



SKRIPSI ME 141501

**STUDI EKSPERIMEN *PLANETARY GEAR* UNTUK
PENERAPAN ENERGI LAUT**

MOHAMAD WAHYU FIRMANSYAH
NRP 4210 100 026

Dosen Pembimbing
Irfan Syarif Arief, ST, MT

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015

"Halaman ini sengaja dikosongkan"



FINAL PROJECT - ME 141501

**EXPERIMENTAL STUDY OF *PLANETARY GEAR*
FOR MARINE ENERGY APPLICATION**

MOHAMAD WAHYU FIRMANSYAH
NRP 4210 100 026

Supervisor
Irfan Syarif Arief, ST, MT

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF OCEAN TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2015

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

LEMBAR PENGESAHAN

**STUDI EKSPERIMEN PLANETARY GEAR UNTUK PENERAPAN
ENERGI 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 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

MOHAMAD WAHYU FIRMANSYAH

NRP. 4210 100 026

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Skripsi :



Irfan Syarif Arief, ST. MT
(1969 1225 1997 02 1001)

SURABAYA,

JANUARI 2015

LEMBAR PENGESAHAN

**STUDI EKSPERIMEN PLANETARY GEAR UNTUK PENERAPAN
ENERGI 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 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

MOHAMAD WAHYU FIRMANSYAH

NRP. 4210 100 026

Disetujui oleh Ketua Jurusan :



DR. Ir. A. A. Masroeri, M.Eng
(1958 0807 1984 03 1001)

**SURABAYA,
JANUARI 2015**

STUDI EKSPERIMEN *PLANETARY GEAR* UNTUK PENERAPAN ENERGI LAUT

Nama Mahasiswa : MOHAMAD WAHYU F
NRP : 4210 100 0026
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS
Dosen Pembimbing : Irfan Syarief Arief. ST. MT

Abstrak

Pengembangan teknologi pembangkit tenaga listrik di Indonesia merupakan topik hangat baru-baru ini, salah satunya adalah Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang–Sistem Bandul (PLTGL-SB). Komponen utama dari pembangkit listrik ini adalah ponton, sistem bandul yang berada diatas ponton, sistem transmisi serta generator. Pada tugas akhir ini akan dilakukan penelitian tentang pengaruh tebal pemberat planetary gear terhadap putaran yang dihasilkan dengan tidak mengabaikan komponen pendukungnya. Variasi yang dilakukan adalah besar sudut kemiringan dan tebal pemberat dimana sudut kemiringan bandul dipilih $20^{\circ}, 25^{\circ}, 30^{\circ}, 35^{\circ}, 40^{\circ}$ dan tebal pemberat 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 mm. Hasilnya, terjadi penurunan putaran seiring dengan penambahan tebal pemberat. Namun, hal tersebut tidak terjadi pada pemberat dengan tebal 10 mm dimana pada sudut simpangan 35° dan 40° justru mengalami kenaikan putaran. Hal ini juga terjadi pada tebal pemberat 20 mm dimana pada sudut kemiringan 40° mengalami kenaikan putaran. Prosentase penurunan maksimum putaran output akibat tebal pemberat adalah 12.21% dibandingkan putaran planetary gear tanpa pemberat, sementara prosentase minimumnya adalah 0.08%.

Kata Kunci : *Planetary gear, pemberat, bandul, PLTGL-SB*

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

EXPERIMENTAL STUDY OF *PLANETARY GEAR* FOR MARINE ENERGY APPLICATION

Nama Mahasiswa : MOHAMAD WAHYU F
NRP : 4210 100 0026
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS
Dosen Pembimbing : Irfan Syarief Arief. ST. MT

Abstract

The development of power generation technology in Indonesia is a hot topic recently, one of which is the Power Wave-Pendulum System (PLTGL-SB). The main component of this power plant is a pontoon, pendulum system which is above the pontoon, the transmission system and generator. In this final project will be carried out research on the effects of ballast thick planetary gear against rotation generated by not ignoring the supporting components. Variations that do are big and bold weights tilt angle where the angle of the pendulum been 20 °, 25 °, 30 °, 35 °, 40 ° and thick ballast 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 mm. As a result, lowering rotation occurs due to the addition of ballast thick. However, this did not happen in ballast with 10 mm thick where the deviation angle of 35 ° and 40 ° has just raised a round. It also occurs in ballast 20 mm thick where the slope angle of 40 ° rose round round maximum percentage decrease in output due to ballast is 12.21% thicker than the planetary gear rotation without ballast, while the minimum percentage is 0.08%.

Kata Kunci : Planetary gear, ballast, pendulum, PLTGL-SB

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur kehadirat Allah SWT yang selalu memberikan rahmat serta hidayah-Nya kepada penulis sehingga tugas akhir dengan judul “STUDI EKSPERIMEN *PLANETARY GEAR* UNTUK PENERAPAN ENERGI LAUT”, ini dapat diselesaikan.

Tentunya untuk menyelesaikan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan berbagai pihak baik secara langsung maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua penulis, terutama ibu, adik, serta kakak penulis maupun segenap keluarga yang selalu memberi dukungan baik moril maupun materiil.
2. Bapak DR.Ir.A.A. Masroeri, M.Eng. selaku ketua jurusan Teknik Sistem Perkapalan, FTK – ITS yang telah memberikan bimbingan dan arahan sehingga penulis dapat menyelesaikan seluruh kegiatan perkuliahan.
3. Bapak Irfan Syarif Arief ,ST.MT selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis yang telah memberikan ide, ilmu, arahan, serta bimbingan selama proses perkuliahan dan dalam pengerjaan skripsi ini.
4. Mas Syafiuddin sebagai senior yang telah mengajari dan membantu memberi pencerahan kepada penulis dalam mengerjakan dan menyelesaikan skripsi.
5. Dani Mishbah Firmanulloh, Satrio Eko Y dan Mas Endrik S H serta teman-teman seperjuangan lainnya yang sama-sama mengambil bidang *Marine Manufacturing and Design* yang selalu menemani dan bekerja sama, memberikan bantuan.
6. Teman angkatan 2010 (PINISI'10), terima kasih buat semua dukungan, bantuan dan kekeluargaan yang telah diberikan.
7. Segenap pengurus dan *member MMD laboratory* , yang sedikit banyak membantu penulis
8. Serta berbagai pihak yang telah membantu yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa penyusunan tugas akhir ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu, segala saran serta masukan yang membangun sangat penulis harapkan demi perbaikan dan kemajuan dalam tugas akhir ini.

Semoga Allah SWT melimpahkan berkah dan rahmat-Nya kepada kita semua dan semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat dikemudian hari. Aamiin.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK INDONESIA

ABSTRAK INGGRIS

KATA PENGANTAR XIII

DAFTAR ISI XV

DAFTAR GAMBAR..... XVII

DAFTAR TABEL XIX

BAB I

PENDAHULUAN 1

1.1 LATAR BELAKANG 1

1.2 PERUMUSAN MASALAH 2

1.3 BATASAN MASALAH 2

1.4 TUJUAN SKRIPSI..... 3

1.5 MANFAAT 3

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA..... 5

2.1 RODA GIGI LURUS..... 5

2.1.1 ISTILAH PADA RODA GIGI..... 7

2.1.2 PRINSIP DASAR RODA GIGI..... 8

2.1.3 STANDARD RODA GIGI..... 10

2.1.4 TAHAPAN MENDESAIN RODA GIGI..... 11

2.2 PLANETARY GEAR..... 16

2.3 POROS 20

2.4 BEARING 24

2.5 BAUT DAN MUR..... 27

2.6 SOLIDWORKS..... 27

BAB III

METODOLOGI..... 31

BAB IV

ANALISA DATA & PEMBAHASAN

4.1	PERHITUNGAN KEKUATAN RODA GIGI.....	35
4.2	PERHITUNGAN POROS.....	43
4.3	PENENTUAN BEARING	49
4.4	PENENTUAN BAUT	49
4.5	PENGGAMBARAN MODEL.....	49
4.6	MOTION ANALYSIS.....	63
4.6	STRESS ANALYSIS.....	65

BAB V

KESIMPULAN.....	71
DAFTAR PUSTAKA	73
LAMPIRAN.....	75

DAFTAR TABEL

<i>TABEL 2. 1 HUKUM OPERASI PLANETARY GEAR SEDERHANA</i>	<i>19</i>
<i>TABEL 4. 1 PARAMETER INPUT</i>	<i>35</i>
<i>TABEL 4. 2 TORSI BERDASARKAN SUDUT SIMPANGAN BANDUL.....</i>	<i>36</i>
<i>TABEL 4. 3 PUTARAN OUTPUT HASIL SIMULASI GERAK.....</i>	<i>37</i>
<i>TABEL 4. 4 PROSENTASE PENURUNAN PUTARAN OUTPUT PLANETARY GEAR DENGAN PEMBERAT TERHADAP PUTARAN PLANETARY GEAR TANPA PEMBERAT</i>	<i>57</i>

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

<i>GAMBAR 2. 1 PASANGAN RODA GIGI LURUS.....</i>	6
<i>GAMBAR 2. 2 GEOMETRI DASAR RODA GIGI LURUS</i>	8
<i>GAMBAR 2. 3 UKURAN STANDARD RODA GIGI LURUS.....</i>	10
<i>GAMBAR 2. 4 SISTEM OVERDRIVE.....</i>	18
<i>GAMBAR 2. 5 SISTEM UNDERDRIVE.....</i>	18
<i>GAMBAR 2. 6 SISTEM REVERSE</i>	19
<i>GAMBAR 2. 7 BAGIAN-BAGIAN PLANETARY GEAR.....</i>	19
<i>GAMBAR 2. 8 BAGIAN-BAGIAN BEARING</i>	24
<i>GAMBAR 2. 9 LAMBANG SOLIDWORKS</i>	28
<i>GAMBAR 2. 10 TAMPILAN AWAL SOLIDWORKS</i>	28
<i>GAMBAR 3. 1 BAGAN FLOWCHART METODOLOGII.....</i>	33
<i>GAMBAR 4. 1 SKETSA GAYA PADA SUN GEAR</i>	43
<i>GAMBAR 4. 2 DIAGRAM MOMEN DAN GAYA POROS INPUT.....</i>	45
<i>GAMBAR 4. 3 SKETSA GAYA PADA POROS PLANET GEAR</i>	46
<i>GAMBAR 4. 4 DIAGRAM GAYA & MOMEN PADA POROS PLANET GEAR.....</i>	48
<i>GAMBAR 4. 5 PROSES PEMBUATAN SUN GEAR</i>	49
<i>GAMBAR 4. 6 PROSES PEMBUATAN POROS SUN GEAR.....</i>	50
<i>GAMBAR 4. 7 PROSES PENGGABUNGAN SUN GEAR DAN POROS</i>	50
<i>GAMBAR 4. 8 DIMENSI ARM.....</i>	51
<i>GAMBAR 4. 9 PENGGAMBARAN ARM</i>	51
<i>GAMBAR 4. 10 PROSES PENGGABUNGAN ARM.....</i>	52
<i>GAMBAR 4. 11 PROSES PENGGAMBARAN PLANET GEAR.....</i>	52
<i>GAMBAR 4. 12 PROSES PENGGAMBARAN MODIFIKASI PLANET GEAR.....</i>	53
<i>GAMBAR 4. 13 PROSES PENGGAMBARAN PEMBERAT</i>	53
<i>GAMBAR 4. 14 PROSES PENGGABUNGAN PLANETARY GEAR</i>	54
<i>GAMBAR 4. 15 PROSES MEMASUKKAN NILAI TORSI</i>	55
<i>GAMBAR 4. 16 PROSES MEMASUKKAN NILAI PUTARAN</i>	55
<i>GAMBAR 4. 17 PROSES PENENTUAN GRAVITASII.....</i>	56
<i>GAMBAR 4. 18 PROSES SIMULASI GERAK</i>	56

<i>GAMBAR 4. 19 GRAFIK PERBANDINGAN ANTARA PUTARAN YANG DIHASILKAN DENGAN TEBAL PEMBERAT.....</i>	59
<i>GAMBAR 4. 20 GRAFIK PERBANDINGAN ANTARA TORSI INPUT DAN TORSI OUTPUT .</i>	60
<i>GAMBAR 4. 21 GRAFIK PERBANDINGAN ANTARA DAYA YANG DIHASILKAN OLEH VARIASI TEBAL PEMBERAT</i>	61
<i>GAMBAR 4. 22 GRAFIK EFISIENSI PUTARAN OUTPUT TERHADAP PUTARAN INPUT</i>	62
<i>GAMBAR 4. 23 GRAFIK EFISIENSI DAYA</i>	62
<i>GAMBAR 4. 24 GRAFIK EFISIENSI TORSI</i>	63
<i>GAMBAR 4. 25 HASIL SIMULASI TEGANGAN PADA POROS PLANET GEAR</i>	66
<i>GAMBAR 4. 26 HASIL SIMULASI FAKTOR KEAMANAN</i>	66
<i>GAMBAR 4. 27 HASIL SIMULASI KEKUATAN POROS SUN GEAR.....</i>	67
<i>GAMBAR 4. 28 HASIL SIMULASI FACTOR KEAMANAN POROS SUN GEAR</i>	68
<i>GAMBAR 4. 29 HASIL SIMULASI KEKUATAN ARM</i>	68
<i>GAMBAR 4. 30 HASIL SIMULASI KEKUATAN BAUT YANG DIPILIH</i>	69

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pengembangan teknologi pembangkit tenaga listrik di Indonesia merupakan topik hangat baru-baru ini, salah satunya adalah Pembangkit Listrik Tenaga Gelombang–Sistem Bandul (PLTGL-SB). Komponen utama dari pembangkit listrik ini adalah ponton, sistem bandul yang berada di atas ponton, sistem transmisi serta generator. Prinsip kerja pembangkit listrik jenis ini dapat dikatakan cukup sederhana yakni dengan memanfaatkan gelombang laut sebagai sumber energi, gelombang laut yang menghantam ponton akan mengakibatkan ponton bergerak, kemiringan ponton akan memicu bandul yang berada di atasnya untuk bergerak, gerakan bandul ini akan disalurkan ke generator melalui system transmisi guna mengubah energy tersebut menjadi energy listrik. Pada dasarnya, besarnya energy yang diterima oleh bandul tidak selalu konstan, sehingga energy yang disalurkan ke generator tidak konstan, dengan kata lain daya yang dihasilkan oleh generator juga tidak konstan.

Dalam penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Zeno pada tahun 2013 telah dilakukan perancangan sistem transmisi untuk mengatasi ketidak konstanan tersebut. Sistem transmisi berupa *planetary gear* yang dimodifikasi dengan memberikan pemberat pada sisi *planet gear* untuk menambah momen putar *planet gear* sehingga sistem transmisi tersebut tetap dapat berputar secara kontinyu walaupun input dari bandul tidak konstan. Hasilnya, dengan adanya pemberat tersebut torsi yang dihasilkan juga bertambah sesuai dengan tebal pemberat. Namun, penelitian tersebut mengabaikan komponen

pendukung yang digunakan pada *planetary gear* tersebut seperti *bearing* dan baut.

Pada tugas akhir ini akan dilakukan penelitian tentang pengaruh tebal pemberat *planetary gear* terhadap putaran yang dihasilkan dengan tidak mengabaikan komponen pendukungnya.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan utama yang akan dijawab dalam penelitian ini adalah :

- ✓ Mengetahui pengaruh tebal pemberat terhadap sistem *planetary gear*
- ✓ Membandingkan putaran output *planetary gear* yang menggunakan pemberat dengan yang tidak menggunakan pemberat
- ✓ Putaran output yang dihasilkan *planetary gear* berdasarkan variasi pemberat dan sudut kemiringan bandul ponton
- ✓ Torsi output yang dihasilkan

1.3 Batasan Masalah

Dalam tugas akhir ini, data input putaran adalah 15 rpm dengan dimensi panjang lengan bandul adalah 1.75 m dan berat maksimum bandul 500 kg. Proses pembuatan model dilakukan dengan menggunakan software SolidWorks.

Tugas akhir ini menggunakan beberapa batasan masalah dengan tujuan agar tugas akhir tetap terarah. Berikut adalah batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini :

1. Perhitungan kekuatan roda gigi dan poros
2. Desain roda gigi dan poros
3. Simulasi gerakan *planetary gear* dengan menggunakan motion analisys pada SolidWorks guna mencari putaran output

4. Simulasi kekuatan sistem planetary gear meliputi kekuatan roda gigi, poros, bearing dan baut.

1.4 Tujuan Skripsi

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah untuk mengetahui seberapa besar pengaruh tebal pemberat terhadap putaran yang dihasilkan oleh *planetary gear* tersebut.

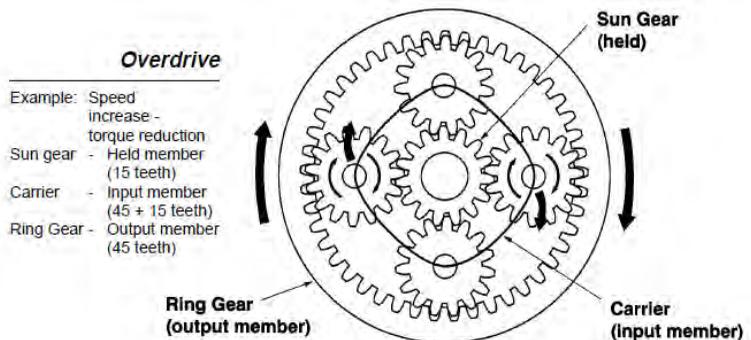
1.5 Manfaat

Rancangan modifikasi *planetary gear* ini memberikan manfaat :

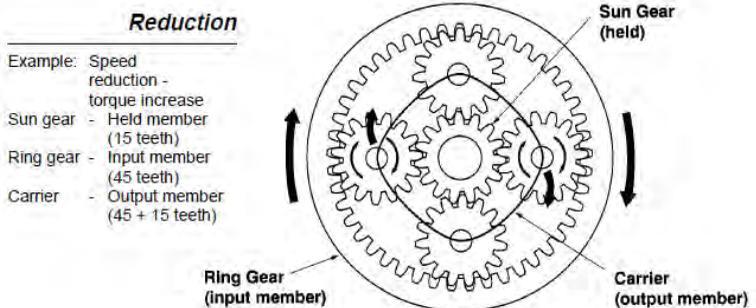
1. Membantu memberdayakan potensi energi laut di Indonesia sehingga menjadi sumber energi listrik andalan pada periode mendatang
2. Menyumbangkan karya ilmiah yang berhubungan dengan perancangan *renewable energy* yaitu *planetary gear*
3. Sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya yang berhubungan dengan perancangan *Planetary Gear*

Halaman ini sengaja dikosongkan

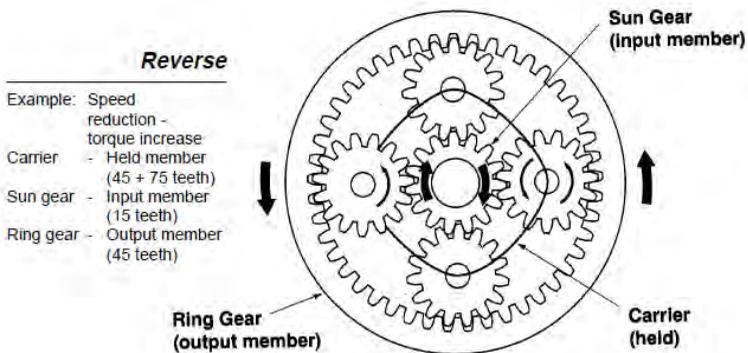
divariasikan 20° , 25° , 30° , 35° dan 40° . Hasil yang diharapkan adalah mengetahui pengaruh putaran dan torsi yang diakibatkan oleh pemberat dibandingkan dengan *planetary gear* tanpa pemberat. Pada penelitian sebelumnya telah dilakukan perancangan sistem transmisi berupa *planetary gear* dengan pemberat dimana dapat menambah putaran [13]. Adapun contoh system *planetary gear* dapat dilihat pada gambar berikut



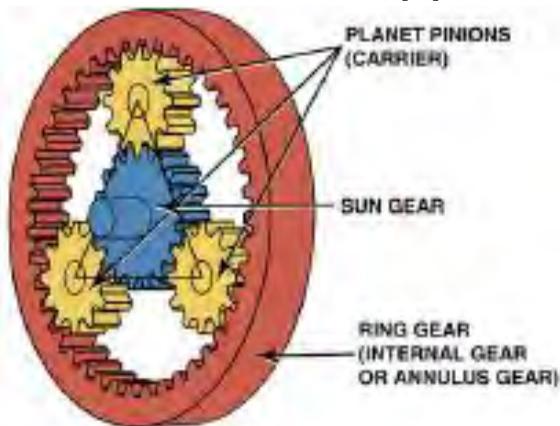
Gambar 2.4. Sistem Overdrive [16]



Gambar 2.5. Sistem Underdrive [16]



Gambar 2.6. Sistem Reverse [16]



Gambar 2.7.. Bagian-bagian Planetary Gear [16]

Tabel 2.1.. Hukum Operasi Planetary Gear Sederhana [16]

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					

2.3 Poros

Poros adalah bagian mesin yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari suatu bagian ke bagian lain. Daya yang ditransfer ke berbagai elemen terkait dengan poros tersebut seperti roda gigi, pulley dan lain sebagainya. Komponen terkait tersebut disambungkan terhadap poros menggunakan berbagai cara, seperti dengan pasak, spline, kopeling, dan lain-lain. Poros umumnya berbentuk silinder pejal maupun silinder berlubang dengan beban utama torsi serta momen [1]. Adapun jenis dari poros adalah sebagai berikut

a. Poros Transmisi

Poros Transmisi adalah poros yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dari sumber ke bagian yang membutuhkan. Poros jenis ini mendapatkan beban puntir dan lentur.

b. Spindel (*spindle*)

Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana memiliki beban utama punter. Syarat yang harus dipenuhi oleh poros jenis ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil dan bentuk serta ukuran harus teliti.

c. Gandar (*axle*)

Poros ini dipasang antara roda kereta api, tidak mendapat beban punter dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula maka poros akan mengalami beban punter.

d. Poros (*shaft*)

Poros yang ikut berputar guna memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban punter murni dan lentur.

e. Poros fleksibel (*flexible shaft*)

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme dimana putaran poros dapat membentuk sudut terhadap poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

Poros bisa dibuat dari bahan baja karbon atau baja paduan, adapun bahan paduan poros (bahan komersial) yang biasa digunakan adalah

1. ASME 1347
2. ASME 3140
3. ASME 4150
4. ASME 4340
5. ASME 5145
6. Dst

Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang dikarburizing seperti

1. ASME 1020
2. ASME 1117
3. ASME 2315
4. ASME 4320
5. ASME 8620
6. Dst

Untuk poros yang bentuknya sulit, seperti poros engkol maka sebaiknya menggunakan besi cor [1]. Untuk mencari besarnya tegangan yang terjadi pada poros, pada penelitian ini digunakan metode beban kombinasi antara MSST (Maximum Shear Stress Theory) dan Fatigue Load Theory. Adapun MSST sangat berguna untuk desain dari elemen-elemen mesin yang terbuat dari ductile steel (Baja yang ulet). Hal ini didasarkan bahwa kegagalan akan terjadi apabila terjadi *yielding* dimana nilai tegangan geser saat terjadi *yielding* atau luluh adalah setengah dari nilai *yield strength* suatu material. Sehingga dapat diperoleh persamaan-persamaan sebagai berikut.

Persamaan dasar mencari gaya reaksi dan momen pada tiap titik [2] :

$$\begin{aligned}\Sigma F &= 0 \\ \Sigma M &= 0 \\ M_T &= (M_H^2 + M_V^2)^{0.5}\end{aligned}\quad (3.19)$$

Adapun persamaan untuk menghitung tegangan normal akibat momen bending [2] dapat dilihat pada persamaan 3.20

$$\sigma_{max,min} = \pm \frac{M x c}{I} \quad (3.20)$$

dimana

$$c = \frac{d_p}{2} \quad \text{dan} \quad I = \frac{\pi}{64} x d_p^4$$

dimana , $\sigma_{\max, \min}$ = Tegangan normal max,min (psi)

M = Momen terbesar sepanjang poros (lb-in)

C = Jarak antar pusat poros (in)

dp = Diameter poros (in)

I = Momen Inersia (in⁴)

Persamaan untuk menghitung tegangan geser akibat torsi [2] dapat dilihat pada persamaan 3.21

$$\tau = \frac{T \times c}{J} \text{ dimana } J = \frac{\pi}{32} \times dp^4 \quad (3.21)$$

dimana τ = Tegangan geser (psi)

T = Torsi

J = Momen polar (in⁴)

Persamaan untuk menentukan diameter poros minimum [2] dapat dilihat pada persamaan 3.22:

$$\left[\left(\sigma_{\text{avg}} + K_f \cdot \frac{S_y}{S_e} \cdot \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{\text{avg}} + K_{fs} \cdot \frac{S_{ys}}{S_{es}} \cdot \tau_a \right)^2 \right]^{0.5} \leq \frac{S_y}{SF} \quad (3.22)$$

Dimana:

σ_{avg} = average stress due to bending (psi)

τ_{avg} = average stress due to torsion (psi)

σ_a = all range of stress due to bending (psi)

τ_a = all range of stress due to torsion (psi)

K_f = Fatigue stress concentration factor due to bending, tension or compression (based on notch sensitivity)

K_{fs} = Fatigue stress concentration factor due to torsion (based on notch sensitivity)

S_{ys} = yield point strength of the material in shear (psi)

S_y = yield point strength of the material in tension (psi)

S_{es} = CR.CS.CF.CW.CT.S'n_s

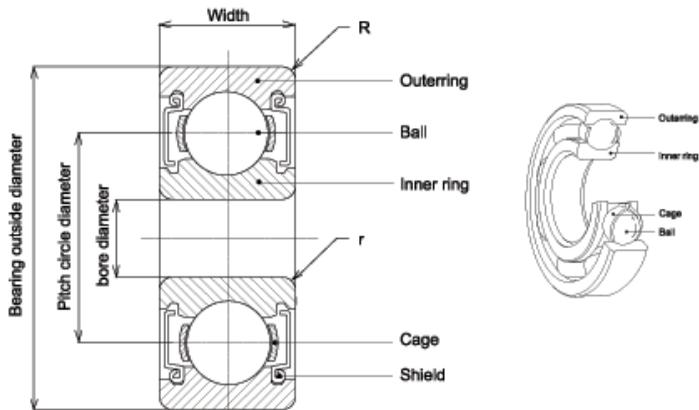
S_e = CR.CS.CF.CW.CT.S'n

S'_n = 0,5Su

C_R = 1-0,08DMF

2.4 Bearing

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk memperkecil kerugian daya akibat gesekan. Jika *bearing* tidak berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak akan dapat bekerja sebagaimana mestinya [1]. Adapun konstruksi *bearing* dapat dilihat pada gambar 3.8



Gambar 2.8. Bagian-bagian bearing

Pada dasarnya *bearing* terbagi menjadi dua yaitu

1. *Journal bearing*

Pada bantalan jenis ini terjadi gesekan luncur antara poros dan *bearing*, karena permukaan poros yang berputar bersentuhan langsung dengan *bearing* yang diam. Lapisan minyak pelumas sangat diperlukan untuk memperkecil gaya gesek dan temperatur yang timbul akibat gesekan tersebut. *Journal bearing* dibagi menjadi 3 yaitu

- a. *Bearing Radial*, bentuk *bearing*nya silinder, belahan silinder dan elips.

- b. *Bearing Axial*, bentuk *bearing*nya engsel dan kerah
- c. *Bearing* khusus, *bearing* yang dipergunakan untuk keperluan khusus seperti poros turbin air.

Bearing ini sangat cocok dipakai untuk beban besar, putaran rendah. *Bearing* ini memiliki konstruksi yang sederhana dan dapat dibongkar pasang dengan mudah. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi *rolling bearing* sehingga harganya dapat lebih murah.

2. *Rolling bearing*

Pada bantalan ini terjadi gesekan delinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam pada *bearing* dimana bagian yang berputar adalah bola, silinder dan jarum, antara poros dan *bearing* tidak terjadi gesekan. *Rolling bearing* dibagi menjadi beberapa jenis yakni

- a. *Radial Ball Bearing*
- b. *Angular Contact Ball Bearing*
- c. *Thrust Bearing*

Keunggulan *bearing* ini adalah gesekannya yang sangat rendah dan pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk, bahkan pada *bearing* tertentu yang memakai seal sendiri tak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi, namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sangkar, maka pada putaran tinggi *bearing* ini dapat menimbulkan suara jika dibandingkan dengan *journal bearing*.

Jenis *bearing* yang dipakai sangat menentukan performa dari *planetary gear*, pemakaian *bearing* jenis *needle* sangat berpengaruh terhadap tegangan kontak dan tegangan lengkung pada sistem [8], sementara pemakaian *bearing* jenis *cylindrical roller* harus memperhatikan kecepatan putar, torsi yang terjadi, tingkat kekasaran permukaan roda gigi yang

digunakan [11], hal tersebut akan mengakibatkan *losses* pada *bearing* tersebut.

Dalam sebuah sistem, umur sebuah *bearing* sangat menentukan kinerja dari sistem tersebut. Untuk menentukan umur *bearing* dengan asumsi putaran konstan kita dapat menggunakan persamaan 3.23 berikut

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \quad (3.23)$$

dimana L_{10h} = Umur *bearing*, jam-kerja
 C = Beban dinamis (lbf)
 n = Putaran poros (rpm)
 P = Beban ekivalen (lbf)
 b = Konstanta yang tergantung tipe beban
 = 3 untuk *ball bearing*
 = 3.33 untuk *rolling bearing*

Berdasarkan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufacturer Association*) yang dimaksud dengan beban ekivalen (P) adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada *bearing* dengan *ring* dalam yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama. Namun, dalam kenyataannya *bearing* biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada kondisi *ring* dalam yang tetap sedangkan *ring* luarnya berputar. Sehingga nilai P perlu diperjelas dengan menggunakan persamaan 3.24

$$P = V . X . F_r + Y . F_a \quad (3.24)$$

dimana P = Beban ekivalen (lbf)
 V = Faktor putaran
 = 1.0 untuk ring dalam yang berputar
 = 1.2 untuk ring luar yang berputar
 F_r = Beban radial (lbf)
 F_a = Beban axial (lbf)
 X = Konstanta radial
 Y = Kontanta axial

2.5 Baut dan Mur

Baut dan mur adalah elemen mesin yang berfungsi sebagai penyambung. Penekan, penggerak dan sebagainya. Oleh karena fungsinya tersebut, maka pada ulirnya akan mengalami tegangan-tegangan akibat beban yang bekerja padanya [1]. Pemilihan baut dan mur harus sesuai dengan standard yang ada, berikut adalah standard baut dan mur yang biasa dipakai

1. UNC (Union National Coarse)
Merupakan ulir kasar, dipergunakan untuk pekerjaan penyambungan secara umum, terutama adanya frekuensi pengikatan dan pelepasan. Tidak digunakan pada beban-beban yang menahan getaran.
2. UNF (Union National Fine)
Merupakan ulir halus, seri ini digunakan dengan luas pada elemen otomotif, pesawat dan diperalatan dimana getaran mungkin terjadi.
3. UNEF (Union National Extra Fine)
Termasuk juga ulir halus, digunakan untuk baut dan mur pada peralatan-peralatan didalam pesawat dan juga menyangkut terjadinya getaran yang besar dan kejut. Seri ulir biasanya dibuat dari *high grade alloy steel*.

2.6 Solidworks

SolidWorks merupakan *software modelling* 3D yang banyak digunakan untuk mendesain, memiliki *interface* yang baik dan mudah dioperasikan serta memiliki fasilitas yang lengkap seperti render, static analysis serta motion analysis.



Gambar 2. 9. Lambang solidworks

Software ini merupakan salah satu pilihan diantara banyaknya software desain lainnya seperti Ansys, catia, inventor, Autocad, ryocheros, 3DS, Maya dan lain sebagainya.

Pada saat awal membuka aplikasi, kita akan diberikan 3 pilihan seperti tampak pada gambar



Gambar2. 10. Tampilan awal solidworks

1. Part

Digunakan ketika kita akan membuat model secara independen. Sebuah part bisa menjadi sebuah komponen pada suatu assembly, dan juga bisa digambarkan dalam bentukan 2D pada sebuah

drawing. Feature adalah bentukan dan operasi – operasi yang membentuk part. Base feature merupakan feature yang pertama kali dibuat. Extension file untuk part *SolidWorks* adalah .SLDPRT.

2. *Assembly*

Digunakan ketika kita akan membuat model dengan berbagai komponen atau part, dengan kata lain menu ini adalah tempat dimana parts, feature dan assembly lain (Sub Assembly) dipasangkan/ disatukan bersama. Extension file untuk SolidWorks Assembly adalah .SLDASM.

3. *Drawing*

Digunakan ketika kita akan membuat *blueprint* model yang telah kita buat sebelumnya. Terdiri dari template yang digunakan untuk membuat gambar kerja 2D/2D engineering Drawing dari single component (part) maupun Assembly yang sudah kita buat. Extension file Untuk SolidWorks Drawing adalah .SLDDRW.

Dalam *solidworks* terdapat beberapa pilihan simulasi yang disediakan yaitu

1. *Motion analysis*

SolidWorks Motion adalah menu simulasi alat prototipe virtual yang menyediakan olah gerak model yang telah kita buat sebelumnya, pada menu simulasi ini kita bisa mencari nilai rpm, torsi, hingga daya.

2. *Static stress simulation*

Static stress simulation merupakan simulasi statis yang biasa digunakan untuk mensimulasikan

kekuatan model yang telah kita buat, mulai dari uji tekan, tarik, temperatur hingga getaran yang dihasilkan oleh model.

Tidak hanya itu saja, hasil simulasi dapat menampilkan factor keamanan dari model yang kita buat. Faktor keamanan merupakan parameter utama yang digunakan dalam menentukan kualitas suatu produk. Jika nilai FOS minimal kurang dari 1, maka produk tersebut kualitasnya jelek, tidak aman dan cenderung membahayakan. Sebaliknya, jika nilai FOS lebih dari 1 (biasanya antara 1 – 3) maka produk tersebut berkualitas baik dan aman. Namun, apabila nilai FOS minimal mencapai 3 digit atau lebih (misal 100 atau lebih) maka produk tersebut aman, berkualitas baik namun harganya sangat mahal dan cenderung berbobot besar, karena material yang digunakan terlalu banyak [17].

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Planetary gear merupakan system transmisi yang memiliki nilai efisiensi tinggi, dimana biasa digunakan pada industry penerbangan maupun permesinan. Pada dasarnya dalam pembuatan desain *planetary gear* terdapat berbagai hal yang harus diperhatikan, dimulai dari desain bentuk *planetary gear* yang mencakup module, lebar gigi, jumlah gigi, sudut tekan dan lain sebagainya, dan komponen pendukung seperti bearing hingga pemilihan material yang kuat guna menunjang kinerja system *planetary gear*. Berbagai penelitian telah dilakukan untuk menemukan desain *planetary gear* yang memiliki efisiensi terbaik dimulai dari perubahan bentuk gigi, penentuan konfigurasi pembebanan dan lain-lain.

Pada penelitian kali ini, peneliti akan melakukan modifikasi pada system *planetary gear* dimana *planetary gear* yang dimaksud adalah *planetary gear* dengan jumlah *planet gear* 3 buah. Nantinya, *planet gear* akan diberi pemberat dengan variasi tebal 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 mm. Data input putaran 15 rpm, panjang lengan bandul 1.75 dan berat maksimum bandul 500 kg, sudut kemiringan bandul divariasikan 20°, 25°, 30°, 35° dan 40°. Hasil yang diharapkan adalah mengetahui pengaruh putaran dan torsi yang diakibatkan oleh pemberat dibandingkan dengan *planetary gear* tanpa pemberat. Pemahaman tentang sistem maupun komponen *planetary gear* sangat diperlukan, oleh karena itu penjelasan tentang hal-hal yang berkaitan dengan *planetary gear* dapat dilihat pada bagian 3.1 dan seterusnya

2.1 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 [1]. Berikut adalah gambar contoh pasangan roda gigi lurus



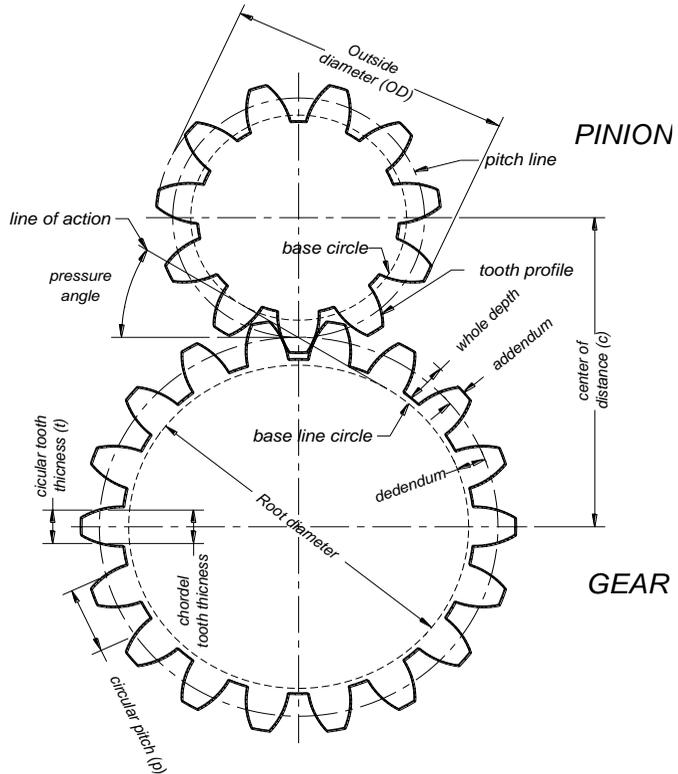
Gambar 2.1. Pasangan Roda Gigi Lurus [14]

2.1.1. Istilah Pada Roda Gigi Lurus

Dalam sistem roda gigi lurus, terdapat istilah-istilah yang harus dipahami yakni

- *Active Profile*
adalah bagian gigi pada roda gigi yang bersinggungan dengan gigi pada roda gigi lainnya
- *Addendum*
Jarak tegak lurus antara lingkaran *pitch* dan bagian atas gigi
- *Dedendum*
adalah jarak tegak lurus antara *pitch* dan bagian bawah gigi
- *Circular pitch*
Circular pitch atau jarak bagi lingkaran didefinisikan sebagai jarak gigi yang diukur pada *pitch circle*, yaitu jarak satu titik pada gigi sampai titik pada gigi berikutnya pada kedudukan yang sama. *Circular pitch* ini diperlukan agar gigi dalam satu roda gigi mempunyai besar yang sama sehingga besarnya *circular pitch* dapat dinyatakan dengan keliling lingkaran dibagi dengan jumlah gigi
- *Diametral Pitch*
Merupakan jumlah gigi (N_t) pada roda gigi dibagi dengan *diameter pitch circle*-nya.
- Modul (m)
Ukuran gigi dapat ditentukan dari jarak bagi lingkaran yaitu keliling lingkaran dibagi dengan jumlah gigi, hasilnya selalu mengandung faktor π , hal inilah yang dinamakan modul
- *Center Distance*
Jarak pusat sepasang roda gigi adalah sama dengan setengah dari jumlah *diameter pitch* nya
- *Relative velocity*

Merupakan perbandingan antara kecepatan sudut (ω) roda gigi yang digerakkan dengan kecepatan sudut roda gigi penggerak [4].



Gambar 2.2.. Geometri dasar roda gigi lurus

2.1.2. Prinsip Dasar Roda Gigi

Persyaratan utama dari bentuk roda gigi adalah untuk membentuk gerak putar yang berkelanjutan. Diasumsikan roda gigi mempunyai bentuk sempurna, kehalusan sempurna dan kekakuan sempurna. Meskipun pada kenyataannya ada ketidak sempurnaan proses permesinan dan muncul sedikit penyimpangan dalam perbandingan kecepatan, namun permukaan gigi

berdasarkan bentuk kurva teoritis dapat dianggap memenuhi kriteria.

Pada kondisi operasi yang tenang dan tanpa getaran, kecepatan dua roda gigi yang berpasangan harus sama, hal ini akan terpenuhi jika lingkaran tusuk dari penggerak selalu bergerak pada kecepatan konstan dan kecepatan lingkaran tusuk dari gigi yang digerakkan tidak naik turun saat dua permukaan saling bersentuhan.

Hukum dasar roda gigi

”Saat roda gigi berputar, titik kontak antara kedua gigi harus terletak pada satu titik yang tetap. Titik tersebut disebut titik tusuk atau *pitch point*”

Berdasarkan hukum dasar roda gigi ini, lingkaran tusuk dari kedua gigi yang berpasangan akan saling menggelinding satu sama lain tanpa slip. Jika jari-jari dinyatakan sebagai r_1 dan r_2 , kecepatan sudut masing-masing ω_1 dan ω_2 untuk *pinion* dan *gear* secara berurutan [1], maka kecepatan linear lingkaran tusuk dapat dilihat pada persamaan 3.1

$$V = r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2 \quad (3.1)$$

Dalam prakteknya, kecepatan putar dinyatakan dalam putaran per menit ditulis n , sehingga besar kecepatan sudut dapat ditulis seperti persamaan 3.2

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad (3.2)$$

Dengan menggabungkan persamaan 3.1 dan 3.2 akan didapat persamaan perbandingan kecepatan yang diperlihatkan pada persamaan 3.3

$$r_s = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (3.3)$$

Dimana r_s = Perbandingan kecepatan

- ω = Kecepatan sudut (rad/s)
 n = Kecepatan putar (rpm)
 N = Jumlah gigi
 d = Diameter lingkaran tusuk

2.1.3. Standard Roda Gigi

Sebagian besar roda gigi dibuat dengan standard sudut tekan 20° atau 25° . Profil involut *full-depth* adalah bentuk profil yang umum digunakan pada sistem roda gigi. Pada sistem sub-involut mempunyai ukuran *addendum* dan *dedendum* yang lebih pendek dibandingkan dengan sistem *full-depth*. Dengan berkurangnya ukuran *addendum* maka durasi kontak juga akan berkurang.

Aturan umum lebar gigi harus lebih besar dai $9/P$ dan kurang dari $13/P$ [1].

Basic Tooth Proportions of Spur Gears, AGMA and ASA Standard System

Symbol	Item	Coarse Pitch (Coarser than 20P), Full Depth		Fine Pitch (20P and Finer), Full Depth	Explanation No.
		20°	25°	20°	
ϕ	Pressure angle	20°	25°	20°	1
a	Addendum (basic ^a)	$\frac{1,000}{P}$	$\frac{1,000}{P}$	$\frac{1,000}{P}$	2
b	Dedendum (min.) (basic ^b)	$\frac{1,250}{P}$	$\frac{1,250}{P}$	$\frac{1,200}{P} + 0,002$	3
h_k	Working depth	$\frac{2,000}{P}$	$\frac{2,000}{P}$	$\frac{2,000}{P}$	4
h_t	Whole depth (min.) (basic ^b)	$\frac{2,250}{P}$	$\frac{2,250}{P}$	$\frac{2,200}{P} + 0,002$	5
t	Circular tooth thickness (basic ^c)	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{1,5708}{P}$	6
r_f	Fillet radius (in basic rack)	$\frac{0,300}{P}$	$\frac{0,300}{P}$	Not standardized	7
c	Clearance (min.) (basic ^a)	$\frac{0,250}{P}$	$\frac{0,250}{P}$	$\frac{0,200}{P} + 0,002$	8
c	Clearance, shaved or ground teeth	$\frac{0,350}{P}$	$\frac{0,350}{P}$	$\frac{0,350}{P} + 0,002$	9
N_F	Min. numbers of teeth ^d :				
	Pinion	18	12	18	10
	Pair	36	24	–	11
t_o	Min. width of top land	$\frac{0,250}{P}$	$\frac{0,250}{P}$	Not standardized	12
–	Reference standards:				
	AGMA	201.02	201.02	207.04	13
	ASA			B6.19	14

^a These values are basic, for equal-addendum gearing. When the gearing is made long and short addendum, these values will be altered.

^b These values are minimum. Shaved or ground teeth should be given proportions suitable to these processes.

Gambar 2.3. Ukuran standard roda gigi lurus [2]

2.1.4. Tahapan Mendesain Roda Gigi

Dalam proses mendesain roda gigi terdapat beberapa tahap yakni

- a. Menentukan daya yang dibutuhkan [2]
 Daya dapat ditentukan dengan persamaan menggunakan persamaan 3.4

$$Hp = \frac{2\pi \times RPM \times T \times 0.00134}{60} \quad (3.4)$$

Dimana Hp = Daya yang dibutuhkan (Hp)
 T = Torsi (N.m)
 RPM = Putaran

- b. Mencari dimensi roda gigi [2]
 Untuk menentukan dimensi roda gigi, dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 3.5

$$D_{\text{gear}} = N_{\text{gear}} \times m \quad (3.5)$$

Dimana D_{gear} = Diameter pitch
 N_{gear} = Jumlah Gigi
 m = modul

- c. Menentukan tebal roda gigi [2]
 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.

$$\frac{9}{p} \leq b \leq \frac{13}{p} \quad (3.6)$$

- d. Mencari gaya dan beban pada roda gigi [2]
- Mencari nilai *pitch line velocity* (kec. keliling linkaran)

$$V_p = \frac{\pi \times d_p \times n}{12} \quad (3.7)$$

Dimana, V_p = *Pitch line velocity* (ft/min)

d_p = Diameter Pitch

n = Putaran (rpm)

- Mencari gaya tangensial

$$F_t = \frac{126050 \times P_h}{n_s \times d_s \times (\text{no. of planet})} \quad (3.8)$$

Dimana, F_t = Gaya tangensial (lbf)

n_s = Putaran sun gear (rpm)

d_s = Diameter pitch sun gear

P_h = Daya yang disalurkan (Hp)

- Mencari beban dinamis [2]

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

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} \times F_t \quad (3.9)$$

Untuk $0 < V_p < 2000$ fpm

$$F_d = \frac{1200 + V_p}{1200} \times F_t \quad (3.10)$$

Untuk $0 < V_p < 2000$ fpm

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} \times F_t \quad (3.11)$$

Untuk $0 < V_p < 2000$ fpm

Dimana, V_p = Pitch line velocity (ft/min)
 F_t = Gaya tangensial (lbf)
 F_d = Beban dinamis (lb)

e. Menghitung kekuatan gear terhadap patahan dengan Metode Lewis [2]

Dalam metode Lewis ini terdapat beberapa asumsi yang digunakan yaitu

- Semua beban berada pada puncak tiap gigi
- Beban radial komponen diabaikan
- Beban terdistribusi secara merata sepanjang permukaan gigi
- Gaya gesek karena saling bersinggungan permukaan gigi diabaikan
- Konsentrasi tegangan dikedua permukaan gigi diabaikan

Adapun persamaan yang digunakan adalah

$$F_b \frac{S x b x Y}{K_f x P} \quad (3.12)$$

Dimana F_b = Beban bending ijin (lb)
 S = Tegangan aman statis bahan (psi)
 b = Tebal gigi (In)
 Y = Angka lewis
 K_f = Faktor konsentrasi tegangan
 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).

- f. Menghitung beban keausan izin dengan metode Buckingham [2]

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 :

$$F_w = d_p \times b \times Q \times K \quad (3.13)$$

$$Q = \frac{2 \times d_g}{d_p + d_g} = \frac{2 \times N_{tg}}{N_{tp} + N_{tg}} \quad (3.14)$$

Dimana F_w = Beban keausan izin
 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.

- g. Menghitung kekuatan gear terhadap patahan dengan metode AGMA [2]

Analisa kekuatan terhadap patahan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan:

$$\sigma_T = \frac{F_t \times K_o \times P \times K_s \times K_m}{K_v \times b \times J} \quad (3.15)$$

Dimana	σ_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 tegangan lengkung izin atau tegangan desain sebagai berikut

$$Sad = \left(\frac{Sat \times K_L}{K_T \times K_R} \right) \quad (3.16)$$

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 $S_{ad} \geq \sigma_T$

- h. Menghitung kekuatan gear terhadap keausan dengan metode AGMA [2]

$$\sigma_C = C_p \times \sqrt{\frac{F_t \times C_o \times C_s \times C_m \times C_f}{C_v \times d \times b \times I}} \quad (3.17)$$

Dimana	σ_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 izin atau tegangan desain izin sebagai berikut

$$Sad = Sac \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \quad (3.18)$$

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 $Sac \geq \sigma_c$

2.2 Planetary Gear

Planetary gear merupakan rangkaian sistem roda gigi yang terdiri dari *sun gear*, *planet gear* atau *carrier* dan *ring gear* atau *annulus*. Pada dasarnya, cara kerja *planetary gear* bergantung pada elemen mana yang bergerak, elemen mana yang diam dan elemen mana yang digerakkan. Ketiga elemen yang telah disebutkan sebelumnya dapat berfungsi sebagai penggerak (*input member*) atau yang digerakkan (*output member*), arah putaran yang dihasilkan nantinya juga bergantung pada kombinasi yang digunakan pada ketiga elemen tersebut. sistem *planetary gear* dapat menambah torsi atau biasa dikenal *underdrive condition* dan dapat pula menambah putaran atau dikenal *overdrive condition*.

Pada sistem planetary gear, jika *planet gear* atau *carrier* digunakan sebagai penggerak (*input member*) maka sistem

BAB III

METODOLOGI

Metode penelitian bertujuan untuk membuat suatu kerangka dasar penyelesaian terhadap permasalahan yang diteliti dimana berisi tentang langkah-langkah yang akan dilakukan untuk menyelesaikan penelitian. Pada penelitian ini, metode yang digunakan adalah analisa, dimana akan dilakukan analisa berdasar hasil simulasi terkait pengaruh tebal pemberat terhadap putaran *output planetary gear*. Secara garis besar penyelesaian penelitian tugas akhir yang berjudul “Studi Eksperimen *Planetary Gear* untuk Penerapan Energi Laut” terbagi menjadi 5 tahap yaitu

Tahap 1

Tahapan dimana pengidentifikasian masalah dan studi literatur dilakukan, studi literatur mengenai komponen, prinsip kerja serta proses pembuatan *planetary gear*. Pengumpulan data berkaitan dengan panjang lengan bandul, massa bandul serta putaran input yang dihasilkan oleh bandul. Disamping itu, pengumpulan data juga didapat dari spesifikasi data kebutuhan generator.

Tahap 2

Tahap dimana dilakukan proses perancangan desain sistem *planetary gear* dimulai dari perhitungan kekuatan roda gigi terkait pemilihan material *planetary gear*. Disamping itu, proses pembuatan model *planetary gear* dilakukan dengan bantuan software Solidworks yang selanjutnya dilakukan simulasi gerak pada *planetary gear*. Pada tahap ini data tetap yang digunakan adalah modul 5.5 dengan jumlah *planet gear* 3 buah

serta tebal roda gigi 70 mm dan tebal pemberat serta sudut bandul sebagai data variasinya.

Tahap 3

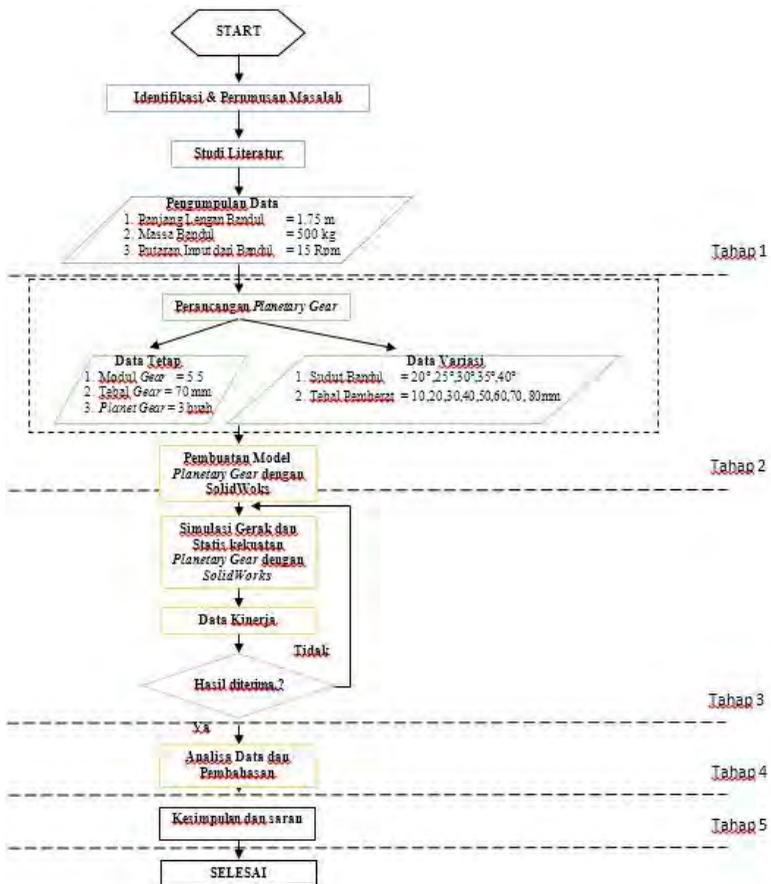
Proses simulasi dilakukan berdasar data variasi yang sudah didapat, meliputi sudut bandul sebesar 20° , 25° , 30° , 35° , 40° serta tebal pemberat *planet gear* sebesar 10 mm, 20 mm, 30 mm, 40 mm, 50 mm, 60 mm, 70 mm serta 80 mm sehingga dapat disimpulkan bahwa nantinya terdapat 40 kali proses simulasi. Seluruh data simulasi yang di ambil adalah data putaran dan torsi yang dihasilkan *planetary gear* tersebut pada masing-masing variasi. Data dikatakan dapat diterima atau valid jika proses simulasi yang dilakukan beberapa kali memiliki grafik yang mirip satu sama lain dengan parameter input yang sama

Tahap 4

Pada tahap ini dilakukan analisa dan pembahasan terkait putaran maupun torsi yang dihasilkan *planetary gear* dan sejauh mana pengaruh tebal pemberat terhadap putaran *output planetary gear*.

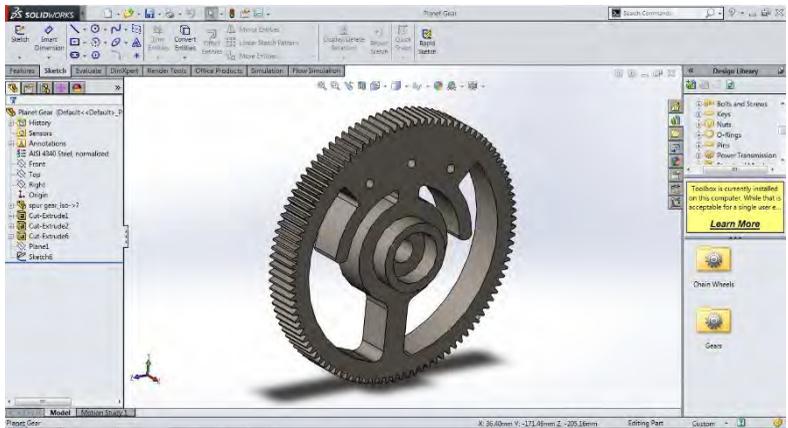
Tahap 5

Tahap 5 merupakan tahap akhir dimana penyusunan kesimpulan dari hasil yang telah diperoleh selama penelitian dilakukan dan merumuskan penelitian tahap selanjutnya yang bisa dikerjakan.

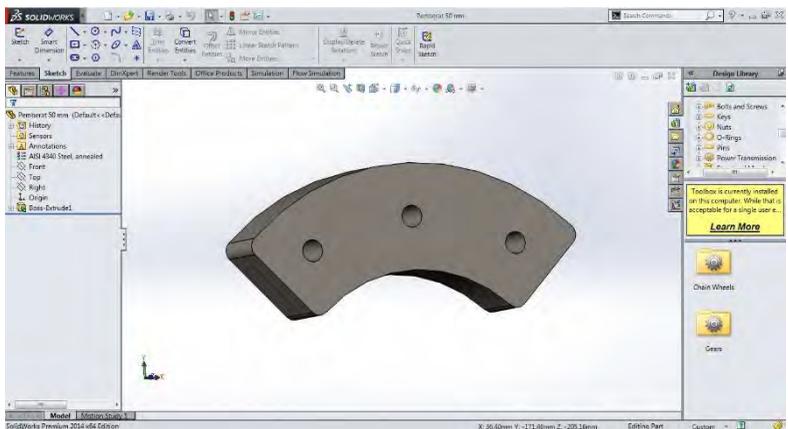


Gambar 3.1 Bagan flowchart metodologi

Halaman ini sengaja dikosongkan

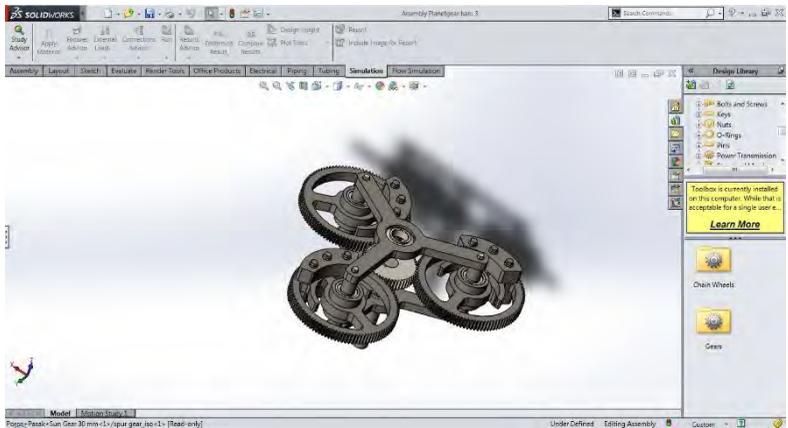


Gambar 4.12. Proses penggambaran modifikasi planet gear



Gambar 4.13. Proses penggambaran pemberat

Selanjutnya adalah proses penggabungan semua komponen *planetary gear* mulai dari *sun gear*, poros, *planet gear*, *arm*, serta pemberat



Gambar 4.14. Proses penggabungan planetary gear

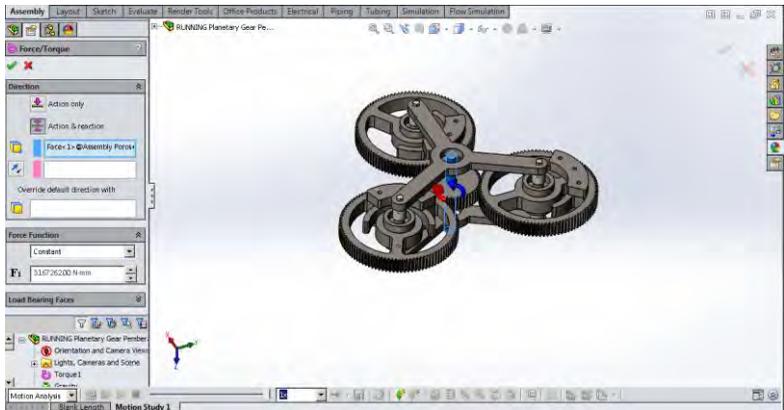
Ketika proses penggabungan semua komponen telah selesai dilakukan, langkah selanjutnya adalah melakukan simulasi, baik simulasi *motion* maupun simulasi tegangan.

4.6 Motion Analysis

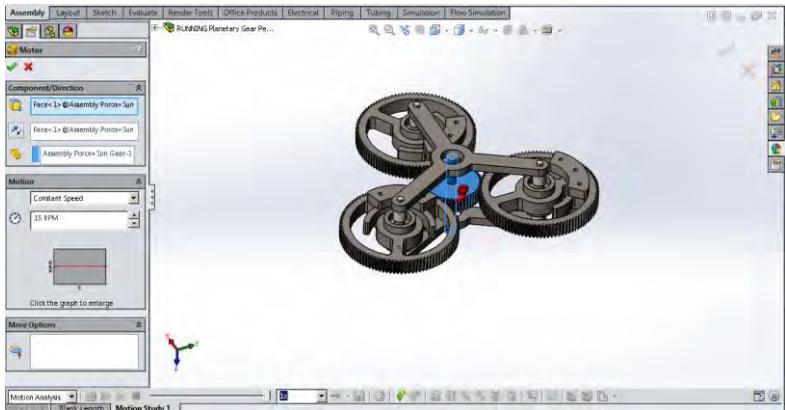
Motion analysis merupakan simulasi pada solidworks yang digunakan pada benda-benda yang bergerak, pada bagian ini dilakukan analisa putaran terhadap gerakan *planetary gear* yang sudah dirancang. Untuk parameter input yang tetap adalah putaran input 15 rpm, dengan material yang digunakan adalah AISI 4340 steel normalized.

Adapun variasi yang digunakan adalah torsi dari sudut simpangan bandul sebesar 20°, 25°, 30°, 35°, 40°. Tidak hanya itu, tebal pemberat juga divariasikan sebanyak 8 variasi meliputi tebal 10 mm, 20 mm, 30 mm, 40 mm, 50 mm, 60 mm, 70 mm dan 80 mm.

Adapun proses simulasi gerak yang dilakukan dapat dilihat pada gambar

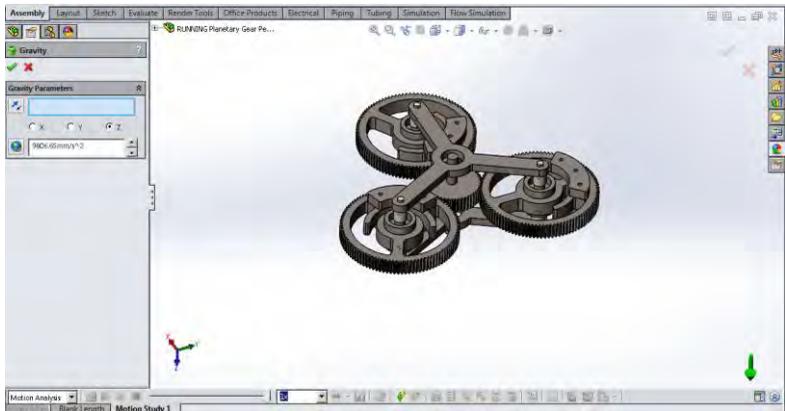


Gambar 4.15. Proses memasukkan nilai torsi



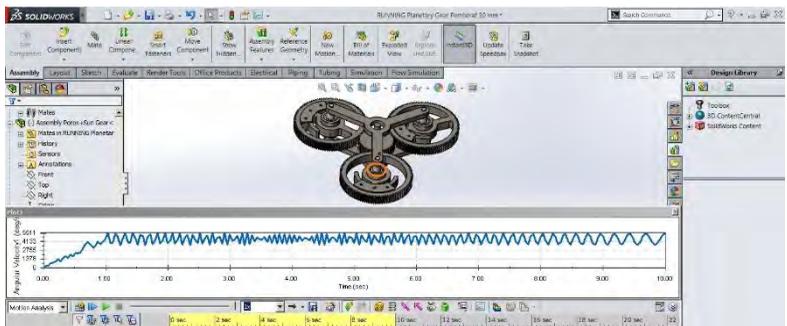
Gambar 4.16. Proses memasukkan nilai putaran

Pada gambar 4.15. dilakukan penginputan nilai torsi, sesuai dengan torsi yang dihasilkan oleh masing-masing kondisi pada sudut kemiringan bandul. Sedangkan, pada gambar 4.16 dilakukan penginputan nilai putaran pada poros *sun gear*



Gambar 4.17. Proses penentuan gravitasi

Pada gambar 4.17 dilakukan proses penginputan sekaligus penentuan titik gravitasi sebelum proses *running* dilakukan



Gambar 4.18. Proses simulasi gerak

Pada gambar 4.18 didapat grafik hasil *running* berdasarkan parameter input yang telah dimasukkan sebelumnya. Dengan cara yang sama maka didapat hasil putaran berdasarkan simulasi sebagai berikut

Tabel 4.3. Putaran Output Hasil Simulasi Gerak

PEMBERAT	PUTARAN (RPM)				
	20	25	30	35	40
10 mm	629.8	786.3	918.5	1069.5	1199.3

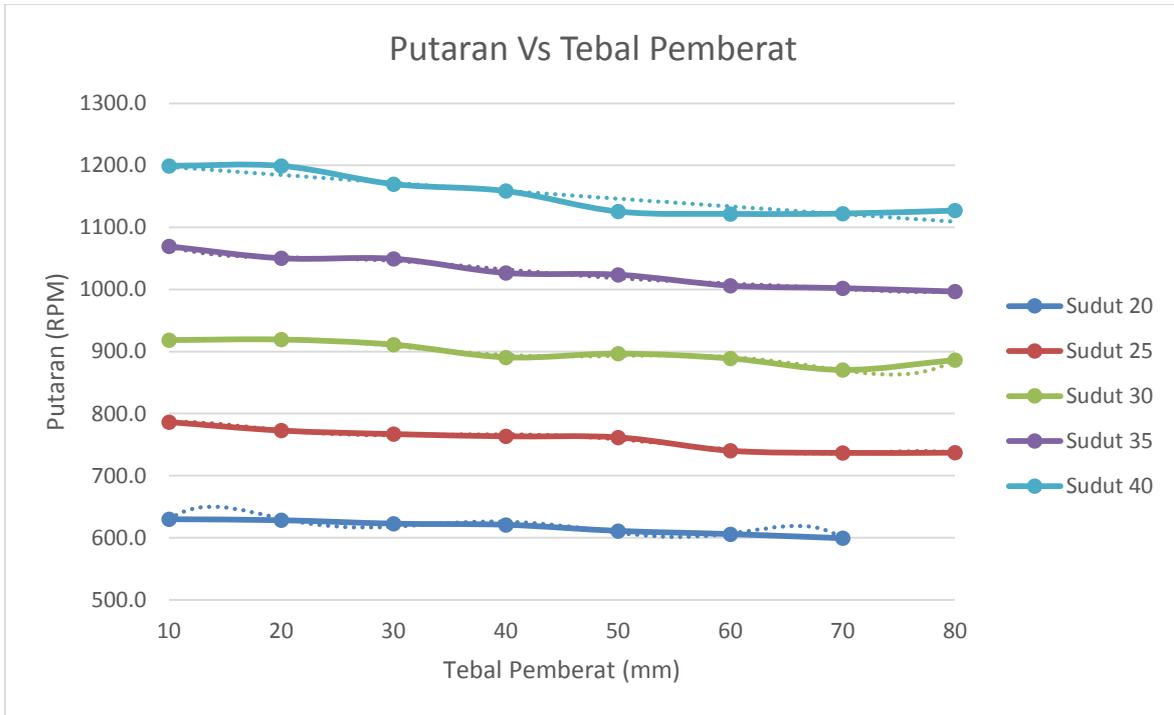
20 mm	628.2	772.7	919.3	1050.3	1199.2
30 mm	622.7	767.0	911.2	1049.5	1169.8
40 mm	620.8	763.3	890.7	1026.7	1158.7
50 mm	611.0	761.7	896.7	1023.8	1125.7
60 mm	605.8	740.2	888.8	1006.2	1121.8
70 mm	599.2	736.7	870.3	1002.2	1122.3
80 mm	595.3	737.0	886.3	996.7	1127.2
Tanpa Pemberat	630.3	830.0	990.3	1064.2	1182.2

Dari tabel diatas diketahui bahwa pada sudut kemiringan yang sama, putaran akan berkurang seiring bertambahnya tebal pemberat. Namun, hal tersebut tidak terjadi pada pemberat dengan tebal 10 mm dimana pada sudut simpangan 35° dan 40° justru mengalami kenaikan putaran. Hal ini juga terjadi pada tebal pemberat 20 mm dimana pada sudut kemiringan 40° mengalami kenaikan putaran.

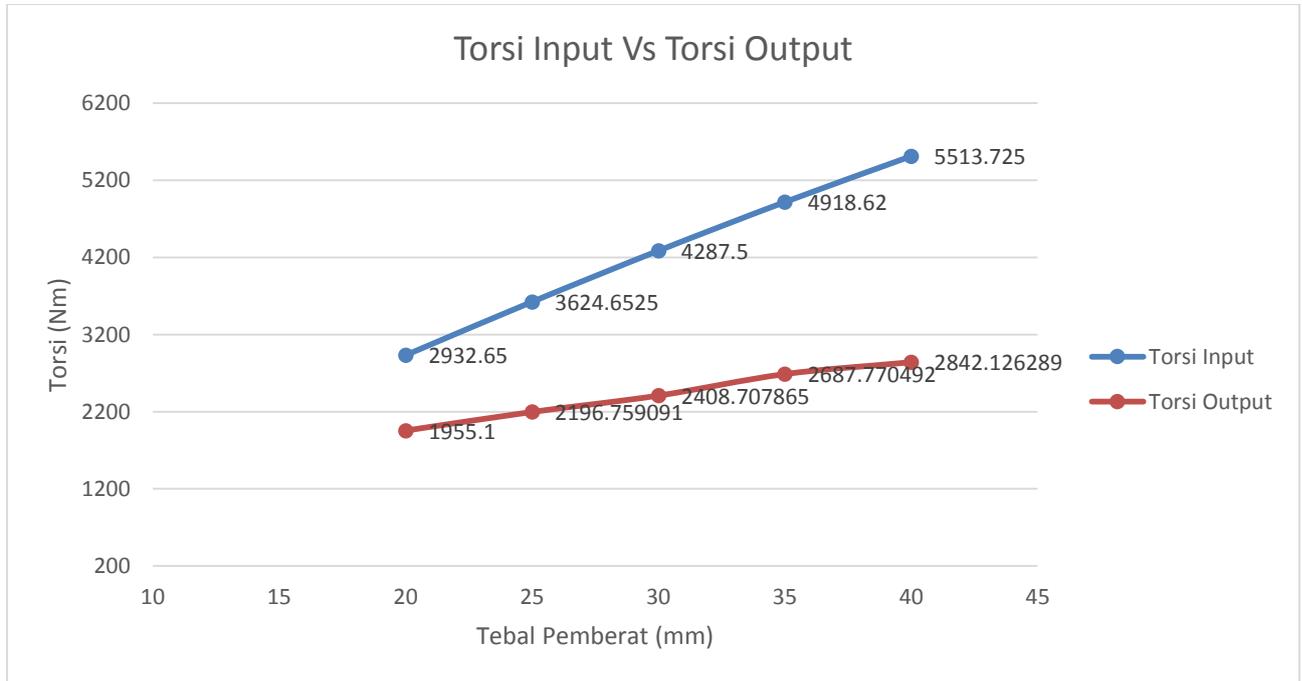
Tabel 4.4. Prosentase penurunan putaran output planetary gear dengan pemberat terhadap putaran planetary gear tanpa pemberat

PEMBERAT	Prosentase (%)				
	20	25	30	35	40
10 mm	0.08	5.26	7.25	-0.50	-1.45
20 mm	0.34	6.91	7.17	1.30	-1.44
30 mm	1.22	7.59	7.99	1.38	1.04
40 mm	1.51	8.03	10.06	3.52	1.99
50 mm	3.07	8.23	9.46	3.79	4.78
60 mm	3.89	10.82	10.25	5.45	5.10
70 mm	4.94	11.24	12.12	5.83	5.06
80 mm	5.55	11.20	10.50	6.34	4.65

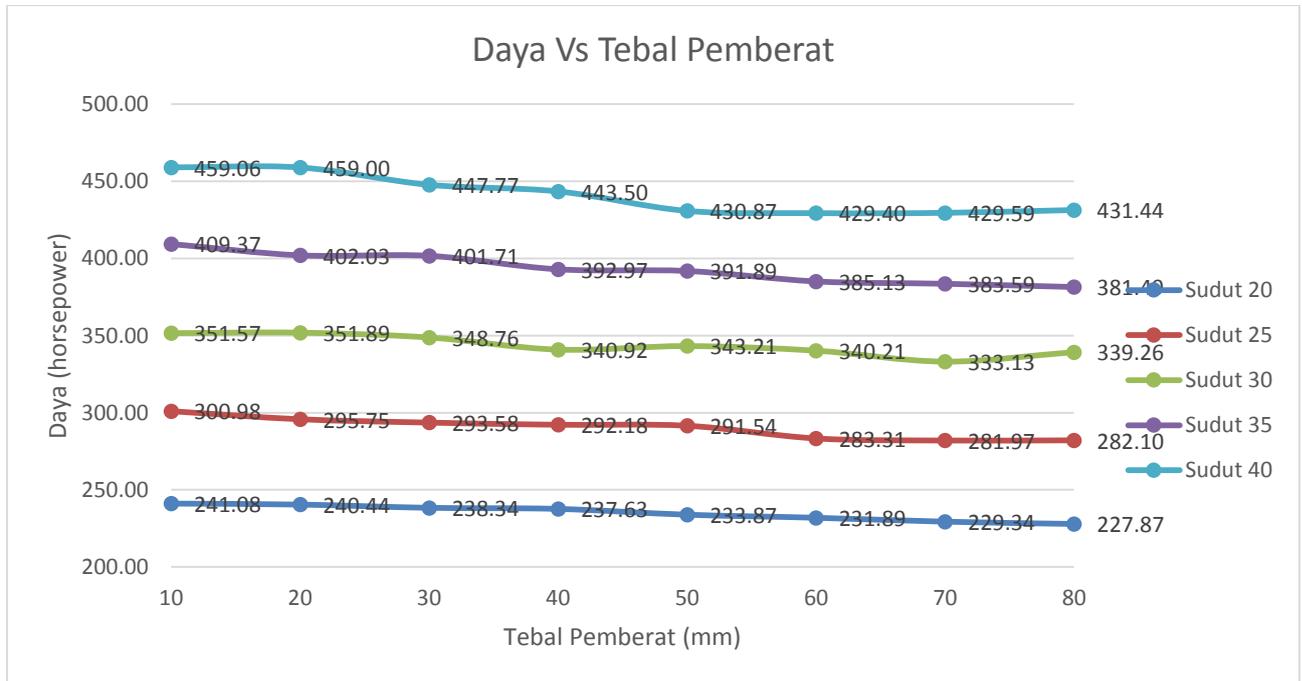
Dari tabel diatas diketahui bahwa penurunan putaran sangat bervariasi, laju penurunan putaran paling rendah terjadi pada sudut kemiringan 40° .



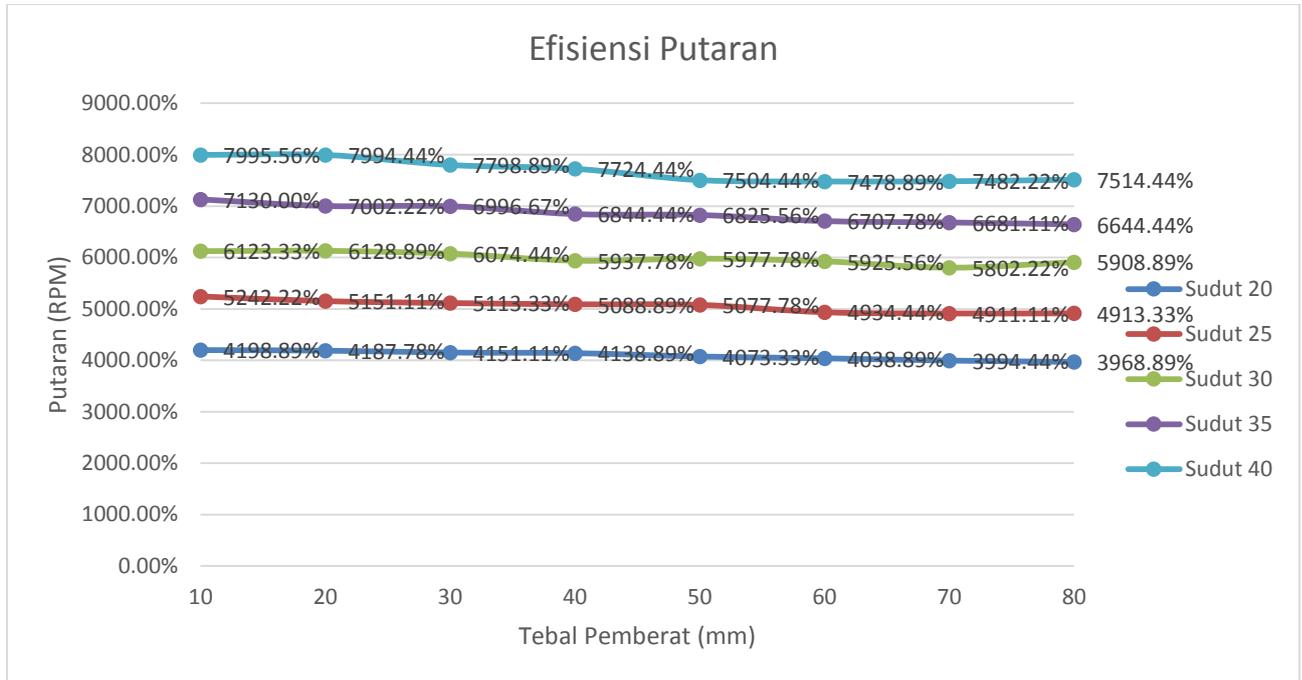
Gambar 4.19. Grafik Perbandingan antara putaran yang dihasilkan dengan tebal pemberat



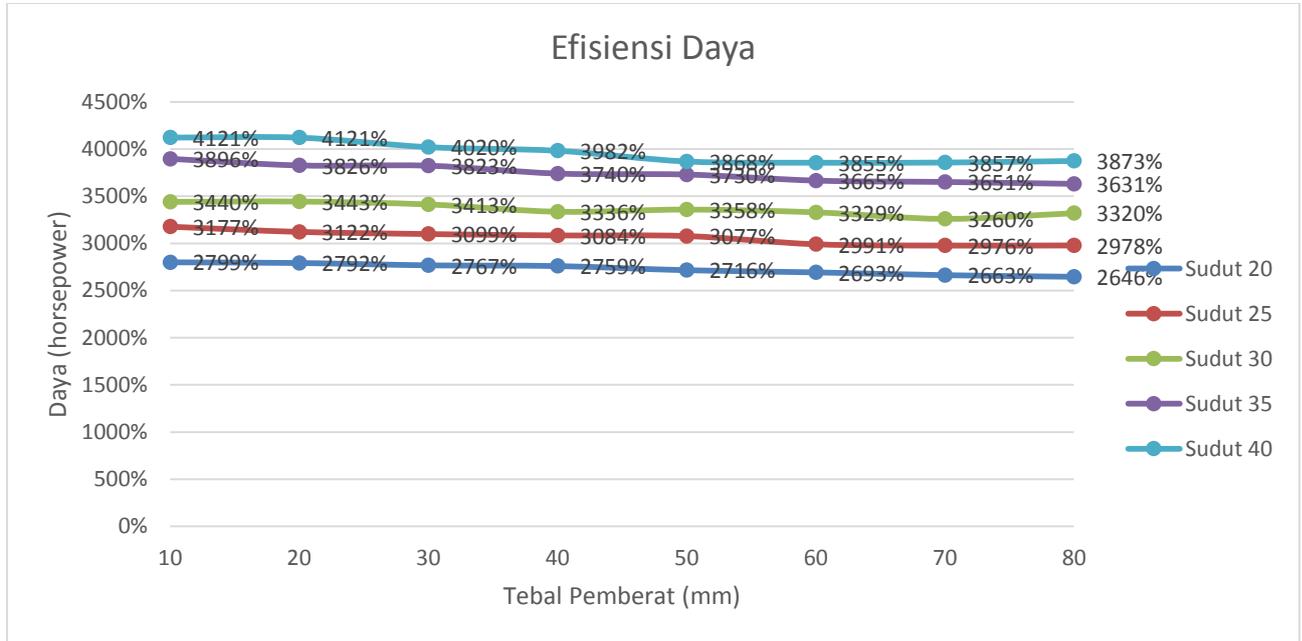
Gambar 4.20. Grafik Perbandingan antara torsi input dan torsi output



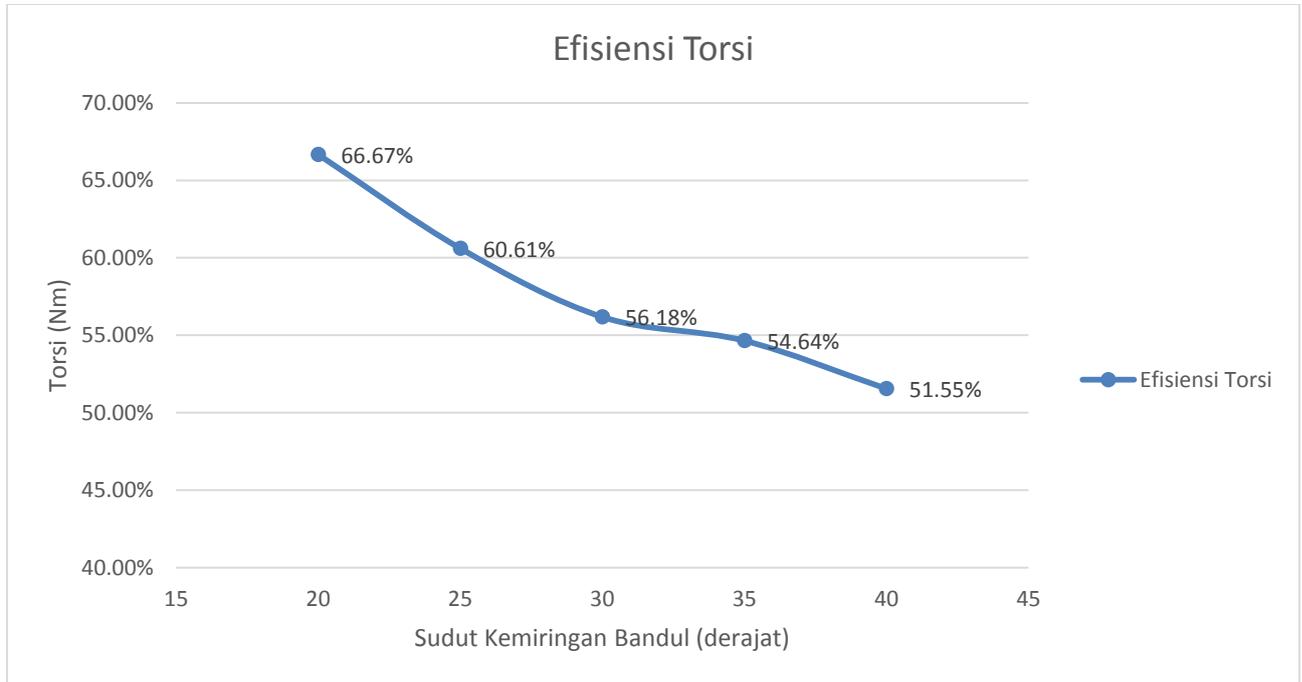
Gambar 4.21. Grafik Perbandingan antara daya yang dihasilkan oleh variasi tebal pemberat



Gambar 4.22. Grafik efisiensi putaran output terhadap putaran input



Gambar 4.23. Grafik efisiensi daya



Gambar 4.24. Grafik efisiensi torsi

Pada gambar 4.19 diketahui bahwa penurunan putaran terjadi secara gradual seiring bertambahnya tebal pemberat, hal ini diakibatkan oleh bertambahnya beban yang diterima oleh *planet gear* sehingga putaran berkurang.

Pada gambar 4.20 diketahui bahwa torsi output berkurang seiring bertambahnya putaran, hal ini sesuai dengan hubungan torsi dan putaran. Penambahan torsi akan menurunkan putaran, sedangkan penambahan putaran akan menurunkan torsi.

Pada gambar 4.21 diketahui bahwa terjadi penurunan daya seiring bertambahnya tebal pemberat, hal ini sesuai mengingat terjadi penurunan putaran pada system.

Pada gambar 4.22 diketahui bahwa terjadi peningkatan putaran yang bervariasi, bergantung pada tebal pemberat. Efisiensi putaran output paling tinggi dihasilkan oleh pemberat dengan tebal 10 mm dengan sudut kemiringan bandul 20° .

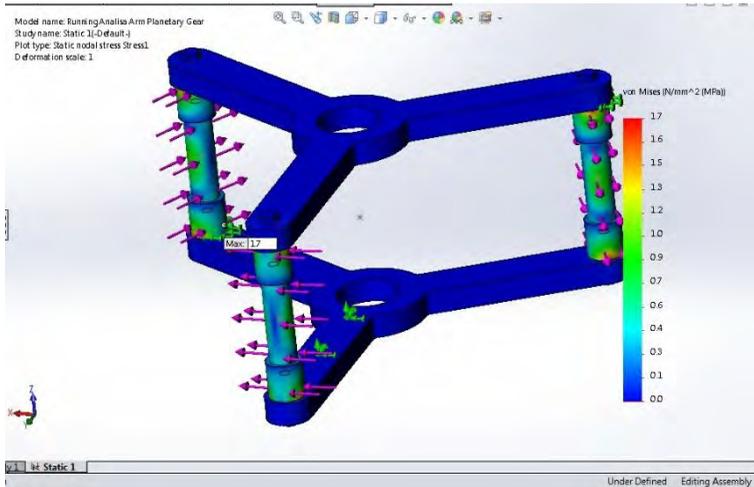
Pada gambar 4.23 diketahui bahwa terjadi peningkatan daya yang bervariasi, bergantung pada tebal pemberat. Efisiensi daya paling tinggi dihasilkan oleh pemberat dengan tebal 10 mm dengan sudut kemiringan bandul 20° .

Pada gambar 4.24 diketahui bahwa terjadi penurunan efisiensi seiring bertambahnya kemiringan bandul dengan tebal pemberat yang sama, efisiensi paling rendah diketahui pada sudut kemiringan 40° .

4.7 Stress Analysis

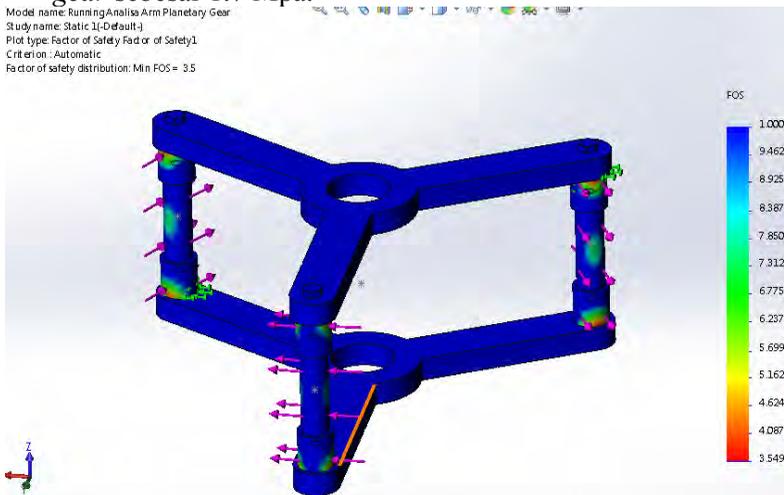
- Simulasi kekuatan poros *planet gear* pada *Arm*
Input data yang digunakan untuk menganalisa kekuatan arm disesuaikan dengan hasil perhitungan gaya yang terjadi pada poros *planet gear*. Dalam hal ini, input yang digunakan adalah gaya sebesar 661.65 Nm yang terjadi

pada poros. Berikut adalah hasil simulasi kekuatan arm yang dimaksud



Gambar 4.25. Hasil simulasi tegangan pada poros planet gear

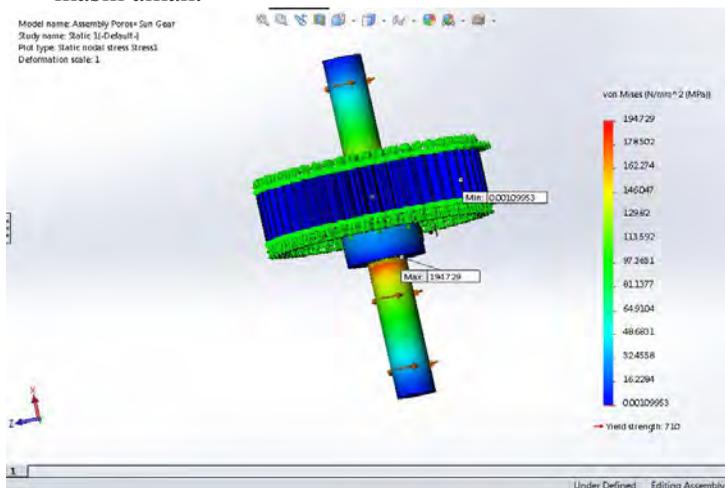
Dari gambar diatas diketahui bahwa dengan input 661.65 Nm, tegangan maksimum yang terjadi pada poros *planet gear* sebesar 1.7 Mpa.



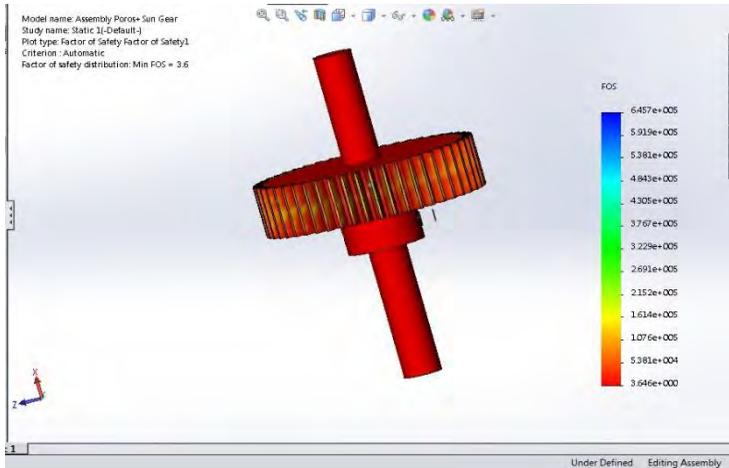
Gambar 4.26. Hasil simulasi factor keamanan

Dari gambar 4.26 diketahui bahwa minimum factor keamanan poros *planet gear* adalah 3.5, hal ini menunjukkan bahwa material yang dipilih aman dan tidak terlalu mahal.

- Simulasi kekuatan poros *sun gear*
 Dengan memasukkan nilai torsi input, kita dapat menemukan besarnya tegangan yang terjadi pada poros *sun gear*. Dari hasil simulasi didapat nilai tegangan maksimum adalah 194 Mpa, lebih kecil dari kemampuan material dimana memiliki nilai 710 Mpa, sehingga material yang telah dipilih sebelumnya dapat dikatakan aman. Didukung dengan nilai minimum factor keamanan *sun gear* senilai 3.2, hal ini menunjukkan bahwa material masih aman.

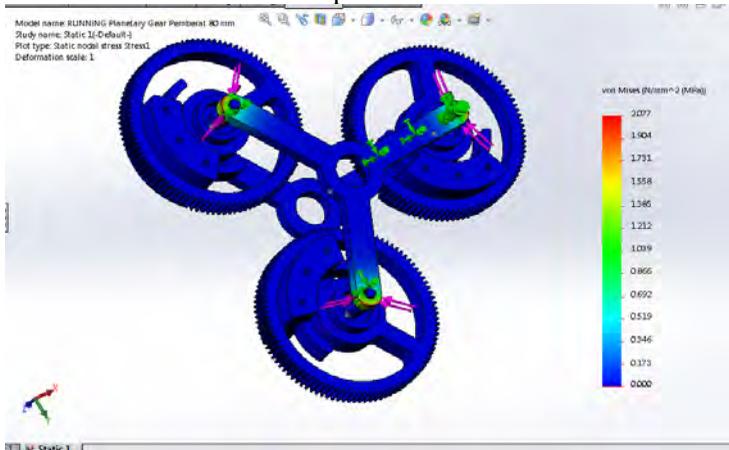


Gambar 4.27. Hasil simulasi kekuatan poros *sun gear*



Gambar 4.28. Hasil simulasi factor keamanan poros sun gear

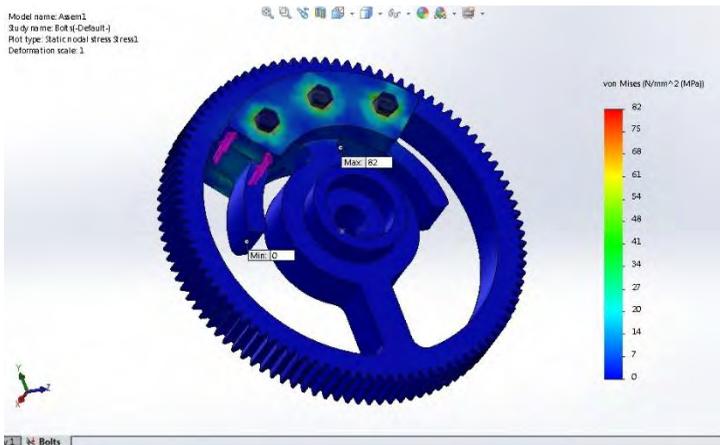
- Simulasi kekuatan *arm*
 Pada simulasi kekuatan *arm*, didapat hasil tegangan maksimum sebesar 2 Mpa



Gambar 4.29. Hasil simulasi kekuatan *arm*

- Simulasi kekuatan baut
 Pemilihan baut yang sebelumnya dilakukan akan diuji kekuatannya, dimana berdasarkan simulasi didapat tegangan maksimum baut sebesar 82 Mpa, jauh dibawah

kemampuan material dimana memiliki 400 Mpa tensile strength dan 250 yield strength. Adapun pengujian kekuatan baut adalah sebagai berikut



Gambar 4.30. Hasil simulasi kekuatan baut yang dipilih

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

ANALISA DATA & PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Kekuatan Roda Gigi

Sebelum melakukan perhitungan kekuatan roda gigi, perlu dilakukan perhitungan untuk mencari nilai torsi yang dihasilkan oleh bandul guna menemukan besarnya daya yang akan dihasilkan oleh generator. Torsi input dari bandul dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut

$$T = F \times L$$

atau

$$T = m \times g \times \sin \theta \times L$$

Dimana

- T = Torsi (N.m)
- m = Massa bandul (kg)
- θ = Sudut simpangan bandul
- g = Gravitasi (9.8 m/s²)
- L = Panjang lengan (m)

Dalam hal ini, besarnya torsi bergantung pada sudut variasi yang telah ditentukan. Adapun data yang digunakan dalam penelitian ini adalah

Tabel 4.1. Parameter Input

DATA INPUT	
Massa bandul	500 kg
Panjang lengan bandul	1.75 m
Putaran input bandul	15 Rpm
Jumlah gigi <i>sun gear</i>	50 buah
Jumlah gigi <i>planet gear</i>	100 buah
Sudut tekan roda gigi	20° Full-depth
Modul	5.5
Diametral Pitch (P)	25.4/module = 4.62

Torsi input yang dihasilkan oleh bandul berdasarkan variasi sudut simpangan bandul 20° adalah

$$\begin{aligned} T &= m \times g \times \sin \theta \times L \\ &= 500 \text{ kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2 \times \sin 20^\circ \times 1.75 \text{ meter} \\ &= 2932.65 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama, nilai torsi untuk sudut 25° , 30° , 35° dan 40° adalah

Tabel 4.2. Nilai torsi berdasarkan sudut simpangan bandul

	20°	25°	30°	35°	40°
Torsi (Nm)	2932.65	3624.653	4287.5	4918.62	5513.725
Torsi (lb-in)	25956	32081	37948	43533	48801

Setelah menemukan nilai torsi pada beberapa sudut simpangan diatas, selanjutnya dilakukan perhitungan daya yang dihasilkan oleh generator nantinya. Berikut adalah perhitungan yang digunakan untuk menemukan daya hingga perhitungan kekuatan roda gigi

- a. Menghitung daya yang dihasilkan oleh bandul
Daya yang dihitung berdasarkan pada nilai torsi terbesar yaitu pada kondisi bandul dengan sudut simpangan 40° sehingga

$$\begin{aligned} Hp &= \frac{2\pi \times RPM \times T \times 0.00134}{60} \\ Hp &= \frac{2\pi \times 15 \text{ rpm} \times 5513.73 \text{ Nm} \times 0.00134}{60} \\ Hp &= \mathbf{11.6 \text{ horsepower}} \\ Hp &= \mathbf{8.65 \text{ kW}} \end{aligned}$$

- b. Mencari dimensi roda gigi
Diameter *sun gear* maupun *planet gear* dapat ditemukan dengan persamaan

$$\begin{aligned}
 D_{\text{sun gear}} &= N_{\text{sun gear}} \times m \\
 &= 50 \text{ buah} \times 5.5 \\
 &= \mathbf{275 \text{ mm}} \\
 &= \mathbf{10.83 \text{ in}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_{\text{planet gear}} &= N_{\text{planet gear}} \times m \\
 &= 100 \text{ buah} \times 5.5 \\
 &= \mathbf{550 \text{ mm}} \\
 &= \mathbf{21.63 \text{ in}}
 \end{aligned}$$

- c. Menentukan tebal roda gigi
 Tebal roda gigi harus memenuhi persamaan berikut, sehingga jika nilai P adalah 4.62 maka

Syarat Tebal Roda Gigi	nilai 9/P	b	nilai 13/P	
	1.948819	2.755897	2.814961	In
	49.5	70	71.5	mm

Dari perhitungan diatas diketahui bahwa tebal roda gigi memenuhi syarat.

- d. Mencari gaya dan beban pada roda gigi
 ✓ Mencari nilai *pitch line velocity* (kec. keliling lingkaran)

$$\begin{aligned}
 Vp &= \frac{\pi \times d_p \times n}{12} \\
 Vp &= \frac{3.14 \times 10.83 \text{ in} \times 15 \text{ rpm}}{12} \\
 Vp &= \mathbf{42.5 \text{ ft/min}}
 \end{aligned}$$

- ✓ Mencari gaya tangensial

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{126050 \times P_h}{n_s \times d_s \times (\text{no. of planet})} \\
 F_t &= \frac{126050 \times 11.6 \text{ hp}}{15 \text{ rpm} \times 10.83 \text{ in} \times 3}
 \end{aligned}$$

$$F_t = 25723.7 \text{ lbf}$$

- ✓ Mencari beban dinamis
 Karena hasil *pitch line velocity* atau kecepatan keliling lingkaran kurang dari 2000 fpm maka persamaan yang digunakan adalah

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

Untuk $0 < V_p < 2000 \text{ fpm}$

$$F_d = \frac{600 + 42.5 \text{ ft/min}}{600} \times 25723.7 \text{ lbf}$$

$$F_d = 27545.63 \text{ lb}$$

- e. Menghitung kekuatan gear terhadap patahan dengan Metode Lewis

Dalam perhitungan kekuatan roda gigi, terdapat beberapa data yang dipakai seperti

- ✓ Material *pinion & gear* adalah AISI 4340 Steel Normalized BHN 400 dengan nilai $S_o = 185000 \text{ psi}$
- ✓ Tebal roda gigi (b) = 2.756 in
- ✓ Nilai Y_{pinion} = 0.408 (tabel 10-2 hal 550, *Machine Design*)
- ✓ Nilai Y_{Gear} = 0.446 (tabel 10-2 hal 550, *Machine Design*)
- ✓ K_f = 1.5

Sehingga, perhitungan kekuatan untuk *pinion* adalah

$$F_b = \frac{S \times b \times Y_{\text{pinion}}}{K_f \times P}$$

$$F_b = \frac{185000 \text{ psi} \times 2.756 \text{ in} \times 0.408}{1.5 \times 4.62}$$

$$F_b = 30028.43 \text{ lb}$$

Sedangkan perhitungan kekuatan untuk *gear* adalah

$$F_b = \frac{S \times b \times Y_{gear}}{K_f \times P}$$

$$F_b = \frac{185000 \text{ psi} \times 2.756 \text{ in} \times 0.446}{1.5 \times 4.62}$$

$$F_b = \mathbf{32825.19 \text{ lb}}$$

Dari perhitungan diatas diketahui bahwa nilai **Fb** \geq **Fd** sehingga berdasarkan hal tersebut material yang dipilih dapat dikatakan AMAN.

- f. Menghitung beban keausan izin dengan metode Buckingham

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

dimana

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

$$Q = \frac{2 \times 100}{100 + 50} = 1.33$$

$$K \geq \frac{27545.63 \text{ lb}}{d_p \times Q \times b}$$

$$K \geq \frac{27545.63 \text{ lb}}{10.83 \text{ in} \times 1.33 \times 2.756 \text{ in}}$$

$$K \geq 694$$

Sehingga nilai F_w adalah

$$F_w = 10.83 \text{ in} \times 2.756 \times 1.33 \times 694$$

$$F_w = \mathbf{27614.66 \text{ lb}}$$

Karena nilai **Fw** $>$ **Fd** maka roda gigi dapat dikatakan AMAN

- g. Menghitung kekuatan gear terhadap patahan dengan metode AGMA untuk *pinion* dan *gear*

Dimana σ_T = Kekuatan terhadap patahan
 F_t = 25723.7 lb
 K_o = 1 (tabel 10-4 hal 555, Machine Design)
 P = 4.62
 K_s = 1
 K_m = 1.3 (tabel 10-4 hal 555, Machine Design)
 K_v = 0.961 (Figure 10-21 kurva 2)
 b = 2.756 In
 J = 0.44 (Figure 10-22 Hal 557, Machine Design)

Maka

$$\sigma_T = \frac{25723.7 \text{ lb} \times 1 \times 4.62 \times 1 \times 1.3}{0.961 \times 2.756 \text{ in} \times 0.44}$$

$$\sigma_T = \mathbf{132575.2 \text{ psi}}$$

Dengan tegangan lengkung izin atau tegangan desain sebagai berikut

Dimana S_{ad} = Tegangan lengkung izin (psi)
 S_{at} = 70000 psi (Tabel 10-7 hal 559, Machine Design)
 K_L = 2.4 (Tabel 10-8 hal 561, Machine Design)
 K_T = 1
 K_R = 1 (Tabel 10-9 hal 562, Machine Design)

Maka

$$Sad = \left(\frac{70000 \times 2.4}{1 \times 1} \right)$$

$$Sad = \mathbf{168000 \text{ psi}}$$

Karena nilai $S_{ad} \geq \sigma_T$ maka roda gigi AMAN

- h. Menghitung kekuatan gear terhadap keausan dengan metode AGMA

Perhitungan kekuatan *pinion* terhadap keausan

Dimana σ_C = Kekuatan terhadap keausan

Design) C_P = 2300 (Tabel 10-12 hal 569, Machine

F_T = 25723.7 lb

Design) C_O = 1 (tabel 10-4 hal 555, Machine

C_S = 1

Design) C_M = 1.1 (tabel 10-13 hal 574, Machine

C_F = 1

Machine Design) C_V = 0.923 (figure 10-27 hal 574 curve 3,

d = 10.83 in

b = 2.756 in

Machine Design) I = 0.115 (figure 10-32 hal 576 curve 3,

Maka

$$\sigma_C = C_P x \sqrt{\frac{F_t x C_O x C_S x C_M x C_f}{C_V x d x b x I}}$$

$$\sigma_C = 2300 x \sqrt{\frac{25723.7 \text{ lb} x 1 x 1 x 1 x 1.1 x 1}{0.923 x 10.83 \text{ in} x 2.756 x 0.115}}$$

$$\sigma_C = \mathbf{217416 \text{ psi}}$$

Dengan kontak izin atau tegangan desain izin sebagai berikut

Dimana Sac = 190000 (figure 10-14 hal 577 curve 3, Machine Design)

C_L = 1

C_H = 1

C_T = 1

Design) C_R = 1.5 (tabel 10-16 hal 580, Machine

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

$$Sad = 190000 \times \frac{1 \times 1}{1 \times 1.5}$$

$$Sad = \mathbf{285000 \text{ psi}}$$

Sedangkan, perhitungan kekuatan *gear* terhadap keausan

Dimana σ_C = Kekuatan terhadap keausan
 C_P = 2300 (Tabel 10-12 hal 569, Machine Design)

Design) F_T = 25723.7 lb
 C_O = 1 (tabel 10-4 hal 555, Machine Design)

Design) C_S = 1
 C_M = 1.1 (tabel 10-13 hal 574, Machine Design)

Design) C_F = 1
 C_V = 0.923 (figure 10-27 hal 574 curve 3, Machine Design)

Machine Design) d = 21.65 in
 b = 2.756 in
 I = 0.115 (figure 10-32 hal 576 curve 3, Machine Design)

Maka

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

$$\sigma_C = 2300 \times \sqrt{\frac{25723.7 \text{ lb} \times 1 \times 1 \times 1 \times 1.1 \times 1}{0.923 \times 21.65 \text{ in} \times 2.756 \times 0.115}}$$

$$\sigma_C = \mathbf{153736 \text{ psi}}$$

Dengan kontak izin atau tegangan desain izin sebagai berikut

Dimana Sac = 190000 (figure 10-14 hal 577 curve 3, Machine Design)

C_L = 1
 C_H = 1

$$C_T = 1$$

$$C_R = 1.5 \quad (\text{tabel 10-16 hal 580, Machine Design})$$

$$S_{ad} = S_{ac} \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

$$S_{ad} = 190000 \times \frac{1 \times 1}{1 \times 1.5}$$

$$S_{ad} = \mathbf{285000 \text{ psi}}$$

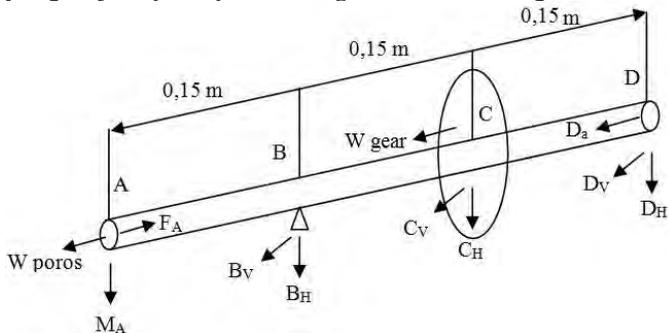
Dari perhitungan yang dilakukan diketahui bahwa nilai $S_{ad} \geq \sigma_c$ sehingga roda gigi dapat dikatakan AMAN.

Pada proses perhitungan diatas dapat disimpulkan bahwa material AISI 4340 Steel 400 BHN yang digunakan pada perencanaan kali ini dapat dikatakan AMAN.

4.2 Perhitungan poros

✓ Perhitungan poros *sun gear*

Dalam menghitung diameter poros minimum, dibutuhkan sketch gaya yang terjadi pada poros tersebut guna mempermudah proses perhitungan. Adapun sketch gaya yang terjadi pada poros *sun gear* adalah sebagai berikut



Gambar 4. 1 Sketsa gaya pada sun gear

Momen input diambil dari bandul dengan sudut simpangan 40° karena memiliki nilai torsi paling besar

yaitu 5954.823 Nm. Dalam hal ini momen input adalah MA pada gambar. untuk perhitungan dengan konstruksi poros yang arahnya vertikal seperti ini, maka gaya-gaya yang menyebabkan terjadinya defleksi dan puntiran hanya terjadi pada beban vertikal saja, sehingga analisa gaya yang dicari adalah analisa gaya dari bidang vertikal. Sedangkan untuk analisa gaya dibidang axial yang merupakan gaya yang searah dengan sumbu poros, menjadi sama dengan gaya vertikal.

Analisa gaya bidang vertikal

Untuk perhitungan momen pada masing-masing titik adalah menggunakan cara perbandingan sebagai berikut :

Titik B

$$\frac{M_A}{X_{tot}} = \frac{M_B}{X_{B-D}}$$

$$\frac{5954.823 \text{ Nm}}{0,45 \text{ m}} = \frac{M_B}{0,3 \text{ m}}$$

$$M_B = \mathbf{3969.882 \text{ Nm}}$$

Titik C

$$\frac{M_A}{X_{tot}} = \frac{M_C}{X_{C-D}}$$

$$\frac{5954.823 \text{ Nm}}{0,45 \text{ m}} = \frac{M_C}{0,15 \text{ m}}$$

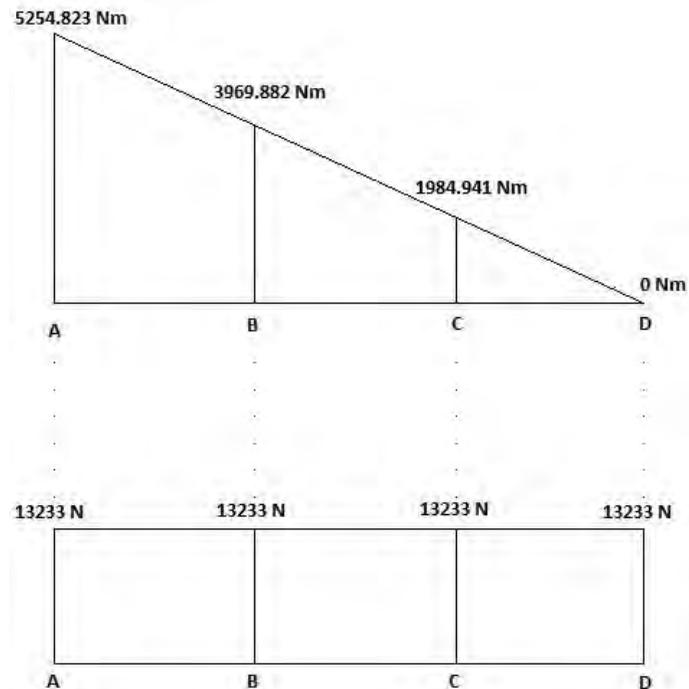
$$M_C = \mathbf{1984.941 \text{ Nm}}$$

Gaya yang terjadi pada setiap titik sama dengan gaya pada titik A yaitu

$$\frac{M_A}{X_{tot}} = F_A = F_B = F_C = F_D$$

$$\frac{M_A}{X_{tot}} = \frac{5945.823 \text{ Nm}}{0,45} = 13233 \text{ N}$$

Maka diagram momen dan gaya yang dihasilkan adalah



Gambar 4.2. Diagram momen dan gaya poros input

Menghitung Diameter Poros

Dengan asumsi sebagai berikut :

1. Beban yang terjadi adalah beban statis
2. Dimensi poros adalah pejal atau $D_i = 0$

3. Bahan yang digunakan adalah AISI 4340 steel Normalized

$$S_u = 1110 \text{ MPa}; \quad S_{yp} = 710 \text{ MPa}$$

Karena hanya menggunakan momen puntir, Maka persamaan yang digunakan adalah :

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3$$

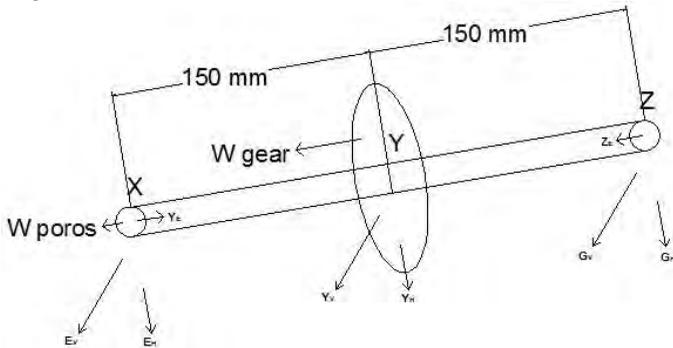
Atau

$$d^3 = \frac{5954823 \text{ Nmm}}{\frac{\pi}{16} \times 710 \text{ Mpa}}$$

$$d = \sqrt[3]{42725.1874}$$

$$d = 39.99 \text{ mm} \approx 40 \text{ mm}$$

- ✓ Perhitungan poros *planet gear*
Berikut adalah sketsa gaya yang terjadi pada poros *planet gear*



Gambar 4. 2 Sketsa gaya pada poros *planet gear*

poros pada planet ini, momen yang terjadi hanya momen bending. Hal ini dikarenakan hanya ada gaya horizontal pada poros planet yang posisinya vertikal. Gaya horizontal ini dikarenakan adanya planet gear yang berputar berevolusi mengelilingi sun gear. Untuk momen puntirnya dianggap tidak ada karena pada planet gear

dipasang *bearing* sehingga dianggap menghilangkan momen puntir.

Analisa gaya bidang vertikal

Dengan demikian, pada poros *planet gear* ini momen paling besar pada titik Y yaitu berasal dari sun gear. Momen pada sun gear tersebut 1984.941 Nm. Sedangkan momen pada planet gear merupakan 1/3 dari momen yang ada di sun gear. Sehingga nilai momen di planet gear menjadi 661.647 Nm

Untuk mencari gaya pada titik X yaitu :

$$\begin{aligned}\Sigma M_X &= 0 && \text{searah jarum jam} + \\ Y_V (150) + Z_V (300) &= 0 \\ 13233 \text{ N} (150 \text{ mm}) + Z_V (300 \text{ mm}) &= 0 \\ Z_V &= 6616 \text{ N}\end{aligned}$$

Untuk mencari gaya pada titik E yaitu :

$$\begin{aligned}\Sigma M_Z &= 0 && \text{searah jarum jam} + \\ X_V (300) + Y_V (150) &= 0 \\ X_V (280) + 13233 \text{ N} (150 \text{ mm}) &= 0 \\ X_V &= 6616 \text{ N}\end{aligned}$$

Untuk perhitungan momen pada masing-masing titik adalah menggunakan cara perbandingan sebagai berikut :

$$\Sigma M_Y = 661.647 \text{ Nm}$$

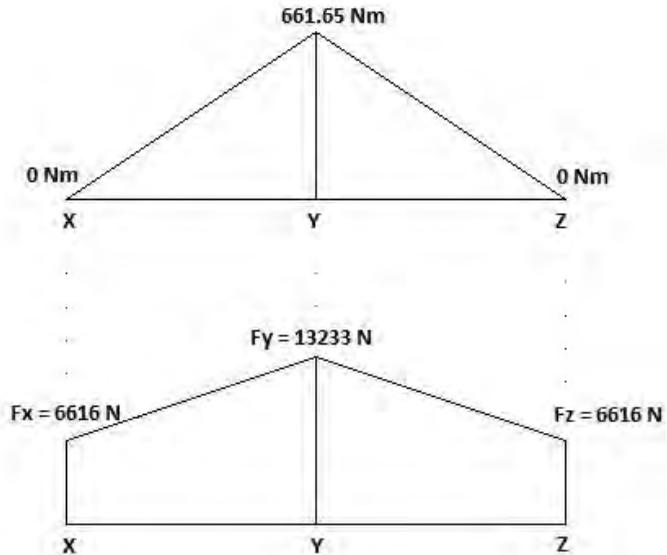
$$M_Y (150) - M_Z (0) = 0$$

$$M_Z = 0$$

$$\Sigma M_Y = 661.647 \text{ Nm}$$

$$M_X (0) - M_Y (150) = 0$$

$$M_X = 0$$



Gambar 4.3. Diagram momen dan gaya poros planet gear

Menghitung Diameter Poros

Dengan asumsi sebagai berikut :

1. Beban yang terjadi adalah beban statis
2. Dimensi poros adalah pejal atau $D_i = 0$
3. Bahan yang digunakan adalah AISI 4340 steel Normalized

$$S_u = 1110 \text{ MPa} ; \quad S_{yp} = 710 \text{ MPa}$$

Maka untuk mencari diameter minimum dapat menggunakan persamaan

$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma \times d^3$$

Atau

$$d^3 = \frac{661647 \text{ Nmm}}{\frac{\pi}{16} \times 710 \text{ Mpa}}$$

$$d = \sqrt[3]{9497.146}$$

$$d = 21.17 \text{ mm} \approx 22 \text{ mm}$$

4.3 Penentuan *bearing*

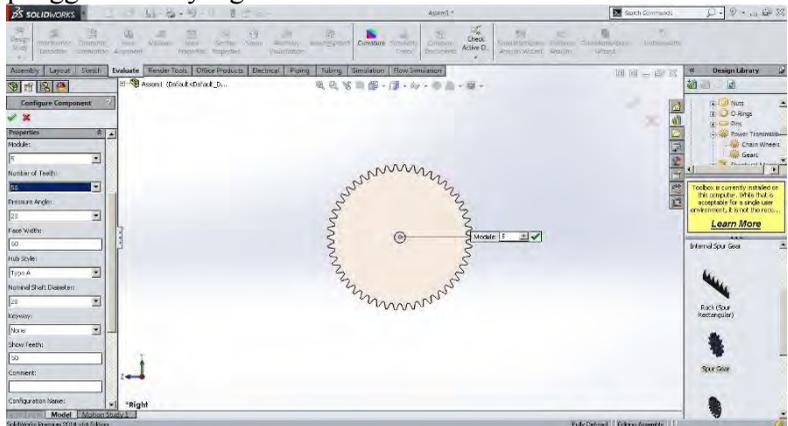
Pada penelitian ini peneliti menggunakan *cylindrical roller bearing* pada arm *planetary gear*, pemilihan ini didasarkan pada *trial and error*, disamping itu kekuatan dan diameter dalam dari *bearing* tersebut serta adanya beban kejut yang ada pada poros *sun gear* juga dipertimbangkan.

4.4 Penentuan baut

Pada penelitian ini peneliti menggunakan baut M20 dengan material ASTM 36, pemilihan didasarkan pada *trial and error*. Baut tersebut digunakan untuk mengikat pemberat dengan *planet gear*.

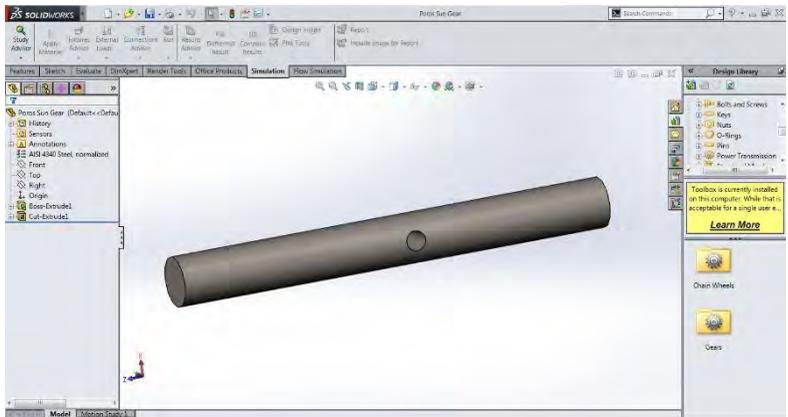
4.5 Penggambaran Model

Proses penggambaran model dimulai dengan menentukan ukuran *sun gear* dan poros yang telah dihitung sebelumnya, proses penggambaran banyak memanfaatkan menu *toolbox* pada *design library solidwork*. Berikut adalah proses penggambaran yang dilakukan



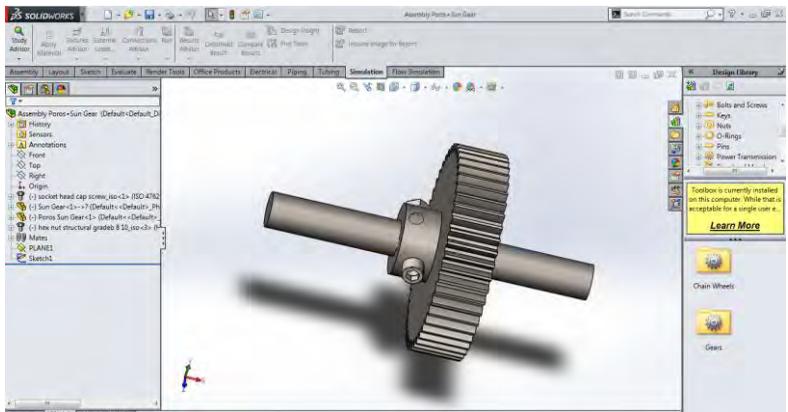
Gambar 4.5 Proses pembuatan *sun gear*

Selanjutnya dilakukan penggambaran poros *sun gear*, dan proses penggabungan antara *sun gear* dan poros tersebut



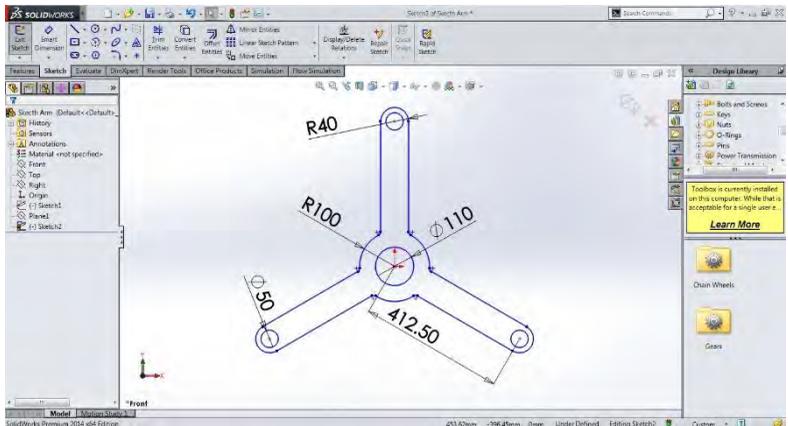
Gambar 4.6 Proses pembuatan poros sun gear

gambar 4.6 merupakan gambar poros *sun gear* dimana memiliki diameter 50 mm dan panjang 450 mm.



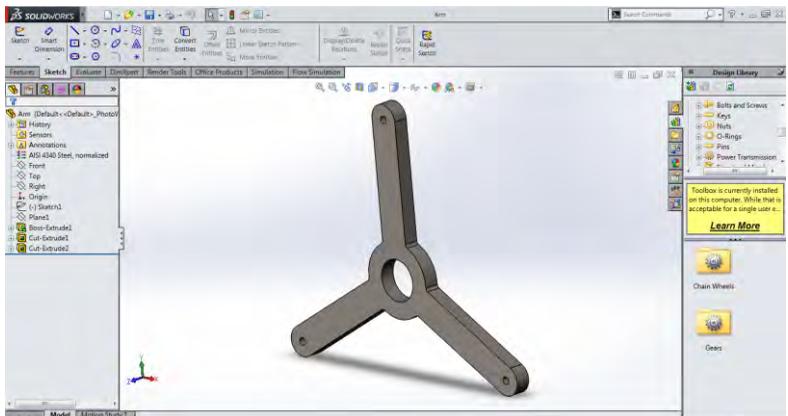
Gambar 4.7 Proses penggabungan sun gear dan poros

Langkah selanjutnya adalah melakukan penggambaran Arm dan *planet gear*

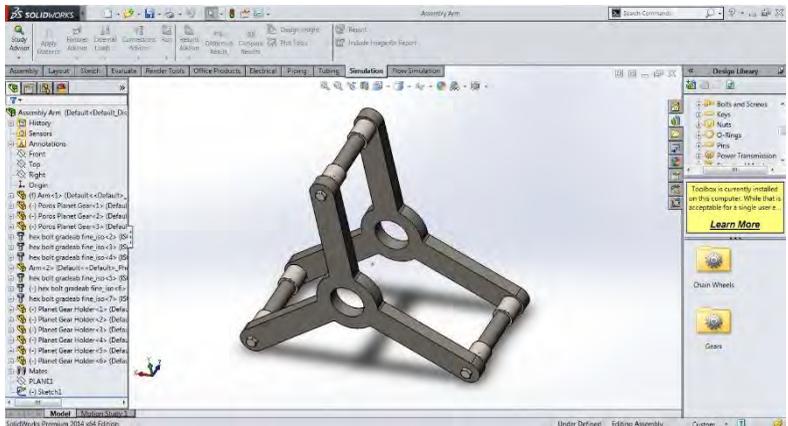


Gambar 4.8 Dimensi arm

gambar diatas merupakan sketsa awal pembuatan arm *planetary gear*, dimana semua ukuran didasarkan pada dimensi *sun gear* dan *planet gear*, proses perndesainan dilakukan se proporsional mungkin.

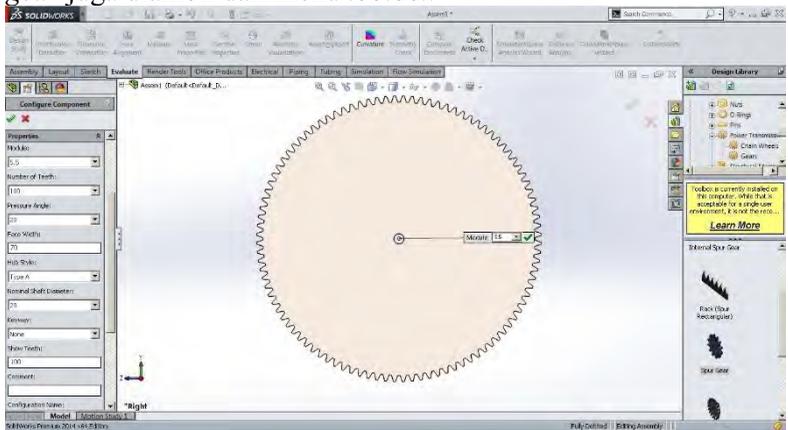


Gambar 4.9. Penggambaran arm



Gambar 4.10. Proses penggabungan arm

Selanjutnya adalah menggambar *planet gear*, dimana *planet gear* juga diambil dari menu *toolbox*



Gambar 4.11. Proses penggambaran planet gear

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari analisa yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa :

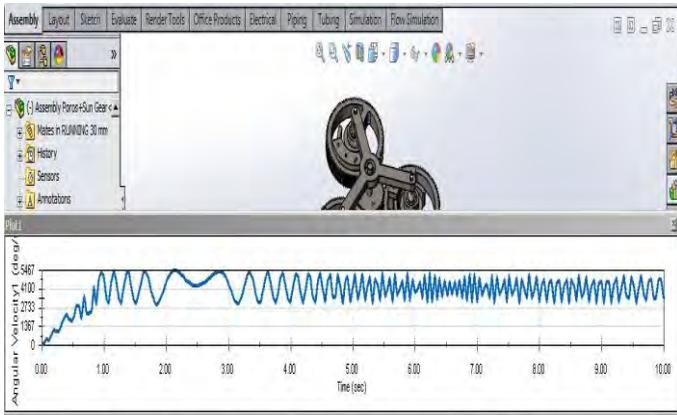
1. Semakin besar tebal pemberat maka putaran yang dihasilkan oleh *planetary gear* semakin berkurang, begitu pula sebaliknya.
2. Putaran *output* yang dihasilkan oleh *planetary gear* dengan pemberat, lebih kecil jika dibandingkan dengan putaran *output planetary gear* yang tidak menggunakan pemberat.
3. Putaran *output* akan berkurang seiring bertambahnya tebal pemberat *planetary gear*. Namun, Namun, hal tersebut tidak terjadi pada pemberat dengan tebal 10 mm dimana pada sudut simpangan 35° dan 40° justru mengalami kenaikan putaran. Hal ini juga terjadi pada tebal pemberat 20 mm dimana pada sudut kemiringan 40° mengalami kenaikan putaran.
4. Torsi *output* yang dihasilkan oleh *planetary gear* lebih rendah dari torsi input.
5. Semakin besar tebal pemberat, semakin berkurang pula daya yang dihasilkan, hal ini relevan dengan penurunan putaran maupun torsi yang terjadi.
6. Prosentase penurunan maksimum putaran *output* akibat tebal pemberat adalah 12.21%, sementara prosentase minimumnya adalah 0.08%

5.2 Saran

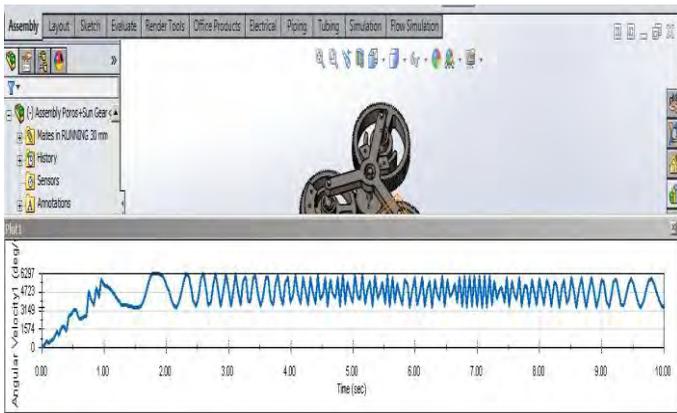
Saran yang dapat diberikan pada perancangan ini adalah :

1. Perlu dilakukan analisa tentang pengaruh bentuk pemberat yang digunakan pada *planetary gear*
2. Proses validasi lebih baik dilakukan dengan uji coba secara nyata
3. Perlu dilakukan analisa tentang keandalan *planetary gear* dengan
4. Perlu dilakukan perbandingan hasil simulasi antara hasil simulasi dari *solidworks* dengan software simulasi lain.

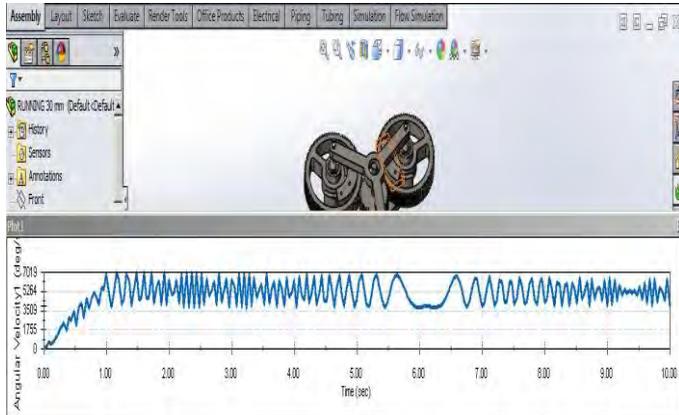
c. Sudut kemiringan bandul 30°



d. Sudut kemiringan bandul 35°

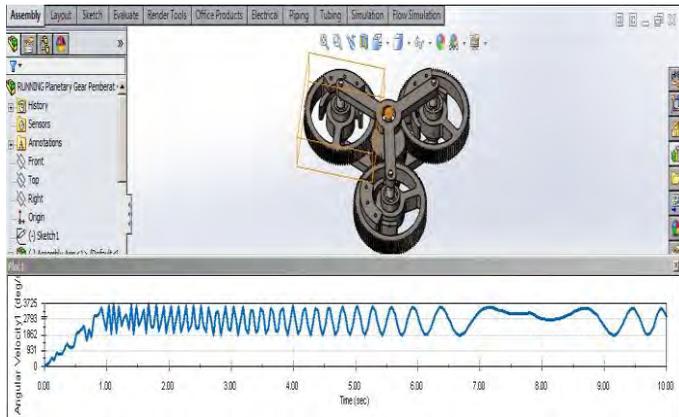


e. Sudut kemiringan bandul 40°

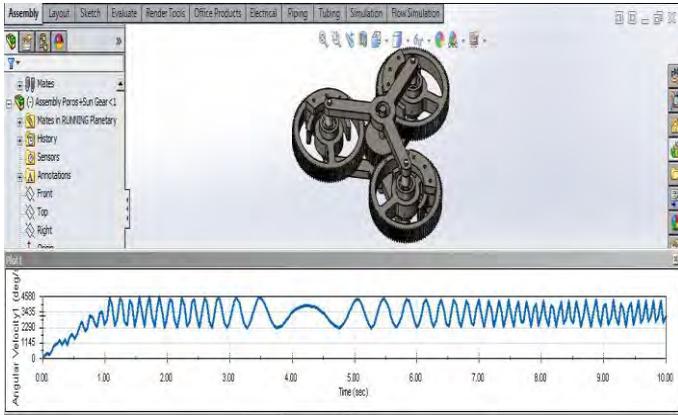


4. Planetary Gear dengan Pemberat 40 mm

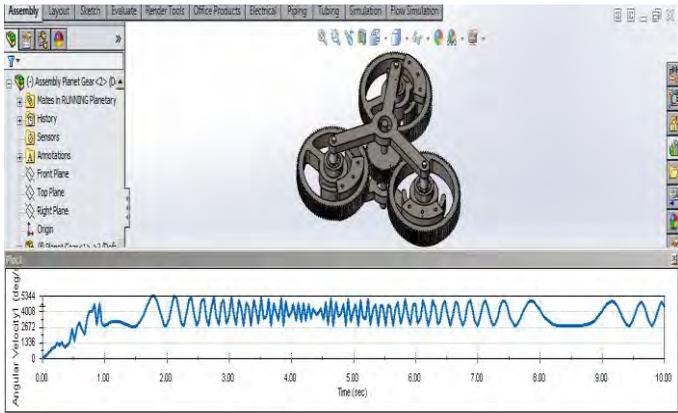
a. Sudut kemiringan bandul 20°



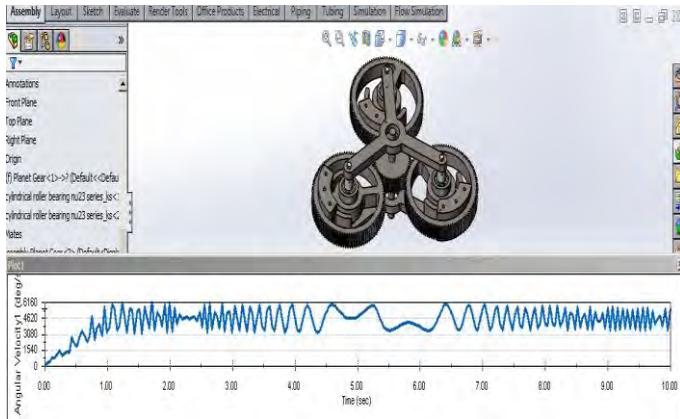
b. Sudut kemiringan bandul 25°



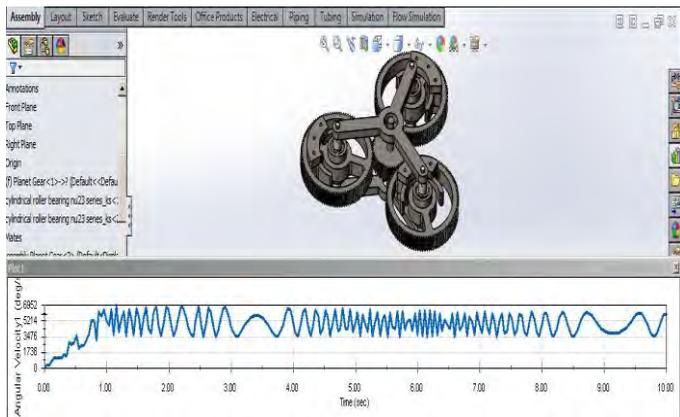
c. Sudut kemiringan bandul 30°



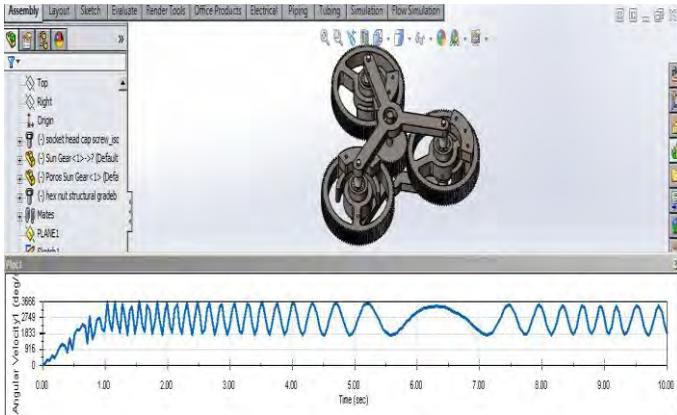
d. Sudut kemiringan bandul 35°



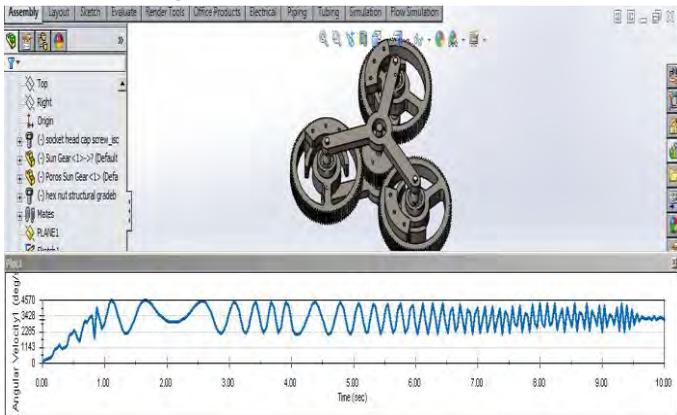
e. Sudut kemiringan bandul 40°



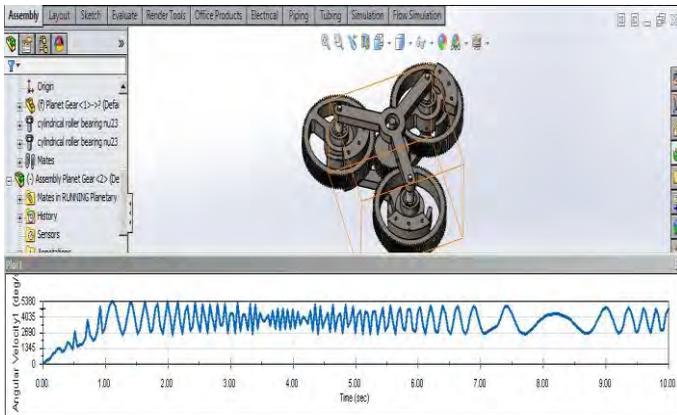
5. Planetary Gear dengan Pemberat 50 mm
a. Sudut kemiringan bandul 20°



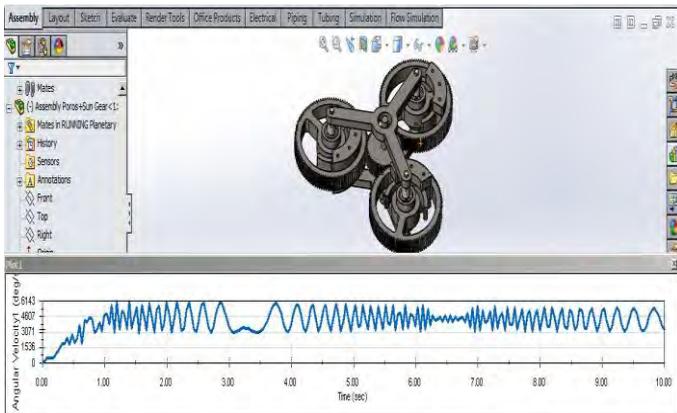
b. Sudut kemiringan bandul 25°



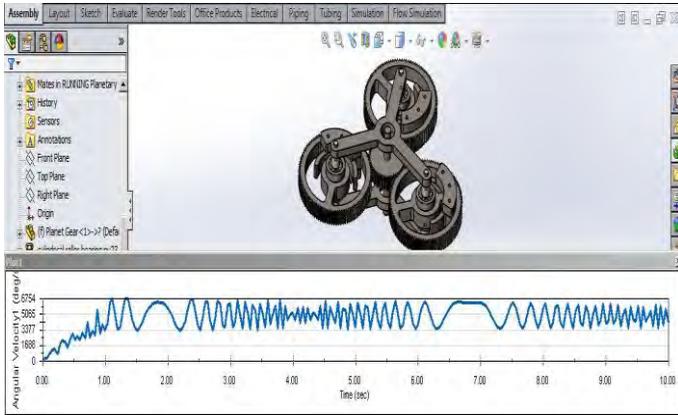
c. Sudut kemiringan bandul 30°



d. Sudut kemiringan bandul 35°

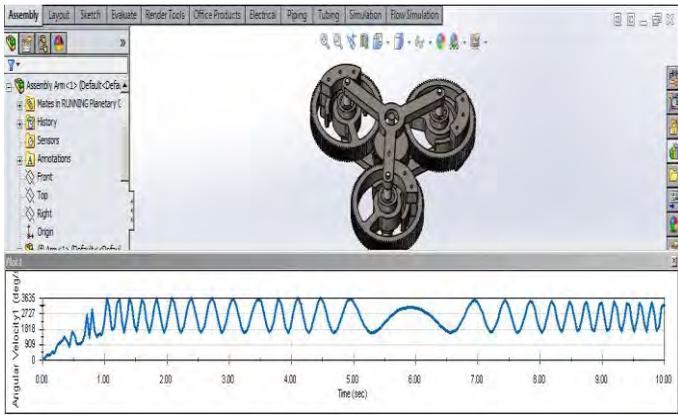


e. Sudut kemiringan bandul 40°

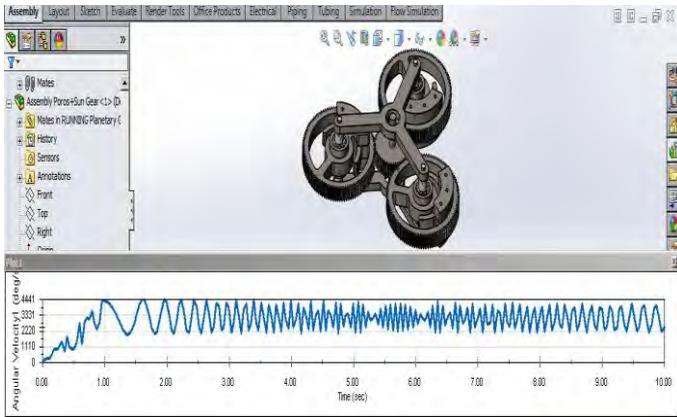


6. Planetary Gear dengan Pemberat 60 mm

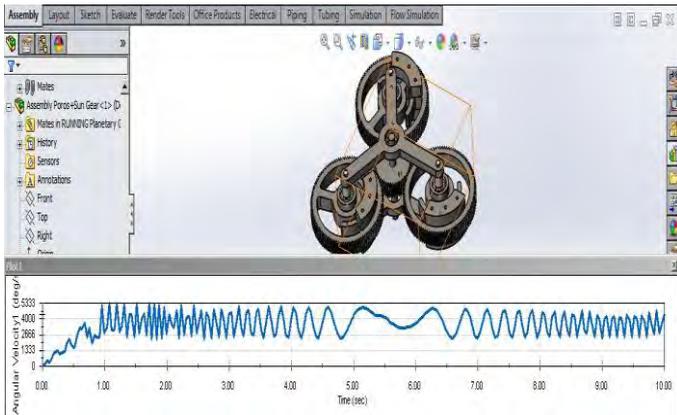
a. Sudut kemiringan bandul 20°



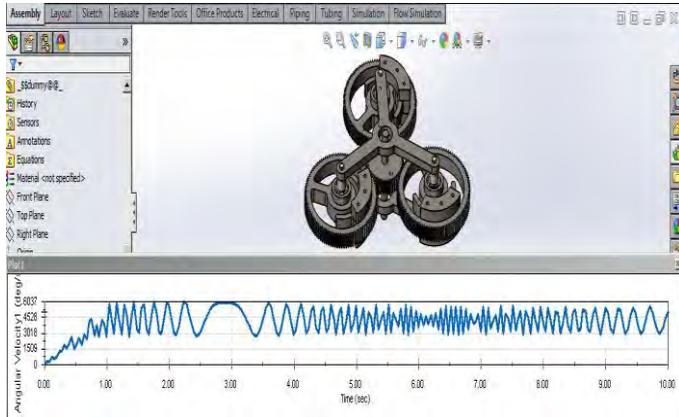
b. Sudut kemiringan bandul 25°



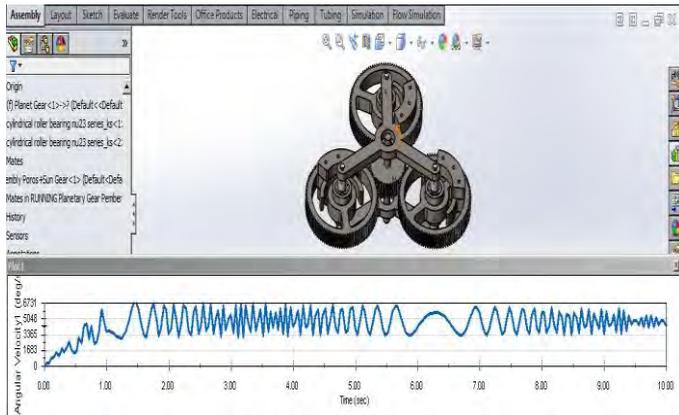
c. Sudut kemiringan bandul 30°



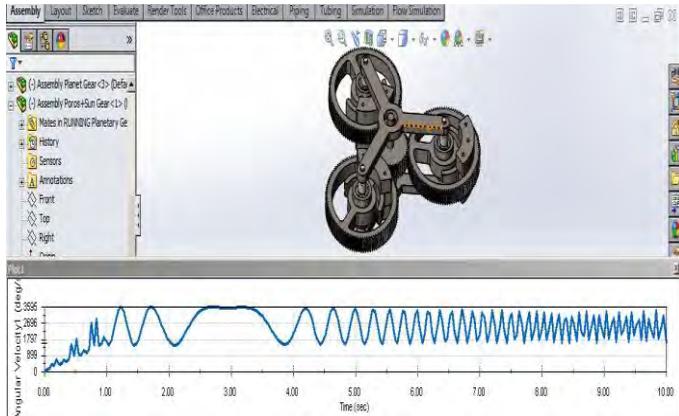
d. Sudut kemiringan bandul 35°



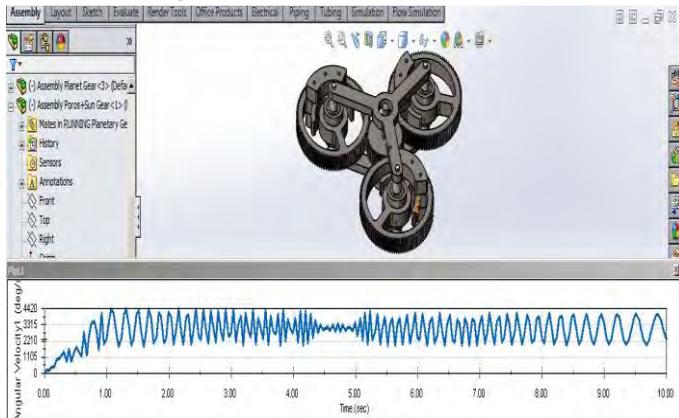
e. Sudut kemiringan bandul 40°



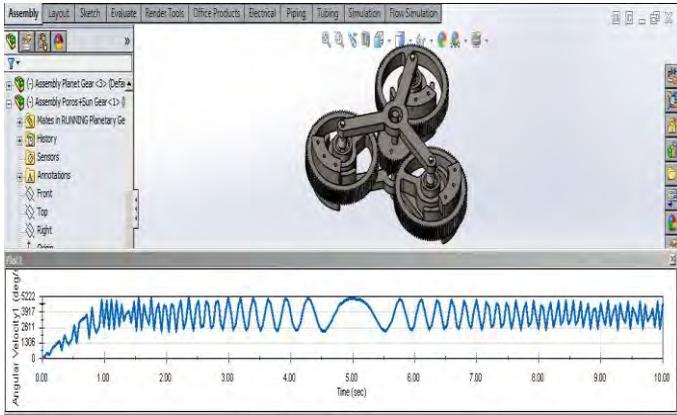
7. Planetary Gear dengan Pemberat 70 mm
a. Sudut kemiringan bandul 20°



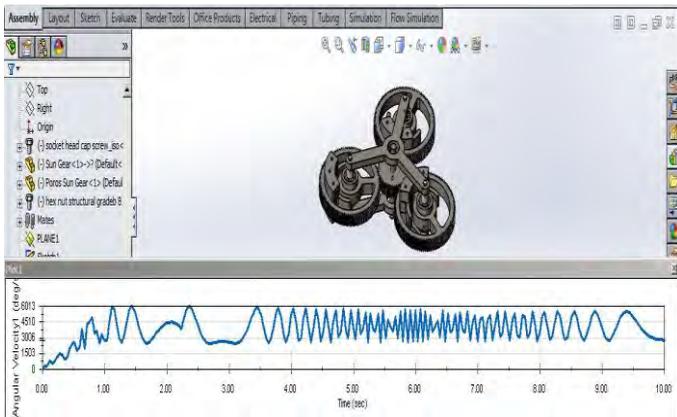
b. Sudut kemiringan bandul 25°



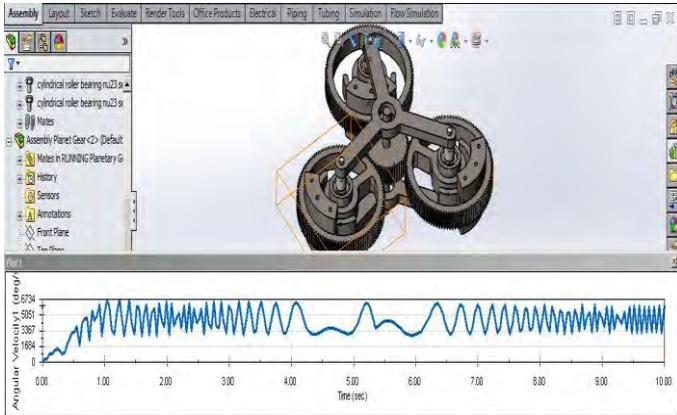
c. Sudut kemiringan bandul 30°



d. Sudut kemiringan bandul 35°

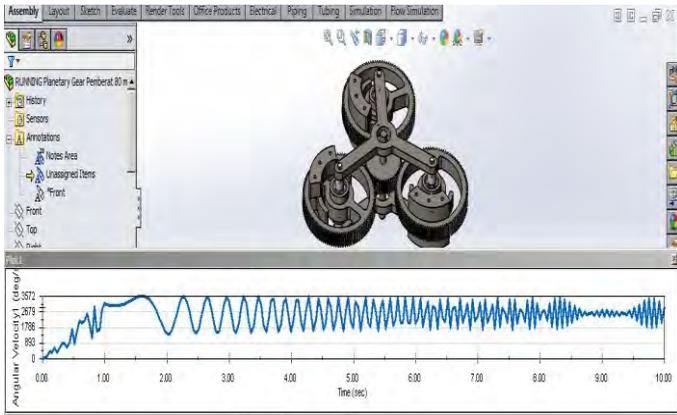


e. Sudut kemiringan bandul 40°

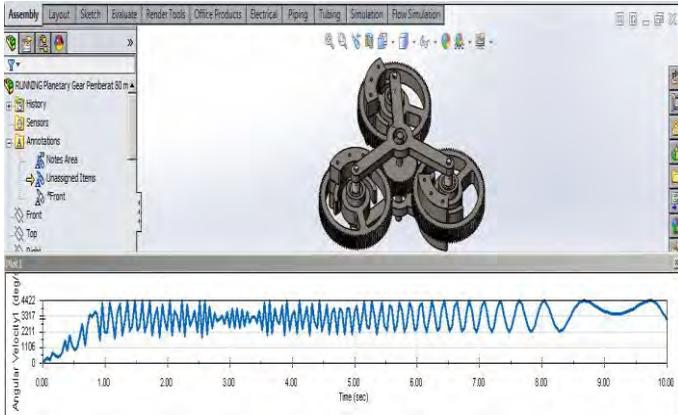


8. Planetary Gear dengan Pemberat 80 mm

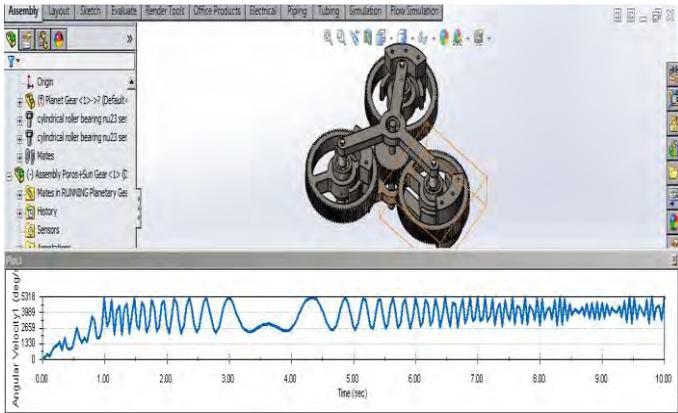
a. Sudut kemiringan bandul 20°



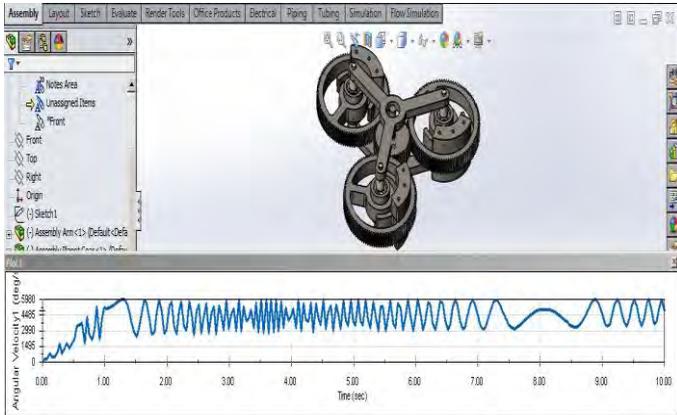
b. Sudut kemiringan bandul 25°



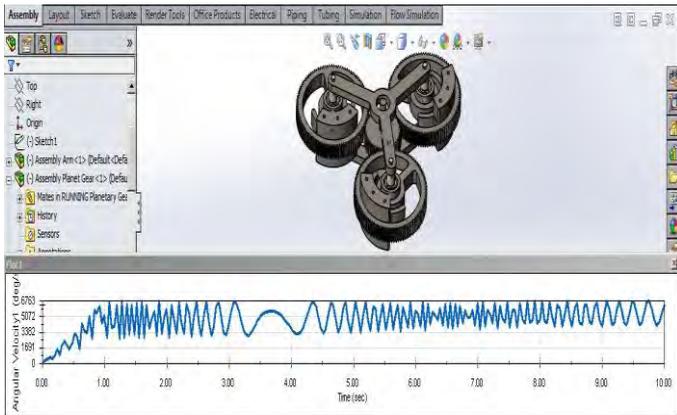
c. Sudut kemiringan bandul 30°



d. Sudut kemiringan bandul 35°



e. Sudut kemiringan bandul 40°



Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

Tabel 1. Nilai Faktor Lewis

No. of Teeth	Load at Tip								Load Near Middle			
	14° deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14° deg FD		20 deg FD	
	Y	Y'	Y	Y'	Y	Y'	Y	Y'	Y	Y'	Y	Y'
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.118	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130			0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.132	0.396	0.126	0.509	0.062	0.572	0.183

Tabel 1. Lanjutan

No. of Teeth	Load at Tip								Load Near Middle			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.544	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.139	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.566	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214

Tabel 1. Lanjutan

No. of Teeth —	Load at Tips								Load Near Middle			
	14° deg.		20 deg FD		20 deg. Stub		25 deg		14° deg.		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.477	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.484	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.491	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.501	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.506	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.509	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.537	0.171	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.545	0.174	0.640	0.204	0.787	0.250
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.554	0.176	0.650	0.207	0.801	0.255
Rack	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.566	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

Tabel 2. Tegangan statis aman untuk factor Lewis

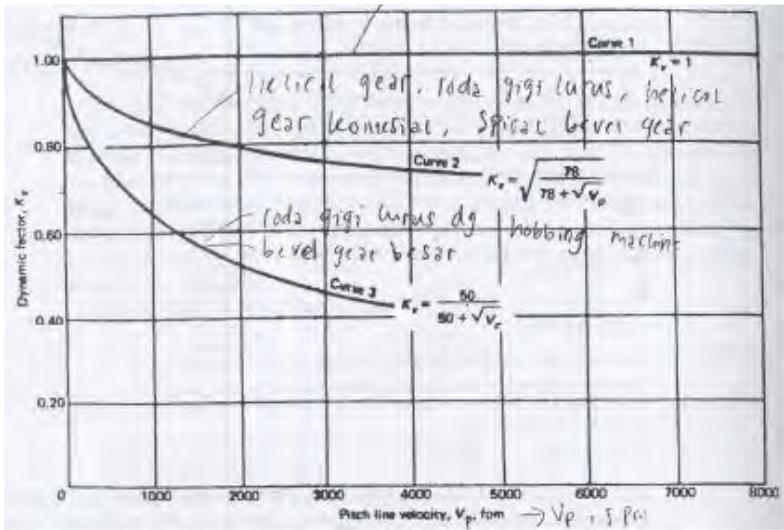
Material	S_u , psi	BRN
Gray cast iron		
ASTM 25	8,000	
ASTM 35	12,000	174
ASTM 50	15,000	212
		223
Cast steel (low carbon)		
0.20% C not heat treated	20,000	180
0.20% C WQT	25,000	250
Forged carbon steel		
SAE 1020 case hardened and WQT	18,000	
SAE 1030 not heat treated	20,000	156
SAE 1035 not heat treated	23,000	180
SAE 1040 not heat treated	23,000	190
SAE 1045 not heat treated	30,000	202
SAE 1045 hardened by WQT	32,000	215
SAE 1050 hardened by OQT	35,000	205
		223
Alloy Steels		
SAE 2320 case hardened and WQT	50,000	225
SAE 2345 hardened by OQT	50,000	475
SAE 3115 case hardened and OQT	37,000	212
SAE 3145 hardened by OQT	53,000	475
SAE 3245 hardened by OQT	65,000	475
SAE 4340 hardened by OQT	65,000	475
SAE 4640 hardened by OQT	55,000	475
SAE 6145 hardened by OQT	67,500	475
Copper base materials		
SAE 43 (ASTM B147-52, 8A) (manganese bronze)	20,000	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1A) (gun metal)	10,000	80
SAE 65 (ASTM B144-52, 3C) (phosphor bronze)	12,000	100
SAE 68 (ASTM B148-52, 9B) (aluminum bronze, heat treated)	22,000	180
Nonmetals		
Bakelite, Micarta, Celeron	8,000	

Tabel 3. Faktor K_o

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

* For speed increasing drives of spur and bevel gears that not helical and herringbone gears, add $1.0(1 - \frac{N_g}{N_p})^2$ to the factors in Table 10-4, where N_g = number of teeth in pinion; N_p = number of teeth in pinion.

Tabel 4. Faktor Dinamis, K_v



Tabel 5. Kekuatan roda gigi lurus, helix, roda gigi miring

Material	Heat Treatment	Min. Material Hardness or Min. Tensile Strength	$\sigma_{H\text{lim}}^{10^7}$	
			Spur, Helical, and Herringbone	Bevel
Steel	Normalized	140 BHN	14-25,000	11,000
	Quenched and tempered	180 BHN	25-33,000	14,000
	Quenched and tempered	300 BHN	36-47,000	19,000
	Quenched and tempered	450 BHN	44-59,000	25,000
	Case carburized or Flame carburized	55 R_c or R_c	55-65,000 60-70,000	27,500 30,000
	Induction or flame Hardened, hardness Pattern A of } Footnote 1 } Hardness Pattern } of Footnote 1 }	54 H 54 R_c at Hardened surface	45-55,000* 22,000	 13,500
Nitrided AISI 4140	53 R_c case \uparrow 300 BHN core	37-42,000*	20,000	
Cast Iron AGMA Grade 20 AGMA Grade 30 AGMA Grade 40		175 BHN 200 BHN	5,000 8,500 12,000	2,700 4,600 7,000
	Nodular Iron ASTM Grade 60-40-18 ASTM Grade 80-55-06	Annealed	15,000	8,000
			20,000	11,000
ASTM Grade 100-70-03 ASTM Grade 120-90-02	Normalized Quenched and tempered		26,000 30,000	14,000 18,500
		Bronze AGMA 2c (10%–12% Tin)	40,000 psi	5,700
Aluminum Bronze ASTM B-148-52 Alloy 9C-H.T.		90,000 psi	23,600	12,000

Footnote (1)

* Values for tooth 6 DP and finer

Tabel 6. Faktor Umur, K_L

Number of Cycles	Spur, Helical and Herringbone				Bevel Gears
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carburized†	Case Carburized†
Up to 1,000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	3.1
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1
✓ 1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100 million and over	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0

*The life factor for over 100 million cycles is sometimes handled by service factor, the factor of safety, or by reduced allowable stresses. For reference purposes, see Standard AGMA 151.02, Application classification for helical, herringbone and spiral bevel gear speed reduction, and Standard AGMA 417.02, Design procedure for aircraft engine and power take-off spur and helical gears.

†Case carburized 55-63HRC.

Tabel 7. Faktor Keamanan, K_R

Requirements of Application	K_R
High reliability	1.50 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.00
Fewer than 1 failure in 3	0.70

SOURCE: AGMA

Table 10-10 Factors of Safety, K_R (yield strength)

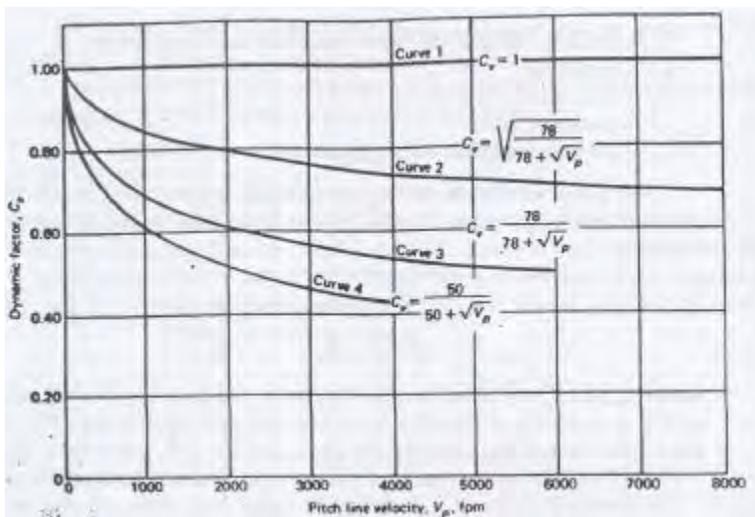
Requirements of Application	K_R
High Reliability	3.00 or higher
Normal Design	1.33

SOURCE: AGMA

Tabel 8. Faktor penggunaan, K dan batas daya tahan permukaan

Materials in Pinion and Gear	Surface Endurance Limit, S_e , psi	K		
		$\phi = 14\frac{1}{2}$ deg.	$\phi = 20$ deg.	$\phi = 25$ deg.
Both gears steel, with average <u>brinell</u> hardness number of pinion and gear			✓	
150	50,000	30	41	51
175	60,000	43	58	72
200	70,000	58	79	98
225	80,000	76	103	127
250	90,000	96	131	162
275	100,000	119	162	200
300	110,000	144	196	242
325	120,000	171	233	288
350	130,000	196	270	333
375	140,000	233	318	384
400	150,000	268	366	453
Steel (BHN 150) and cast iron	50,000	44	60	74
Steel (BHN 200) and cast iron	70,000	87	119	147
Steel (BHN 250) and cast iron	90,000	144	196	242
Steel (BHN 150) and phosphor bronze	59,000	46	62	77
Steel (BHN 200) and phosphor bronze	65,000	73	100	123
Steel (BHN 250) and phosphor bronze	85,000	135	184	228
Cast iron and cast iron	90,000	193	264	327
Cast iron and phosphor bronze	81,000	170	234	288

Tabel 9. Faktor Dinamis, C_v



Tabel 10. Tegangan Kontak izin, S_{ac}

Material	Surface Hardness, min	S_{ac}	Material	Surface Hardness, min	S_{ac}
Steel	Through hardened		Cast iron		
	185 Bhn	85-95,000	AGMA grade 20	—	50-60,000
	240 Bhn	105-115,000	AGMA grade 30	175 Bhn	65-75,000
	300 Bhn	120-135,000	AGMA grade 40	200 Bhn	75-85,000
	360 Bhn	145-160,000	Nodular iron		90-100% of the S_{ac} value of steel with the same hardness
	440 Bhn	170-190,000	Annealed	165 Bhn	
	Case carburized		Normalized	210 Bhn	
	55 R_c	180-200,000	Oil quench and temper	255 Bhn	
	60 R_c	200-225,000	Bronze	Tensile Strength psi (mm)	S_{ac}
	Flame or induction hardened		Tin bronze	40,000	30,000
	50 R_c	170-190,000	AGMA 2C (10-12% Tin)		
			Aluminum bronze	90,000	65,000
			ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)		

SOURCE: AGMA.

Tabel 11. Faktor keamanan, C_R

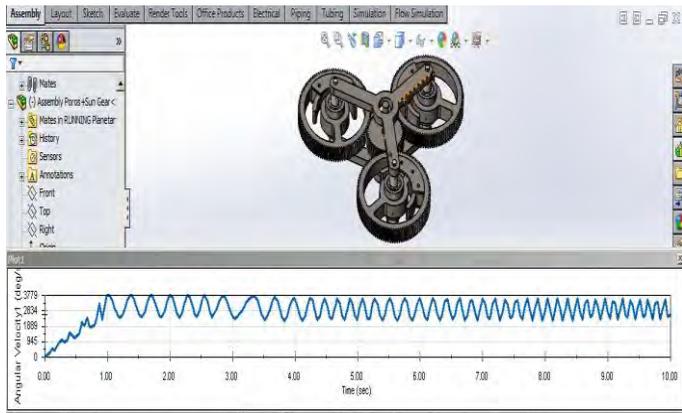
Requirements of Application	C_R
High reliability	1.25 or higher
Fewer than one failure in 100	1.00
Fewer than one failure in three	0.80*

SOURCE: AGMA.

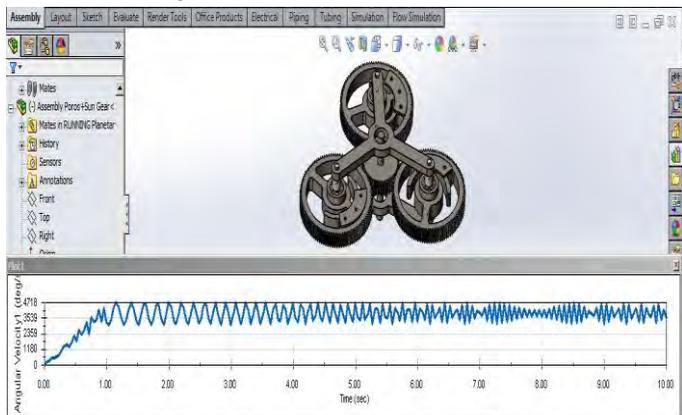
Hasil Running Simulasi Gerak / *Motion Analysis*

1. Planetary Gear dengan Pemberat 10 mm

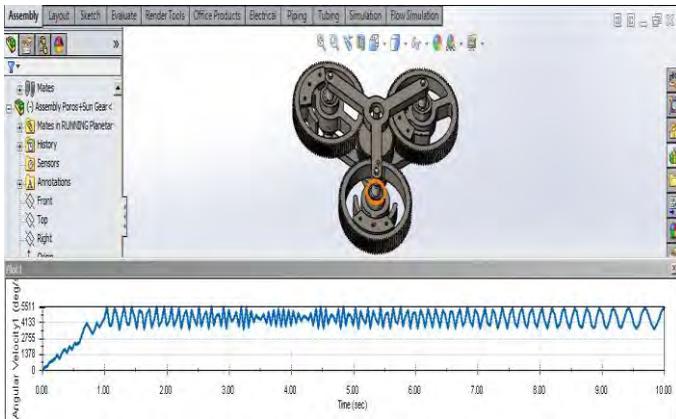
a. Sudut kemiringan bandul 20°



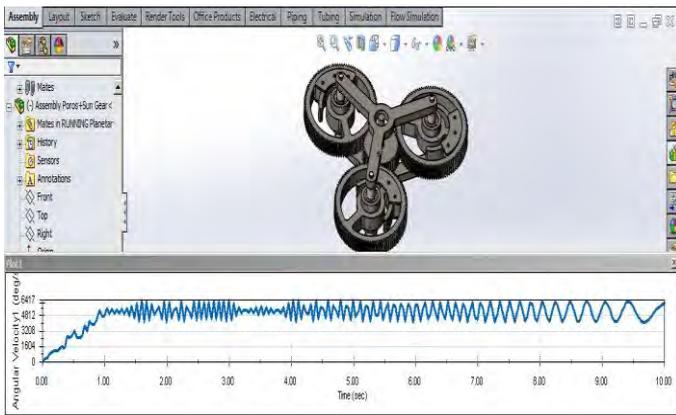
b. Sudut kemiringan bandul 25°



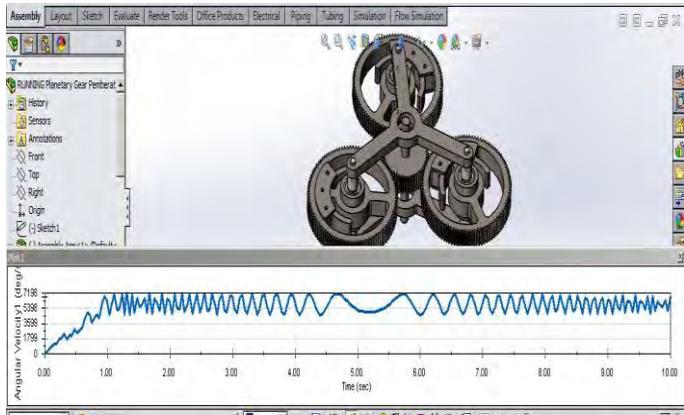
c. Sudut kemiringan bandul 30°



d. Sudut kemiringan bandul 35°

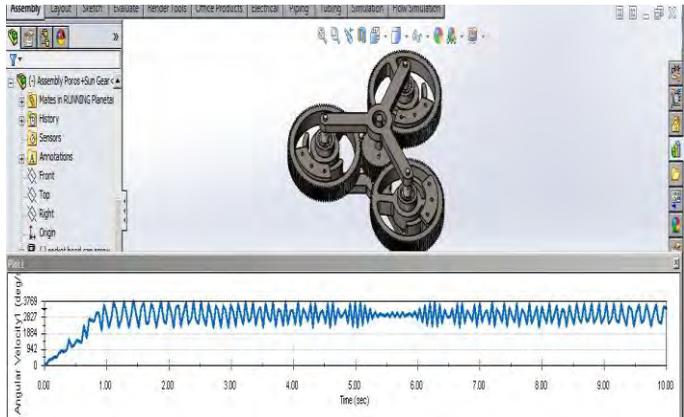


e. Sudut kemiringan bandul 40°

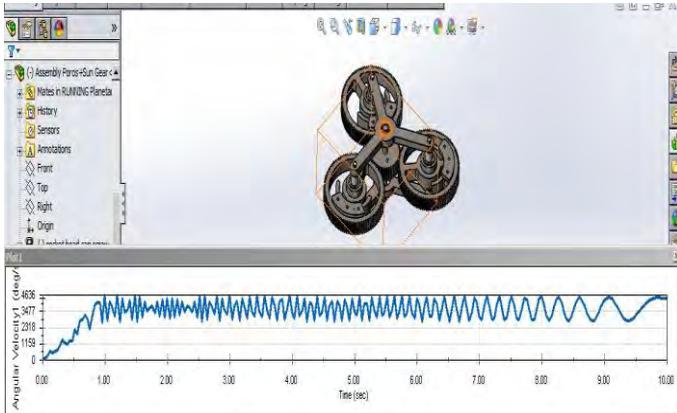


2. Planetary Gear dengan Pemberat 20 mm

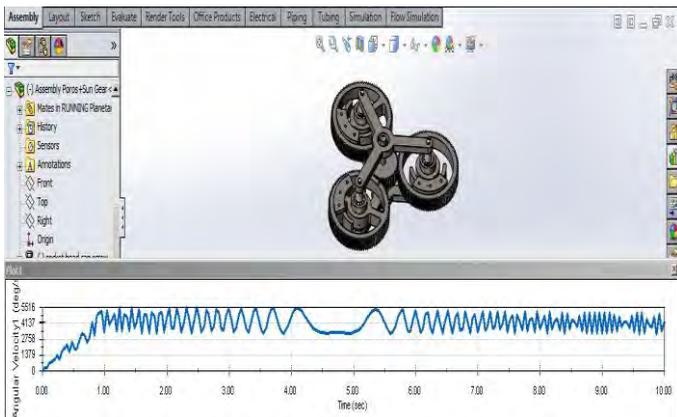
a. Sudut kemiringan bandul 20°



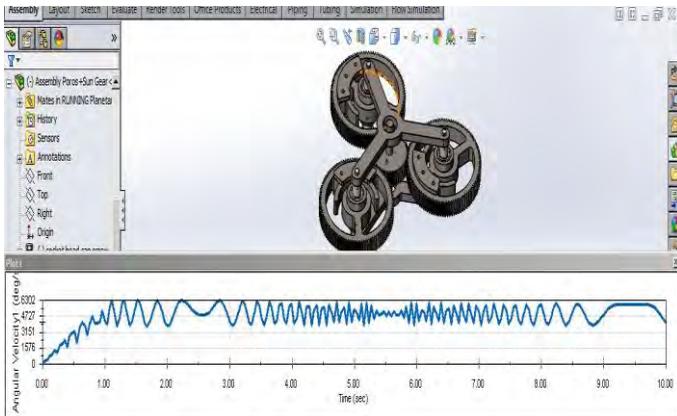
b. Sudut kemiringan bandul 25°



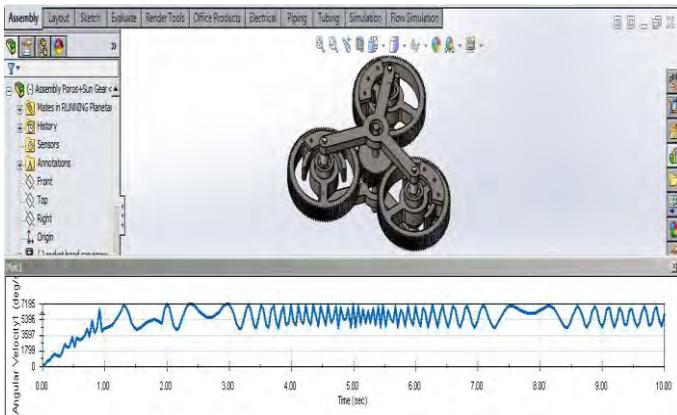
c. Sudut kemiringan bandul 30°



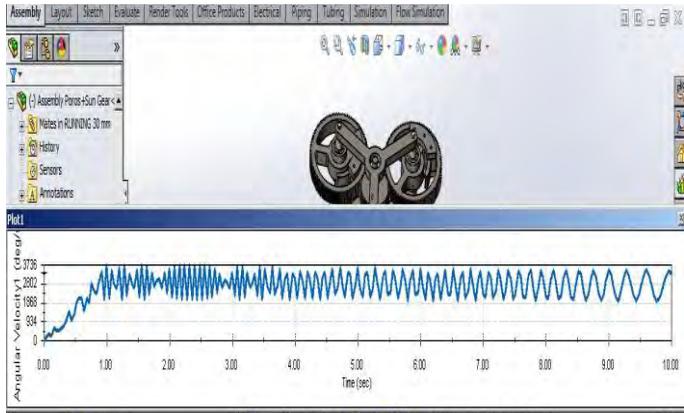
d. Sudut kemiringan bandul 35°



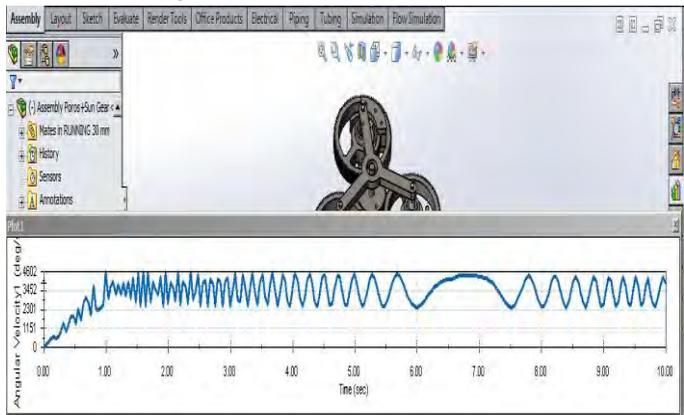
e. Sudut kemiringan bandul 40°



3. Planetary Gear dengan Pemberat 30 mm
a. Sudut kemiringan bandul 20°



b. Sudut kemiringan bandul 25°



DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dahlan Dahmir.2012. Elemen Mesin. Citra Harta Prima. Jakarta
- [2] Deutschman D. Aaron, Michels J. Walter, Wilson E. Charies. 1975. Machine Design Theory And Practice. Macmillan Publishing Co. New York.
- [3] Litvin F L., Vecchiato D., Demenego A., Karedes E., Hansen B., Handschuh R., [2002],”Design of One Stage Planetary Gear With Improved Conditions Load Distribution and Reduced Transmission Errors”, Journal Of Mechanical Design Vol.124 by ASME
- [4] Maitra M Gitin.2004. Handbook Of Gear Design Second Ed. Tata McGraw-Hill Co. New Delhi
- [5] MAO Jun., dan HAO Zhi Yong., [2011],”Transmission Efficiency Study On Planetary Gear Mechanism”, Fourth International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation
- [6] Rattan S S.2009.Theory Of Machines Third Ed. Tata McGraw-Hill Co. New Delhi
- [7] Shigley J E., Uicker Joseph J.19881.Theory Of Machines And Mechanism. McGraw-Hill Co. New York
- [8] Singh Avinash., [2007],”Influence of Planetary Needle Bearing on the Performance of Single and Double Pinion Planetary Systems”, Journal Of Mechanical Design Vol.129., Transaction of the ASME
- [9] Singh A., Kahraman A., Ligata H., [2008], ”Internal Gear Strain and Load Sharing in Planetary Transmissions: Model and Experiments”, Transaction of the ASME
- [10] Talbot C David., Kahraman A., Singh A., [2012],”An Experimental Investigation of the Efficiency of Planetary Gear Sets”, Journal Of Mechanical Design Vol.134 by ASME
- [11] Talbot D, Li S, A.Kahraman., [2013],”Prediction Of Mechanical Power Loss Of Planet Gear Roller Bearings

- Under Combined Radial and Momen Loading”, Journal Of Mechanical Design Vol.135
- [12] Tobias Schulze, et all., [2010],”Calculation Of Load Distribution In Planetary Gears For an Effective Gear Design Process”, Technical University Of Dresden
- [13] Zeno. 2013,”Perancangan Sistem Transmisi Untuk Penerapan Energi Laut”, TA. Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. ITS. Surabaya
- [14] Anonim. 2014. Roda gigi lurus, diakses dari <http://www.yourdictionary.com/spurgear> pada tanggal 3 November 2014 pukul 07.55
- [15] Anonim. 2014. Geometri dasar roda gigi, diakses dari http://www.roymech.co.uk/useful_tables/drives/gear.html pada tanggal 1 November 2014 pukul 14.23
- [16] Anonim. 2014. Planetary gear, diakses dari <http://www.slideshare.net/shahroulnizam/planetary-gear-set> pada tanggal 20 oktober 2014 pukul 20.36
- [17] Anonim. 2014. Solidworks, diakses dari <http://www.solidworks.com> pada tanggal 15 oktober 2014 pukul 09.26

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Mohamad Wahyu Firmansyah lahir di kota Gresik pada tanggal 29 juli 1992. Setelah lulus dari SMAN 1 Sidayu, penulis melanjutkan pendidikannya di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan – FTK ITS pada tahun 2010 dan terdaftar sebagai mahasiswa aktif dengan NRP. 4210 100 026.

Di jurusan Teknik Sistem Perkapalan penulis mengambil bidang studi *Marine Manufacturing and Design* (MMD). Selain mengikuti perkuliahan, penulis juga aktif sebagai pengurus di Laboratorium *Marine Manufacturing and Design* (MMD) dibawah bimbingan Bapak Irfan Syarif Arief, ST. MT, penulis juga aktif di organisasi kemahasiswaan seperti HIMASISKAL sebagai KaBid Teknologi Tepat Guna dibawah naungan departemen Ristek, disamping itu penulis juga aktif sebagai panitia di beberapa even seperti Marine Icon dan SENTA, serta pernah menjadi pengurus organisasi internasional *IMAREST*.