. Sedangkan torsi pada planet belum diketahui. Maka dilakan detail perhitungan torsi. Hal ini juga berguna untuk menentukan dimensi dari setiap komponen. Seperti ketebalan gear dan diameter poros.

### a. Perhitungan di Sun

- Torsi keluaran didesain sebesar 280 Nm.
- Tangensial Force ( F<sub>T</sub> )

Untuk menghitung gaya tangensial pada sun gear dapat dilakukan dengan rumus sebagai berikut:

$$F_T = \frac{hp \times 33000}{V_P}$$

(Deutschman 1975, 10:542)

Di mana:

$F_T$  = Tangensial force, lb  
 $hp$  = Horsepower  
 $V_P$  = Pitch line velocity, ft/min

$$hp = \frac{T \times n}{63000}$$

(Deutschman 1975, 10:540)

Di mana:

$hp$  = Horsepower  
 $T$  = Torsi, lb.in  
 $n$  = Kecepatan angular, rpm

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12}$$

(Deutschman 1975, 10:542)

Di mana:

$V_P$  = Pitch line velocity, ft/min  
 $d$  = Diameter pitch circlei, in  
 $n$  = Kecepatan angular, rpm

Detail perhitungan:

$T$  = 280 Nm = 2478 lb.in  
 $d$  = 3,375 in  
 $n$  = 200 rpm

$$hp = \frac{T \times n}{63000} = \frac{2478 \times 200}{63000} = 7,867 \text{ hp}$$

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 3,375 \times 200}{12} = 176,8 \text{ ft/min}$$

$$F_T = \frac{hp \times 33000}{V_P} = \frac{7,867 \times 33000}{176,8} = 1469 \text{ lb}$$

Gaya tangensial di sun gear sebesar 1469 lb. Yang artinya 1469 lb adalah total gaya tangensial yang diterima sun gear dari banyaknya gaya tangensial sejumlah planetary gear.

b. Perhitungan di Planet

- Tangensial Force ( $F_T$ )

Apabila pada satu set planetary terdapat 3 planet gear, maka gaya tangensial di satu planet gear bernilai 1/3 dari gaya tangensial sun gear. Sehingga untuk satu planet gear memiliki gaya tangensial bernilai 490 lb.

- Torsi

Detail perhitungan torsi untuk satu planet gear:

$$F_T = 486 \text{ lb.in}$$

$$d = 8,125 \text{ in}$$

$$n = 83 \text{ rpm}$$

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 8,125 \times 83}{12} = 176,8 \text{ ft/min}$$

$$hp = \frac{F_T \times V_P}{33000} = \frac{490 \times 176,8}{33000} = 2,62 \text{ hp}$$

$$T = \frac{hp \times 6300}{n} = \frac{2,62 \times 6300}{83} = 1989 \text{ lb.in}$$

Jadi torsi yang terjadi pada satu planet gear sebesar 1989 lb.in dengan power 2,62 hp dan memiliki gaya tangensial sebesar 490 lb.

c. Perhitungan di Carrier

- Torsi

Di setiap satu planet gear memiliki power 2,62 hp. Maka untuk menggerakkan 3 planet gear harus memiliki 3 kali power dari 1 planet gear. Sehingga power total yang dapat digunakan untuk memutar ketiga planet gear sebesar 7,867 hp. Dengan adanya power sebesar 7,867 hp menghasilkan torsi pada carrier sebesar 16873 lb.in atau setara dengan 1906 Nm. Nilai 1906 Nm ini tidak jauh berbeda nilainya dengan perhitungan torsi pada konsep dasar antara hubungan torsi dengan rasio gearbox di awal.

$$T = \frac{hp \times 6300}{n} = \frac{7,867 \times 6300}{28} = 16873 \text{ lb.in}$$

- Tangensial Force ( $F_T$ )

Detail perhitungan gaya tangensial di carrier:

$$T = 16873 \text{ lb.in}$$

$$d = 11,4 \text{ in}$$

$$n = 29 \text{ rpm}$$

$$hp = 7,867 \text{ hp}$$

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 11,4 \times 29}{12} = 88,5 \text{ ft/min}$$

$$F_T = \frac{hp \times 33000}{V_P} = \frac{7,867 \times 33000}{88,5} = 2937 \text{ lb}$$

## 6. Perhitungan Dynamic Load

Telah diketahui bahwa nilai pitch line velocity atau kecepatan keliling lingkaran yang telah dihitung bernilai 176,8 ft/min. Maka rumus yang digunakan untuk menghitung beban dinamis dengan nilai pitch line velocity diantara 0 sampai dengan 2000 ft/min adalah sebagai berikut:

$$F_d = \frac{600 + V_P}{600} \times F_t$$

(Deutschman 1975, 10:582)

Di mana:

$F_d$  = Dynamic load, lb

$V_p$  = Pitch line velocity, ft/min

$F_t$  = Tangensial force, lb

a. Beban dinamis pada sun gear

$$F_d = \frac{600 + 176,8}{600} \times 1469 = 1901 \text{ lb}$$

b. Beban dinamis pada planet gear

$$F_d = \frac{600 + 176,8}{600} \times 490 = 634 \text{ lb}$$

## 7. Pemilihan Material

Sebelum memilih material, menentukan nilai *Lewis form factor*. Pada tugas akhir ini desain gear memakai spur gear dengan *pressure angle 20 degrees full depth*.

$$Y = \text{Lewis form factor}$$

(Deutschman 1975, 10:548-550)

$$N_{t \text{ Sun}} = 27, \text{ maka } Y_{\text{Sun}} = 0,348$$

$$N_{t \text{ Planet}} = 65, \text{ maka } Y_{\text{Planet}} = 0,425$$

$$N_{t \text{ Ring}} = 157, \text{ maka } Y_{\text{Ring}} = 0,459$$

Untuk pemilihan material dapat didesain seprofesional mungkin guna mendapatkan nilai ekonomis yang terbaik dari desain yang dibuat. Maka untuk meminimalisir pemilihan material dapat menggunakan material yang berbeda-beda dari setiap komponen namun tetap memperhitungkan kekuatan dari setiap komponen dengan material yang dipilih. Untuk desain diasumsikan agar kekuatan material di setiap komponen diusahakan sama.

Tabel 4.4 Pemilihan Material

Part	Material	AISI / SAE	Treatment	Strength (psi)		Hardness, BHN
				Tensile	Yield	
Ring	Alloy Steels	4140	Normalized (1600 F)	148500	95000	302
Sun	Alloy Steels	4340	Normalized (1600 F)	185500	125000	363
Planet	Alloy Steels	4150	Normalized (1600 F)	167500	106500	321
Carrier	Alloy Steels	4340	Normalized (1600 F)	185500	125000	363

Dengan mengkalikan faktor form lewis dengan yield material maka didapatkan nilai yield strength sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Sun gear,} & S_{o \text{ Sun}} \times Y_{\text{sun}} &= 125000 \times 0,348 &= 43500 \text{ psi} \\
 \text{Planet gear,} & S_{o \text{ Planet}} \times Y_{\text{Planet}} &= 106500 \times 0,425 &= 45263 \text{ psi} \\
 \text{Ring gear,} & S_{o \text{ Ring}} \times Y_{\text{Ring}} &= 95000 \times 0,459 &= 43577 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

### 8. Perhitungan Ketebalan Gear

Untuk ketebalan dari gear telah direkomendasikan antara 9/P sampai 13/P.

$$\boxed{9/P < b < 13/P}$$

(Deutschman 1975, 10:582)

Untuk mendapatkan nilai ketebalan gear dapat memasukkan nilai beban dinamis yang terjadi ke dalam persamaan Buckingham.

$$b = \frac{F_d}{d \times Q \times K}$$

(Deutschman 1975, 10:568)

Di mana:

b = Width gear, in

$F_d$  = Dynamic load, lb

d = Diameter pitch circle, in

Q =  $(2 \times N_{t \text{ gear}}) / (N_{t \text{ pinion}} + N_{t \text{ gear}})$

K = Wear load factor, (Deutschman 1975, 10:567)

a. Ketebalan Sun Gear

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{2 \times 65}{65 + 27} = 1,4 \\
 K &= 258
 \end{aligned}$$

Maka,

$$b = \frac{1901}{3,38 \times 1,4 \times 258} = 1,54 \text{ in}$$

Ketebalan 1,54 adalah nilai ketebalan sun gear. Namun pada desain dibuat 1,6 in agar lebih aman dan nilai ekonomisnya tidak melebihi dari

yang direkomendasikan. Karena batas maksimal ketebalan yang direkomendasikan tidak boleh melebihi  $13/P$  atau 1,625 in.

b. Ketebalan Planet Gear

$$Q = \frac{2 \times 65}{65 + 27} = 1,4$$

$$K = 258$$

Maka,

$$b = \frac{634}{8,125 \times 1,4 \times 258} = 0,21 \text{ in}$$

Ketebalan 0,21 adalah nilai ketebalan planet. Namun pada desain dibuat 1,6 in agar lebih aman dan nilai ekonomisnya tidak melebihi dari yang direkomendasikan. Karena batas maksimal ketebalan yang direkomendasikan tidak boleh melebihi  $13/P$  atau 1,625in.

## 9. Perhitungan Wear Load / Beban Keausan (Metode Buckingham)

$$F_w = d \times b \times Q \times K$$

(Deutschman 1975, 10:568)

Di mana:

$F_w$  = Wear load, lb

$d$  = Diameter pitch circle, in

$b$  = Width gear, in

$Q$  =  $(2 \times N_{t \text{ gear}}) / (N_{t \text{ pinion}} + N_{t \text{ gear}})$

$K$  = Wear load factor, (Deutschman 1975, 10:567)

a. Wear Load Sun

$$Q = \frac{2 \times 65}{65 + 27} = 1,4$$

$$K = 258$$

$$d = 1,6 \text{ in}$$

Maka,

$$F_w = 2 \times 3,38 \times 1,4 \times 258 = 1970 \text{ lb}$$

Nilai wear load dari sun gear dengan ketebalan 1,6 in sebesar 1970 lb. Karena nilai  $F_{w \text{ Sun}} > F_{d \text{ Sun}}$  maka ketebalan gear desain dikatakan aman.

b. Wear Load Planet

$$Q = \frac{2 \times 65}{65 + 27} = 1,4$$

$$K = 258$$

$$d = 1,6 \text{ in}$$

Maka,

$$F_w = 2 \times 8,125 \times 1,4 \times 258 = 4742 \text{ lb}$$

Nilai wear load dari planet gear dengan ketebalan 1,6 in sebesar 4742 lb. Karena nilai  $F_w \text{ Planet} > F_d \text{ Planet}$  maka ketebalan gear desain dikatakan aman.

## 10. Perhitungan Bending Load / Beban Lentur (Metode Lewis)

$$F_b = S \times b \times \frac{Y}{P}$$

(Deutschman 1975, 10:551)

Di mana:

$F_b$  = Bending load, lb

$S$  = Yield strength, psi

$b$  = Width gear, in

$Y$  = Lewis form factor (Deutschman 1975, 10:548-550)

$P$  = Diametral pitch (modul)

### a. Bending Load Sun Gear

$$S = 125000 \text{ psi}$$

$$b = 1,6 \text{ in}$$

$$Y = 0,348$$

$$P = 8$$

Maka,

$$F_b = 125000 \times 1,6 \times \frac{0,348}{8} = 8700 \text{ lb}$$

Nilai beban lentur dari ketebalan 1,6 in dengan material SAE 4340 yang memiliki yield strength 125000 psi bernilai sebesar 8700 lb. Karena nilai  $F_b \text{ Sun} > F_d \text{ Sun}$ , maka dapat dikatakan aman.

### b. Bending Load Planet Gear

$$S = 106500 \text{ psi}$$

$$b = 1,6 \text{ in}$$

$$Y = 0,425$$

$$P = 8$$

Maka,

$$F_b = 106500 \times 1,6 \times \frac{0,425}{8} = 9053 \text{ lb}$$

Nilai beban lentur dari ketebalan 1,6 in dengan material SAE 4150 yang memiliki yield strength 106500 psi bernilai sebesar 9053 lb. Karena nilai  $F_b \text{ Planet} > F_d \text{ Planet}$ , maka dapat dikatakan aman.

## 11. Perhitungan Dengan Metode AGMA

### a. Perhitungan Stress pada Akar Gigi



$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J}$$

*(Deutschman 1975, 10:554)*

Di mana:

- $\sigma_t$  = Stress at root of tooth, psi
- $F_t$  = Tangensial force, lb
- $K_o$  = Overload correction factor *(Deutschman, 555)*
- $P$  = Diametral pitch (modul)
- $K_s$  = Size correction factor *(Deutschman, 554)*
- $K_m$  = load distribution correction *(Deutschman, 555)*
- $K_v$  = Dynamic factor *(Deutschman, 556)*
- $b$  = Width gear, in
- $J$  = Geometry factor *(Deutschman, 557)*

- Sun gear

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} = \frac{1469 \times 1 \times 8 \times 1 \times 1,3}{0,924 \times 1,6 \times 0,4} = 25818 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} = \frac{490 \times 1 \times 8 \times 1 \times 1,3}{0,925 \times 1,6 \times 0,425} = 8100 \text{ psi}$$

- b. Menghitung Stres Desain Maksimal yang Diizinkan

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R}$$

*(Deutschman 19750, 10:558)*

Di mana:

- $S_{ad}$  = Maximum allowable design stress, psi
- $S_{at}$  = Allowable stress for material, psi *(Deutschman, 559)*
- $K_L$  = Overload correction factor *(Deutschman, 561)*
- $K_T$  = Temperatur factor *(Deutschman, 561)*
- $K_R$  = Factor of safety *(Deutschman, 562)*

- Sun gear

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} = \frac{52040 \times 0,8}{1 \times 1,3} = 31302 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} = \frac{48680 \times 0,8}{1 \times 1,3} = 29281 \text{ psi}$$

Karena nilai stres desain maksimal yang diizinkan dari pemilihan material lebih besar dari tegangan yang terjadi pada akar gigi gear, maka desain dapat dikatakan aman.  $S_{ad} \geq \sigma_t$

c. Menghitung Stress Kontak Gigi

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

*(Deutschman 1975, 10: 568)*

Di mana:

$\sigma_c$  = Calculate contact stress, psi

$C_p$  = Coefficient depending on elastic properties of material  
*(Deutschman, 569)*

$F_t$  = Tangensial force, lb

$C_o$  = Overload factor *(Deutschman, 555)*

$C_s$  = Size factor *(Deutschman, 571)*

$C_m$  = Load distribution factor *(Deutschman, 574)*

$C_f$  = Surface condition factor *(Deutschman, 569/574)*

$C_v$  = Dynamic factor *(Deutschman, 570)*

$d$  = Diameter pitch circle, in

$b$  = Width of gear, in

$I$  = Geometry factor *(Deutschman, 576)*

• Sun gear

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{1469 \times 1 \times 1 \times 1,1 \times 1}{0,924 \times 3,375 \times 1,6 \times 0,115}} = 122015 \text{ psi}$$

• Planet gear

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{490 \times 1 \times 1 \times 1,1 \times 1}{0,925 \times 8,125 \times 1,5 \times 0,105}} = 47515 \text{ psi}$$

d. Menghitung Kontak Stres Desain yang Diizinkan

$$\sigma_c \leq S_{ac} \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

*(Deutschman 1975, 10:75)*

Di mana:

$\sigma_c$  = Contact stress, psi

$S_{ac}$  = allowable contact stress, psi *(Deutschman 1975, 577)*

$C_L$  = Life factor *(Deutschman 1975, 578)*

$C_H$  = Hardness ratio factor *(Deutschman 1975, 579)*

$C_T$  = Temperatur factor *(Deutschman 1975, 578)*

$C_R$  = Factor of safety *(Deutschman 1975, 580)*

- Sun gear  

$$122015 \text{ psi} \leq 161125 \frac{1 \times 1}{1 \times 1,25}$$

$$122015 \text{ psi} \leq 128900 \text{ psi}$$
- Planet gear  

$$47515 \text{ psi} \leq 120883 \frac{1 \times 1}{1 \times 1,25}$$

$$47515 \text{ psi} \leq 116400 \text{ psi}$$

Karena nilai kontak stres desain yang diizinkan dari pemilihan material lebih besar dari kontak stres yang terjadi pada gigi gear, maka desain dapat dikatakan aman.

Tabel 4.5 Gearbox Specification

Part	Nt	d		P	b	
		(mm)	(in)		(mm)	(in)
Ring	157	498.475	19.625	8	40.6	1.6
Sun	27	85.725	3.375	8	40.6	1.6
Planet	65	206.375	8.125	8	40.6	1.6

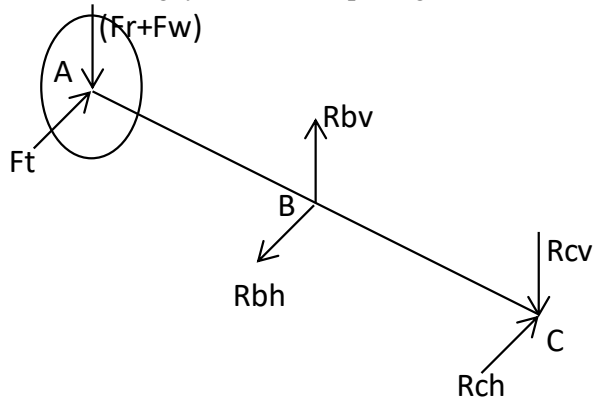
  

Part	Types of Mechanism	Rpm	Torsi	
			(lb.in)	(Nm)
Carrier	input	29	16873	1906
Planet	Rotation	83	1989	225
Ring	Fix Stationary			
Sun	output	200	2478	280

## B. Perhitungan Poros

### 1. Perhitungan Poros Sun

Dalam penentuan desain diameter poros, diperlukan sketch gaya yang terjadi pada sepanjang poros. Sketch gaya tersebut dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 4.4 Sketsa Gaya di Poros Sun

Data hasil perhitungan sebelumnya:

steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
yield	125000	psi
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>
diameter gear	3.625	in
tebal gear	1.600	in
volume gear	16.521	in <sup>3</sup>
gaya berat gear	4.692	lb
gaya tangensial	1468.561	lb
gaya radial	534.556	lb
torsi	2478.196	lb.in

- a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal

$$\Sigma MC = 0$$

$$0 = Rbh (2,39) + Ft(3,99)$$

$$0 = -Rbh (2,39) + 1469(3,99)$$

$$Rbh = 2448 \text{ lb}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$0 = Rch + Rbh + Ft$$

$$0 = Rch + (-2448) + 1469$$

$$Rch = 980$$

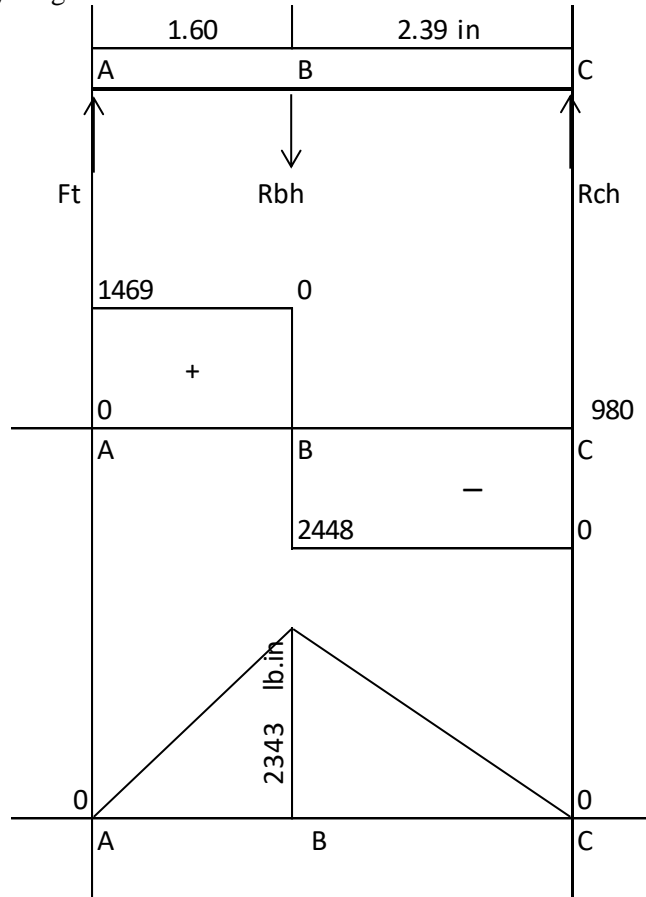
- b. Momen bending pada sumbu horisontal

$$M_{ah} = 0$$

$$M_{bh} = 1,60 \times 1469 = 2343 \text{ lb.in}$$

$$M_{ch} = 0$$

- c. Free body diagram horisontal



Gambar 4.5 Free Body Diagram Horizontal Poros Sun

- d. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal

$$\Sigma MC = 0$$

$$0 = (Fr + Fw) (3,99) + Rbv(2,39)$$

$$0 = -(535 + 4,69)(3,99) + Rbv(2,39)$$

$$Rbv = 899 \text{ lb}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$0 = Rcv + Rbv + (Fr + Fw)$$

$$0 = -Rcv + 899 + -(535 + 4,69)$$

$$Rcv = 360 \text{ lb}$$

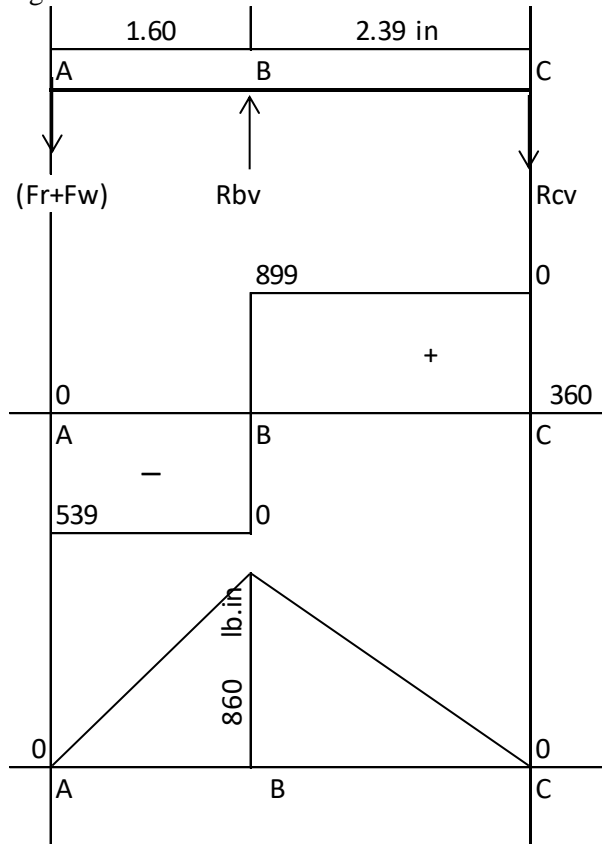
- e. Momen bending pada sumbu vertikal

$$M_{av} = 0$$

$$M_{bv} = 1,6 \times 540 = 860 \text{ lb.in}$$

$$M_{cv} = 0$$

- f. Free body diagram vertical



Gambar 4.6 Free Body Diagram Vertical Poros Sun

- g. Momen resultant

Nilai momen resultant didapatkan dengan cara pythagoras antara momen bending horisontal dengan momen bending vertikal. Berikut perhitungan momen resultant

$$M = \sqrt{Mbh^2 + Mbv^2}$$

$$M = \sqrt{2343^2 + 860^2}$$

$$M = 2496 \text{ lb.in}$$

- h. Menentukan diameter minimal poros

$$D^3 = \frac{N \times 16}{\pi \times 0,5 \times S} \sqrt{M^2 + T^2}$$

(Deutschman 1975, 7:338)

Di mana:

D = Diameter poros, in

N = Factor of safety

S = Tensile yield of material, psi

M = applied bending moment, lb.in

T = applied torque, lb.in

Maka,

$$D^3 = \frac{15 \times 16}{3,14 \times 0,5 \times 125000} \sqrt{2496^2 + 2478^2}$$

$$D^3 = 4,3$$

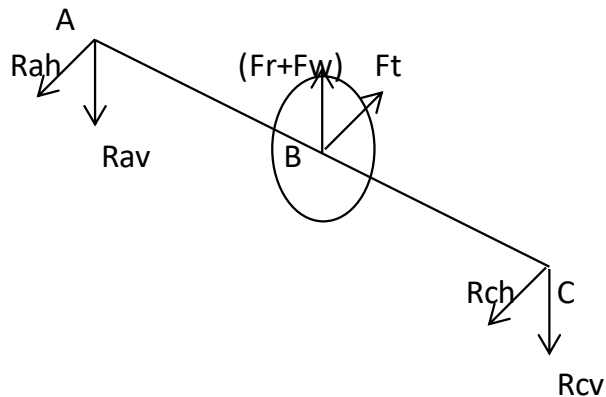
$$D = 1,63 \text{ in}$$

$$D = 41,28 \text{ mm}$$

Nilai 41,28 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros sun gear pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros sun gear dengan diameter 45 mm.

## 2. Perhitungan Poros Planet

Dalam penentuan desain diameter poros, diperlukan sketch gaya yang terjadi pada sepanjang poros. Sketch gaya tersebut dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 4.7 Sketsa Gaya di Poros Planet

Data hasil perhitungan sebelumnya:

Alloy Steel		
AISI/SAE	321	
BHN	321	
yield	106500	psi
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>
diameter gear	8.125	in
tebal gear	1.600	in
volume gear	82.991	in <sup>3</sup>
gaya berat gear	23.569	lb
gaya tangensial	489.520	lb
gaya radial	178.185	lb
torsi	1988.68	lb.in

a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal

$$\Sigma MA = 0$$

$$0 = Ft (1,19) + (Rch) (2,39)$$

$$0 = 490 (1,19) + (-Rch) (2,39)$$

$$Rch = 245 \text{ lb}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$0 = Rah + Ft + Rch$$

$$0 = -Rah + 490 + (-245)$$

$$Rah = 245 \text{ lb}$$

b. Momen bending pada sumbu horisontal

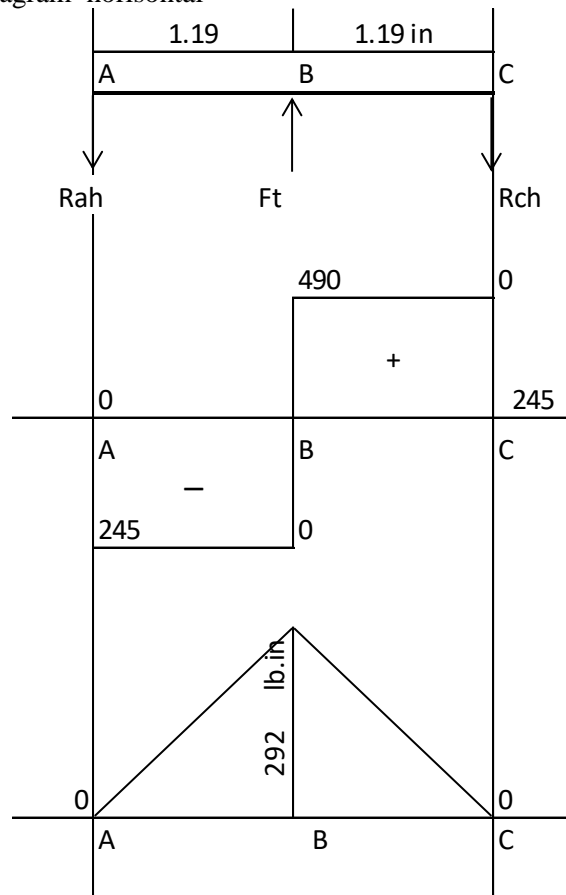
$$Mah = 0$$

$$Mbh = 1,19 \times 245 = 292 \text{ lb.in}$$

$$Mch = 0$$



c. Free body diagram horisontal



Gambar 4.8 Free Body Diagram Horizontal Poros Planet

d. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal

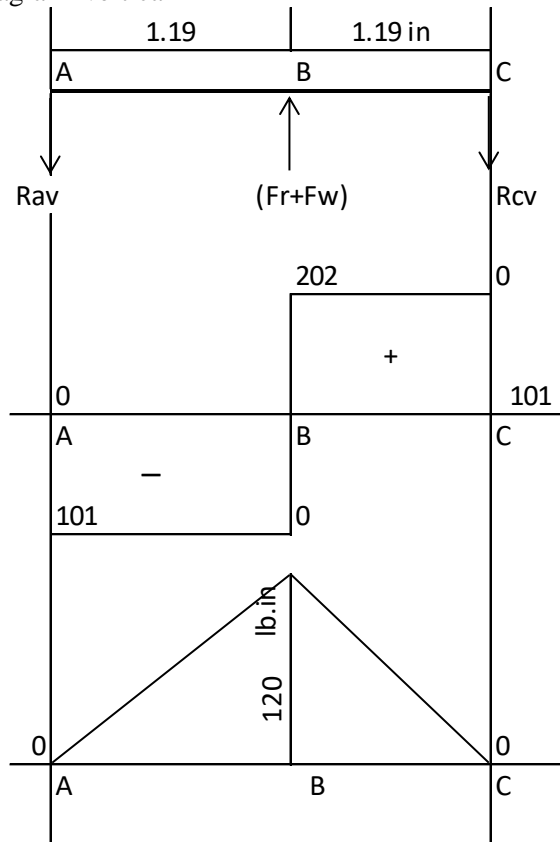
$$\begin{aligned}\Sigma MC &= 0 \\ 0 &= (F_r + F_w)(1,19) + R_{av}(2,39) \\ 0 &= (178 + 24)(1,19) + (-R_{av})(2,39) \\ R_{av} &= 101 \text{ lb}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F &= 0 \\ 0 &= R_{av} + (F_r + F_w) + R_{cv} \\ 0 &= -101 + (178 + 24) + (-R_{cv}) \\ R_{cv} &= 101 \text{ lb}\end{aligned}$$

e. Momen bending pada sumbu vertikal

$$\begin{aligned}M_{av} &= 0 \\ M_{bv} &= 1,19 \times 101 = 120 \text{ lb.in} \\ M_{cv} &= 0\end{aligned}$$

f. Free body diagram vertical



Gambar 4.9 Free Body Diagram Vertical Poros Planet

g. Momen resultant

Nilai momen resultant didapatkan dengan cara pythagoras antara momen bending horisontal dengan momen bending vertikal. Berikut perhitungan momen resultant

$$M = \sqrt{Mbh^2 + Mbv^2}$$

$$M = \sqrt{292^2 + 120^2}$$

$$M = 316 \text{ lb.in}$$

h. Menentukan diameter minimal poros

$$D^3 = \frac{8 \times 16}{3,14 \times 0,5 \times 106500} \sqrt{316^2 + 1989^2}$$

$$D^3 = 1,54$$

$$D = 1,15 \text{ in}$$

$$D = 29,33 \text{ mm}$$

Nilai 29,33 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros planet gear pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros planet gear dengan diameter 30 mm.

### 3. Perhitungan Poros Carrier

a. Menentukan daya perencanaan

$$hp = \frac{T \times n}{63000}$$

*(Deutschman 1975, 10:540)*

Di mana:

hp = Horsepower

T = Torsi, lb.in

n = Kecepatan angular, rpm

Maka,

$$hp = \frac{16873 \times 29}{63000} = 7,87 \text{ hp} = 5,87 \text{ Kw}$$

*(Sularso 2002, 7)*

Faktor koreksi daya

- $F_c = 1,2 - 2,0$  = (daya rata-rata)
- $F_c = 0,8 - 1,2$  = (daya maksimal)
- $F_c = 1,0 - 1,5$  = (daya normal)

Diambil  $F_c = 1,3$

$$\begin{aligned} \text{Koreksi daya (P}_d) &= F_c \times hp \\ &= 1,3 \times 5,87 \text{ Kw} \\ &= 7,63 \text{ Kw} \end{aligned}$$

b. Menghitung momen

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left( \frac{P_d}{n} \right)$$

*(Sularso 2002, 7)*

Di mana:

$P_d$  = Koreksi daya, Kw

n = Kecepatan angular, rpm

Maka,

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left( \frac{7,63}{29} \right) = 252981 \text{ Kg/mm}$$

c. Tegangan geser yang diizinkan

Material:

Alloy Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
yield	125000	psi
	87.908	Kg/mm <sup>2</sup>
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>

$Sf_1 = 6$  (menyesuaikan material)

$Sf_2 = 1,3 - 3$

Dipilih  $Sf_2 = 1,5$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

(Sularso 2002, 8)

Di mana:

$\sigma_a$  = Tegangan geser izin

$\sigma_b$  = Tegangan material, Kg/mm<sup>2</sup>

Sf = Safety factor

Maka,

$$\sigma_a = \frac{87,908}{6 \times 1,5} = 9,77 \text{ Kg/mm}^2$$

d. Faktor konsentrasi tegangan

$K_t = 1,0$  (beban dikenakan secara halus)

$K_t = 1,0 - 1,5$  (terjadi sedikit kejutan atau tumbukan)

$K_t = 1,5 - 3,0$  (beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar)

(Sularso 2002, 8)

Dipilih  $K_t = 1,3$

e. Faktor beban lentur

$C_b = 1,0$  (tidak mengalami lenturan)

$C_b = 1,2 - 2,3$  (mengalami lenturan)

(Sularso 2002, 8)

Dipilih  $C_b = 1,2$

f. Diameter poros yang ditencanakan

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\sigma_a} \times K_t \times C_b \times T}$$

(Sularso 2002, 8)

Dimana:

$D_s$  = Diameter poros yang direncanakan, mm

$K_t$  = Faktor konsentrasi tegangan

$C_b$  = Faktor beban lentur

T = Momen, Kg/mm

$\sigma_a$  = Tegangan geser izin, Kg/mm<sup>2</sup>

Maka,

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{9,77}} \times 1,3 \times 1,2 \times 252981 = 59 \text{ mm}$$

Nilai 59 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros carrier pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros carrier dengan diameter 60 mm.

### C. Pemilihan Bearing

Untuk pemilihan bearing di tugas akhir ini, penulis tidak melakukan desain bearing, melainkan hanya memakai produk maker yang sudah ada pada pasaran. Dalam pemilihannya harus disesuaikan dengan poros yang sebelumnya sudah didesain. Pada tugas akhir ini, penulis memakai produk SKF ball bearing.

#### 1. Spesifikasi Ball Bearing

Tabel 4.6 Spesifikasi Ball Bearing Single Stage

SKF Ball Bearing							
Poros	d mm	D mm	B mm	r1,2 mm	C kN	Mass kg	Design Life year
Sun B	45	120	29	2	76,1	1,55	3
Sun C	45	100	25	1,5	55,3	0,77	16
Planet	30	62	16	1	20,3	0,18	15
Carrier	60	130	31	2,1	85,2	1,7	15

#### 2. Perhitungan Rating Life

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

(Deutschman 1975, 9: 485)

Di mana:

$L_{10}$  = Rating life, millions of revolutions

C = Basic dynamic load rating, lb

P = Design load, lb

b = 3,0 for ball bearing and 10/3 for roller bearing

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times n} \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

(Deutschman 1975, 9: 485)

Di mana:

$L_{10}$  = Rating life, hours

C = Basic dynamic load rating, lb

P = Design load, lb

b = 3 for ball bearing and 10/3 for roller bearing

$n$  = rotational speed, rpm

$$P = V \times F_r$$

(Deutschman 1975, 9: 486)

Di mana:

$P$  = Design load, lb

$V$  = a rotation factor ( $V = 1$  ; page 486)

$F_r$  = Resultant load, lb

### 3. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Sun

Titik B

Gaya resultan yang terjadi di titik B penempatan bearing

$$F_{rb} = \sqrt{F_b h^2 + F_b v^2}$$

$$F_{rb} = \sqrt{2448^2 + 899}$$

$$F_{rb} = 2608 \text{ lb}$$

$V = 1$

$F_r = 2608 \text{ lb}$

$C = 17108 \text{ lb}$  (from maker)

$n = 200 \text{ rpm}$

Maka,

$$P = 1 \times 2608 = 2608 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{17108}{2608} \right)^3 = 281 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 200} \left( \frac{17108}{2608} \right)^3 = 23516 \text{ hr} = 980 \text{ d} = 3 \text{ y}$$

Titik C

Gaya resultan yang terjadi di titik B penempatan bearing

$$F_{rc} = \sqrt{F_c h^2 + F_c v^2}$$

$$F_{rc} = \sqrt{980^2 + 360}$$

$$F_{rc} = 1044 \text{ lb}$$

$V = 1$

$F_r = 1044 \text{ lb}$

$C = 12432 \text{ lb}$  (from maker)

$n = 200 \text{ rpm}$

Maka,

$$P = 1 \times 1044 = 1044 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{12432}{1044} \right)^3 = 1689 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 200} \left( \frac{12432}{1044} \right)^3 = 140789 \text{ hr} = 5866 \text{ d} = 16 \text{ y}$$

#### 4. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Planet

Gaya resultan yang terjadi di titik penempatan bearing

$$Fr_b = \sqrt{Fbh^2 + Fbv^2}$$

$$Fr_b = \sqrt{490^2 + 202^2}$$

$$Fr_b = 529 \text{ lb}$$

Diketahui:

$$V = 1$$

$$F_r = 529 \text{ lb}$$

$$C = 4564 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 77 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 529 = 529 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{4564}{529} \right)^3 = 460 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 77} \left( \frac{4564}{529} \right)^3 = 128466 \text{ hr} = 5353 \text{ d} = 15 \text{ y}$$

#### 5. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Carrier

Gaya resultan yang terjadi di titik penempatan bearing

$$Fr = \sqrt{F_{tangensial}^2 + F_{radial}^2}$$

$$Fr = \sqrt{2934^2 + 1068^2}$$

$$Fr = 3123 \text{ lb}$$

Diketahui:

$$V = 1$$

$$Fr = 3123 \text{ lb}$$

$$C = 19154 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 28 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 3123 = 3123 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{19154}{3123} \right)^3 = 231 \text{ million revolutions}$$

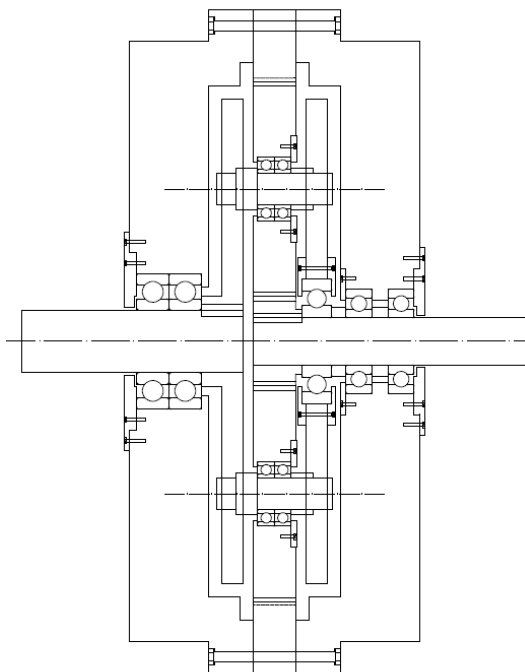
Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 77} \left( \frac{19154}{3123} \right)^3 = 130925 \text{ hr} = 5455 \text{ d} = 15 \text{ y}$$

#### D. Penggambaran Model

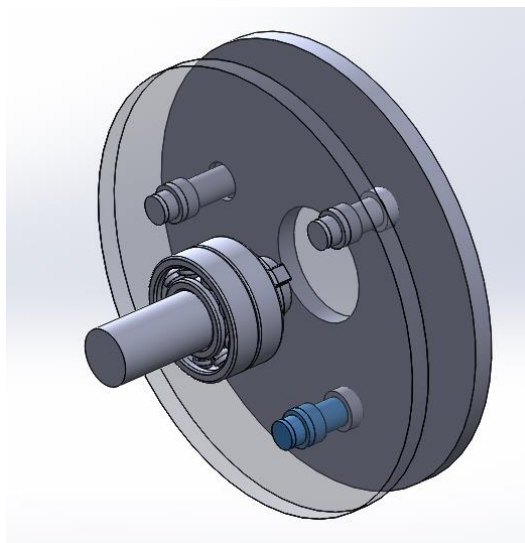
Dalam penggambaran model, penulis menggunakan software solidwork untuk model 3D. desain yang di buat disesuaikan dengan perhitungan yang telah dilakukan. Desain dilakukan dengan seprofesional.

##### 1. Sketsa 3D



Gambar 4.10 Sketsa Single Stage Planetary

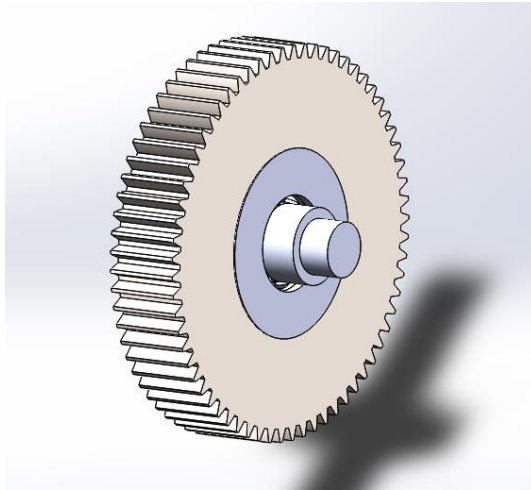
##### 2. Carrier



Gambar 4.11 3D Carrier Single Stage Planetary

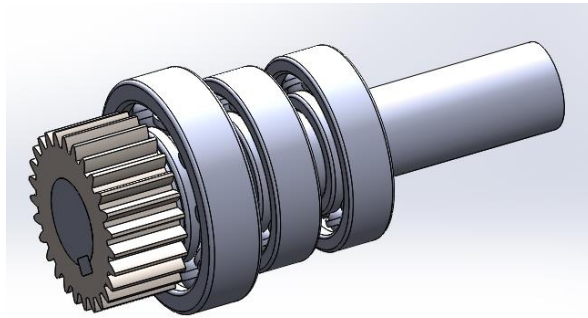


### 3. Poros Planet



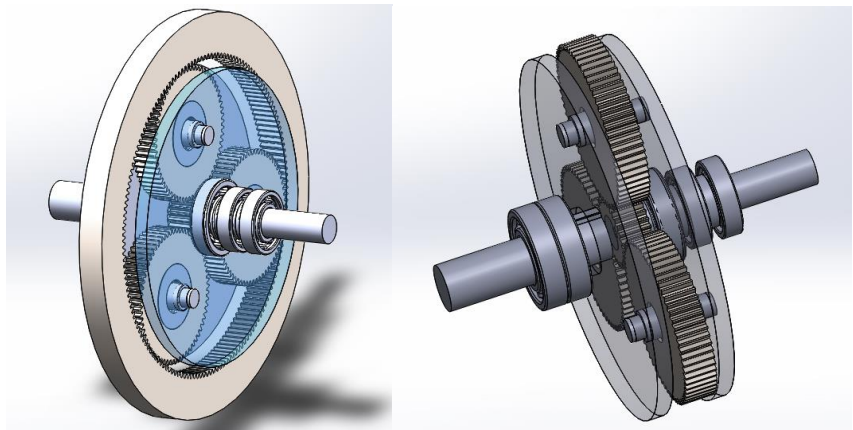
Gambar 4.12 3D Poros & Planet Gear Single Stage Planetary

### 4. Poros Sun



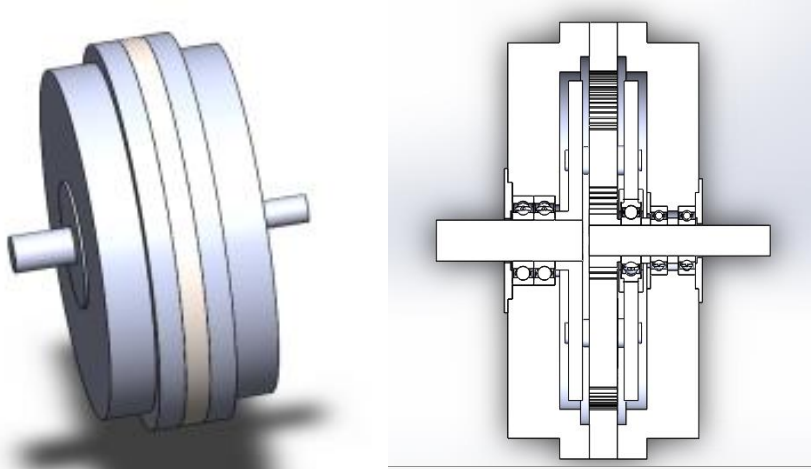
Gambar 4.13 3D Poros & Sun Gear Single Stage Planetary

### 5. Mekanisme Transmisi



Gambar 4.14 3D Mekanisme Single Stage Planetary

## 6. Assembly All Parts

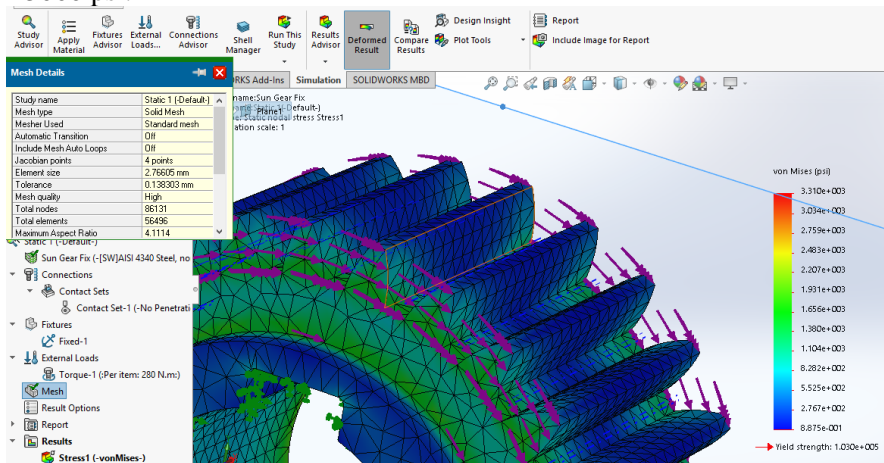


Gambar 4.15 3D All Parts Single Stage Planetary

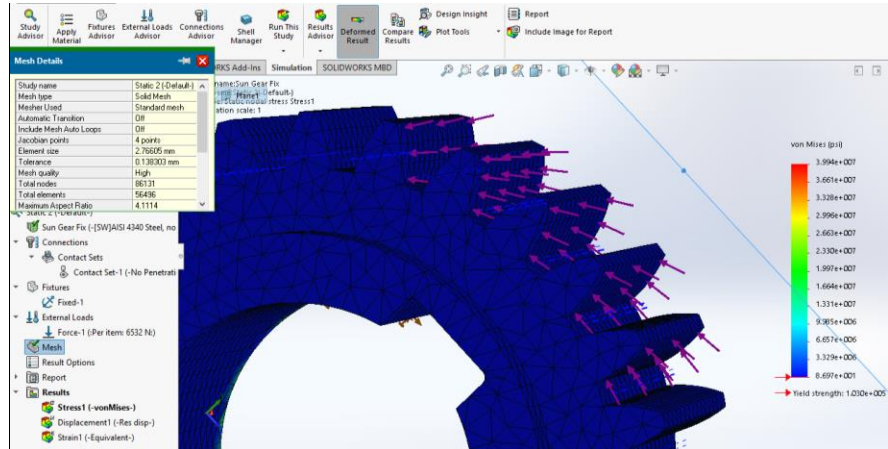
## E. Stress Analays

### 1. Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Sun

Data perhitungan torsi dan gaya yang terjadi pada gigi gear menjadi nilai input dalam simulasi. Dimana nilai torsi sebesar 280 Nm dan nilai Gaya pada kontak fit sebesar 6532 N. Menghasilkan nilai stress maksimal pada bagian dalam poros gear sebesar 3310 psi dan stress maksimal pada gigi kontak fit gigi gear sebesar 3994 psi. Tegangan maksimal yang terjadi pada komponen lebih kecil dari kekuatan material yang digunakan yaitu sebesar 125000 psi.



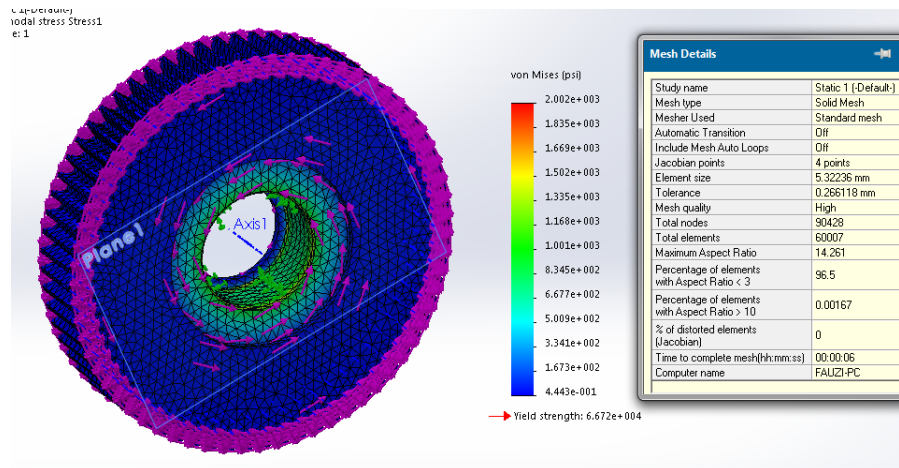
Gambar 4.16 Hasil Simulasi Torsi pada Planet Gear



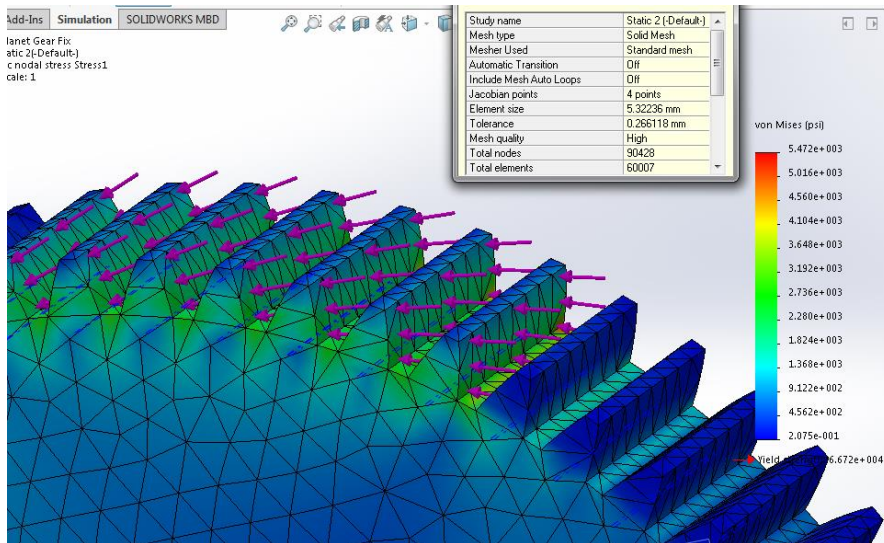
Gambar 4.17 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Planet Gear

## 2. Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Planet

Data perhitungan torsi dan gaya yang terjadi pada gigi gear menjadi nilai input dalam simulasi. Dimana nilai torsi sebesar 225 Nm dan nilai Gaya pada kontak fit sebesar 2177 N. Menghasilkan nilai stress maksimal pada bagian dalam poros gear sebesar 2002 psi dan stress maksimal pada gigi kontak fit gigi gear sebesar 5472 psi. Tegangan maksimal yang terjadi pada komponen lebih kecil dari kekuatan material yang digunakan yaitu sebesar 106500 psi.



Gambar 4.18 Hasil Simulasi Torsi pada Sun Gear



Gambar 4.19 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Sun Gear

#### 4.6 Double Stage Transmission

Double stage adalah transmisi yang terdiri dari dua set sistem planetary. Agar lebih jelasnya lihat ilustrasi untuk single stage dan double stage pada gambar 4.4. Untuk detail perhitungan perencanaan transmisi dari double stage planetary dapat dijelaskan pada penjelasan dibawah ini.

##### A. Perhitungan Gear (transmisi 2)

##### 1. Perhitungan Rasio

Tabel 4.7 Perhitungan Rasio Double Stage

Double Stage Transmission				
Transmisi 1		Transmisi 2		
n1	ratio	n2	ratio	n3
29	2.6	77	2.6	200
T1	ratio	T2	ratio	T3
1907	2.6	731	2.6	280

##### 2. Penentuan Jumlah Gigi

$$Ratio = \frac{n_{Sun}}{n_{Carrier}} = \frac{N_t Ring}{N_t Sun} + 1$$

$$2,6 = \frac{N_t Ring}{N_t Sun} + 1$$

$$\frac{N_t Ring}{N_t Sun} = \frac{2,6}{1} = \frac{143}{89}$$

$$N_t \text{ Planet} = \frac{N_t \text{ Ring} + N_t \text{ Sun}}{2}$$

$$N_t \text{ Planet} = \frac{157 + 27}{2}$$

$$N_t \text{ Planet} = 27$$

Dalam desain nantinya jumlah gigi pada sun gear dibuat berjumlah 89 gigi, sedangkan pada ring gear berjumlah 143 gigi dan untuk planet gear memiliki 27 gigi .

### 3. Kecepatan Anguler

$$\frac{n_{\text{Planet}}}{n_{\text{Sun}}} = \frac{N_t \text{ Sun}}{N_t \text{ Planet}}$$

$$n_{\text{Planet}} = \frac{N_t \text{ Sun}}{N_t \text{ Planet}} \times n_{\text{Sun}}$$

$$n_{\text{Planet}} = \frac{89}{27} \times 200$$

$$n_{\text{Planet}} = 660 \text{ rpm}$$

Hasil perhitungan kecepatan anguler planet gear 660 rpm. Kecepatan anguler ini untuk planet gear di transmisi 2 dengan kecepatan anguler carrier 77 rpm dan output sun gear 200 rpm.

### 4. Menghitung Diameter of Pitch Circle

Modul yang direncanakan pada desain nantinya adalah 8. Sehingga untuk perhitungan diameter pitch circle dari masing-masing gear adalah sebagai berikut:

$$d_{\text{Ring}} = \frac{N_t \text{ Ring}}{P} = \frac{143}{8} = 17,875 \text{ in} = 454,03 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Sun}} = \frac{N_t \text{ Sun}}{P} = \frac{89}{8} = 11,125 \text{ in} = 282,58 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Planet}} = \frac{N_t \text{ Planet}}{P} = \frac{65}{8} = 3,375 \text{ in} = 85,73 \text{ mm}$$

### 5. Perhitungan Torsi

Pada konsep dasar antara torsi dengan kecepatan putar di gearbox dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Torsi_{in} = \frac{n_{out}}{n_{in}} \times Torsi_{out}$$

$$Torsi_{in} = \frac{200}{77} \times 280$$

$$Torsi_{in} = 731 \text{ Nm}$$

#### a. Perhitungan di Sun

$$T = 280 \text{ Nm} = 2478 \text{ lb.in}$$

$$d = 11,125 \text{ in}$$

$$n = 200 \text{ rpm}$$

$$hp = \frac{T \times n}{63000} = \frac{2478 \times 200}{63000} = 7,867 \text{ hp}$$

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 11,28 \times 200}{12} = 583 \text{ ft/min}$$

$$F_T = \frac{hp \times 33000}{V_P} = \frac{7,867 \times 33000}{176,8} = 446 \text{ lb}$$

b. Perhitungan di Planet

- Tangensial Force (  $F_T$  )

Apabila pada satu set planetary terdapat 3 planet gear, maka gaya tangensial di satu planet gear bernilai 1/3 dari gaya tangensial sun gear. Sehingga untuk satu planet gear memiliki gaya tangensial bernilai 149 lb.

- Torsi

Detail perhitungan torsi untuk satu planet gear:

$$F_T = 149 \text{ lb}$$

$$d = 3,375 \text{ in}$$

$$n = 660 \text{ rpm}$$

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 3,375 \times 660}{12} = 583 \text{ ft/min}$$

$$hp = \frac{F_T \times V_P}{33000} = \frac{149 \times 583}{33000} = 2,62 \text{ hp}$$

$$T = \frac{hp \times 6300}{n} = \frac{2,62 \times 6300}{660} = 251 \text{ lb.in}$$

Jadi torsi yang terjadi pada satu planet gear sebesar 251 lb.in dengan power 2,62 hp dan memiliki gaya tangensial sebesar 149 lb.

c. Perhitungan di Carrier

- Torsi

$$hp = 3 \times (\text{hp 1 planet}) = 3 \times 2,62 = 7,867 \text{ hp}$$

$$n = 77$$

$$T = \frac{hp \times 6300}{n} = \frac{7,867 \times 6300}{77} = 6468 \text{ lb.in}$$

- Tangensial Force (  $F_T$  )

Detail perhitungan gaya tangensial di carrier:

$$T = 6468 \text{ lb.in}$$

$$\begin{aligned}
 d &= 14,5 \text{ in} \\
 n &= 77 \text{ rpm} \\
 hp &= 7,867 \text{ hp} \\
 V_P &= \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 14,5 \times 77}{12} = 291 \text{ ft/min} \\
 F_T &= \frac{hp \times 33000}{V_P} = \frac{7,867 \times 33000}{291} = 892 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

## 6. Perhitungan Dynamic Load

a. Beban dinamis pada sun gear

$$F_d = \frac{600 + V_P}{600} \times F_t = \frac{600 + 583}{600} \times 446 = 878 \text{ lb}$$

b. Beban dinamis pada planet gear

$$F_d = \frac{600 + V_P}{600} \times F_t = \frac{600 + 583}{600} \times 149 = 293 \text{ lb}$$

## 7. Pemilihan Material

$$\begin{aligned}
 N_{t \text{ Sun}} &= 27, \text{ maka } Y_{\text{Sun}} &= 0,441 \\
 N_{t \text{ Planet}} &= 65, \text{ maka } Y_{\text{Planet}} &= 0,348 \\
 N_{t \text{ Ring}} &= 157, \text{ maka } Y_{\text{Ring}} &= 0,456
 \end{aligned}$$

Tabel 4.8 Pemilihan Material

Part	Material	AISI / SAE	Treatment	Strength (psi)		Hardness, BHN
				Tensile	Yield	
Ring	Alloy Steels	4140	Normalized (1600 F)	148500	95000	302
Sun	Alloy Steels	4150	Normalized (1600 F)	167500	106500	321
Planet	Alloy Steels	4340	Normalized (1600 F)	185500	125000	363
Carrier	Alloy Steels	4150	Normalized (1600 F)	167500	106500	321

Dengan mengkalikan faktor form lewis dengan yield material maka didapatkan nilai yield strength sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Sun gear, } S_{o \text{ Sun}} \times Y_{\text{Sun}} &= 106500 \times 0,3441 = 47009 \text{ psi} \\
 \text{Planet gear, } S_{o \text{ Planet}} \times Y_{\text{Planet}} &= 125000 \times 0,348 = 43500 \text{ psi} \\
 \text{Ring gear, } S_{o \text{ Ring}} \times Y_{\text{Ring}} &= 95000 \times 0,456 = 43350 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

## 8. Perhitungan Ketebalan Gear

a. Ketebalan Sun Gear

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{2 \times 27}{89 + 27} = 0,466 \\
 K &= 258
 \end{aligned}$$

Maka,

$$b = \frac{F_d}{d \times Q \times K} = \frac{878}{11,125 \times 0,466 \times 258} = 0,66 \text{ in}$$

Ketebalan 0,66 adalah nilai ketebalan sun gear. Namun pada desain dibuat 1,6 in agar lebih aman dan nilai ekonomisnya tidak melebihi dari yang direkomendasikan. Karena batas maksimal ketebalan yang direkomendasikan tidak boleh melebihi  $13/P$  atau 1,625 in.

- b. Ketebalan Planet Gear

$$Q = \frac{2 \times 27}{89 + 27} = 0,466$$

$$K = 258$$

Maka,

$$b = \frac{F_d}{d \times Q \times K} = \frac{293}{3,375 \times 0,466 \times 258} = 0,72 \text{ in}$$

Ketebalan 0,72 adalah nilai minimal ketebalan planet. Namun pada desain dibuat 1,6 in agar lebih aman dan nilai ekonomisnya tidak melebihi dari yang direkomendasikan. Karena batas maksimal ketebalan yang direkomendasikan tidak boleh melebihi  $13/P$  atau 1,625 in.

## 9. Perhitungan Wear Load / Beban Keausan (Metode Buckingham)

- a. Wear Load Sun

$$Q = \frac{2 \times 27}{89 + 27} = 0,466$$

$$K = 258$$

$$d = 11,13 \text{ in}$$

Maka,

$$F_w = d \times b \times Q \times K = 11,125 \times 1,6 \times 0,466 \times 258 = 2139 \text{ lb}$$

Nilai wear load dari sun gear dengan ketebalan 1,6 in sebesar 2139 lb. Karena nilai  $F_{w \text{ Sun}} > F_{d \text{ Sun}}$  maka ketebalan gear desain dikatakan aman.

- b. Wear Load Planet

$$Q = \frac{2 \times 27}{89 + 27} = 0,466$$

$$K = 258$$

$$d = 3,375 \text{ in}$$

Maka,

$$F_w = d \times b \times Q \times K = 3,375 \times 1,6 \times 0,466 \times 258 = 649 \text{ lb}$$

Nilai wear load dari sun gear dengan ketebalan 1,6 in sebesar 649 lb. Karena nilai  $F_{w \text{ Sun}} > F_{d \text{ Sun}}$  maka ketebalan gear desain dikatakan aman.



## 10. Perhitungan Bending Load / Beban Lentur (Metode Lewis)

### a. Bending Load Sun Gear

$$S = 106500 \text{ psi}$$

$$b = 1,6 \text{ in}$$

$$Y = 0,441$$

$$P = 8$$

Maka,

$$F_b = S \times b \times \frac{Y}{P} = 106500 \times 1,6 \times \frac{0,441}{8} = 9402 \text{ lb}$$

Nilai beban lentur dari ketebalan 1,6 in dengan material SAE 4150 yang memiliki yield strength 106500 psi bernilai sebesar 9402 lb. Karena nilai  $F_{b \text{ Sun}} > F_{d \text{ Sun}}$ , maka dapat dikatakan aman.

### b. Bending Load Planet Gear

$$S = 125000 \text{ psi}$$

$$b = 1,6 \text{ in}$$

$$Y = 0,3485$$

$$P = 8$$

Maka,

$$F_b = S \times b \times \frac{Y}{P} = 125000 \times 1,6 \times \frac{0,348}{8} = 8700 \text{ lb}$$

Nilai beban lentur dari ketebalan 1,6 in dengan material SAE 4150 yang memiliki yield strength 125000 psi bernilai sebesar 8700 lb. Karena nilai  $F_{b \text{ Planet}} > F_{d \text{ Planet}}$ , maka dapat dikatakan aman.

## 11. Perhitungan Dengan Metode AGMA

### a. Perhitungan Stress pada Akar Gigi

- Sun gear

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} = \frac{446 \times 1 \times 8 \times 1 \times 1,3}{0,874 \times 1,6 \times 0,44} = 7532 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} = \frac{149 \times 1 \times 8 \times 1 \times 1,3}{0,879 \times 1,6 \times 0,38} = 2907 \text{ psi}$$

### b. Menghitung Stres Desain Maksimal yang Diizinkan

- Sun gear

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} = \frac{48680 \times 0,8}{1 \times 1,3} = 29281 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} = \frac{52040 \times 0,8}{1 \times 1,3} = 31302 \text{ psi}$$

Karena nilai stres desain maksimal yang diizinkan dari pemilihan material lebih besar dari tegangan yang terjadi pada akar gigi gear, maka desain dapat dikatakan aman.  $S_{ad} \geq \sigma_t$

c. Menghitung Stress Kontak Gigi

- Sun gear

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{446 \times 1 \times 1 \times 1,1 \times 1}{0,874 \times 11,125 \times 1,6 \times 0,115}} = 38070 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{149 \times 1 \times 1 \times 1,1 \times 1}{0,8754 \times 3,375 \times 1,5 \times 0,124}} = 38430 \text{ psi}$$

d. Menghitung Kontak Stres Desain yang Diizinkan

- Sun gear

$$\sigma_c \leq S_{ac} \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

$$38070 \text{ psi} \leq 143750 \frac{1 \times 1}{1 \times 1,25}$$

$$38070 \text{ psi} \leq 115000 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$38430 \text{ psi} \leq 161125 \frac{1 \times 1}{1 \times 1,25}$$

$$38430 \text{ psi} \leq 128900 \text{ psi}$$

Karena nilai kontak stres desain yang diizinkan dari pemilihan material lebih besar dari kontak stres yang terjadi pada gigi gear, maka desain dapat dikatakan aman.

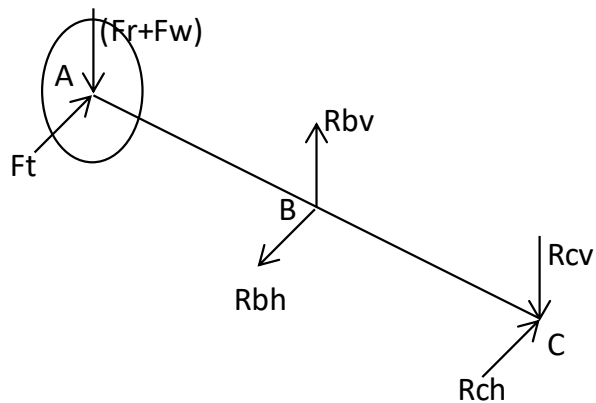
Tabel 4.9 Gearbox Specification

Part	Nt	d		P	b	
		(mm)	(in)		(mm)	(in)
Ring	143	454.025	17.875	8	40.6	1.6
Sun	89	282.575	11.125	8	40.6	1.6
Planet	27	85.725	3.375	8	40.6	1.6

Part	Types of Mechani	Rpm	Torsi	
			(lb.in)	(Nm)
Carrier	input	77	6468	731
Planet	Rotation	660	251	28
Ring	Fix Stationary			
Sun	output	200	2478	280

## B. Perhitungan Poros (transmisi 1)

### 1. Perhitungan Poros Sun



Gambar 4.20 Sketsa Gaya Pada Poros Sun

Data hasil perhitungan sebelumnya:

steel		
AISI/SAE	4150	
BHN	321	
yield	106500	psi
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>
diameter gear	11.375	in
tebal gear	1.600	in
volume gear	162.668	in <sup>3</sup>
gaya berat gear	46.198	lb
gaya tangensial	445.518	lb
gaya radial	162.169	lb
torsi	2478.196	lb.in

a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal

$$\Sigma MC = 0$$

$$0 = Rbh (2,39) + Ft(3,99)$$

$$0 = -Rbh (2,39) + 446(3,99)$$

$$Rbh = 743 \text{ lb}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F &= 0 \\ 0 &= Rch + Rbh + Ft \\ 0 &= Rch + (-743) + 446 \\ Rch &= 297\end{aligned}$$

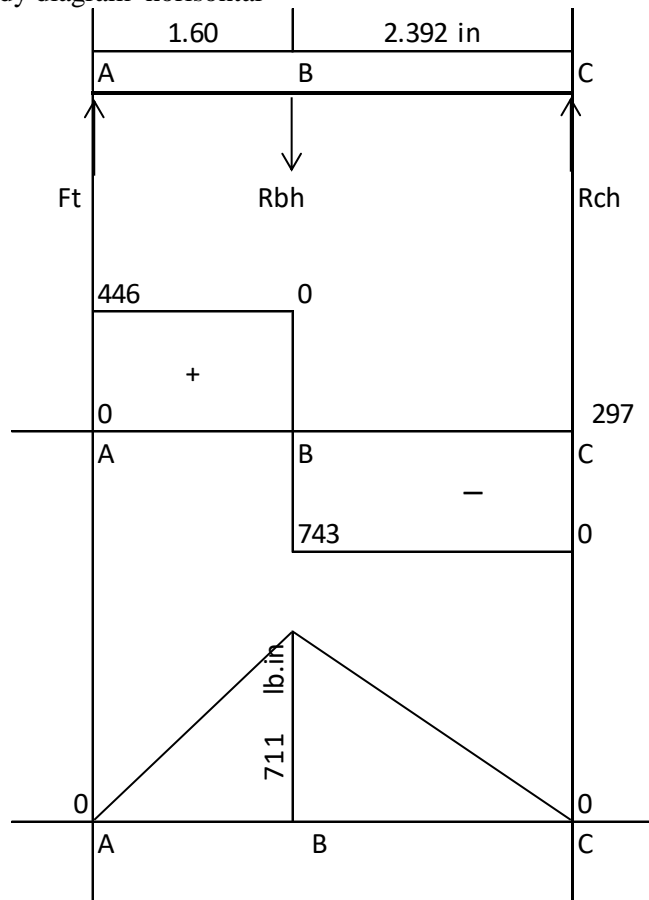
- b. Momen bending pada sumbu horizontal

$$Mah = 0$$

$$Mbh = 1,60 \times 446 = 711 \text{ lb.in}$$

$$Mch = 0$$

- c. Free body diagram horizontal



Gambar 4.21 Free Body Diagram Horizontal Poros Sun

- d. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal

$$\Sigma MC = 0$$

$$0 = (Fr + Fw)(3,99) + Rbv(2,39)$$

$$0 = -(162 + 46)(3,99) + Rbv(2,39)$$

$$Rbv = 347 \text{ lb}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F &= 0 \\ 0 &= R_{cv} + R_{bv} + (F_r + F_w) \\ 0 &= -R_{cv} + 347 + -(162 + 46) \\ R_{cv} &= 139 \text{ lb}\end{aligned}$$

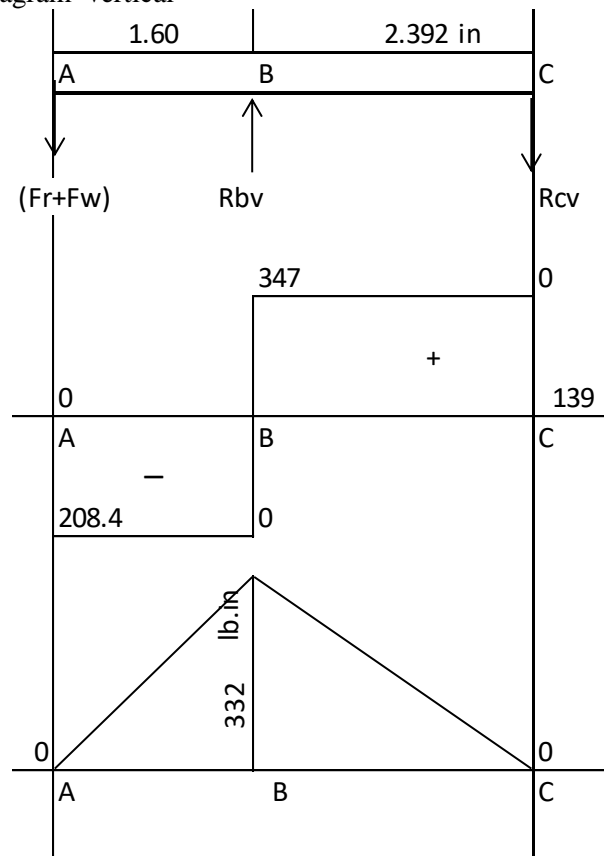
- e. Momen bending pada sumbu vertikal

$$M_{av} = 0$$

$$M_{bv} = 1,6 \times 208 = 332 \text{ lb.in}$$

$$M_{cv} = 0$$

- f. Free body diagram vertical



Gambar 4.22 Free Body Diagram Vertical Poros Sun

- g. Momen resultant

Nilai momen resultant didapatkan dengan cara pythagoras antara momen bending horisontal dengan momen bending vertikal. Berikut perhitungan momen resultant

$$M = \sqrt{Mbh^2 + Mbv^2}$$

$$M = \sqrt{711^2 + 332^2}$$

$$M = 785 \text{ lb. in}$$

h. Menentukan diameter minimal poros

$$D^3 = \frac{20 \times 16}{3,14 \times 0,5 \times 106500} \sqrt{785^2 + 446^2}$$

$$D^3 = 4,97$$

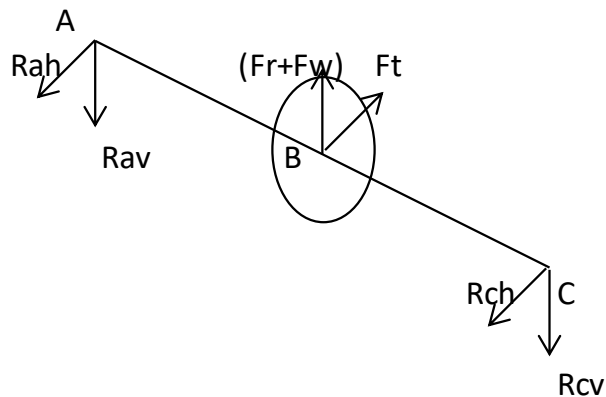
$$D = 1,71 \text{ in}$$

$$D = 43,33 \text{ mm}$$

Nilai 43,33 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros sun gear pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros sun gear dengan diameter 45 mm.

## 2. Perhitungan Poros Planet

Dalam penentuan desain diameter poros, diperlukan sketch gaya yang terjadi pada sepanjang poros. Sketch gaya tersebut dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 4.23 Sketsa Gaya Pada Poros Planet

Data hasil perhitungan sebelumnya:

Alloy Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
yield	125000	psi
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>

diameter gear	3.375	in
tebal gear	1.600	in
volume gear	14.320	in <sup>3</sup>
gaya berat gear	4.067	lb
gaya tangensial	148.506	lb
gaya radial	54.056	lb
torsi	250.604	lb.in

- a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal

$$\Sigma MA = 0$$

$$0 = Ft (1,19) + (Rch) (2,39)$$

$$0 = 149 (1,19) + (-Rch) (2,39)$$

$$Rch = 74 \text{ lb}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$0 = Rah + Ft + Rch$$

$$0 = -Rah + 149 + (-74)$$

$$Rah = 74 \text{ lb}$$

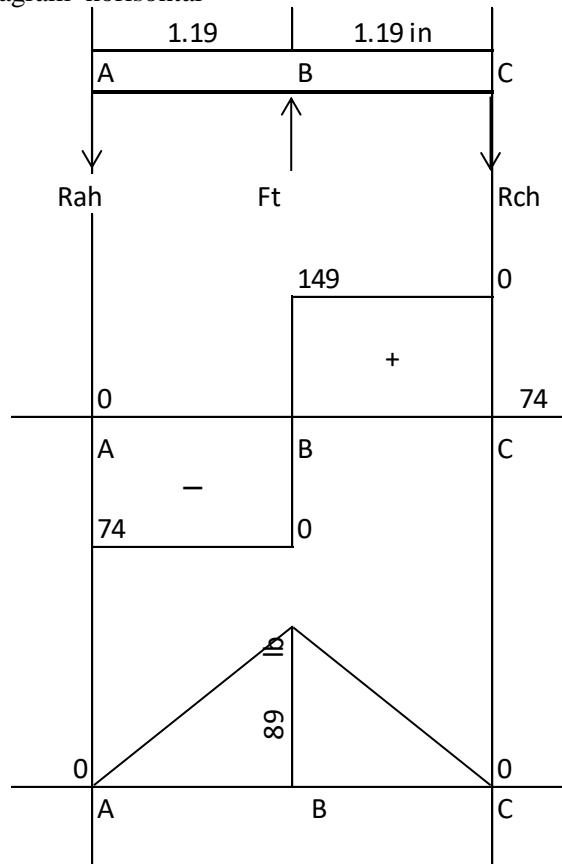
- b. Momen bending pada sumbu horisontal

$$Mah = 0$$

$$Mbh = 1,19 \times 74 = 89 \text{ lb.in}$$

$$Mch = 0$$

c. Free body diagram horisontal



Gambar 4.24 Free Body Diagram Horizontal Poros Planet

d. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal

$$\begin{aligned}\Sigma MC &= 0 \\ 0 &= (Fr + Fw)(1,19) + Rav(2,39) \\ 0 &= (54 + 4)(1,19) + (-Rav)(2,39) \\ Rav &= 29 \text{ lb}\end{aligned}$$

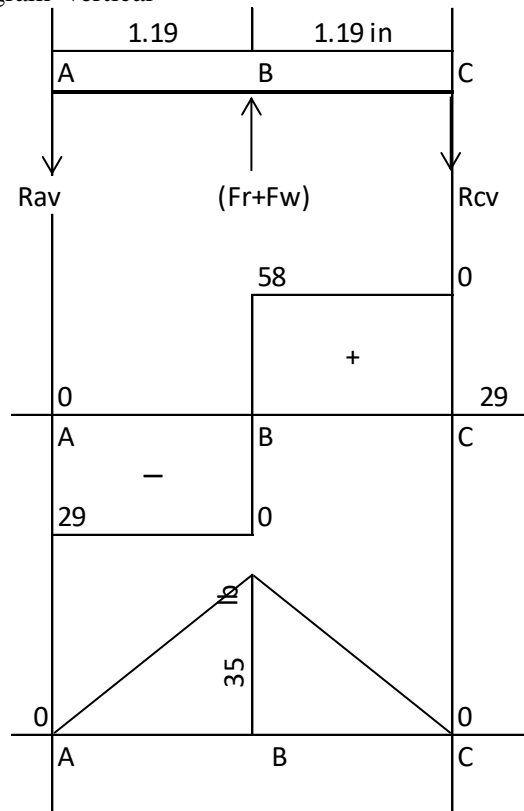
$$\begin{aligned}\Sigma F &= 0 \\ 0 &= Rav + (Fr + Fw) + Rcv \\ 0 &= -29 + (54 + 4) + (-Rcv) \\ Rcv &= 29 \text{ lb}\end{aligned}$$

e. Momen bending pada sumbu vertikal

$$\begin{aligned}Mav &= 0 \\ Mbv &= 1,19 \times 29 = 35 \text{ lb.in} \\ Mcv &= 0\end{aligned}$$



f. Free body diagram vertical



Gambar 4.25 Free Body Diagram Vertical Poros Planet

g. Momen resultant

Nilai momen resultant didapatkan dengan cara pythagoras antara momen bending horisontal dengan momen bending vertikal. Berikut perhitungan momen resultant

$$M = \sqrt{Mbh^2 + Mbv^2}$$

$$M = \sqrt{89^2 + 35^2}$$

$$M = 95 \text{ lb. in}$$

h. Menentukan diameter minimal poros

$$D^3 = \frac{20 \times 16}{3,14 \times 0,5 \times 125000} \sqrt{95^2 + 149^2}$$

$$D^3 = 0,44$$

$$D = 0,76 \text{ in}$$

$$D = 19,28 \text{ mm}$$

Nilai 19,28 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros planet gear pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros planet gear dengan diameter 20 mm.

### 3. Perhitungan Poros Carrier

a. Menentukan daya perencanaan

$$hp = \frac{T \times n}{63000}$$

$$hp = \frac{6468 \times 77}{63000} = 7,87 \text{ hp} = 5,87 \text{ Kw}$$

Faktor koreksi daya

- $F_c = 1,2 - 2,0$  = (daya rata-rata)
- $F_c = 0,8 - 1,2$  = (daya maksimal)
- $F_c = 1,0 - 1,5$  = (daya normal)

Diambil  $F_c = 1,3$

$$\begin{aligned} \text{Koreksi daya (P}_d) &= F_c \times hp \\ &= 1,3 \times 5,87 \text{ Kw} \\ &= 7,63 \text{ Kw} \end{aligned}$$

b. Menghitung momen

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left( \frac{P_d}{n} \right)$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left( \frac{7,63}{77} \right) = 96979 \text{ Kg/mm}$$

c. Tegangan geser yang diizinkan

Material:

Alloy Steel		
AISI/SAE	4150	
BHN	321	
yield	106500	psi
	74.8976	Kg/mm <sup>2</sup>
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>

$$S_{f1} = 6 \text{ (menyesuaikan material)}$$

$$S_{f2} = 1,3 - 3$$

$$\text{Dipilih } S_{f2} = 1,3$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

$$\sigma_a = \frac{87,908}{6 \times 1,3} = 9,6 \text{ Kg/mm}^2$$

d. Faktor kosentrasi tegangan

$$K_t = 1,0 \text{ (beban dikenakan secara halus)}$$

$$K_t = 1,0 - 1,5 \quad (\text{terjadi sedikit kejutan atau tumbukan})$$

$$K_t = 1,5 - 3,0 \quad (\text{beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar})$$

Dipilih  $K_t = 1,5$

e. Faktor beban lentur

$$C_b = 1,0 \quad (\text{tidak mengalami lenturan})$$

$$C_b = 1,2 - 2,3 \quad (\text{mengalami lenturan})$$

Dipilih  $C_b = 1,0$

f. Diameter poros yang ditencankan

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\sigma_a} \times K_t \times C_b \times T}$$

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{9,6} \times 1,5 \times 1 \times 96979} = 43 \text{ mm}$$

Nilai 43 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros carrier pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros carrier dengan diameter 45 mm.

### C. Pemilihan Bearing (transmisi 2)

Untuk pemilihan bearing di tugas akhir ini, penulis tidak melakukan desain bearing, melainkan hanya memakai produk maker yang sudah ada pada pasaran. Dalam pemilihannya harus disesuaikan dengan poros yang sebelumnya sudah didesain. Pada tugas akhir ini, penulis memakai produk SKF ball bearing.

#### 1. Spesifikasi Ball Bearing

Tabel 4.10 Spesifikasi Ball Bearing Double Stage

SKF Ball Bearing							
Poros	d	D	B	r1,2	C	Mass	Design Life
	mm	mm	mm	mm	kN	kg	year
Sun B	45	85	19	1,1	35,1	0,41	8
Sun C	45	68	12	0,6	14	0,14	8
Planet	20	42	12	0,6	9,95	0,069	8
Carrier	45	85	19	1,1	35,1	0,41	14

#### 2. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Sun

Titik B

Gaya resultan yang terjadi di titik B penempatan bearing

$$Frb = \sqrt{Fbh^2 + Fbv^2}$$

$$Frb = \sqrt{743^2 + 347^2}$$

$$Frb = 280 \text{ lb}$$

$$V = 1$$

$$F_r = 280 \text{ lb}$$

$$C = 7891 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 200 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 280 = 280 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left(\frac{7891}{280}\right)^3 = 891 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 200} \left(\frac{7891}{280}\right)^3 = 74220 \text{ hr} = 3092 \text{ d} = 8 \text{ y}$$

Titik C

Gaya resultan yang terjadi di titik B penempatan bearing

$$Frc = \sqrt{Fch^2 + Fcv^2}$$

$$Frc = \sqrt{297^2 + 139^2}$$

$$Frc = 328 \text{ lb}$$

$$V = 1$$

$$F_r = 328 \text{ lb}$$

$$C = 3147 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 200 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 328 = 328 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left(\frac{3147}{328}\right)^3 = 882 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 200} \left(\frac{3147}{328}\right)^3 = 73478 \text{ hr} = 3062 \text{ d} = 8 \text{ y}$$

### 3. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Planet

Gaya resultan yang terjadi di titik penempatan bearing

$$Frb = \sqrt{Fbh^2 + Fbv^2}$$

$$Frb = \sqrt{490^2 + 202^2}$$

$$Frb = 159 \text{ lb}$$

Diketahui:

$$V = 1$$

$$F_r = 159 \text{ lb}$$

$$C = 2237 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 660 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 529 = 529 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{2237}{529} \right)^3 = 2760 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 660} \left( \frac{2237}{529} \right)^3 = 69727 \text{ hr} = 2905 \text{ d} = 8 \text{ y}$$

#### 4. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Carrier

Gaya resultan yang terjadi di titik penempatan bearing

$$Fr = \sqrt{F_{tangensial}^2 + F_{radial}^2}$$

$$Fr = \sqrt{892^2 + 325^2}$$

$$Fr = 949 \text{ lb}$$

Diketahui:

$$V = 1$$

$$Fr = 949 \text{ lb}$$

$$C = 7891 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 77 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 3123 = 3123 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{7891}{949} \right)^3 = 574 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 77} \left( \frac{7891}{949} \right)^3 = 124804 \text{ hr} = 5200 \text{ d} = 14 \text{ y}$$

#### D. Perhitungan Gear (transmisi 1)

##### 1. Perhitungan Rasio

Tabel 4.11 Perhitungan Rasio Double Stage

Double Stage Transmission				
Transmisi 1		Transmisi 2		
n1	ratio	n2	ratio	n3
29	2.6	77	2.6	200
T1	ratio	T2	ratio	T3
1907	2.6	731	2.6	280

##### 2. Penentuan Jumlah Gigi

$$\text{Ratio} = \frac{n_{Sun}}{n_{Carrier}} = \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1$$

$$2,6 = \frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} + 1$$

$$\frac{N_t \text{ Ring}}{N_t \text{ Sun}} = \frac{2,6}{1} = \frac{143}{89}$$

$$N_t \text{ Planet} = \frac{N_t \text{ Ring} + N_t \text{ Sun}}{2}$$

$$N_t \text{ Planet} = \frac{157 + 27}{2}$$

$$N_t \text{ Planet} = 27$$

Dalam desain nantinya jumlah gigi pada sun gear dibuat berjumlah 89 gigi, sedangkan pada ring gear berjumlah 143 gigi dan untuk planet gear memiliki 27 gigi .

### 3. Kecepatan Anguler

$$\frac{n_{\text{Planet}}}{n_{\text{Sun}}} = \frac{N_t \text{ Sun}}{N_t \text{ Planet}}$$

$$n_{\text{Planet}} = \frac{N_t \text{ Sun}}{N_t \text{ Planet}} \times n_{\text{Sun}}$$

$$n_{\text{Planet}} = \frac{89}{27} \times 77$$

$$n_{\text{Planet}} = 253 \text{ rpm}$$

Hasil perhitungan kecepatan anguler planet gear 253 rpm. Kecepatan anguler ini untuk planet gear di transmisi 1 dengan kecepatan anguler carrier 29 rpm dan output sun gear 77 rpm.

### 4. Menghitung Diameter of Pitch Circle

Modul yang direncanakan pada desain nantinya adalah 8. Sehingga untuk perhitungan diameter pitch circle dari masing-masing gear adalah sebagai berikut:

$$d_{\text{Ring}} = \frac{N_t \text{ Ring}}{P} = \frac{143}{8} = 17,875 \text{ in} = 454,03 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Sun}} = \frac{N_t \text{ Sun}}{P} = \frac{89}{8} = 11,125 \text{ in} = 282,58 \text{ mm}$$

$$d_{\text{Planet}} = \frac{N_t \text{ Planet}}{P} = \frac{65}{8} = 3,375 \text{ in} = 85,73 \text{ mm}$$

### 5. Perhitungan Torsi

Pada konsep dasar antara torsi dengan kecepatan putar di gearbox dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Torsi_{In} = \frac{n_{\text{Out}}}{n_{\text{In}}} \times Torsi_{\text{Out}}$$

$$Torsi_{In} = \frac{77}{29} \times 731$$

$$Torsi_{In} = 1907 Nm$$

a. Perhitungan di Sun

$$\begin{aligned} T &= 731 Nm = 6468 lb.in \\ d &= 11,125 in \\ n &= 77 rpm \end{aligned}$$

$$hp = \frac{T \times n}{63000} = \frac{6468 \times 77}{63000} = 7,867 hp$$

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 11,28 \times 77}{12} = 223 ft/min$$

$$F_T = \frac{hp \times 33000}{V_P} = \frac{7,867 \times 33000}{223} = 1163 lb$$

b. Perhitungan di Planet

- Tangensial Force ( $F_T$ )

Apabila pada satu set planetary terdapat 3 planet gear, maka gaya tangensial di satu planet gear bernilai 1/3 dari gaya tangensial sun gear. Sehingga untuk satu planet gear memiliki gaya tangensial bernilai 388 lb.

- Torsi

Detail perhitungan torsi untuk satu planet gear:

$$\begin{aligned} F_T &= 388 lb \\ d &= 3,375 in \\ n &= 253 rpm \end{aligned}$$

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 3,375 \times 253}{12} = 223 ft/min$$

$$hp = \frac{F_T \times V_P}{33000} = \frac{388 \times 223}{33000} = 2,62 hp$$

$$T = \frac{hp \times 6300}{n} = \frac{2,62 \times 6300}{253} = 654 lb.in$$

Jadi torsi yang terjadi pada satu planet gear sebesar 654 lb.in dengan power 2,62 hp dan memiliki gaya tangensial sebesar 388 lb.

c. Perhitungan di Carrier

- Torsi

$$\begin{aligned} hp &= 3 \times (hp \text{ 1 planet}) = 3 \times 2,62 = 7,867 hp \\ n &= 29 \end{aligned}$$

$$T = \frac{hp \times 6300}{n} = \frac{7,867 \times 6300}{29} = 16882 \text{ lb.in}$$

- Tangensial Force ( $F_T$ )

Detail perhitungan gaya tangensial di carrier:

$$T = 16882 \text{ lb.in}$$

$$d = 14,5 \text{ in}$$

$$n = 29 \text{ rpm}$$

$$hp = 7,867 \text{ hp}$$

$$V_P = \frac{\pi \times d \times n}{12} = \frac{3,14 \times 14,5 \times 29}{12} = 112 \text{ ft/min}$$

$$F_T = \frac{hp \times 33000}{V_P} = \frac{7,867 \times 33000}{112} = 2329 \text{ lb}$$

## 6. Perhitungan Dynamic Load

- a. Beban dinamis pada sun gear

$$F_d = \frac{600 + V_P}{600} \times F_t = \frac{600 + 223}{600} \times 1163 = 1596 \text{ lb}$$

- b. Beban dinamis pada planet gear

$$F_d = \frac{600 + V_P}{600} \times F_t = \frac{600 + 223}{600} \times 388 = 532 \text{ lb}$$

## 7. Pemilihan Material

$$N_{t \text{ Sun}} = 27, \text{ maka } Y_{\text{Sun}} = 0,441$$

$$N_{t \text{ Planet}} = 65, \text{ maka } Y_{\text{Planet}} = 0,348$$

$$N_{t \text{ Ring}} = 157, \text{ maka } Y_{\text{Ring}} = 0,456$$

Tabel 4.12 Pemilihan Material

Part	Material	AISI / SAE	Treatment	Strength (psi)		Hardness, BHN
				Tensile	Yield	
Ring	Alloy Steels	4140	Normalized (1600 F)	148500	95000	302
Sun	Alloy Steels	4150	Normalized (1600 F)	167500	106500	321
Planet	Alloy Steels	4340	Normalized (1600 F)	185500	125000	363
Carrier	Alloy Steels	4150	Normalized (1600 F)	167500	106500	321

Dengan mengkalikan faktor form lewis dengan yield material maka didapatkan nilai yield strength sebagai berikut:

$$\text{Sun gear, } S_{o \text{ Sun}} \times Y_{\text{sun}} = 106500 \times 0,3441 = 47009 \text{ psi}$$

$$\text{Planet gear, } S_{o \text{ Planet}} \times Y_{\text{Planet}} = 125000 \times 0,348 = 43500 \text{ psi}$$

$$\text{Ring gear, } S_{o \text{ Ring}} \times Y_{\text{Ring}} = 95000 \times 0,456 = 43350 \text{ psi}$$

## 8. Perhitungan Ketebalan Gear

- a. Ketebalan Sun Gear



$$Q = \frac{2 \times 27}{89 + 27} = 0,466$$

$$K = 258$$

Maka,

$$b = \frac{F_d}{d \times Q \times K} = \frac{1596}{11,125 \times 0,466 \times 258} = 1,19 \text{ in}$$

Ketebalan 1,19 adalah nilai ketebalan sun gear. Namun pada desain dibuat 1,6 in agar lebih aman dan nilai ekonomisnya tidak melebihi dari yang direkomendasikan. Karena batas maksimal ketebalan yang direkomendasikan tidak boleh melebihi 13/P atau 1,625 in.

b. Ketebalan Planet Gear

$$Q = \frac{2 \times 27}{89 + 27} = 0,466$$

$$K = 258$$

Maka,

$$b = \frac{F_d}{d \times Q \times K} = \frac{532}{3,375 \times 0,466 \times 258} = 1,31 \text{ in}$$

Ketebalan 1,31 adalah nilai minimal ketebalan planet. Namun pada desain dibuat 1,6 in agar lebih aman dan nilai ekonomisnya tidak melebihi dari yang direkomendasikan. Karena batas maksimal ketebalan yang direkomendasikan tidak boleh melebihi 13/P atau 1,625 in.

## 9. Perhitungan Wear Load / Beban Keausan (Metode Buckingham)

a. Wear Load Sun

$$Q = \frac{2 \times 27}{89 + 27} = 0,466$$

$$K = 258$$

$$d = 11,13 \text{ in}$$

Maka,

$$F_w = d \times b \times Q \times K = 11,125 \times 1,6 \times 0,466 \times 258 = 2139 \text{ lb}$$

Nilai wear load dari sun gear dengan ketebalan 1,6 in sebesar 2139 lb. Karena nilai  $F_{w \text{ Sun}} > F_{d \text{ Sun}}$  maka ketebalan gear desain dikatakan aman.

b. Wear Load Planet

$$Q = \frac{2 \times 27}{89 + 27} = 0,466$$

$$K = 258$$

$$d = 3,375 \text{ in}$$

Maka,

$$F_w = d \times b \times Q \times K = 3,375 \times 1,6 \times 0,466 \times 258 = 649 \text{ lb}$$

Nilai wear load dari sun gear dengan ketebalan 1,6 in sebesar 649 lb. Karena nilai  $F_{w \text{ Sun}} > F_{d \text{ Sun}}$  maka ketebalan gear desain dikatakan aman.

## 10. Perhitungan Bending Load / Beban Lentur (Metode Lewis)

a. Bending Load Sun Gear

$$S = 106500 \text{ psi}$$

$$b = 1,6 \text{ in}$$

$$Y = 0,441$$

$$P = 8$$

Maka,

$$F_b = S \times b \times \frac{Y}{P} = 106500 \times 1,6 \times \frac{0,441}{8} = 9402 \text{ lb}$$

Nilai beban lentur dari ketebalan 1,6 in dengan material SAE 4150 yang memiliki yield strength 106500 psi bernilai sebesar 9402 lb. Karena nilai  $F_{b \text{ Sun}} > F_{d \text{ Sun}}$ , maka dapat dikatakan aman.

b. Bending Load Planet Gear

$$S = 125000 \text{ psi}$$

$$b = 1,6 \text{ in}$$

$$Y = 0,3485$$

$$P = 8$$

Maka,

$$F_b = S \times b \times \frac{Y}{P} = 125000 \times 1,6 \times \frac{0,348}{8} = 8700 \text{ lb}$$

Nilai beban lentur dari ketebalan 1,6 in dengan material SAE 4150 yang memiliki yield strength 125000 psi bernilai sebesar 8700 lb. Karena nilai  $F_{b \text{ Planet}} > F_{d \text{ Planet}}$ , maka dapat dikatakan aman.

## 11. Perhitungan Dengan Metode AGMA

a. Perhitungan Stress pada Akar Gigi

- Sun gear

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} = \frac{1163 \times 1 \times 8 \times 1 \times 1,3}{0,916 \times 1,6 \times 0,44} = 18751 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} = \frac{388 \times 1 \times 8 \times 1 \times 1,3}{0,916 \times 1,6 \times 0,38} = 7237 \text{ psi}$$

## b. Menghitung Stres Desain Maksimal yang Diizinkan

- Sun gear

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} = \frac{48680 \times 0,8}{1 \times 1,3} = 29281 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \times K_L}{K_T \times K_R} = \frac{52040 \times 0,8}{1 \times 1,3} = 31302 \text{ psi}$$

Karena nilai stres desain maksimal yang diizinkan dari pemilihan material lebih besar dari tegangan yang terjadi pada akar gigi gear, maka desain dapat dikatakan aman.  $S_{ad} \geq \sigma_t$

## c. Menghitung Stress Kontak Gigi

- Sun gear

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}}$$

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{1163 \times 1 \times 1 \times 1,1 \times 1}{0,916 \times 11,125 \times 1,6 \times 0,115}} = 60069 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{388 \times 1 \times 1 \times 1,1 \times 1}{0,916 \times 3,375 \times 1,5 \times 0,124}} = 60638 \text{ psi}$$

## d. Menghitung Kontak Stres Desain yang Diizinkan

- Sun gear

$$\sigma_c \leq S_{ac} \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

$$60069 \text{ psi} \leq 143750 \frac{1 \times 1}{1 \times 1,25}$$

$$60069 \text{ psi} \leq 115000 \text{ psi}$$

- Planet gear

$$60638 \text{ psi} \leq 161125 \frac{1 \times 1}{1 \times 1,25}$$

$$60638 \text{ psi} \leq 128900 \text{ psi}$$

Karena nilai kontak stres desain yang diizinkan dari pemilihan material lebih besar dari kontak stres yang terjadi pada gigi gear, maka desain dapat dikatakan aman.

Tabel 4.13 Gearbox Specification

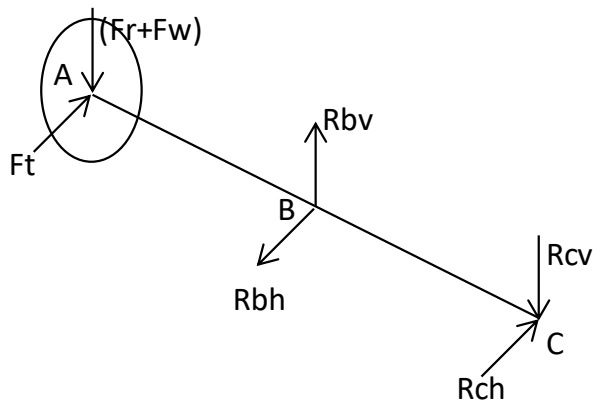
Part	Nt	d		P	b	
		(mm)	(in)		(mm)	(in)
Ring	143	454.025	17.875	8	40.6	1.6
Sun	89	282.575	11.125	8	40.6	1.6
Planet	27	85.725	3.375	8	40.6	1.6

Part	Types of Mechani	Rpm	Torsi	
			(lb.in)	(Nm)
Carrier	input	29	16882	1907
Planet	Rotation	253	654	74
Ring	Fix Stationary			
Sun	output	77	6468	731

## E. Perhitungan Poros (transmisi 2)

### 1. Perhitungan Poros Sun



Gambar 4.26 Sketsa Gaya Pada Poros Sun

Data hasil perhitungan sebelumnya:

steel		
AISI/SAE	4150	
BHN	321	
yield	106500	psi
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>

diameter gear	11.375	in
tebal gear	1.600	in
volume gear	163	in <sup>3</sup>
gaya berat gear	46.198	lb
gaya tangensial	1163	lb
gaya radial	423	lb
torsi	6468	lb.in

- a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal

$$\Sigma MC = 0$$

$$0 = Rbh (2,39) + Ft(3,99)$$

$$0 = -Rbh (2,39) + 1163(3,99)$$

$$Rbh = 1939 \text{ lb}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$0 = Rch + Rbh + Ft$$

$$0 = Rch + (-1939) + 1163$$

$$Rch = 776 \text{ lb}$$

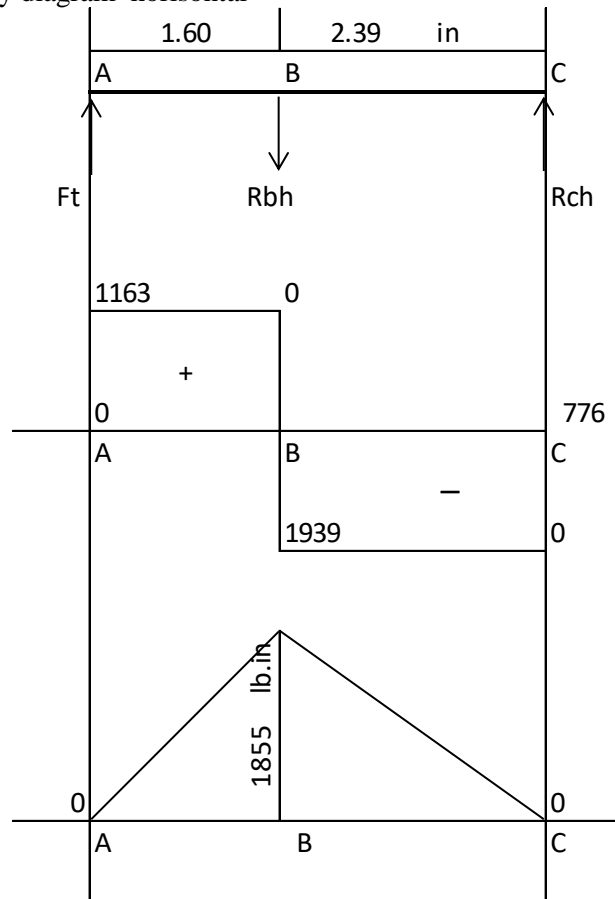
- b. Momen bending pada sumbu horisontal

$$Mah = 0$$

$$Mbh = 1,60 \times 1163 = 1855 \text{ lb.in}$$

$$Mch = 0$$

c. Free body diagram horisontal



Gambar 4.27 Free Body Diagram Horizontal Pada Poros Sun

d. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal

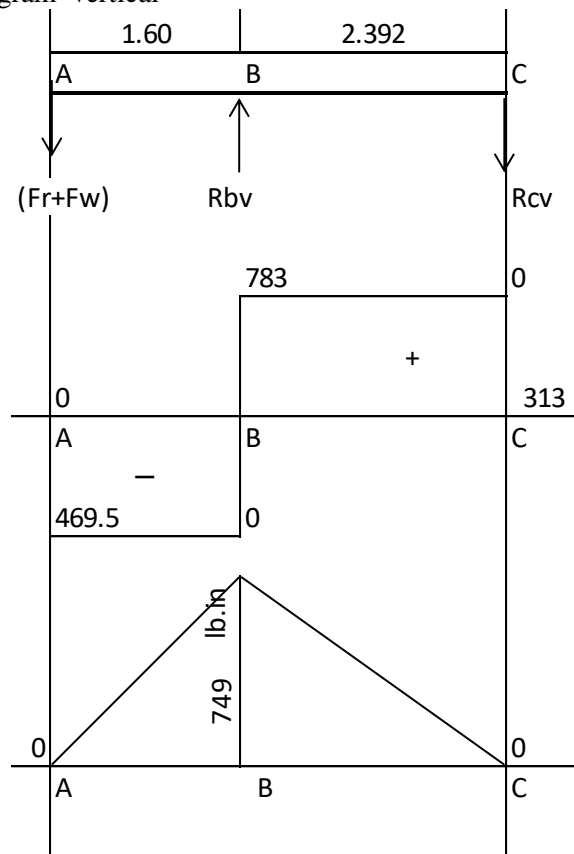
$$\begin{aligned}\Sigma MC &= 0 \\ 0 &= (Fr + Fw)(3,99) + Rbv(2,39) \\ 0 &= -(423 + 46)(3,99) + Rbv(2,39) \\ Rbv &= 383 \text{ lb}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F &= 0 \\ 0 &= Rcv + Rbv + (Fr + Fw) \\ 0 &= -Rcv + 383 + -(423 + 46) \\ Rcv &= 139 \text{ lb}\end{aligned}$$

e. Momen bending pada sumbu vertikal

$$\begin{aligned}Mav &= 0 \\ Mbv &= 1,6 \times 469 = 332 \text{ lb.in} \\ Mcv &= 0\end{aligned}$$

f. Free body diagram vertical



Gambar 4.28 Free Body Diagram Vertical Pada Poros Sun

g. Momen resultant

Nilai momen resultant didapatkan dengan cara pythagoras antara momen bending horisontal dengan momen bending vertikal. Berikut perhitungan momen resultant

$$M = \sqrt{Mbh^2 + Mbv^2}$$

$$M = \sqrt{1855^2 + 749^2}$$

$$M = 2001 \text{ lb.in}$$

h. Menentukan diameter minimal poros

$$D^3 = \frac{8 \times 16}{3,14 \times 0,5 \times 106500} \sqrt{2001^2 + 6468^2}$$

$$D^3 = 5,18$$

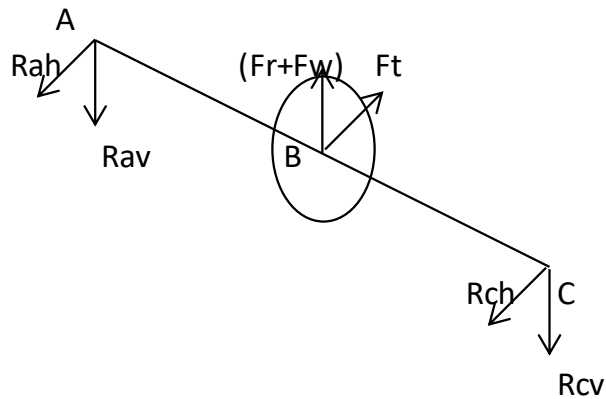
$$D = 1,73 \text{ in}$$

$$D = 43,92 \text{ mm}$$

Nilai 43,92 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros sun gear pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros sun gear dengan diameter 45 mm.

## 2. Perhitungan Poros Planet

Dalam penentuan desain diameter poros, diperlukan sketch gaya yang terjadi pada sepanjang poros. Sketch gaya tersebut dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 4.29 Sketsa Gaya Pada Poros Planet

Data hasil perhitungan sebelumnya:

Alloy Steel		
AISI/SAE	4340	
BHN	363	
yield	125000	psi
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>
diameter gear	3.375	in
tebal gear	1.600	in
volume gear	14.320	in <sup>3</sup>
gaya berat gear	4.067	lb
gaya tangensial	387.601	lb
gaya radial	141.087	lb
torsi	654.077	lb.in

- a. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu horisontal

$$\Sigma MA = 0$$

$$0 = Ft (1,19) + (Rch) (2,39)$$



$$0 = 388 (1,19) + (-Rch) (2,39)$$

$$Rch = 194 \text{ lb}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$0 = Rah + Ft + Rch$$

$$0 = -Rah + 388 + (-194)$$

$$Rah = 194 \text{ lb}$$

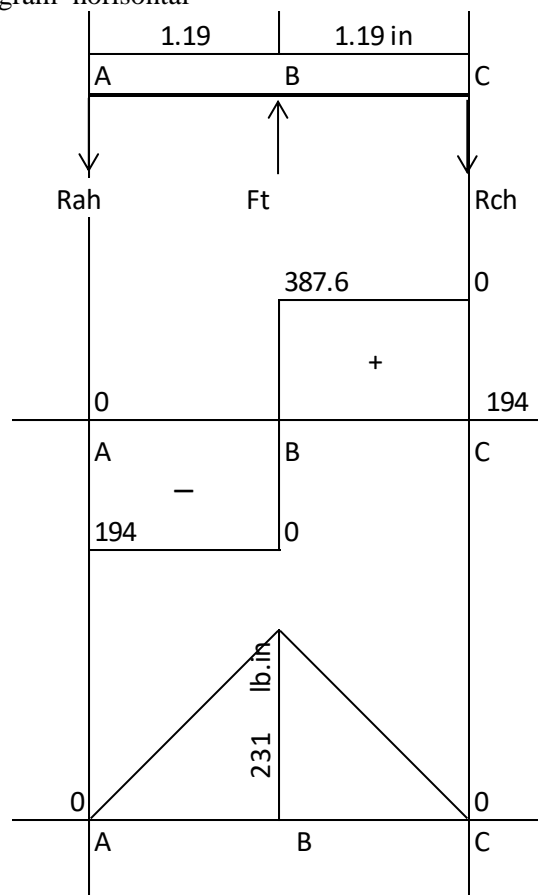
- b. Momen bending pada sumbu horizontal

$$Mah = 0$$

$$Mbh = 1,19 \times 194 = 231 \text{ lb.in}$$

$$Mch = 0$$

- c. Free body diagram horizontal



Gambar 4.30 Free Body Diagram Horizontal Pada Poros Planet

- d. Gaya-gaya yang bekerja pada sumbu vertikal

$$\Sigma MA = 0$$

$$0 = (Fr + Fw) (1,19) + Rcv(2,39)$$

$$0 = (141 + 4)(1,19) + (-Rcv)(2,39)$$

$$Rcv = 73 \text{ lb}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$0 = Rav + (Fr + Fw) + Rcv$$

$$0 = -Rav + (414 + 4) + (-73)$$

$$Rav = 73 \text{ lb}$$

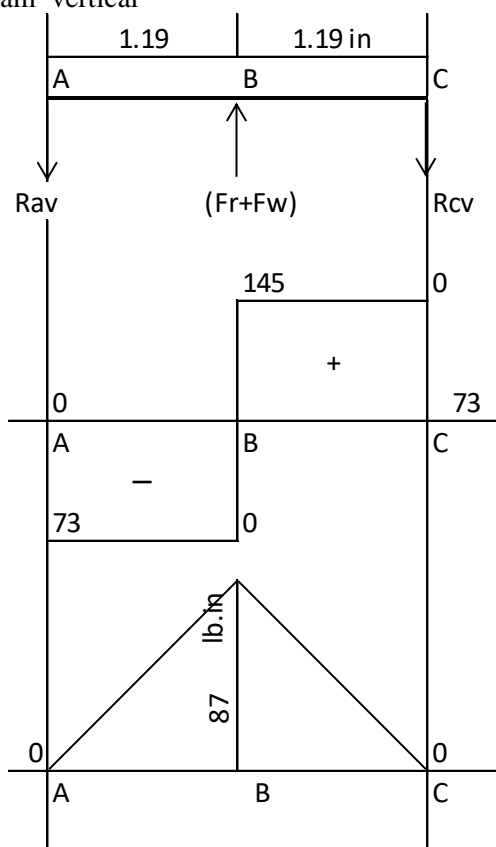
- e. Momen bending pada sumbu vertikal

$$Mav = 0$$

$$Mbv = 1,19 \times 73 = 87 \text{ lb.in}$$

$$Mcv = 0$$

- f. Free body diagram vertical



Gambar 4.31 Free Body Diagram Vertical Pada Poros Planet

- g. Momen resultant

Nilai momen resultant didapatkan dengan cara pythagoras antara momen bending horisontal dengan momen bending vertikal. Berikut perhitungan momen resultant:

$$M = \sqrt{Mbh^2 + Mbv^2}$$

$$M = \sqrt{231^2 + 87^2}$$

$$M = 247 \text{ lb.in}$$

- h. Menentukan diameter minimal poros

$$D^3 = \frac{8 \times 16}{3,14 \times 0,5 \times 125000} \sqrt{247^2 + 654^2}$$

$$D^3 = 0,46$$

$$D = 0,77 \text{ in}$$

$$D = 19,55 \text{ mm}$$

Nilai 19,55 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros planet gear pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros planet gear dengan diameter 20 mm.

### 3. Perhitungan Poros Carrier

- a. Menentukan daya perencanaan

$$hp = \frac{T \times n}{63000}$$

$$hp = \frac{16882 \times 29}{63000} = 7,87 \text{ hp} = 5,87 \text{ Kw}$$

Faktor koreksi daya

- $F_c = 1,2 - 2,0$  = (daya rata-rata)
- $F_c = 0,8 - 1,2$  = (daya maksimal)
- $F_c = 1,0 - 1,5$  = (daya normal)

Diambil  $F_c = 1,3$

$$\text{Koreksi daya (P}_d\text{)} = F_c \times hp$$

$$= 1,3 \times 5,87 \text{ Kw}$$

$$= 7,63 \text{ Kw}$$

- b. Menghitung momen

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{P_d}{n}\right)$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{7,63}{29}\right) = 253115 \text{ Kg/mm}$$

- c. Tegangan geser yang diizinkan

Material:

Alloy Steel		
AISI/SAE	4150	
BHN	321	
yield	106500	psi
	74.8976	g/mm
density	0.284	lb/in <sup>3</sup>

$S_{f1} = 6$  (menyesuaikan material)

$S_{f2} = 1,3 - 3$

Dipilih  $S_{f2} = 1,3$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

$$\sigma_a = \frac{87,908}{6 \times 1,3} = 9,6 \text{ Kg/mm}^2$$

d. Faktor konsentrasi tegangan

$K_t = 1,0$  (beban dikenakan secara halus)

$K_t = 1,0 - 1,5$  (terjadi sedikit kejutan atau tumbukan)

$K_t = 1,5 - 3,0$  (beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar)

Dipilih  $K_t = 1,5$

e. Faktor beban lentur

$C_b = 1,0$  (tidak mengalami lenturan)

$C_b = 1,2 - 2,3$  (mengalami lenturan)

Dipilih  $C_b = 1,0$

f. Diameter poros yang ditencankan

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\sigma_a} \times K_t \times C_b \times T}$$

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{9,6} \times 1,5 \times 1 \times 253115} = 59 \text{ mm}$$

Nilai 59 mm adalah nilai perhitungan diameter poros, namun untuk desain poros carrier pada tugas akhir ini penulis menggunakan poros carrier dengan diameter 60 mm.

## F. Pemilihan Bearing (transmisi 2)

Untuk pemilihan bearing di tugas akhir ini, penulis tidak melakukan desain bearing, melainkan hanya memakai produk maker yang sudah ada pada pasaran.

Dalam pemilihannya harus disesuaikan dengan poros yang sebelumnya sudah didesain. Pada tugas akhir ini, penulis memakai produk SKF ball bearing.

### 1. Spesifikasi Ball Bearing

Tabel 4.14 Spesifikasi Ball Bearing Double Stage

SKF Ball Bearing							
Poros	d	D	B	r <sub>1,2</sub>	C	Mass	Design Life
	mm	mm	mm	mm	kN	kg	year
Sun B	45	100	25	1,5	55,3	0,83	5
Sun C	45	85	19	1,1	35,1	0,41	21
Planet	20	52	15	1,1	18,2	0,14	7
Carrier	60	110	22	1,5	55,3	0,78	8

### 2. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Sun

Titik B

Gaya resultan yang terjadi di titik B penempatan bearing

$$Frb = \sqrt{Fbh^2 + Fbv^2}$$

$$Frb = \sqrt{1939^2 + 783^2}$$

$$Frb = 2091 \text{ lb}$$

$$V = 1$$

$$F_r = 2091 \text{ lb}$$

$$C = 12432 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 77 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 2091 = 2091 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{12432}{2091} \right)^3 = 210 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 77} \left( \frac{12432}{2091} \right)^3 = 45708 \text{ hr} = 1904 \text{ d} = 5 \text{ y}$$

Titik C

Gaya resultan yang terjadi di titik B penempatan bearing

$$Frc = \sqrt{Fch^2 + Fcv^2}$$

$$Frc = \sqrt{776^2 + 313^2}$$

$$Frc = 837 \text{ lb}$$

$$V = 1$$

$$F_r = 837 \text{ lb}$$

$$C = 7891 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 77 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 837 = 837 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{7891}{837} \right)^3 = 839 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 77} \left( \frac{7891}{837} \right)^3 = 182353 \text{ hr} = 7598 \text{ d} = 21 \text{ y}$$

### 3. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Planet

Gaya resultan yang terjadi di titik penempatan bearing

$$Fr_b = \sqrt{F_b h^2 + F_b v^2}$$

$$Fr_b = \sqrt{388^2 + 145^2}$$

$$Fr_b = 414 \text{ lb}$$

Diketahui:

$$V = 1$$

$$F_r = 414 \text{ lb}$$

$$C = 4092 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 253 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 414 = 414 \text{ lb}$$

$$L_{10} = \left( \frac{4092}{414} \right)^3 = 966 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 253} \left( \frac{4092}{414} \right)^3 = 63711 \text{ hr} = 2655 \text{ d} = 7 \text{ y}$$

### 4. Perhitungan Rating Life Bearing Poros Carrier

Gaya resultan yang terjadi di titik penempatan bearing

$$Fr = \sqrt{F_{tangensial}^2 + F_{radial}^2}$$

$$Fr = \sqrt{2329^2 + 848^2}$$

$$Fr = 2478 \text{ lb}$$

Diketahui:

$$V = 1$$

$$F_r = 2478 \text{ lb}$$

$$C = 12432 \text{ lb (from maker)}$$

$$n = 29 \text{ rpm}$$

Maka,

$$P = 1 \times 2478 = 2478 \text{ lb}$$

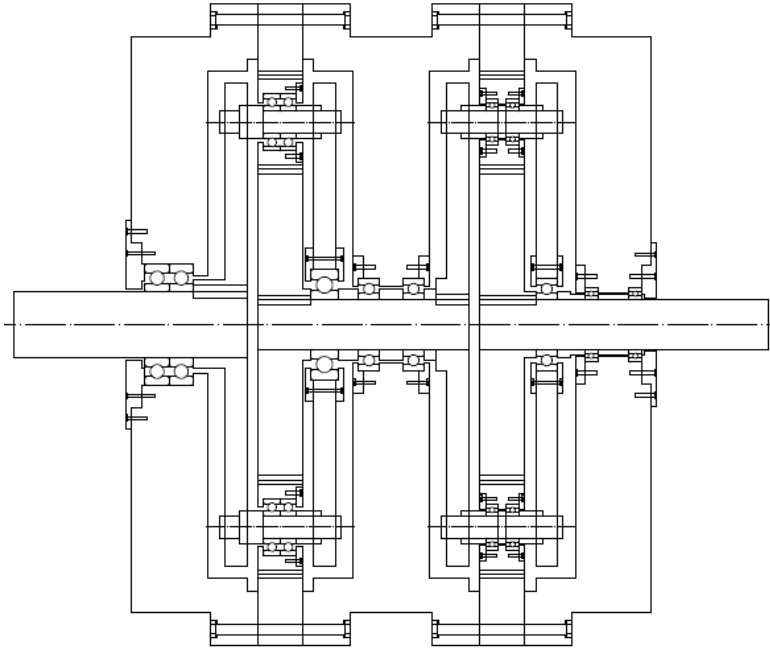
$$L_{10} = \left( \frac{12432}{2478} \right)^3 = 126 \text{ million revolutions}$$

Atau

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 29} \left( \frac{12432}{2478} \right)^3 = 71648 \text{ hr} = 2985 \text{ d} = 8 \text{ y}$$

## G. Penggambaran Model

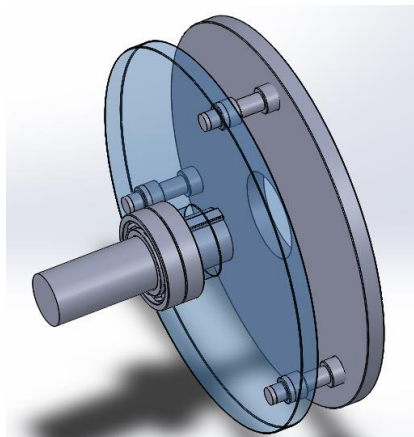
### 1. Sketsa 3D



Gambar 4.32 Sketsa Double Stage Planetary

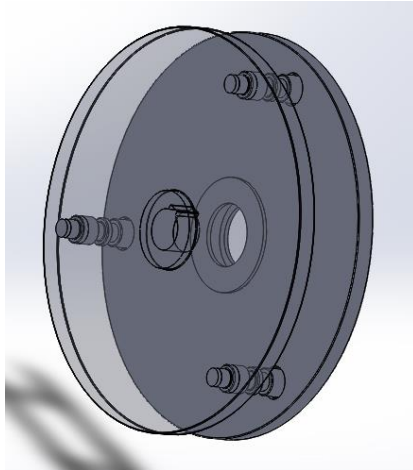
### 2. Carrier

#### a. Carrier Transmisi 1



Gambar 4.33 3D Carrier Transmisi 1

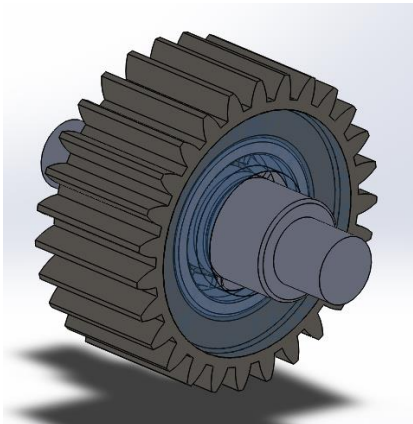
**b. Carrier Transmisi 2**



Gambar 4.34 3D Carrier Transmisi 2

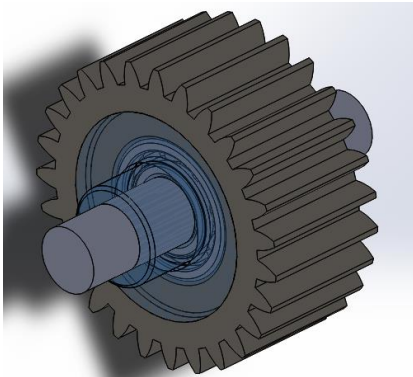
**3. Poros Planet**

**a. Poros Planet Transmisi 1**



Gambar 4.35 3D Poros & Planet Gear Transmisi 1

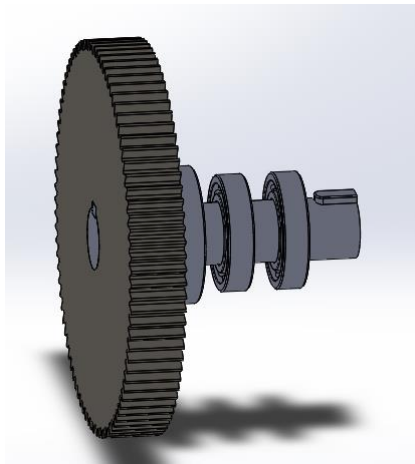
**b. Poros Planet Transmisi 2**



Gambar 4.36 3D Poros & Planet Gear Transmisi 2

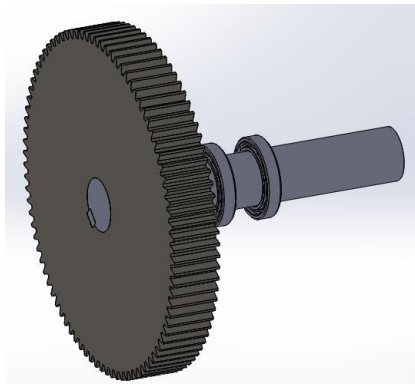


**4. Poros Sun**  
**a. Poros Sun Transmisi 1**



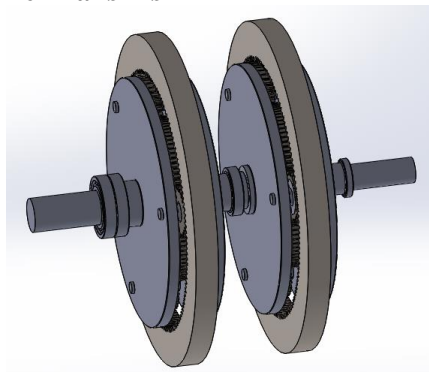
Gambar 4.37 3D Poros & Sun Gear Transmisi 1

**b. Poros Sun Transmisi 2**



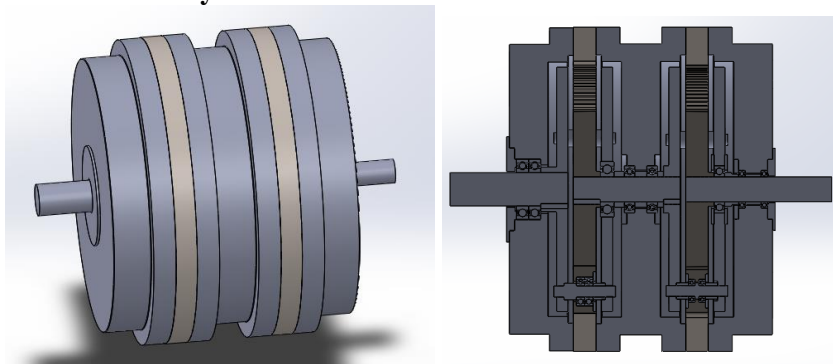
Gambar 4.38 3D Poros & Sun Gear Transmisi 2

**5. Mekanisme Transmisi**



Gambar 4.39 3D Mekanisme Double Stage Planetary

## 6. Assembly All Parts

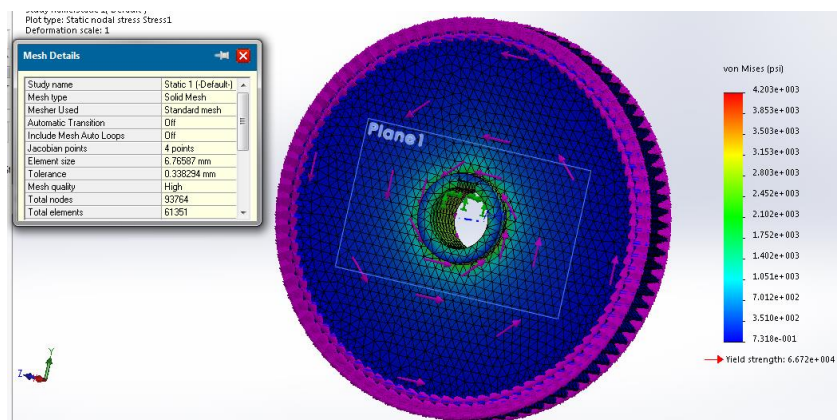


Gambar 4.40 3D All Parts Double Stage Planetary

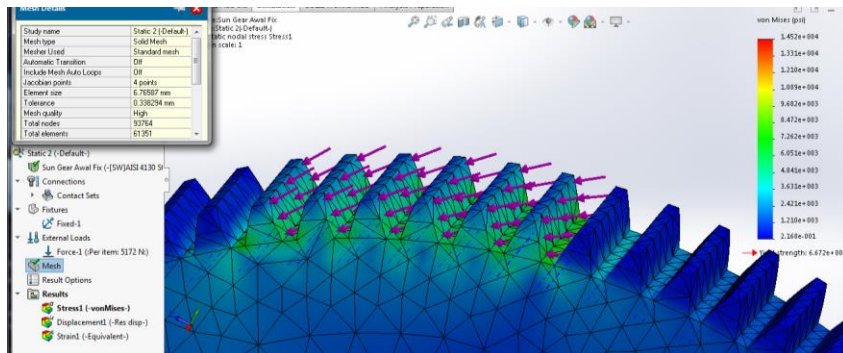
## H. Stress Analays

### 1. Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Sun Transmisi 1

Data perhitungan torsi dan gaya yang terjadi pada gigi gear menjadi nilai input dalam simulasi. Dimana nilai torsi sebesar 731 Nm dan nilai Gaya pada kontak fit sebesar 5172 N. Menghasilkan nilai stress maksimal pada bagian dalam poros gear sebesar 4203 psi dan stress maksimal pada gigi kontak fit gigi gear sebesar 14520 psi. Tegangan maksimal yang terjadi pada komponen lebih kecil dari kekuatan material yang digunakan yaitu sebesar 106500 psi.



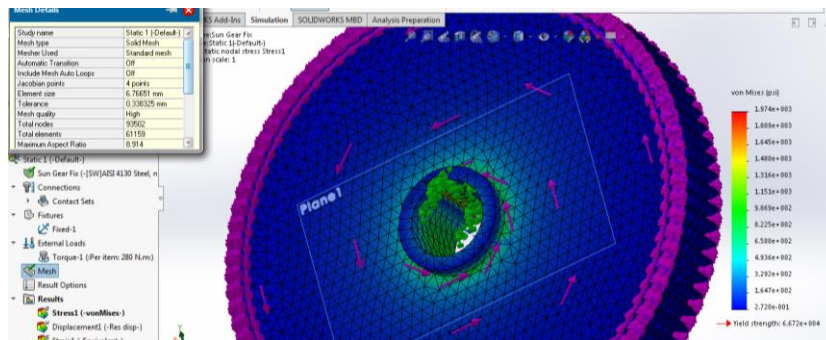
Gambar 4.41 Hasil Simulasi Torsi pada Sun Gear



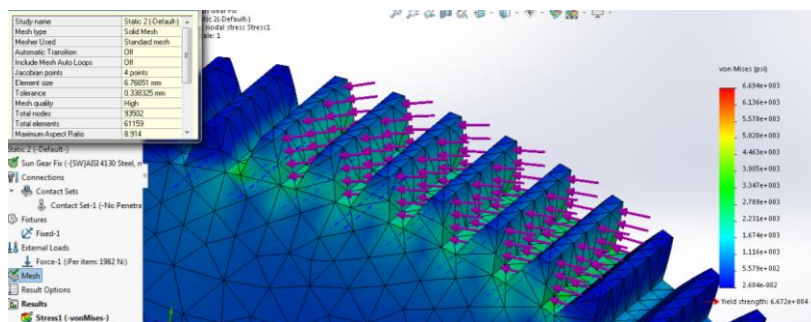
Gambar 4.42 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Sun Gear

## 2. Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Sun Transmisi 2

Data perhitungan torsi dan gaya yang terjadi pada gigi gear menjadi nilai input dalam simulasi. Dimana nilai torsi sebesar 280 Nm dan nilai Gaya pada kontak fit sebesar 1982 N. Menghasilkan nilai stress maksimal pada bagian dalam poros gear sebesar 1974 psi dan stress maksimal pada gigi kontak fit gigi gear sebesar 6694 psi. Tegangan maksimal yang terjadi pada komponen lebih kecil dari kekuatan material yang digunakan yaitu sebesar 106500 psi.



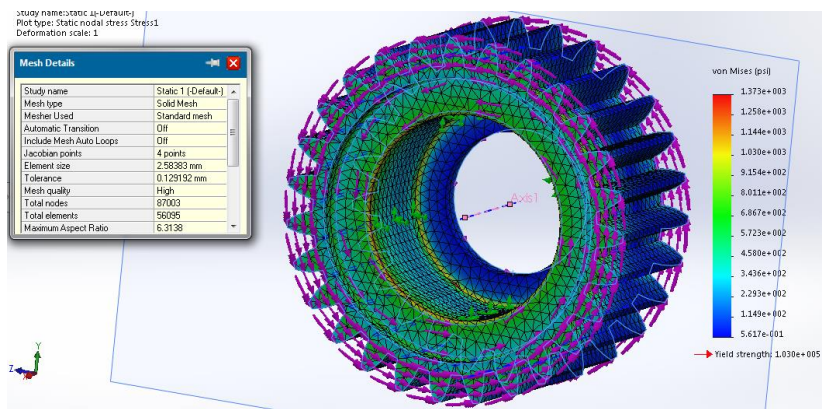
Gambar 4.43 Hasil Simulasi Torsi pada Sun Gear



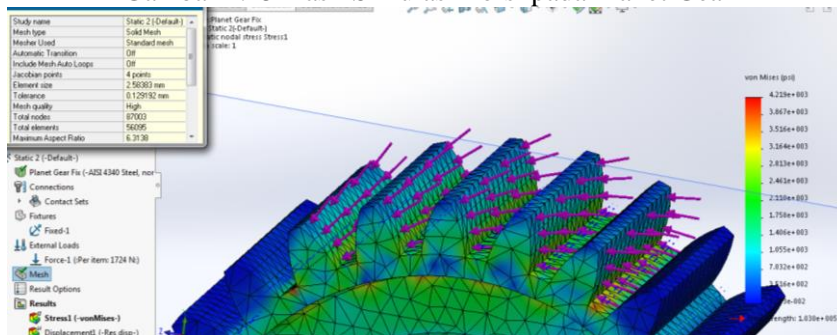
Gambar 4.44 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Sun Gear

### 3. Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Planet Transmisi 1

Data perhitungan torsi dan gaya yang terjadi pada gigi gear menjadi nilai input dalam simulasi. Dimana nilai torsi sebesar 74 Nm dan nilai Gaya pada kontak fit sebesar 1724 N. Menghasilkan nilai stress maksimal pada bagian dalam poros gear sebesar 1373 psi dan stress maksimal pada gigi kontak fit gigi gear sebesar 4219 psi. Tegangan maksimal yang terjadi pada komponen lebih kecil dari kekuatan material yang digunakan yaitu sebesar 125000 psi.



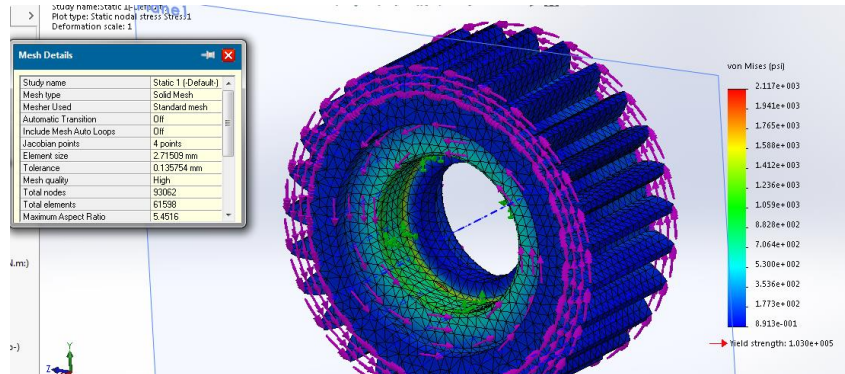
Gambar 4.45 Hasil Simulasi Torsi pada Planet Gear



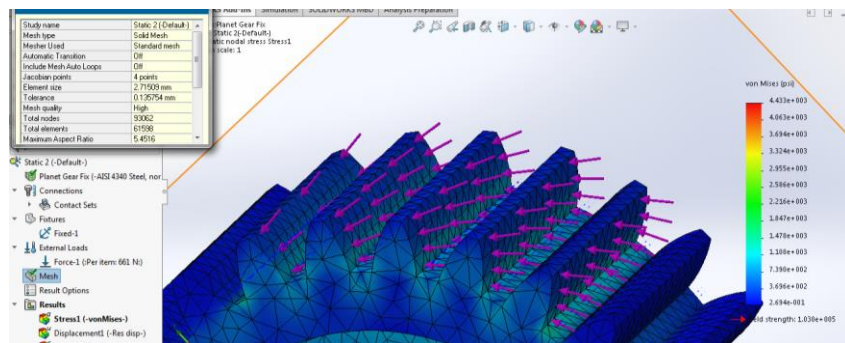
Gambar 4.46 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Planet Gear

### 4. Analisa Stress pada Poros & Gigi Gear Planet Transmisi 2

Data perhitungan torsi dan gaya yang terjadi pada gigi gear menjadi nilai input dalam simulasi. Dimana nilai torsi sebesar 28 Nm dan nilai Gaya pada kontak fit sebesar 661 N. Menghasilkan nilai stress maksimal pada bagian dalam poros gear sebesar 2117 psi dan stress maksimal pada gigi kontak fit gigi gear sebesar 4433 psi. Tegangan maksimal yang terjadi pada komponen lebih kecil dari kekuatan material yang digunakan yaitu sebesar 125000 psi.



**Gambar 4.47 Hasil Simulasi Torsi pada Planet Gear**



**Gambar 4.48 Hasil Simulasi Gaya pada Gigi Planet Gear**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil pembahasan perencanaan, perhitungan dan simulasi dalam tugas akhir. Penulis dapat menyimpulkan beberapa kesimpulan, diantaranya sebagai berikut :

1. Penulis merancang gearbox untuk pembangkit listrik dengan asumsi gearbox telah direncanakan. Di mana penulis harus menyesuaikan gearbox dengan generator yang telah direncanakan. Jadi, gearbox yang dirancang khusus untuk generator yang telah disepakati.
2. Generator yang digunakan untuk pembangkit listrik tenaga arus laut (PLTAL) adalah jenis permanen magnet generator. Generator dapat bekerja maksimal dengan menghasilkan daya sebesar 5 kW ketika rpm generator mencapai angka 200 rpm. Generator dapat berputar 200 rpm ketika mendapatkan minimal torsi 269 N.m
3. Data awal penunjang yang digunakan adalah rpm dari turbin atau yang nantinya disebut rpm in ke gearbox. Data ini berasal dari penelitian sebelumnya. Sedangkan rpm out gearbox mengikuti rpm generator.
4. Rasio yang digunakan dalam gearbox sebesar 6,8.
5. Torsi masuk ke gearbox sebesar 1906 Nm, di desain mengikuti torsi generator yang telah disepakati untuk digunakan dalam perancangan sistem pembangkit listrik.
6. Untuk variasi transmisi desain gearbox, penulis membuat dua opsi alternatif perancangan gearbox. Alternatif pertama yaitu single stage planetary dan yang kedua adalah double stages planetary.
7. Single stage adalah transmisi 1 set planetary yang terdiri dari carrier, planet gear, ring gear, sun gear. Sedangkan double stage memiliki 2 set planetary, set awal sebagai transmisi awal dan set kedua sebagai transmisi akhir.
8. Dalam perancangan gearbox planetary, penulis menetapkan komponen ring gear sebagai komponen diam. Sedangkan input berupa carrier dan output berupa sun gear. Perancangan ini mengikuti kaedah planetary agar memaksimalkan peningkatan rpm.
9. Hasil desain dan perhitungan gear pada kedua alternatif telah disimulasikan pada software solidworks bahwa stress maksimal yang terjadi pada komponen gear nilainya tidak melebihi kekuatan material yang digunakan.
10. Perancangan double stage planetary lebih rumit dibandingkan single stage. Namun dalam hal keamanan, double stage mampu lebih aman daripada single stage. Hal ini terjadi karena single stage mendistribusikan torsi secara sederhana, sehingga komponen menerima torsi lebih besar dibandingkan komponen double stage. Maka dapat dikatakan double stage lebih safety dibandingkan dengan single stage.

## **5.2 Saran**

Perancangan mekanisme sistem transmisi gearbox pada tugas akhir ini hanya mensimulasikan komponen gear. Sehingga, saran penulis untuk membuat tugas akhir ini lebih sempurna, dapat dilakukan penelitian lanjutan terhadap komponen-komponen penting yang seharusnya dipertimbangkan pada perancangan gearbox ini. Misalnya mensimulasikan kekuatan carrier, poros, baut, bos poros, ring, casing gearbox bahkan sampai perancangan sistem pelumasan pada gearbox.



## DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, A. D., Michels, W. J., & Wilson, C. E. (1975). *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co., Inc.
- Mott, R. L. (2004). *Machine Elements in Mechanical Design Fourth Edition*. New Jersey: Pearson Prentice Hall.
- Dahlan Dahmir.2012. *Elemen Mesin*. Citra Harta Prima. Jakarta
- Sularso, & Suga, K. (2002). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT Pradnya Paramita.
- Tutorial- How to Derive the Formula for the Planetary Mechanism Gear Ratio* - [www.otvinta.com](http://www.otvinta.com)
- Design of a 2.0MW wind turbine planetary gearbox* (Joana M<sup>^</sup>eda de Sousa) Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
- InTech Wind turbine gearbox technologies* (Adam M. Ragheb/Department of Aerospace Engineering and Magdi Ragheb/Department of Nuclear, Plasma and Radiological Engineering) University of Illinois at Urbana-Champaign, 216 Talbot Laboratory, USA
- Usail, Zaqa. 2017. *Studi Kekuatan Mekanisme Penahan Lengan Turbin Pada Floating Platform PLTAL*. Surabaya : Fakultas Teknologi Kelautan ITS.
- Zeno. 2013, "Perancangan Sistem Transmisi Untuk Penerapan Energi Laut", TA. Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. ITS. Surabaya
- Planetary Gearhead Types* ([www.sdp-si.com](http://www.sdp-si.com))
- SKF. (2003). *General Catalogue*. Germany: SKF Group
- G.L.Huyett 2004. *Engineering Handbook*. New York: Industrial Press Inc
- R. August, R. Kasuba, J. I. Frater, A. Pintz. 1984. *Dynamic of Planetary Gear Trains*. Cleveland State University. Cleveland. Ohio

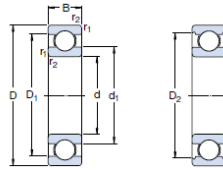
*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **LAMPIRAN**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## Spesifikasi Bearing



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static $C_0$		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
<b>20</b>	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	<b>61804</b>
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,038	<b>61904</b>
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,050	* <b>16004</b>
	42	9	7,93	4,5	0,19	38 000	24 000	0,051	<b>98204 Y</b>
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,069	* <b>6004</b>
<b>30</b>	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	<b>61806</b>
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	<b>61906</b>
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	* <b>16006</b>
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* <b>6006</b>
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	<b>98206</b>
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	* <b>6206</b>
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	<b>6206 ETN9</b>
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* <b>6306</b>
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	<b>6306 ETN9</b>
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	<b>6406</b>
<b>45</b>	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,040	<b>61809</b>
	68	12	14	10,8	0,47	20 000	13 000	0,14	<b>61909</b>
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* <b>16009</b>
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,25	* <b>6009</b>
	85	19	35,1	21,6	0,92	17 000	11 000	0,41	* <b>6209</b>
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,83	* <b>6309</b>
	120	29	76,1	45	1,90	13 000	8 500	1,55	<b>6409</b>
<b>60</b>	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	0,11	<b>61812</b>
	85	13	16,5	14,3	0,60	16 000	10 000	0,20	<b>61912</b>
	95	11	20,8	15	0,74	15 000	9 500	0,28	* <b>16012</b>
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,42	* <b>6012</b>
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	* <b>6212</b>
	130	31	85,2	52	2,20	11 000	7 000	1,7	* <b>6312</b>
	150	35	108	69,5	2,90	10 000	6 300	2,75	<b>6412</b>

\* SKF Explorer bearing

## Spesifikasi Material

**Typical Mechanical Properties of Selected Carbon and Alloy Steels Cont.**  
*Quenched and Tempered*

AISI No <sup>a</sup>	Tempering Temperature F <sup>b</sup>	Strength		Elongation Per cent	Reduction in Area, Per cent	Hardness, Bhn
		Tensile	Yield			
		1000 lb/in. <sup>2</sup>				
1330b	400	232	211	9	39	459
	600	207	186	9	44	402
	800	168	150	15	53	335
	1000	127	112	18	60	263
	1200	106	83	23	63	216
1340	400	262	231	11	35	505
	600	230	206	12	43	453
	800	183	167	14	51	375
	1000	140	120	17	58	295
	1200	116	90	22	66	252
4037	400	149	110	6	38	310
	600	138	111	14	53	295
	800	127	106	20	60	270
	1000	115	95	23	63	247
	1200	101	61	29	60	220
4042	400	261	241	12	37	516
	600	234	211	13	42	455
	800	187	170	15	51	380
	1000	143	128	20	59	300
	1200	115	100	28	66	238
4130b	400	236	212	10	41	467
	600	217	200	11	43	435
	800	186	173	13	49	380
	1000	150	132	17	57	315
	1200	118	102	22	64	245
4140	400	257	238	8	38	510
	600	225	208	9	43	445
	800	181	165	13	49	370
	1000	138	121	18	58	285
	1200	110	95	22	63	230
4150	400	280	250	10	39	530
	600	256	231	10	40	495
	800	220	200	12	45	440
	1000	175	160	15	52	370
	1200	139	122	19	60	290
4340	400	272	243	10	38	520
	600	250	230	10	40	486
	800	213	198	10	44	430
	1000	170	156	13	51	360
	1200	140	124	19	60	280
6150	400	280	245	8	38	538
	600	250	228	8	39	483
	800	208	193	10	43	420
	1000	168	155	13	50	345
	1200	137	122	17	58	282
81B45	400	295	250	10	33	550
	600	256	228	8	42	475
	800	204	190	11	48	405
	1000	160	149	16	53	338
	1200	130	115	20	55	280
8630	400	238	218	9	38	465
	600	215	202	10	42	430
	800	185	170	13	47	375
	1000	150	130	17	54	310
	1200	112	100	23	63	240
8640	400	270	242	10	40	505
	600	240	220	10	41	460
	800	200	188	12	45	400
	1000	160	150	16	54	340
	1200	130	116	20	62	280
8650	400	281	243	10	38	525
	600	250	225	10	40	490
	800	210	192	12	45	420
	1000	170	153	15	51	340
	1200	140	120	20	58	280

a) All grades are fine-grained except those in the 1100 series that are coarse-grained. Austenitizing temperatures are given in parentheses. Heat-treated specimens were oil-quenched unless otherwise indicated.  
b) Water quenched.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## BIODATA PENULIS



Penulis lahir pada tanggal 14 Agustus 1996, di Rumah Sakit Amelia Pare Kediri. Penulis adalah anak dari pasangan Bapak Sudarto dan Ibu Sunami. Jenjang sekolah yang pernah ditempuh penulis SD Negeri Bendo 1 (2003-2009, SMP Negeri 2 pare (2009-2012), SMA Negeri 2 Pare (2012-2015). Di masa SMA penulis pernah menekuni kegiatan di bidang silat (PSHT) dan pecinta alam (SMADAPALA). Pernah menjabat sebagai sie lintas alam di organisasi SMADAPALA (2013-2014). Setelah lulus SMA, penulis melanjutkan pendidikan di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan jalur SNMPTN 2015. Di tahun pertama, penulis aktif menjadi anggota UKM PSHT ITS hingga di tahun ke dua penulis diberi amanah menjadi pengurus bagian staff event di UKM PSHT. Penulis pernah berpartisipasi menjadi panitia ITS CUP IV (2016) dan ITS CUP V (2018). Di tahun ke tiga penulis mulai ikut di UKM KSR PMI ITS hingga diamanahi menjadi staff pelayanan social bahkan sempat menjadi panitia Pekan Kesehatan Mahasiswa 2018. Selain aktif di UKM, penulis juga turut serta berpartisipasi menjadi panitia Marine Icon 2017 dan Marine Icone 2018 yang merupakan acara besar jurusan teknik sistem perkapalan. Selama perkuliahan penulis tidak pernah dipungut biaya atau bebas biaya kuliah karena penulis adalah mahasiswa BIDIKMISI. Ketika kuliah, penulis pernah kerja praktik di PT. Dok dan Perkapalan Surabaya (PERSERO) 2 Januari-31 Januari 2017 dan di PT. PAL INDONESIA (PERSERO) 2 Juli-31 Agustus 2018.