



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

SKRIPSI - ME 184834

**PENGEMBANGAN RANCANGAN SISTEM KOPLING TIDAK
TETAP UNTUK MENGATASI OVERLOAD PADA PEMBANGKIT
LISTRIK TENAGA ARUS LAUT VERTIKAL**

MUHAMMAD ASSHIDDIQI
NRP. 0421144000071

Dosen Pembimbing
Ir. Amiadji, M.Sc.
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT

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

TUGAS AKHIR - ME 184834

PENGEMBANGAN RANCANGAN SISTEM KOPLING TIDAK TETAP UNTUK MENGATASI OVERLOAD PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ARUS LAUT VERTIKAL

Muhammad Asshiddiqi
NRP 0421144000071

Dosen Pembimbing 1
Ir. Amiadji, M.Sc.
196103241988031001

Dosen Pembimbing 2
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT
195904101987011001

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



FINAL PROJECT - ME 184834

DEVELOPMENT OF CLUTCH SYSTEM DESIGN TO OVERCOME OVERLOAD ON THE VERTICAL AXIS MARINE CURRENT TURBINE SYSTEM

Muhammad Asshiddiqi
NRP 0421144000071

Supervisor 1
Ir. Amiadji, M.Sc.
196103241988031001

Supervisor 2
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT
195904101987011001

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
2019

LEMBAR PENGESAHAN

Pengembangan Rancangan Sistem Kopling Tidak Tetap Untuk Mengatasi Overload Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Vertikal

TUGAS AKHIR

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

Oleh:
MUHAMMAD ASSHIDDIQI
NRP. 04211440000071

Disetujui Oleh
Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Ir. Amiadji, M.Sc.

()

Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT.

()

SURABAYA
JULI, 2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

Pengembangan Rancangan Sistem Kopling Tidak Tetap Untuk Mengatasi Overload Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Vertikal

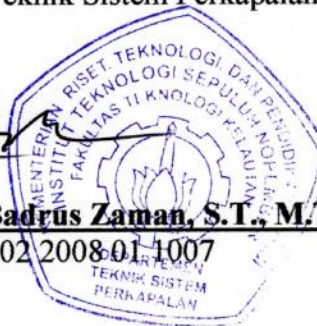
TUGAS AKHIR

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

Oleh:
MUHAMMAD ASSHIDDIQI
NRP. 0421144000071

Disetujui Oleh
Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan


Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T.
NIP. 1977 0802 2008 01 4007



SURABAYA
JULI, 2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Pengembangan Rancangan Sistem Kopling Tidak Tetap Untuk Mengatasi Overload Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Vertikal

Nama Mahasiswa : Muhammad Asshiddiqi
NRP : 0421144000071
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Amiadji, M.Sc.
Dosen Pembimbing 2 : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT.

ABSTRAK

Energi kinetic dari arus pasang surut laut dapat dikonversi kedalam listrik dengan turbin konvensional. Kesamaan antara air dan angin yang merupakan fluida, teknologi yang ada pada turbin angin dapat diterapkan pada arus laut. Contohnya adalah Pembangkit Listrik Tenaga Air Laut, dengan desain Axial-flow turbine sebagai pioneer dalam tahap perkembangan. Meskipun memiliki kesamaan teknologi, PLTAL memiliki perbedaan yang perlu diinvestigasi lebih lanjut. Sistem Kopling tidak tetap adalah komponen yang berkeja untuk meneruskan dan memutuskan transmisi dari input ke output. Salah satu contoh kopling adalah Safety Clutch, berguna untuk memutuskan transmisi dari input ke output ketika terjadi beban berlebih atau overload. Terputusnya transmisi dari input ke output mencegah terjadinya kerusakan komponen lebih lanjut dan akan meneruskan kembali transmisi jika overload selesai baik secara manual atau otomatis. Spring ball clutch merupakan contoh dari safety clutch yang memanfaatkan komponen seperti bola dan pegas kompresi dalam melakukan fungsinya. Spring ball clutch mempunyai struktur yang simpel sehingga mudah diproduksi dan memiliki ukuran yang compact. Spring ball clutch memanfaatkan gaya pegas dalam melakukan engagement dan disengagementnya, disaat engagement, gaya yang terjadi pada bola lebih kecil dari gaya tekan pegas, maka bola akan tetap pada alur dan mendorong Cylindrical body dan memutar shaft. Sebaliknya, jika gaya yang terjadi pada bola lebih besar dari gaya tekan pegas, bola akan mendorong pressure plate dan pegas sehingga bola keluar dari dudukannya dan base flange akan berputar bebas

Kata kunci : PLTAL, Turbin Arus Laut Sumbu Vertikal, Sistem Kopling Tidak Tetap, Safety Clutch, *Spring Ball Clutch*, *Solidwork*, *Ansys*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Development of Clutch System Design to Overcome Overload on The Vertical Axis Marine Current Turbine System

Name : Muhammad Asshiddiqi
NRP : 0421144000071
Department : Department of Marine Engineering
Supervisor 1 : Ir. Amiadji, M.Sc.
Supervisor 2 : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT.

ABSTRACT

Kinetic energy from ocean tidal currents can be converted into electricity with conventional turbines. The similarity between water and wind which is a fluid, enable the technology that exists in wind turbines applied to ocean currents turbines. An example is the Marine Water Power Plant, with the Axial-flow turbine design as a pioneer in the development stage. Despite having the same technology, PLTAL has differences that need to be investigated further. Clutch system is a component that function to connect and disconnect the power transmission from input to output. One example of a clutch is safety clutch, useful for disconnecting input to output in case of excessive load or overload occur. It happens to prevent further damage to the component and connect automatically when the overload end. Spring ball clutch is type of safety clutch which utilize steel ball and compressive force of spring to do its work. It has simple structure which easy to manufacture and have compact size. When the force on the ball smaller than the spring compression force, the ball will remain in its groove and push the cylindrical body and then rotate the output shaft. The opposite, if the force on balls bigger than or equal to the spring force then the ball will push back the spring and come out of its groove and the base flange will spin freely.

Keyword: *PLTAL, Marine turbine vertical axis, Clutch system, Safety Clutch, Spring Ball Clutch, Solidwork, Ansys.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

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

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

1. Kedua orangtua terkasih, Bapak Sudarwanto dan Ibu Sri Hariyati, doa mereka membuat penulis mampu melewati segala rintangan dalam mengerjakan Tugas Akhir ini. Serta kedua saudara penulis Mbak Ratna dan Mas Farhan yang selalu mensupport penulis baik rohani maupun materi. Tak lupa juga kakak ipar Mas Anto dan Mbak Fafa dan keponakan penulis Atta, Ziha, dan Mila yang menjadi penyemangat bagi penulis. Dan seluruh keluarga yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.
2. Bapak Ir. Amiadji, M.Sc. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ide dan selalu memberikan dukungan kepada penulis.
3. Bapak Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT. selaku dosen pembimbing sekaligus dosen wali penulis yang senantiasa memotivasi dan mengarahkan alur pengerjaan Tugas Akhir penulis.
4. Bapak Dr. Eng. Muhammad Badrus Zaman, ST., MT, selaku kepala departemen Teknik sistem perkapalan. Dan juga bapak-bapak dosen yang amat penulis hormati.
5. Seluruh mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan Mercusuar'14, Salvage'15, Voyage'16 dan Badrikara'17 yang telah memberikan semangat dan support selama perkuliahan.

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

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

Surabaya, Juli 2019

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1 Latar Belakang.....	1
I.2 Perumusan Masalah	1
I.3 Batasan Masalah	1
I.4 Tujuan Penelitian	1
I.5 Manfaat Penelitian.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
II.1 Turbin	3
II.2 Teknologi dan Konsep Marine Current Turbine (MCT)	3
II.3 <i>Structure of Marine Current Turbine</i>	7
II.4 Sistem <i>Kopling</i>	9
II.5 Pegas.....	17
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	21
III.1 Umum.....	21
III.2 Flowchart.....	21
III.3 Studi Literatur	23
III.4 Pengumpulan Data	23
III.5 Perhitungan dan Perencanaan	23
III.6 Modeling dan Pemilihan Material	23
III.7 Analisa Data.....	23
III.8 Kesimpulan	23
III.9 Penulisan Laporan	23
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	25
IV.1 Pengumpulan Data	25

IV.2 Perhitungan Data	27
IV.3 Modelling	35
IV.4 Pemilihan Material	40
IV.5 Analisa Model	40
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	55
V.1 Kesimpulan.....	55
V.2 Saran.....	55
DAFTAR PUSTAKA.....	57
LAMPIRAN.....	59

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Axial-Flow Turbine	4
Gambar 2.2 Cross-Flow Turbine	5
Gambar 2.3 Ducted Turbine	7
Gambar 2.4 Structure of Cross-flow Turbine	8
Gambar 2.5 Structure of Single Disc Clutch	9
Gambar 2.6 Klasifikasi Tipe – Tipe Kopling.....	10
Gambar 2.7 Toothed Safety Clutch	11
Gambar 2.8 Ball type Safety Clutch	11
Gambar 2.9 Friction Disk Type	12
Gambar 2.10 Spring Ball Clutch	13
Gambar 2.11 Cara kerja spring ball clutch	14
Gambar 2.12 Gaya yang diterima Bola Baja	14
Gambar 2.13 Tabel Dimensi Kopling.....	15
Gambar 2.14 Desain Groove	16
Gambar 2.15 Dimensi Groove berdasarkan Diameter Bola.....	16
Gambar 2.16 Tipe Tipe Pegas.	17
Gambar 2.17 Standar Wire Diameter untuk Stainless Steel.....	18
Gambar 2.18 Tipe Akhiran.....	19
Gambar 3.1 Flowchart Metodologi Penelitian.....	22
Gambar 4.1 (a) Kondisi Operasional (b) Kondisi Standby	25
Gambar 4.2 Dimensi Generator.....	26
Gambar 4.3 Gaya pada Bola Baja	27
Gambar 4.4 Tabel Referensi Dimensi Kopling.....	29
Gambar 4.5 Tipe Akhiran dari Pegas	31
Gambar 4.6 Panjang Pegas	33
Gambar 4.7 Korelasi indeks w dengan nilai x	34
Gambar 4.8 Drawing Base Flange.....	35
Gambar 4.9 Drawing Cylindrical Body.....	36
Gambar 4.10 Drawing Casing	36
Gambar 4.11 Drawing Steel Ball.....	37
Gambar 4.12 Drawing Plunger.....	37
Gambar 4.13 Drawing Spring.....	38
Gambar 4.14 Drawing Locknut	38
Gambar 4.15 Drawing Hub	39
Gambar 4.16 Gambar Assembly Spring Ball Clutch	39
Gambar 4.17 Import model 3D	40
Gambar 4.18 Pemilihan Material.....	41
Gambar 4.19 Hasil Meshing	41
Gambar 4.20 Boundary Condition.....	42
Gambar 4.21 Hasil Meshing Base Flange	43
Gambar 4.22 Boundary Condition Base Flange	43
Gambar 4.23 Hasil von-Mises Stress Base Flange	44
Gambar 4.24 Hasil Equivalent Elastic Strain Base Flange	45
Gambar 4.25 Hasil Total Deformation Base Flange.....	46
Gambar 4.26 Hasil Meshing Cylindrical Body.....	47

Gambar 4.27 Boundary Condition Cylindrical Body	47
Gambar 4.28 Hasil von-Mises Stress Cylindrical Body	48
Gambar 4.29 Hasil Equivalent Elastic Strain Cylindrical Body	49
Gambar 4.30 Hasil Total Deformation Cylindrical Body	50
Gambar 4.31 Hasil Meshing Plunger.....	51
Gambar 4.32 Boundary Plunger	51
Gambar 4.33 Hasil von-Mises Stress Plunger	52
Gambar 4.34 Hasil Equivalent Elastic Strain Plunger	53
Gambar 4.35 Hasil Total Deformation Plunger	54

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Karakteristik performa aksial turbin komersial.....	4
Tabel 2.2 Karakteristik performa aksial turbin akademik.....	4
Tabel 2.3 Karakteristik performa turbin Cross-flow akademik	6
Tabel 2.4 Karakteristik performa ducted turbin komersial	7
Tabel 2.5 Korelasi Sudut kemiringan dan Konstanta C	15
Tabel 2.6 Efek tipe akhiran pada pegas	19
Tabel 4.1 Data Simulasi RPM.....	26
Tabel 4.2 Data Simulasi Daya.....	27
Tabel 4.3 Korelasi Sudut Kemiringan dan Nilai C	28
Tabel 4.4 Nomenclature Pegas Kompresi	31
Tabel 4.5 Indeks Tingkat Kesushan Produksi.....	32
Tabel 4.6 Hasil Perencanaan Perhitungan Kopling	34
Tabel 4.7 Properti AISI 316 Stainless Steel	40
Tabel 4.8 Hasil von-Mises Stress Base Flange	44
Tabel 4.9 Hasil Equivalent Elastic Strain Base Flange	45
Tabel 4.10 Hasil Total Deformation Base Flange.....	46
Tabel 4.11 Hasil von-Mises Stress Cylindrical Body	48
Tabel 4.12 Hasil Equivalent Elastic Strain Cylindrical Body	49
Tabel 4.13 Hasil Total Deformation Cylindrical Body.....	50
Tabel 4.14 Hasil von-Mises Stress Plunger	52
Tabel 4.15 Hasil Equivalent Elastic Strain Plunger	53
Tabel 4.16 Hasil Total Deformation Plunger.....	54

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Lautan yang menutupi hampir 70% dari bumi, merupakan sumber energi terbarukan yang berlimpah. Energi yang terdapat di lautan terbagi dalam bentuk energi thermal, sebagian dalam bentuk energi kinetic (gelombang dan arus), dan dalam bentuk produk kimia dan biologi. Banyak sekali Teknik dan teknologi yang dapat digunakan untuk memanfaatkan energi yang ada di lautan telah disarankan dan dikembangkan. Teknologi yang disarankan dapat dikategorikan kedalam beberapa kategori berikut; energi gelombang, energi arus pasang surut, energi panas laut, osmosis, dan budidaya biomasa laut (S. Benelghali. 2010)

Energi kinetic dari arus pasang surut laut dapat dikonversi kedalam listrik dengan turbin konvensional. Dikarenakan air merupakan sebuah fluida, sama seperti udara, sehingga banyak para pengembang mengusulkan konsep teknologi yang sama dengan teknologi yang diterapkan pada Wind Turbine. Contohnya adalah Pembangkit Listrik Tenaga Air Laut, dengan desain Axial-flow turbine sebagai pioneer dalam tahap perkembangan. Meskipun memiliki kesamaan teknologi, PLTAL memiliki perbedaan fundamental yang perlu diinvestigasi lebih lanjut.

Sistem Kopling tidak tetap adalah komponen yang berkeaja untuk meneruskan dan memutuskan transmisi dari input ke output. Salah satu contoh kopling adalah Safety Clutch, berguna untuk memutuskan transmisi dari input ke output ketika terjadi beban berlebih atau biasa disebut overload. Terputusnya transmisi dari input ke output mencegah terjadinya kerusakan komponen lebih lanjut dan akan meneruskan kembali transmisi jika overload telah selesai baik secara manual atau otomatis. Spring ball clutch merupakan contoh dari safety clutch yang memanfaatkan komponen seperti bola dan pegas kompresi dalam melakukan fungsinya.

I.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam penelitian, yaitu :

1. Bagaimana desain sistem kopling tidak tetap PLTAL Vertical?
2. Material apa yang sesuai untuk system?

I.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dibuat agar lingkup penelitian ini lebih fokus, yaitu :

1. Studi kasus turbin dengan daya 5 kW.
2. Tidak mengkaji dari segi ekonomi

I.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui desain sistem kopling tidak tetap yang bias digunakan pada PLTAL Vertical.
2. Mengetahui material yang sesuai untuk kopling tidak tetap untuk PLTAL

I.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menambah pengetahuan dari penulis dan pembaca tentang pengembangan sistem kopling tidak tetap pada PLTAL Vertical
2. Menyajikan data numerical tentang studi sistem kopling. Tidak tetap.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

II.1 Turbin

Turbin adalah alat mekanis berputar yang mengekstrak energi dari aliran fluida dan mengubahnya menjadi daya yang biasa dalam bentuk listrik dengan menggunakan generator listrik. Bagian yang berputar adalah rotor, sedangkan bagian yang tidak berputar adalah rumah stator atau turbin. Turbin adalah turbo dengan setidaknya satu bagian yang bergerak yang disebut rotor assembly, yang merupakan poros atau drum dengan bilah yang terpasang. Fluida yang bergerak bekerja pada bilah sehingga dapat memindahkan dan memberikan energi rotasi ke rotor. Daya yang dihasilkan oleh turbin dapat digunakan untuk memutar beban (mis. Generator listrik, pompa, kompresor, baling-baling, dll.). Fluida yang bekerja bisa berupa air, uap, atau gas (Arismunandar, 2004)

II.2 Teknologi dan Konsep Marine Current Turbine (MCT)

Marine Current Turbine menkonversi energi dari fluida yang bergerak, karena itu MCT memiliki kemiripan dengan Wind Turbine (WT). sama seperti turbin angin, hampir semua memiliki fitur blade dengan penampang aerofoil dan beroperasi sesuai prinsip daya angkat aerodinamis. Perbedaan besar antara kedua teknologi ini terdapat pada perbedaan fisik dari fluida yang berkerja. Yaitu seawater dan angin, dengan massa jenis air yang memiliki nilai 1025 kg/m³, dibandingkan udara dengan massa jenis bernilai diantara 1,25 kg/m³ saat suhu ruangan (A. Roberts, 2016).

Arus laut bergerak lebih lambat dari angin, namun massa jenis air yang jauh lebih besar dari massa jenis angin mengimbangi kecepatan angin dalam hal kekuatan, memungkinkan teknologi turbin arus laut untuk menghasilkan daya output yang serupa dengan turbin angin (Bahaj dan Myers 2003). Berbeda dengan angin, tidak ada aliran yang berkecepatan ekstrem dibawah air yang berpotensi untuk merusak turbine atau memaksa turbin untuk mati. Akan tetapi, turbin arus laut harus mampu menahan beban gaya dari air yang lebih besar dari angin (Blunden dan Bahaj, 2006).

Jumlah daya yang mampu di ekstrak oleh turbin dari fluida mengalir yang tak terbatas dapat dijelaskan secara matematis menggunakan teori momentum:

$$P = \frac{1}{2} \rho A C_p u_{\infty}^3$$

- P = Power (Watt)
- ρ = Massa Jenis (kg/m³)
- A = Device Swept Area (m²)
- CP = Turbin Power Coefficient
- u_{∞} = Free stream Flow (m/s)

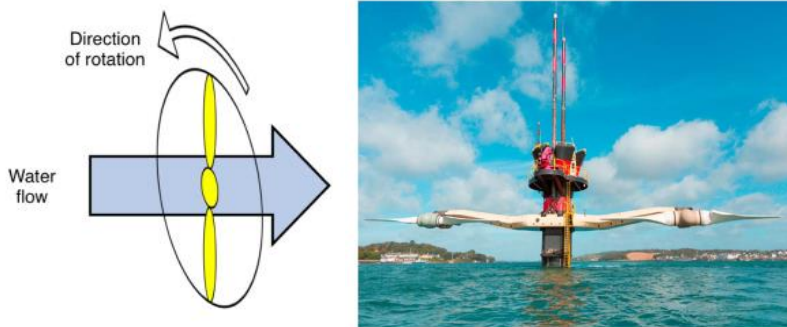
Hal ini memungkinkan untuk perhitungan yang lebih simple untuk kerapatan daya turbin :

$$P_d = \frac{P}{A} = \frac{1}{2} \rho C_p u_\infty^3$$

Dimana P_d adalah daya yang dihasilkan per meter kubik dari turbin (W/m^2)

II.2.1 Axial-Flow Turbine

Turbin aksial saat ini menjadi desain turbin arus laut yang paling populer untuk digunakan, disaat penulisan European Marine Energy Centre (EMEC), terdaftar 30 *horizontal-axis turbine* pada tahap perkembangan untuk tujuan komersial



Gambar 2.1 Axial-Flow Turbine

MCT SeaGen, yang telah mejalani berbagai tes dan eksperimen, merupakan turbin arus laut komersial pertama yang menghasilkan listrik diluar area tes pusat. Alat ini dilaporkan untuk dapat bertahan selama 20 tahun, dengan versi terakhir dengan 3-blade rotor dengan dimensi 20 m dan mampu berpotensi menghasilkan 2 MW sedang dalam tahap perkembangan (Douglas et al. 2008, dan A. Roberts. 2016). Selain MCT, masih banyak aksial turbin yang masih dalam tahap perkembangan, contohnya AR1000 buatan Atlantis Resource Corporation, RiverStar Bourne Energy, Gen5 buatan Verdant Power, dan Voith 1MW. Data percobaan dari turbin yang telah disebutkan terdapat pada Table 1.

Tabel 2.1 Karakteristik performa aksial turbin komersial
(Source: A. Roberts. 2016)

Developer Device	Atlantis AR1000	Bourne Riverstar	MCT SeaGen S	Verdant Gen5	Voith 1MW
Power (W)	1×10^6	5×10^4	2×10^6	1.68×10^3	1×10^6
Flow Speed (m/s)	2.65	2.05	2.4	2.59	2.9
Rotor	1	1	2	3	1
Rotor Diameter (m)	18	6.09	20	5	16
Swept Area (m ²)	254	29	314	20	201
C_p	0.41	0.39	0.45	0.35	0.4

Tabel 2.2 Karakteristik performa aksial turbin akademik
(Source: A. Roberts. 2016)

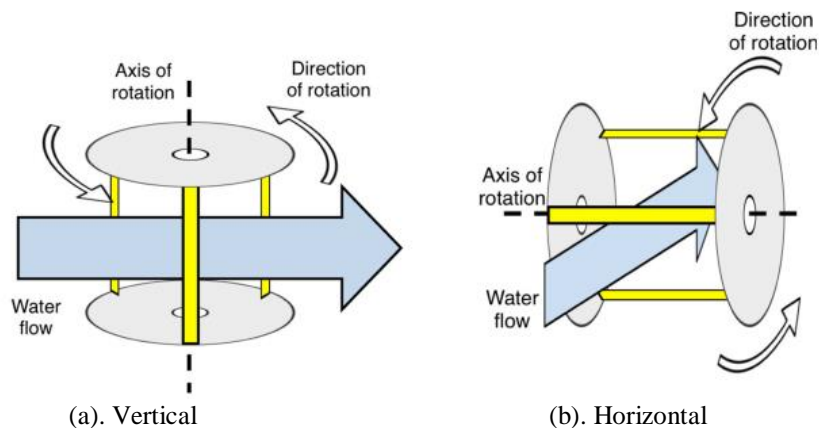
Study	O'Doherty et al. (2009)	Bahaj et al (2008)	Myers and Bahaj (2006)	Coiro et al. (2006)
Power (W)	45	600	460	800
Flow Speed (m/s)	1	1.73	2.56	2
Rotor	1	1	1	1
Rotor Diameter (m)	0.5	0.8	0.4	0.8
Swept Area (m ²)	0.5	0.5	0.13	0.5
C _p	0.41	0.46	0.44	0.4

Tabel diatas menyajikan indikasi terhadap potensial dari aksial turbin komersial, namun, tidak mudah untuk memverifikasi data yang berikan oleh pembuat turbin komersial. Sedangkan di tabel 2, menyajikan data eksperimen dari turbin aksial yang dibuat untuk tujuan akademis.

Membandingkan dua tabel diatas, menunjukkan turbin yang dibuat dengan tujuan komersial terlihat memiliki level efisiensi yang sama dengan turbin yang dibuat untuk tujuan akademis, meskipun dengan perbedaan ukuran yang signifikan

II.2.2 Cross Flow Turbine

Cross-flow turbines berputar pada sumbu yang tegak lurus dengan arah aliran fluida. Sumbu ini dapat diposisikan pada bidang vertical atau horizontal relatif terhadap aliran, yang menghasilkan 2 tipe turbin, vertical-axis CFT dan horizontal-axis CFT yang dapat dilihat pada Gb 2.2.



Gambar 2.2 Cross-Flow Turbine

CFT memiliki beberapa keunggulan, meskipun tidak banyak digunakan oleh para pengembang atau manufaktur turbin angin. Berdasarkan Eriksson et al. (2008), keunggulan tersebut mencakup tidak dibutuhkannya regulasi daun propeller, gearbox, moving part yang sedikit, kebutuhan perawatan yang sedikit, operasional yang tidak bising, dan performa yang lebih baik di daerah yang

ekstrem. Sehingga, beralasan jika keunggulan – keunggulan tersebut berlaku pada turbin arus, yang merupakan desain kedua terbanyak yang digunakan setelah tipe turbin aksial.

Data performa dari CFT komersial buatan manufaktur belum terlalu matang dibandingkan data performa turbin aksial, mengindikasikan bahwa teknologi CFT masih dalam tahap pengembangan dasar. Tabel 3 menunjukkan karakteristik performa dari beberapa turbin yang dibuat untuk tujuan akademis.

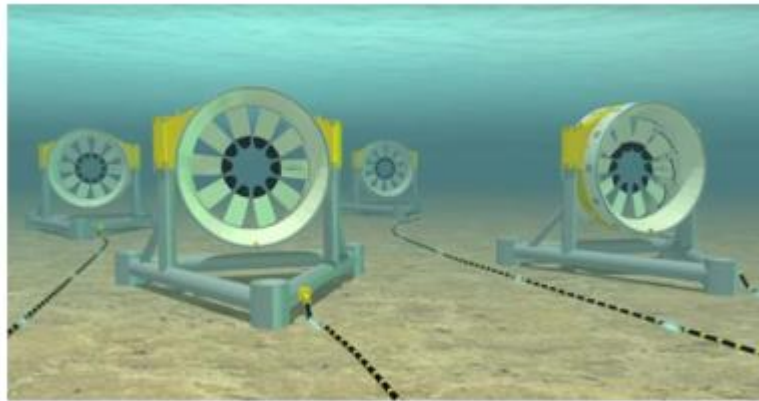
Tabel 2.3 Karakteristik performa turbin Cross-flow akademik
(Source: A. Roberts. 2016)

Study	Yang dan Shu (2012)	Mc Adam et al (2010)	Kyozuka (2008)	Coiro et al. (2005)	Shiono et al. (2000)
Orientation		Horizontal	Vertical	Vertical	Vertical
Power (W)	95	3	215	160	16
Flow Speed (m/s)	1.5	0.3	1	3.5	1.4
Rotor	1	1	1	1	1
Rotor Length (m)	0.5	0.5	0.3	6	0.3
Rotor Diameter (m)	0.45	0.88	0.6	5	0.2
Swept Area (m²)	0.14	0.44	0.19	30	0.06
C_p	0.41	0.53	0.43	0.24	0.19

II.2.3 Ducted Turbines

Pipa atau diffuser dapat ditambahkan ke turbin aksial dan cross-flow untuk meningkatkan maju aliran massa yang melewati rotor, memungkinkan untuk mendapat daya yang besar dari ukuran turbin berdiameter kecil. Diameter yang terukur tanpa memasukkan diameter dari duct itu sendiri. Meskipun banyak dari turbin yang menggunakan duct yang mengklaim memiliki efisiensi yang lebih besar dari pada yang tidak menggunakan duct, beberapa studi mengatakan sebaliknya (Belloni. 2013).

Tambahan struktur duct dan aliran yang terhambat oleh duct akan meningkatkan koefisien *drag* turbin, menyebabkan turunnya efisiensi total turbin, terutama pada area aliran yang terbatas. Effect dari duct tergantung pada ukuran dan sudut, yang masing – masing memiliki nilai optimalnya.



Gambar 2.3 Ducted Turbine

Saat ini terdaftar 8 pengembang yang sedang berkerja pada turbin yang menggunakan duct. Meskipun data performa eksperimental yang tersedia masih sedikit untuk bidang literalur / studi, terdapat data performa dari turbin ducted yang ditunjukkan dari komersial. Data performance bisa dilihat di Table 4.

Tabel 2.4 Karakteristik performa ducted turbin komersial
(Source: A. Roberts. 2016)

Developer	Clean Current CC035B	Tidal Energy DHV 107 kW	Open Hydro 200 kW
Power (W)	6.5×10^4	1.7×10^5	2×10^5
Flow Speed (m/s)	3	3	2.5
Rotor	1	1	1
Rotor Diameter (m)	3.5	5	10
Swept Area (m²)	10	19.6	79
C_p	0.49	0.63	0.32
Total Area (m²)	20	41.2	158
Total C_p	0.23	0.29	0.16

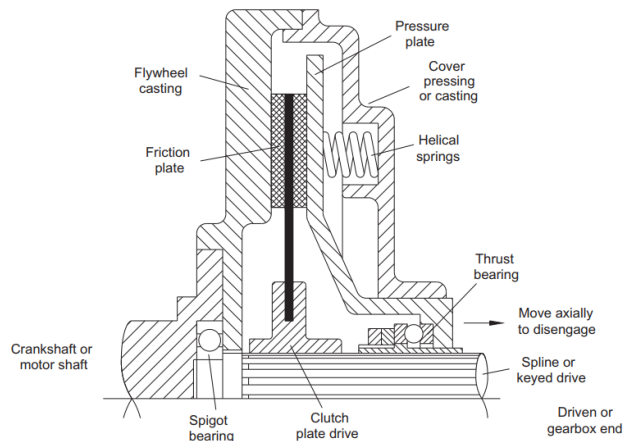
II.3 Structure of Marine Current Turbine

Postpone Time adalah waktu tertunda sebuah kapal. Waktu tertunda kapal ini terbagi atas dua waktu yaitu waktu tertunda kapal ketika sebelum melakukan kegiatan bongkar muat dan waktu tertunda kapal ketika sesudah melakukan kegiatan bongkar muat.



Gambar 2.4 Structure of Cross-flow Turbine

II.4 Sistem *Kopling*



Gambar 2.5 Structure of Single Disc Clutch

Kopling adalah bagian dari system transmisi yang menghubungkan poros penggerak dengan poros yang tergerak, sehingga poros yang tergerak dapat diputar atau dihentikan, tanpa menghentikan poros penggerak. Kopling dengan demikian menyediakan interupsi pada koneksi dua shaft yang berputar.

Fungsi dari kopling adalah sebagai berikut:

1. Memungkinkan terjadinya hubungan dan melepaskan dari poros/gear ketika mesin tidak bergerak dan mesin sedang berjalan.
2. Mentransmisikan daya ke roda dengan halus tanpa guncangan ke system transmisi.

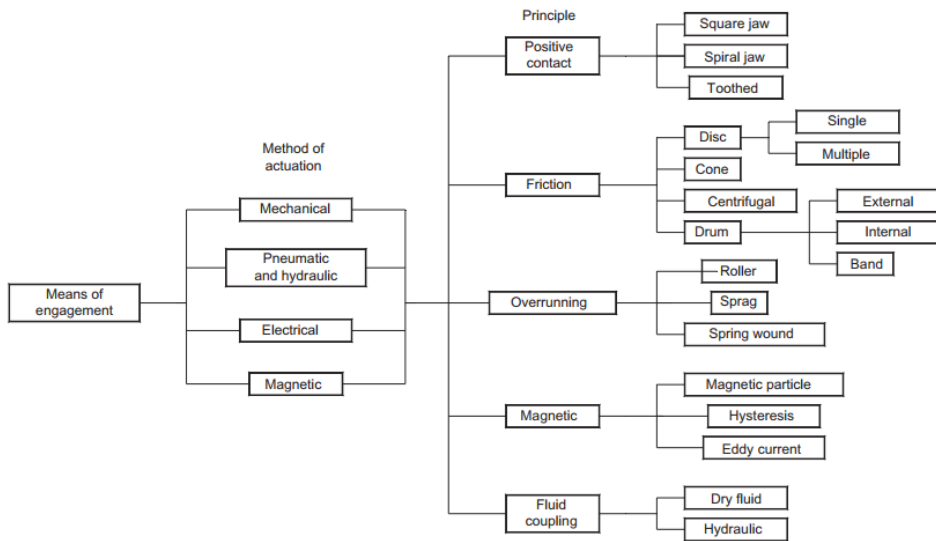
Jumlah torsi yang bisa ditransmisikan oleh kopling bergantung pada koefisien gesek dari permukaan gesek, rata-rata radius dari permukaan, jumlah permukaan yang mengalami kontak, dan gaya pegas keseluruhan.

Ukuran diameter kopling yang besar akan memiliki kapasitas torsi kopling besar, serta daya pegas yang besar. Dua atau lebih plat kopling bisa digunakan untuk multiplate kopling, memperbanyak jumlah facing dan kapasitas torsi. Hal ini berguna jika pengurangan ukuran diameter dibutuhkan atau daya pegas yang berlebihan tidak diinginkan.

Kopling terdiri dari beberapa bagian, komponen penggerak, komponen tergerak, dan komponen yang beroperasi.

- a. Komponen penggerak, terdiri dari flywheel yang terpasang pada crankshaft engine.
- b. Komponen tergerak, terdiri dari disk/priringan.
- c. Komponen operasi, terdiri dari pedal, linkage, bearing, lever, spring, dll.

Terdapat banyak tipe dari system kopling, klasifikasi kopling tersebut berdasarkan Hindhede et al. adalah sebagai berikut.



Gambar 2.6 Klasifikasi Tipe – Tipe Kopling

Kopling pengaman digunakan untuk memutuskan driven part dari driving part ketika beban / torsi yang ditransmisikan melebihi batasan yang telah ditentukan. Bermanfaat untuk menghindari kerusakan komponen yang berlebihan akibat beban yang terlalu besar. Dalam penilitan kali ini akan direncanakan penggunaan kopling pengaman untuk PLTAL yang telah didesain.

II.4.1 Klasifikasi Kopling Pengaman

Terdapat dua tipe utama kopling yang umum digunakan praktiknya, yaitu

a. Release Type

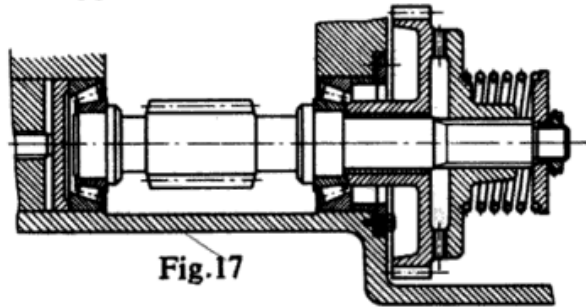
Mekanisme pemutusan hubungan dengan Snap-action ketika terjadi overload dan membutuhkan penyambungan secara manual ketika overload telah selesai.

b. Slipping Type

Berarti bahwa kopling akan slip/tergelincir ketika terjadi overload dan akan terhubung secara otomatis. Tipe – tipe kopling yang termasuk dalam tipe ini adalah:

- Toothed type

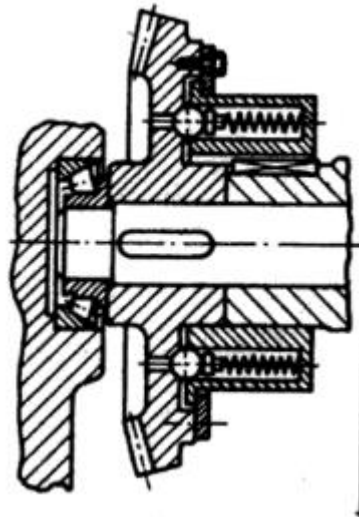
Digunakan apabila penyambungan dan pelepasan kopling yang cepat sangat dibutuhkan



Gambar 2.7 Toothed Safety Clutch

- Ball type

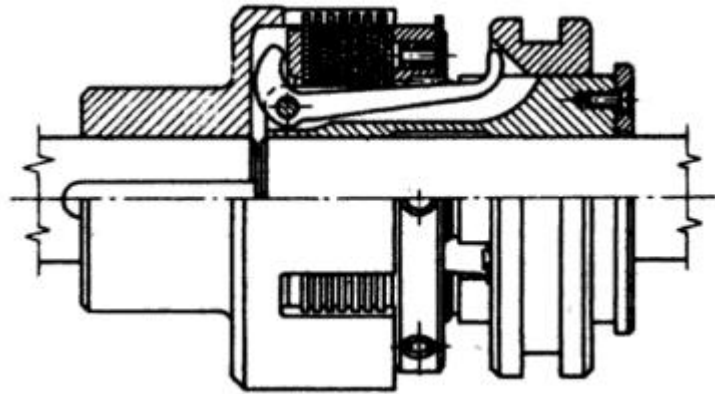
Digunakan apabila frequency dari overload tidak terlalu sering. Koplign jenis ini mudah di produksi, kondisi gesek yang baik (gabungan antara rolling dan sliding) dibandingkan toothed type dan torsi pelepasan tergantung dari lubricant.



Gambar 2.8 Ball type Safety Clutch

- Friction Disc Type

Dalam tipe ini torsi ditransmisikan lewat tekanan aksial dari gesekan cakram.



Gambar 2.9 Friction Disk Type

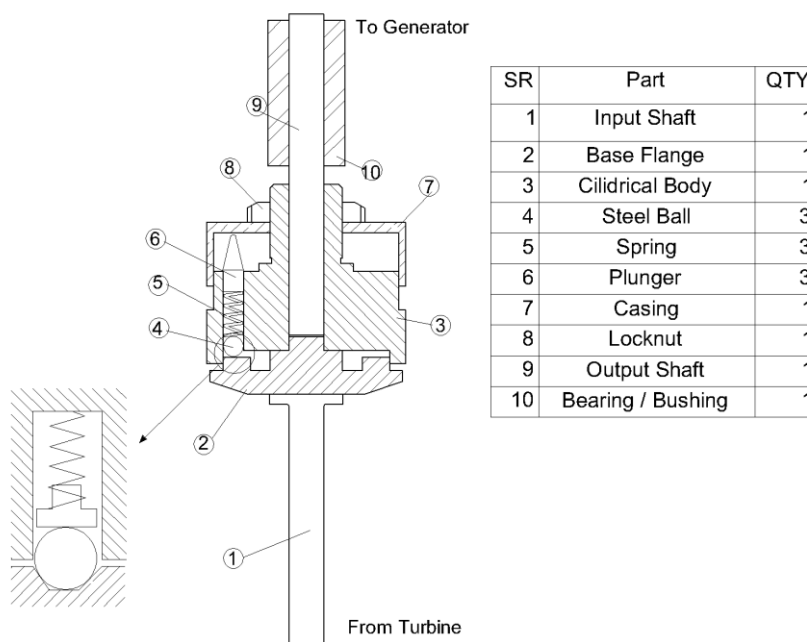
Gaya gesek digunakan untuk mulai memutar poros yang tergerak dari keadaan diam dan secara bertahap membawanya kekecepatan yang sama tanpa slipping dari permukaan gesekan yang berlebihan.

Tipe Kopling gesek terdiri dari tipe disc atau piringan, Cone, sentrifugal, gesekan dari dua permukaan bergantung pada beberapa factor, factor tersebut adalah:

- Luas permukaan
- Tekanan yang ada
- Koefisien gesekan

Tipe material gesek yang biasa digunakan adalah kulit dengan koefisien 0.3, dan bentuk kain dengan koefisien 0.4.

II.4.2 Spring Ball Type Clutch

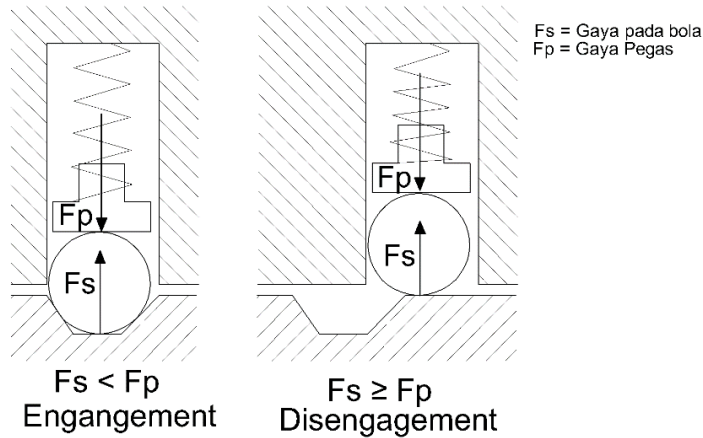


Gambar 2.10 Spring Ball Clutch

Gambar diatas menunjukkan desain konsep spring ball clutch yang memanfaatkan gaya tekan pegas dalam menghubungkan dan memutuskan transmisi beban dari input shaft ke output shaft.

Saat engagement, gaya dari input shaft ditransmisikan lewat base flange ke bola baja. Ketika gaya yang ditransmisikan ke bola (F_s) lebih kecil dari gaya tekan pegas (F_p), maka bola akan mendorong Cylindrical body kopling akibat dari gaya tangensial dan selanjutnya diteruskan ke output shaft.

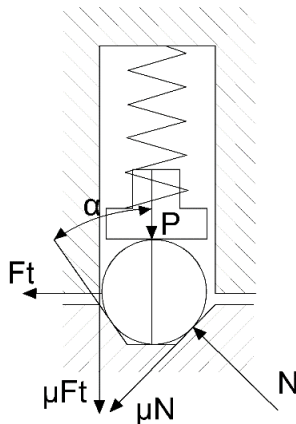
Saat disengagement, gaya yang diterima bola (F_s) lebih besar dari gaya tekan bola (F_p), menyebabkan bola mendorong pressure plate dan pegas sehingga bola keluar dari dudukannya. Kopling bergerak bebas pada tempatnya dan transmisi gaya dari input shaft ke output shaft terputus.



Gambar 2.11 Cara kerja spring ball clutch

Engagement adalah terhubungnya transmisi daya dari input shaft (turbin) dan output shaft (generator). Disengagement adalah terputusnya transmisi daya dari turbin ke generator.

Dalam desain perencanaan system kopling ini, gaya yang diterima bola bisa dicari dengan menggunakan rumus:



Gambar 2.12 Gaya yang diterima Bola Baja

$$F_s = Ft \left| \frac{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} - \mu \right|$$

$$F_s = Ft \cdot C$$

Dimana:

- Fs = Gaya yang diterima bola
- Ft = Gaya Tangensial
- C = Constansta
- α = Sudut kemiringan
- μ = Koefisien Gesek

Jika koefisien gesek yang digunakan bernilai 0,1, maka dengan variasi sudut yang berbeda maka C akan memiliki nilai:

Tabel 2.5 Korelasi Sudut kemiringan dan Konstanta C

α	30	37	45	60	Derajat
C	0,35	0,52	0,72	1,3	Konstan

Dimana sudut kemiringan 45 derajat direkomendasikan. Dari rumus diatas dapat dicari gaya maksimal yang diterima oleh bola dan selanjutnya pemilihan / perancangan desain pegas yang sesuai kebutuhan.

Dikutip dari buku *Machine Tool Design Handbook* halaman 207 – 209, dimensi standar dari spring ball clutch dapat ditentukan berdasarkan besar torsi yang ditransmisikan dari shaft input.

Size	Pitch dia. D mm	Spring force P kgf	Ball dia d _s Inch	No. of balls		Nominal torque kgf. mm	
				Min.	Max.	Min.	Max.
1	40	2	3/8	2	8	100	400
		4				200	800
		8	5/8		4	400	800
		14.5			800	1600	
2	50	2	3/8	2	10	125	630
		4				250	1250
		8	5/8		6	500	1600
		14.5				1000	3150
3	63	2	3/8	2	12	160	1000
		4				315	2000
		8	5/8		8	630	2500
		14.5				1250	5000

Gambar 2.13 Tabel Dimensi Kopling

Keterangan gambar diatas

a. Diameter Pitch

Diameter dari alur yang ada pada base flange. Diameter ini akan menentukan besarnya gaya tangensial yang selanjutnya digunakan untuk mencari gaya pada bola. Gaya tangensial bisa dicari dengan menggunakan rumus:

$$Ft = \frac{2 \cdot Mt}{D}$$

Dimana:

Mt = Torsi (Nm)

D = Diamter Pitch dari Groove (mm)

b. Spring Force

Gaya torsi yang dibutuhkan menyesuaikan parameter bola, jumlah bola, dan torsi yang ditentukan.

c. Ball Diameter

Terdapat 2 tipe bola yang akan mempengaruhi dimensi dari groove yang ada pada base flange.

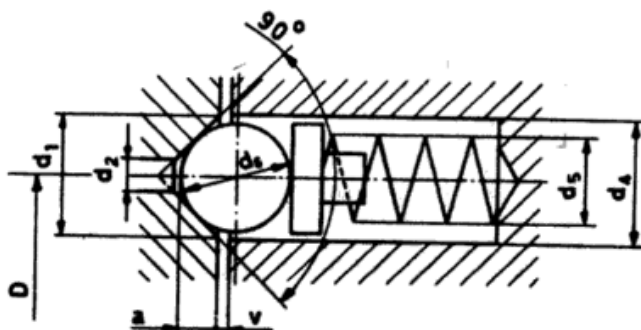


Fig.22. Axial acting single sided clutch

Gambar 2.14 Desain Groove

Table 27 Dimensions of ball, detent, etc.

Ball diameter, <i>d</i>		<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>d</i> ₃	<i>d</i> ₄	<i>a</i>	<i>a</i> ₁	<i>V</i>	<i>d</i> ₅	<i>P</i>	<i>F</i> _i
inch.	mm										
3/8	9.525	8	5	6.75	10	2	1.5	0.5	6.3	2 4	2.5 5
5/8	15.875	13	8	11.25	16.5	3.2	2.4	0.8	12.6	8 14.5	10 18

Gambar 2.15 Dimensi Groove berdasarkan Diameter Bola

d. Number of balls

Jumlah bola yang akan diletakkan pada groove di base flange.

e. Nominal Torque

Desain kopling bergantung pada seberapa besar torsi telah ditentukan dari spesifikasi yang telah ada. Nilai torsi dapat cari menggunakan Rumus:

$$Mt = \frac{P}{\omega}$$

Dimana:

P = Power (Watt)

ω = Kecepatan Sudut (Rad/detik)

M_t = Torsi (Nm)

II.5 Pegas

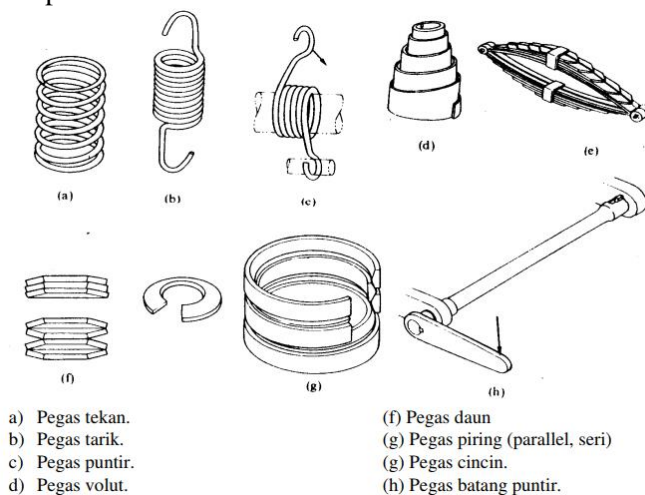
Merupakan komponens mesin yang berfungsi untuk memberikan gaya, menyerap/menyimpan energy, melunakkan tumbukan. Pada umumnya pegas digunakan sebagai mengurangi dampak tumbukan seperti pada pegas kendaraan penyimpan energi seperti pada jam, untuk pengukur pada timbangan dll.

Jenis – jenis pegas beerdasarkan beban yang diterima

- Pegas Tarik
- Pegas Tekan
- Pegas Puntir

Berdasarkan bentuknya:

- Pegas ulir (Helical Spring)
- Pegas Volut
- Pegas daun
- Pegas Piring
- Pegas Cincin
- Pegas Batang
- Pegas Spiral



Gambar 2.16 Tipe Tipe Pegas.

II.5.1 Perencanaan Pegas Tekan Ulir (Helical Spring Compression)

Dalam perencanaan pegas kompresi, melibatkan banyak aspek atau factor yang dapat mempengaruhi desain dari pegas kompresi. Yang pertama adalah konstanta pegas, kosntanta ini sangat mempengaruhi dari kekuatan pegas dalam melakukan gaya. Nilai dari konstanta pegas ini dapat dicari melalu rumus:

$$k = \frac{G \times d^4}{8 \times D'^3 \times n}$$

Dimana:

- k = Spring rate
- d = Diameter kawat
- D' = Diameter Rata – rata
- G = Modulus rigidity
- n = Jumlah Aktif Coil

Dalam rumus terdapat Modulus Rigidity / G, nilai modulus ini tergantung dengan material sesuai kondisi dan kebutuhan dari desainer.

Contoh nya:

- Stainless steel = 10×10^6 psi
- High Carbon = $11,5 \times 10^6$ psi
- Alloy steel = $11,5 \times 10^6$ psi
- Non-Ferous alloy = $6,25 \times 10^6$ psi

Diameter kawat dan diameter rata – rata bias ditentukan dengan merujuk pada spesifikasi dari manufaktur pegas. Setelah mendapat kan diameter kawat dan diameter rata – rata, ratio dari diameter rata – rata dan diameter kawat bias dicari. Direkomendasikan ratio dari diameter rata – rata dan diameter kawat antara 6 – 12, untuk memudahkan produksi dan harga produksi yang murah.

Stainless Steel 302

Wire Diameter in English Units (inches)	Wire Diameter in Metric Units (millimeters)
0.008"	0.203 mm
0.009"	0.229 mm
0.010"	0.254 mm
0.011"	0.279 mm
0.012"	0.305 mm
0.013"	0.330 mm
0.014"	0.356 mm
0.015"	0.381 mm
0.016"	0.406 mm
0.017"	0.432 mm
0.018"	0.457 mm
0.019"	0.483 mm

Gambar 2.17 Standar Wire Diameter untuk Stainless Steel

Sumber : <https://www.thespringstore.com/standard-spring-wire-diameter-sizes.html>

Sedangkan untuk nilai dari aktif koil, ditentukan sesuai kebutuhan desainer. Jumlah Aktic koil merupakan varibel fleksibel dan produsen memiliki control dalam pembuatannya, sehingga dua pegas yang terlihat identical akan berbeda jika memiliki jumlah aktif koil yang beda.

Konstanta pegas mempengaruhi jarak defleksi pegas, dimana semakin besar spring rate jarak defleksi pegas akan semakin berkurang. Defleksi pegas dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$\delta l = \frac{F}{k}$$

Dimana:

δl = Defleksi pegas (mm)

F = Beban/gaya (N/mm)

Penentuan jumlah total koil ditentukan oleh tipe akhiran yang digunakan oleh pegas. Seperti pada gambar dibawah, terdapat 4 tipe akhiran yang akan mempengaruhi panjang dari pegas.

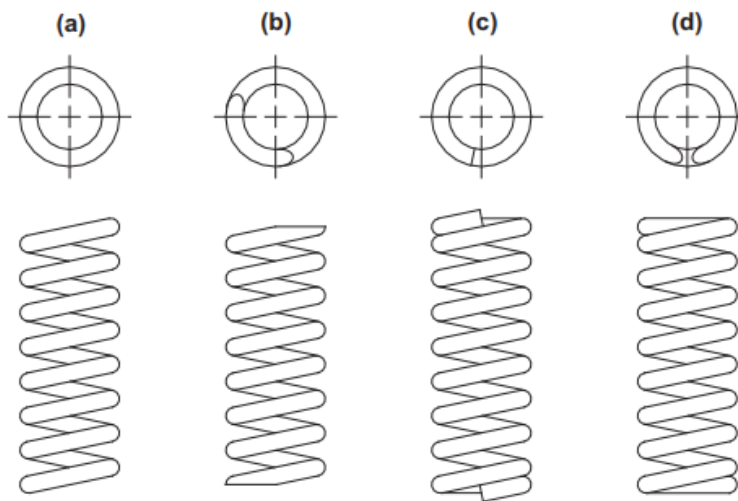


Figure 15.7
Common styles of end treatments for helical compression springs. (a) Plain ends. (b) Plain ground ends. (c) Squared ends. (d) Squared ground ends.

Gambar 2.18 Tipe Akhiran

Tabel 2.6 Efek tipe akhiran pada pegas

Type of end	Total (n')	Free length	Solid Length
Plain	n	pn+d	(n+1)d
Ground	n	pn+d	nd
Squared	n+2	pn+3d	(n+3)d
Squared & Ground	n+2	pn+2d	(n+2)d

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

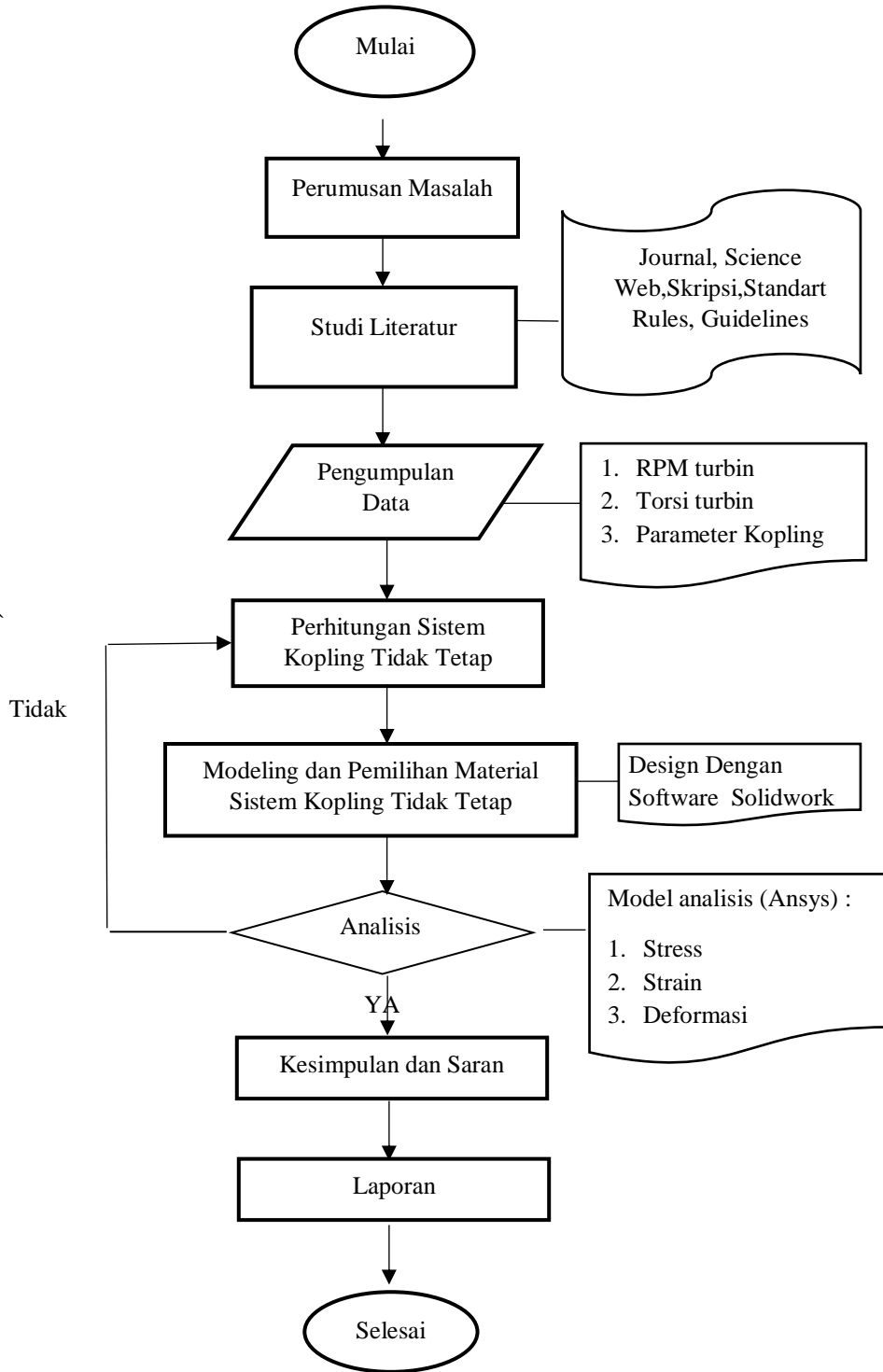
III.1 Umum

Dalam pembuatan skripsi ini, tentu saja memerlukan proses yang harus terstruktur. Hal tersebut haruslah ada, agar kedepannya dalam pengerjaan lebih terarah dan lebih mudah. Dalam metodologi penelitian ini, akan diuraikan tahap demi tahap yang akan dilakukan dalam pengerjaan tugas akhir mengenai Perkembangan Sistem Pengereman pada Drivetrain Turbine Arus Laut. Adapun tahapan-tahapannya adalah sebagai berikut :

III.2 Flowchart

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

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



Gambar 3.1 Flowchart Metodologi Penelitian

III.3 Studi Literatur

Dalam tahapan proses ini akan dilaksanakan kegiatan perencanaan terhadap apa yang akan di analisis dalam penelitian tugas akhir. Hal yang perlu dipelajari nantinya adalah bagaimana melakukan perhitungan untuk penentuan material yang dapat digunakan pada sistem pengereman drivetrain turbin arus laut sehingga nantinya dapat dibuat model simulasi. Dalam tahap ini pula penulis melakukan studi pendahuluan dengan *literature review* dengan tujuan untuk melakukan tahapan pembelajaran dan merangkum teori-teori dasar, acuan secara dasar ataupun khusus untuk penelitian yang akan dilakukan. Pada tahapan ini penulis bertujuan untuk menggali segala informasi pendukung lainnya yang berkaitan dengan tugas akhir ini.

III.4 Pengumpulan Data

Tahapan selanjutnya adalah pengumpulan data performa dan struktur dari turbin 5 kW berupa torque, rpm dan desain *shafting*, serta material yang akan digunakan sebagai referensi simulasi.

III.5 Perhitungan dan Perencanaan

Pada tahap ini, dilakukan pengolahan data dalam bentuk perhitungan perencanaan system kopling tidak tetap dengan parameter data yang telah dikumpulkan. Perhitungan meliputi dimensi dari komponen – komponen kopling seperti base flange, Cylindrical body dll.

III.6 Modeling dan Pemilihan Material

Setelah dilakukan perhitungan, dilakukan 3D modeling kedalam software yang nantinya disimulasikan untuk Analisa data performa.

III.7 Analisa Data

Pada tahap ini akan dilakukan analisa data dari hasil simulasi untuk melihat performa dari desain untuk di ebutuhan serta kondisi eksisting yang ada dengan mempertimbangan reliabilitasnya.

III.8 Kesimpulan

Kesimpulan dari hasil keseluruhan tugas akhir ini. Kesimpulan ini yang nantinya akan menjawab rumusan masalah dan merupakan titik untuk mengetahui tercapai atau tidaknya tujuan dari tugas akhir ini. Saran yang diberikan nantinya merupakan usulan untuk perbaikan sistem pelayanan yang ada serta pengembangan tugas akhir agar penelitian selanjutnya dapat memperbaiki kesalahan, kelemahan, dan kekurangan dalam penelitian di tugas akhir ini

III.9 Penulisan Laporan

Tahap ini dilakukan penulisan laporan hasil dari penelitian yang telah dilakukan sesuai dengan system kopling tidak tetap yang telah direncanakan dalam Pembangkit Listrik Tenaga Air Laut Vertikal.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

IV.1 Pengumpulan Data

IV.1.1 Metode Operasional Platform

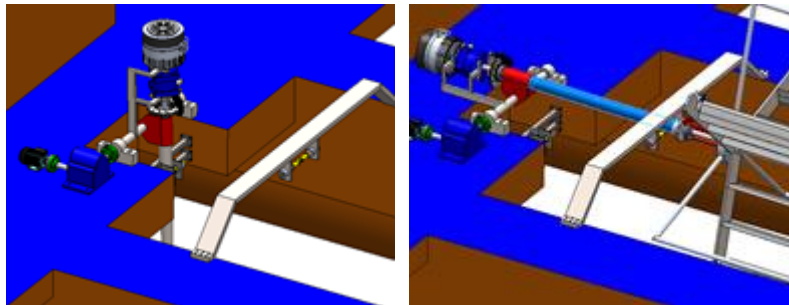
Turbin dikondisikan pada dua kondisi, yaitu kondisi operasional dan kondisi standby, berikut penjelasannya:

a. Kondisi Operasional

Kondisi saat turbin berada diposisi bawah / tercelup kedalam laut dan siap menghasilkan tegangan dari hasil gerak putar yang dihasilkan oleh arus laut.

b. Kondisi Standby

Turbin terangkat ke atas platform, dilakukan disaat kondisi lingkungan terlalu ekstrem dan berpotensi mengakibatkan kerusakan pada turbin dan platform. Yang kedua untuk melakukan perawatan.



(a) (b)
Gambar 4.1 (a) Kondisi Operasional (b) Kondisi Standby

IV.1.2 Spesifikasi Turbin

Turbin yang digunakan dalam tugas akhir ini berjenis turbin vertical aksis tipe H-Darrieus, dengan kelebihan sumbu rotasi yang tegak lurus dengan arah fluida, sehingga arah laju fluida tidak mempengaruhi kinerja dari turbin ini. Turbin memiliki berat 7354.987 N dengan spesifikasi berikut:

Turbin Berkapasitas 5kW

Tipe Darrieus Straight Foil

Foil

- NACA 0018
- Chord 40 M
- N-foil 9

Arm

- Diameter 2800 mm
- Material AISI 4340

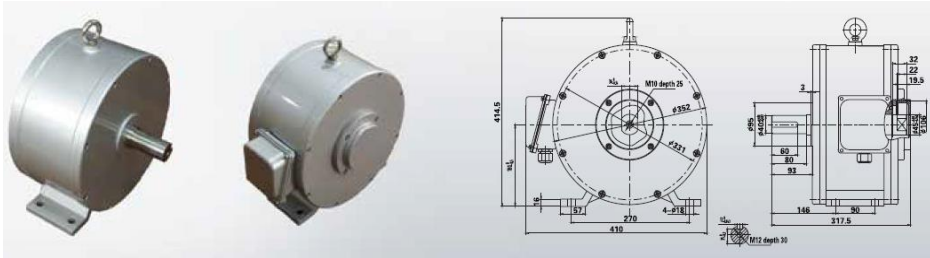
Shaft

- Diameter 60 mm

- Panjang 3300 mm
- Material AISI 4340

Generator

- Merk Ginlong Technologies GL-PMG-5000
- Daya 5 kW
- Rpm 200 Putaran/detik
- Torsi 280 Nm



Gambar 4.2 Dimensi Generator

IV.1.3 RPM Turbin

Rpm turbin didapatkan dari hasil simulasi data lapangan sehingga didapatkan hasil seperti ini.

Tabel 4.1 Data Simulasi RPM

Skala	Dimensi (cm) Diameter x Tinggi	Kecepatan Arus (m/s)	Kecepatan Rotasi (rpm)
1	40 x 40	2,5	188
2	80 x 80	2,5	94
3	160 x 160	2,5	47
4	320 x 320	2,5	23,5
5	640 x 640	2,5	11,8

Dengan menggunakan interpolasi data diatas dapat didapatkan rpm turbin dengan dimensi 280 x 280:

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

$$Y = 47 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times (23,5 - 47)$$

$$Y = 47 + \frac{180}{220} \times (-23,5)$$

$$Y = 29,38 \text{ Putaran/ menit}$$

V.1.4 Daya Turbin

Rpm turbin didapatkan dari hasil simulasi data lapangan sehingga didapatkan hasil seperti ini.

Tabel 4.2 Data Simulasi Daya

Skala	Dimensi (cm) Diameter x Tinggi	Kecepatan Arus (m/s)	Daya (Watt)
1	40 x 40	2,5	445,4
2	80 x 80	2,5	914
3	160 x 160	2,5	8240
4	320 x 320	2,5	22123,4
5	640 x 640	2,5	42864

Daya di tabel merupakan daya yang dapat dikonversi turbin dari daya potensial yang ada di arus laut. Dengan menggunakan interpolasi data diatas dapat didapatkan daya turbin dengan dimensi 280 x 280:

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

$$Y = 8240 + \frac{280 - 160}{320 - 160} \times (22123,4 - 8240)$$

$$Y = 8240 + \frac{180}{220} \times (13983,4)$$

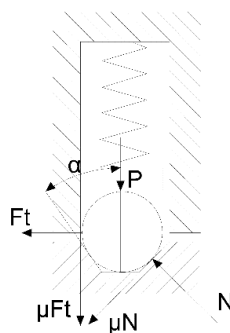
$$Y = 18627,55 \text{ Watt}$$

$$Y = 18,63 \text{ kW}$$

IV.2 Perhitungan Data

IV.2.1 Gaya Pada Setiap Bola Baja

Kopling tidak tetap tipe Spring Ball Clutch ini berkerja dengan mengandalkan gaya tekan pegas. Jika gaya yang diterima bola lebih besar dari gaya tekan pegas, maka bola akan keluar dari dudukannya dan poros input akan berputar bebas.



Gambar 4.3 Gaya pada Bola Baja

Gaya pada bola diperoleh dari rumus

$$Fs = Ft \left| \frac{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} - \mu \right|$$

$$F_s = F_t \cdot C$$

Dimana:

F_s = Gaya yang terjadi pada bola (N)

F_t = Gaya tangensial (N)

α = Sudut kemiringan Groove/Cekungan, direkomendasikan 45 derajat

μ = Coefficient Friction

C = Konstan

Koefisien gesek yang digunakan bernilai 0,1, maka dengan variasi sudut yang berbeda maka C akan memiliki Nilai

Tabel 4.3 Korelasi Sudut Kemiringan dan Nilai C

α	30	37	45	60	Derajat
C	0,35	0,52	0,72	1,3	Konstan

Untuk gaya Tangensial Dapat dicari dengan menggunakan rumus

$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D}$$

Dimana:

M_t = Torsi (Nm)

D = Diameter Pitch dari Groove (mm)

Nilai D didapatkan dari table referensi di buku *Machine Tool Design Handbook* halaman 207 – 209. Sedangkan untuk nilai torsi didapatkan dari rumus :

$$M_t = \frac{P}{\omega}$$

Dimana:

P = Power (Watt)

ω = Kecepatan Sudut (Rad/detik)

Nilai Power didapatkan dari data hasil simulasi tabel bernilai 18,63 kW. untuk nilai kecepatan sudut didapatkan menggunakan rumus:

$$\omega = 2\pi n$$

Dimana:

π = Pi

n = Rpm dalam putaran/detik

= 29,38 Putaran/menit

= 0,49 Putaran/detik

$$\omega = 2\pi n$$

$$\omega = 2 \times \frac{22}{7} \times 0,49$$

$$\omega = 3,08 \text{ Rad/detik}$$

Maka

$$Mt = \frac{P}{\omega}$$

$$Mt = \frac{18627,55}{3,08}$$

$$Mt = 6052,02 \text{ Nm}$$

$$Mt = 617136,9 \text{ kgf.mm}$$

Setelah didapatkan nilai torsi, nilai dari D / Diameter pitch groove dapat ditentukan. Dikarenakan nilai torsi yang didapatkan dari perhitungan lebih besar dari nilai torsi yang terdapat pada table referensi, maka nilai D menyesuaikan dengan hasil perhitungan.

Size	Pitch dia. D, mm	Spring force P kgf	Ball dia. d _s inch	No. of balls		Nominal torque kgf. mm	
				Min.	Max.	Min.	Max.
				10	315	2	3/8
4	1600	—					
8	5/8	45	3150			71000	
14.5			6300			140000	

Gambar 4.4 Tabel Referensi Dimensi Kopling

Nilai diameter pitch of groove ditentukan bernilai 315 mm, maka:

$$F_t = \frac{2 \cdot Mt}{D}$$

Dimana:

F_t = Gaya tangensial (N)

M_t = Torsi (Nm)

D = Diameter Pitch dari Groove (mm)

$$F_t = \frac{2 \times 6052,14 \times 10^3}{315}$$

$$F_t = 38425,54 \text{ N}$$

Sehingga gaya yang terjadi pada bola dapat dicari dengan nilai:

$$F_s = F_t \left| \frac{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} - \mu \right|$$

$$F_s = F_t \cdot C$$

Dimana:

F_s = Gaya yang terjadi pada bola (N)

F_t = Gaya tangensial (N)

α = Sudut kemiringan Groove/Cekungan, direkomendasikan 45 derajat

μ = Coefficient Friction

C = Konstanta

Sudut kemiringan yang digunakan berniali 45 derajat dengan nilai koefisiensi gesek bernilai 0,2, maka nilai $C = 0,467$

$$F_s = 19688,27 \times 0,467$$

$$F_s = 17931,92 \text{ N}$$

Gaya diatas merupakan gaya total yang terjadi pada semua bola baja yang terdapat pada kopling, sehingga perlu dicari gaya yang terjadi pada setiap bola dengan menggunakan rumus:

$$F_s = \frac{F_s}{Z}$$

Dimana

F_s = Gaya yang terjadi pada bola (N)

Z = Jumlah bola

Jumlah dan dimensi dari bola baja telah ditentukan dalam table referensi *Machine Tool Design Handbook*, akan tetapi untuk desain kali untuk menentukan jumlah maksimal bola yang dapat digunakan menggunakan rumus:

$$Z = \frac{\text{Circumference Pitch of Diameter groove}}{\text{Diameter bola}}$$

Dimana:

Keliling PoD = 990 mm

Diameter Bola = 15,88 mm

$$Z = \frac{990}{15,875}$$

$$Z = 62,4$$

Dengan jumlah maksimal 62, diambil 50 jumlah bola baja. Maka gaya yang terjadi pada setiap bola adalah

$$F_s = \frac{17932}{50}$$

$F_s = 358,64$ N pada setiap bola baja

Gaya F_s juga menjadi gaya tekan maksimum pegas ke bola sebelum bola keluar dari groove/alur dan disengagement terjadi, sehingga diperlukan perencanaan desain pegas yang sesuai dengan kebutuhan.

IV.2.2 Perencanaan Pegas

Gaya yang terjadi pada bola sekaligus menjadi gaya yang harus diberikan pegas pada bola Kopling tidak tetap tipe Spring Ball Clutch ini berkerja dengan mengandalkan gaya tekan pegas. Jika gaya tekan pegas lebih kecil dari gaya yang terjadi pada bola maka kopling akan disengagement dan terjadi slipping.

Untuk perencanaan pegas perlu ditentukan dulu beberapa parameter. Yaitu:

1. Material Pegas

Material Yang digunakan adalah Stainless steel 316 ASTM A313 (631), yang memiliki modulus rigidity (G) bernilai 10×10^6 psi atau 68947,57 N/mm², serta tahan terhadap korosi dan 90% non magnetic.

2. Dimensi Pegas

Dimensi dari pegas yang perlu ditentukan sesuai dengan adalah type pegas dengan end type *squared and ground* sebagai berikut:

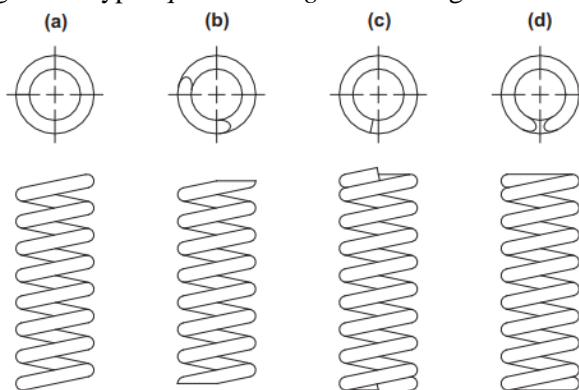


Figure 15.7
Common styles of end treatments for helical compression springs. (a) Plain ends. (b) Plain ground ends. (c) Squared ends. (d) Squared ground ends.

Gambar 4.5 Tipe Akhiran dari Pegas

Tabel 4.4 Nomenclature Pegas Kompresi

Parameter	Notasi	Nilai	Unit
Diameter kawat baja	d'	2	Mm
Diamter Rata – Rata pegas	D'	12	mm
Aktif Coil	n	8	
Jumlah Coil	n'	10	
Panjang solid	$Ls_$	20	mm

Dalam pembuatan pegas, terdapat indeks yang menentukan sebuah pegas mudah diproduksi atau tidak, indeks w , dengan rumus:

$$w = \frac{D'}{d'}$$

$$w = \frac{12}{2}$$

$$w = 6$$

Tabel 4.5 Indeks Tingkat Kesushan Produksi.

Indeks	Difficulty
0 - 3,9	Cannot manufacture
4 - 5	Difficult, high cost
6 - 12	Recommended
13 - 15	Good, not quite the difficult
15 - 25	Difficult, high cost

Setelah parameter diatas telah ditentukan, selanjutnya dicari nilai dari konstanta pegas atau spring rate, dengan rumus:

$$k = \frac{G \times d'^4}{8 \times D'^3 \times n}$$

Dimana:

- k = Spring rate
- d' = Diamter kawat
- D' = Diameter Rata – rata
- G = Modulus rigidity
- n = Jumlah aktif Coil

$$k = \frac{68947,57 \times (2)^4}{8 \times (12)^3 \times 8}$$

$$k = 9,97 \text{ N/mm}$$

Selanjutnya dihitung defleksi/kompresi dari pegas untuk saat gaya tekan sebelum terjadi disengagement kopling, yaitu gaya maksimal yang didapat bola saat terjadi overload, dengan menggunakan rumus:

$$\delta 1 = \frac{Fp}{k}$$

Dimana:

- $\delta 1$ = Defleksi pegas
- Fs = Beban/gaya
- = 358,64 N

$$\delta_1 = \frac{358,64}{9,97}$$

$$\delta_1 = 35,95 \text{ mm}$$

Selain itu juga, perlu dicari gerakan bola disaat terjadi slipping dimana torsi yang diberikan lebih besar dari setting. Bola akan mendorong pressure plate dan pegas dan bola keluar dari dudukannya atau alur. Gerakan bola saat kopling slip dapat dicari dengan rumus:

$$\delta_2 = \frac{Db}{2} |1 - \cos \alpha|$$

Dimana:

δ_2 = Deflection bola saat overload

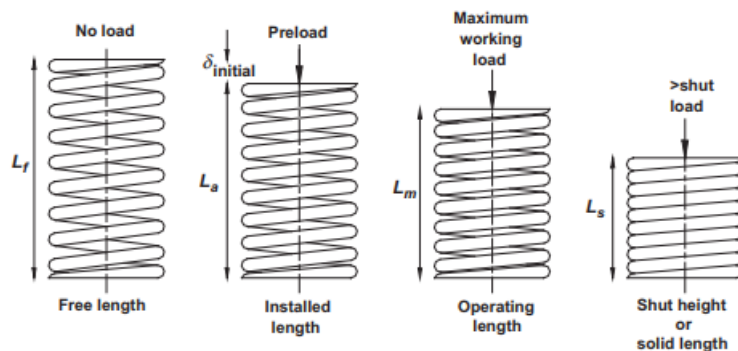
Db = Diameter bola

Maka

$$\delta_2 = \frac{15,88}{2} |1 - \cos \alpha|$$

$$\delta_2 = 2,32 \text{ mm}$$

Selanjutnya dicari panjang bebas dari pegas (L_f), yaitu panjang pegas disaat tidak terjadi/melakukan kompresi seperti pada gambar dibawah. Free length dapat dicari dengan menggunakan rumus:



Gambar 4.6 Panjang Pegas

$L_f = \text{Solid Length} + \text{Maximum Deflection} + \text{Clarence between adjacent coil}$

$$L_f = L_s + \delta_{\max} + (x \cdot d' \cdot n)$$

Dimana:

L_f = Free length / Panjang bebas

δ_{\max} = Defleksi maksimal

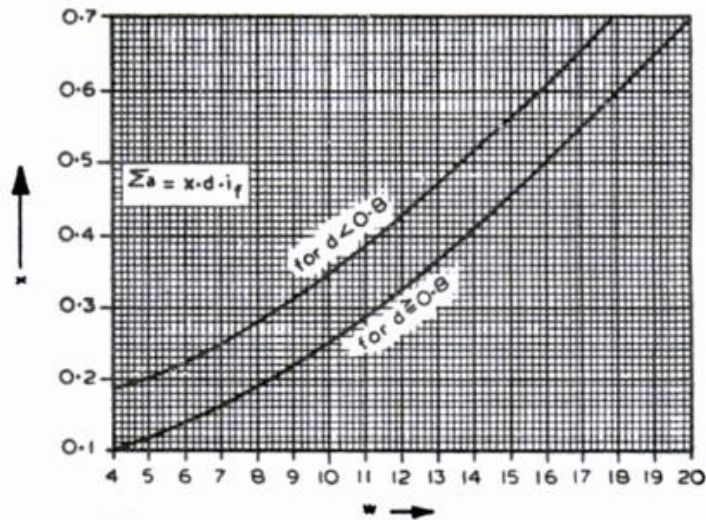
$$= \delta_1 + \delta_2$$

$$= 38,28 \text{ mm}$$

L_s = Solid Length

$$= 20 \text{ mm}$$

x = 0,15 dengan nilai indeks w 6.



Gambar 4.7 Korelasi indeks w dengan nilai x

Maka

$$L_f = L_s + \delta \max + (x \cdot d' \cdot n)$$

$$L_f = 20 + 38,28 + 2,4$$

$$L_f = 60,69 \text{ mm}$$

Selanjutnya dicari pitch coil/jarak antara coil yang berdekatan. Dengan rumus:

$$p = \frac{L_f}{n}$$

$$p = 7,58 \text{ mm}$$

Pitch coil / jarak antara coil adalah 7,58 mm.

IV.2.2 Hasil Perhitungan

Setelah dilakukannya perhitungan perencanaan parameter model spring ball clutch, parameter – parameter yang didapat adalah sebagai berikut:

Tabel 4.6 Hasil Perencanaan Perhitungan Kopleng

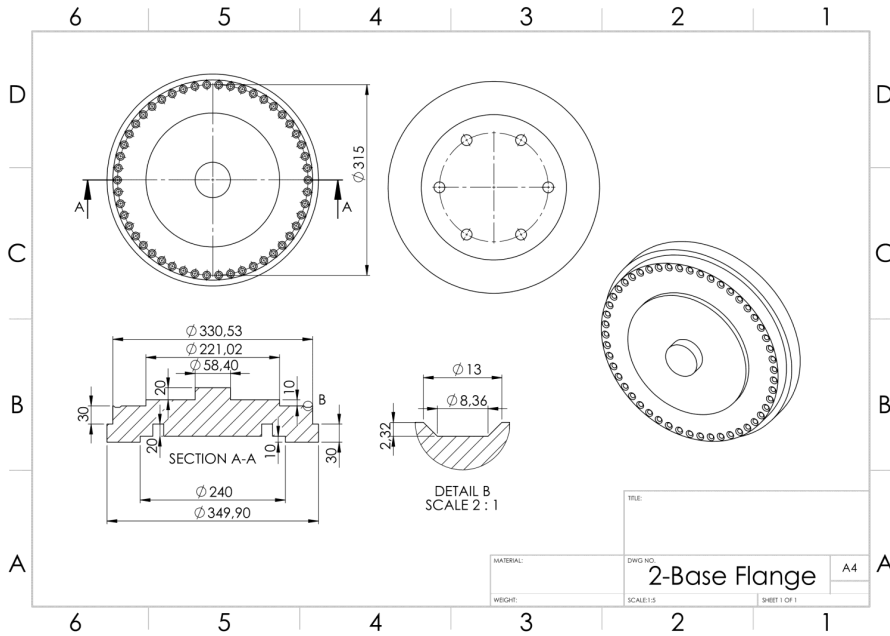
No	Parameters	Notation	Unit	Value	Jumlah
1	Diameter Bola	D_b	mm	15,875	50
2	Diameter Alur/Groove	D	mm	615	
3	Sudut Kemiringan	α		45°	
4	Diameter Kawat	d'	mm	2	
5	Diameter Rata – rata Pegas	D'	mm	12	
6	Pitch of Coil	p	mm	7,58	
7	Panjang Bebas Pegas	L_f	mm	60,69	50

IV.3 Modelling

Setelah menentukan parameter yang dibutuhkan, dilanjutkan dengan modelling dengan menggunakan solidwork, berikut adalah hasil modelling:

IV.3.1 Base Flange

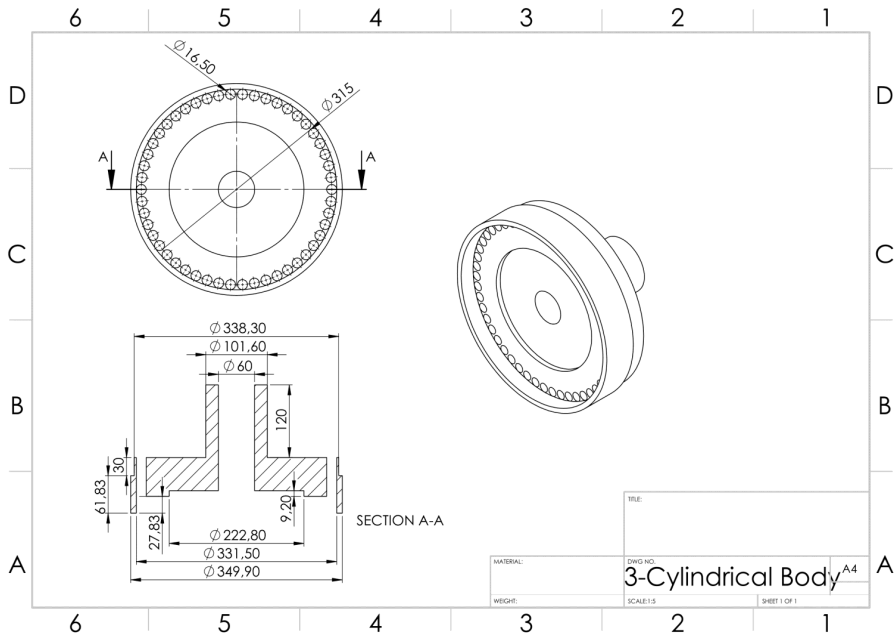
Hasil modelling dari perencanaan base flange adalah sebagai berikut:



Gambar 4.8 Drawing Base Flange

IV.3.2 Cylindrical Body

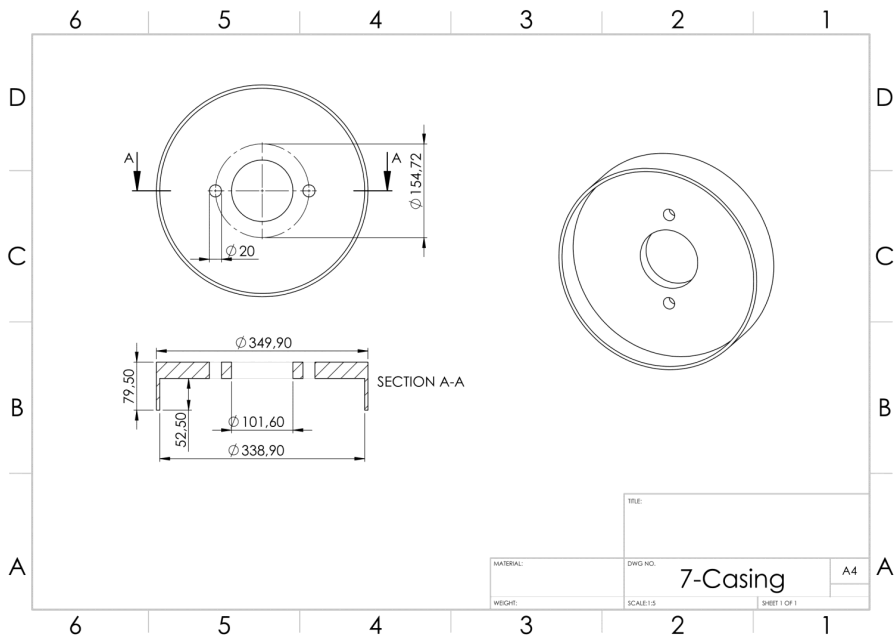
Hasil modelling dari perencanaan Cylindrical body adalah sebagai berikut:



Gambar 4.9 Drawing Cylindrical Body

IV.3.3 Casing

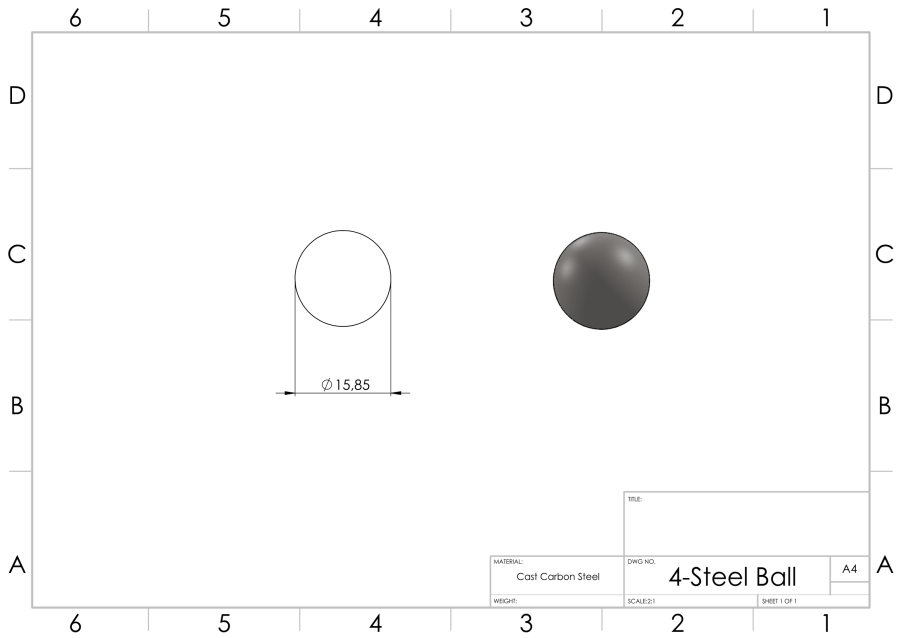
Hasil modelling dari perencanaan Casing adalah sebagai berikut:



Gambar 4.10 Drawing Casing

IV.3.4 Ball

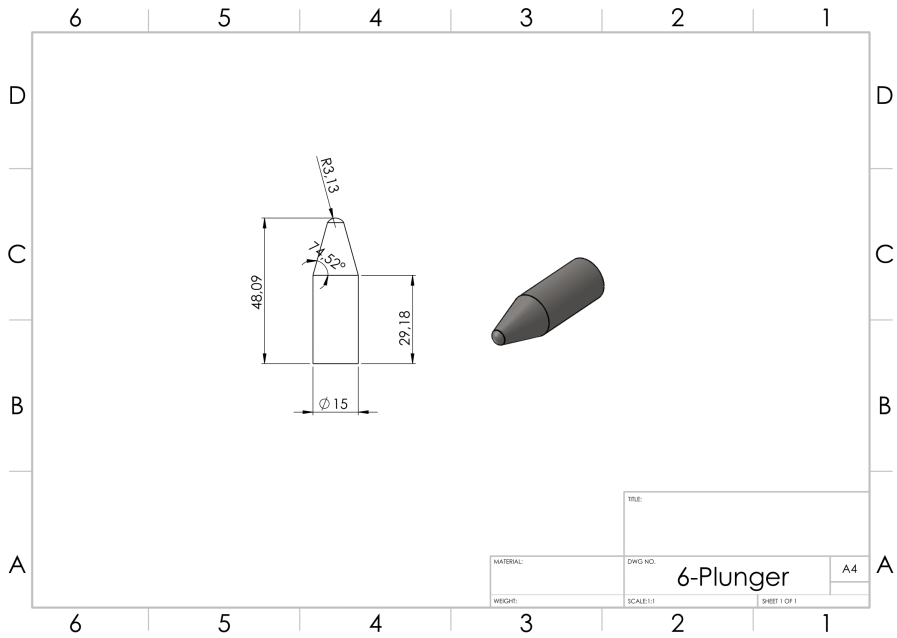
Hasil modelling dari perencanaan Steel ball adalah sebagai berikut:



Gambar 4.11 Drawing Steel Ball

IV.3.5 Plunger

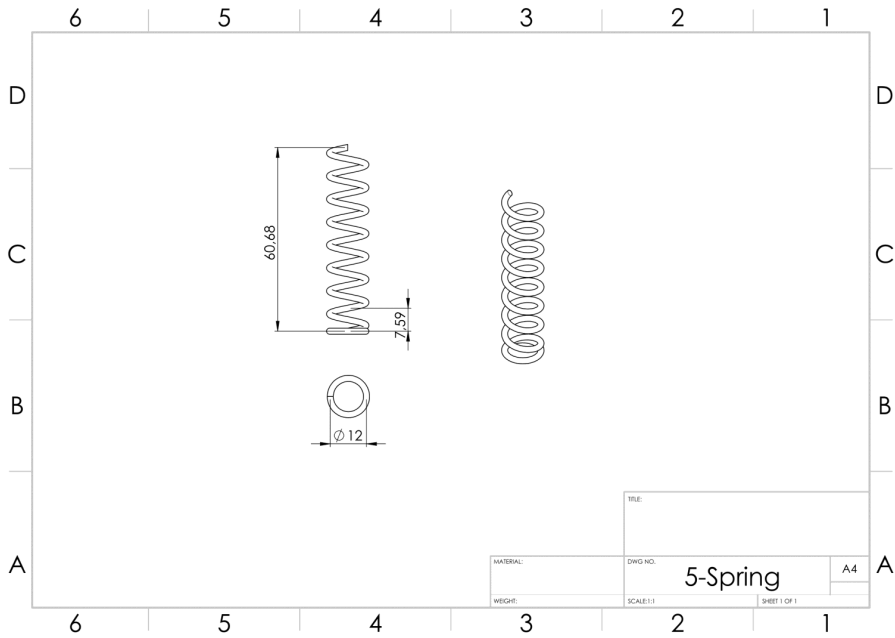
Hasil modelling dari perencanaan Plunger adalah sebagai berikut:



Gambar 4.12 Drawing Plunger

IV.3.6 Spring

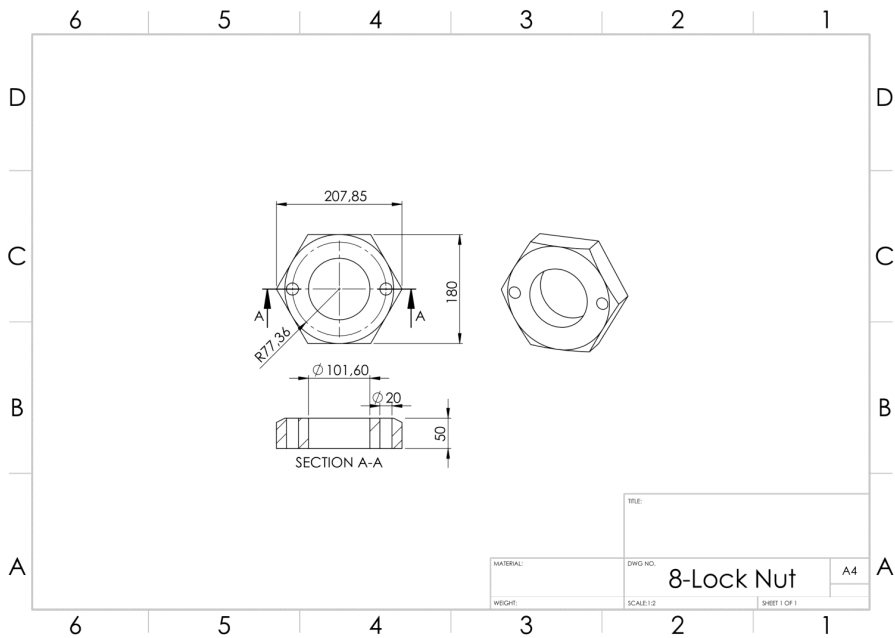
Hasil modelling dari perencanaan Spring adalah sebagai berikut:



Gambar 4.13 Drawing Spring

IV.3.7 Locknut

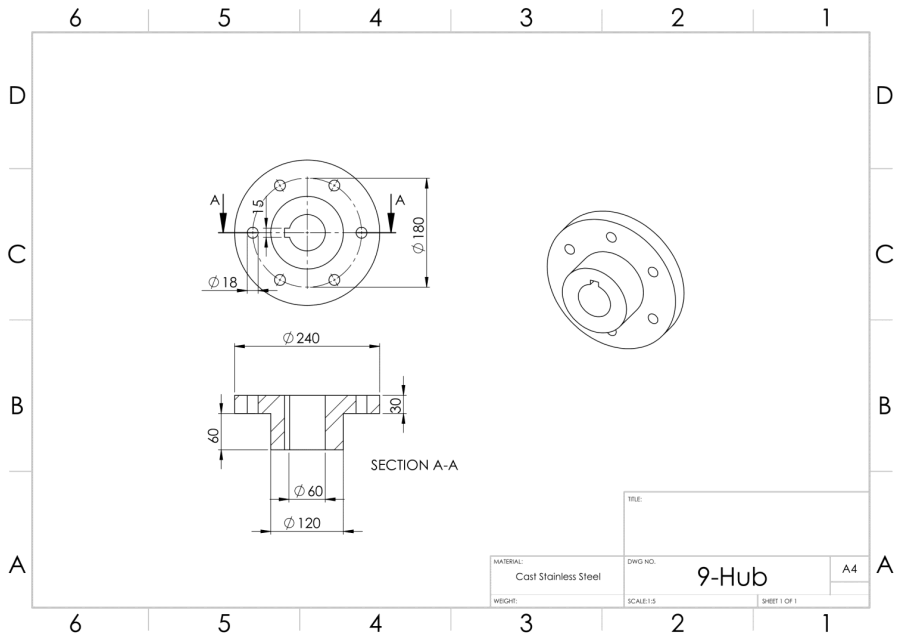
Hasil modelling dari perencanaan Locknut adalah sebagai berikut:



Gambar 4.14 Drawing Locknut

IV.3.8 Hub

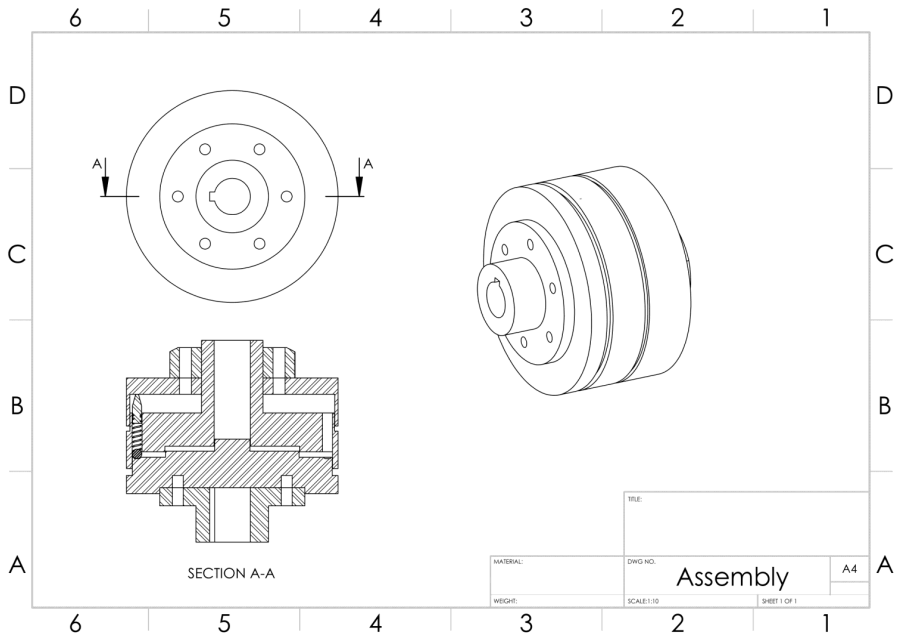
Hasil modelling dari perencanaan Hub adalah sebagai berikut:



Gambar 4.15 Drawing Hub

IV.3.9 Assembly

Hasil modelling assembly adalah sebagai berikut:



Gambar 4.16 Gambar Assembly Spring Ball Clutch

IV.4 Pemilihan Material

Setelah melakukan pemodelan di solidwork, dilanjutkan dengan pemilihan material yang akan digunakan sebelum dilakukan Analisa pada Ansys.

Material yang digunakan adalah AISI 316 Stainless Steel. Material yang dipilih memiliki karakteristik kekuatan material yang baik, tahan terhadap aus, dan mampu bertahan dilingkungan yang korosi. Tabel dibawah menunjukkan properti mekanikal AISI 316 Stainless steel:

Tabel 4.7 Properti AISI 316 Stainless Steel

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Elastic Modulus	193000	MPa
Poisson Ratio	0,3	N/A
Shear Modulus	74231	MPa
Mass Density	8000	kg/m ³
Tensile Strength	580	MPa
Yield Strength	290	MPa
Thermal Conductivity	16,2	W(m - K)

IV.5 Analisa Model

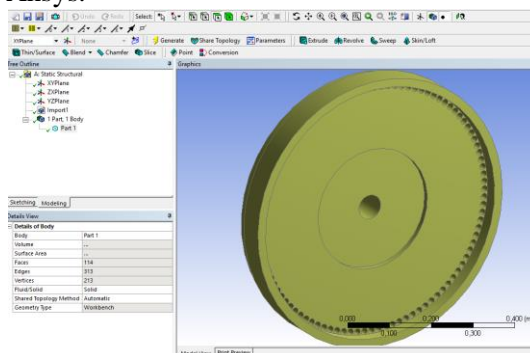
Analisa dilakukan untuk mengetahui kekuatan struktural desain model komponen – komponen spring ball clutch yang telah dirancang apakah memenuhi kriteria properti material dengan progam Ansys.

Static structural analisis adlah program yang digunakan untuk menganalisa komponen – komponen yang telah didesain dengan memasukan informasi – informasi yang telah ada, seperti torsi, kecepatan sudut, gaya yang berkerja, dll.

Langkah langkah yang perlu dilakukan adalah

a. Import geometry

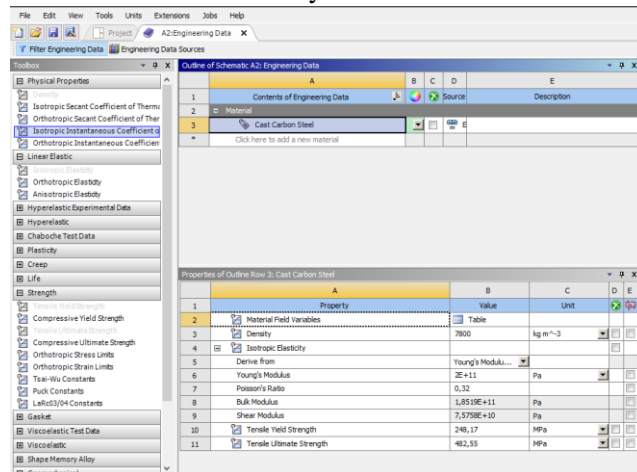
Memasukkan model 3D komponen yang telah dilakukan pada solidwork ke dalam Ansys.



Gambar 4.17 Import model 3D

b. Engineering Data

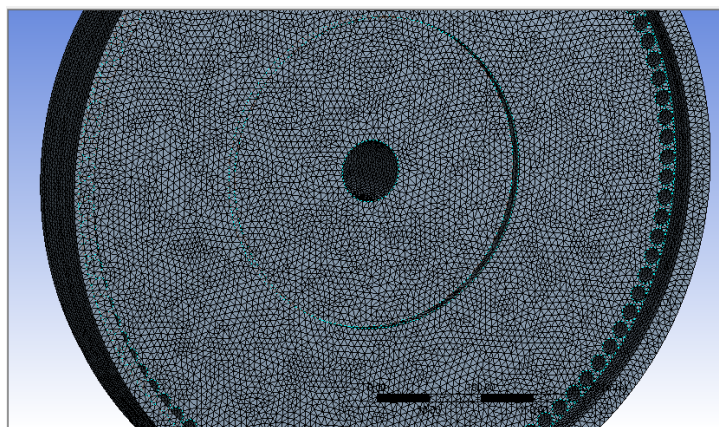
Pemilihan material yang akan digunakan. Di Ansys sudah terdapat beberapa material yang bisa dipilih, akan tetapi karena material yang akan digunakan tidak ada, perlu memasukkan data material secara manual ke dalam database Ansys.



Gambar 4.18 Pemilihan Material

c. Meshing model

Meshing adalah langkah membagi seluruh komponen kedalam sejumlah element sehingga ketika sebuah gaya diterapkan pada komponen yang akan dianalisa maka gaya tersebut akan terdistribusi secara merata. Element terhubung dengan element lain dalam sebutah titik yang disebut node. Semakin banyak jumlah dari element dan node maka hasil dari Analisa akan semakin akurat.

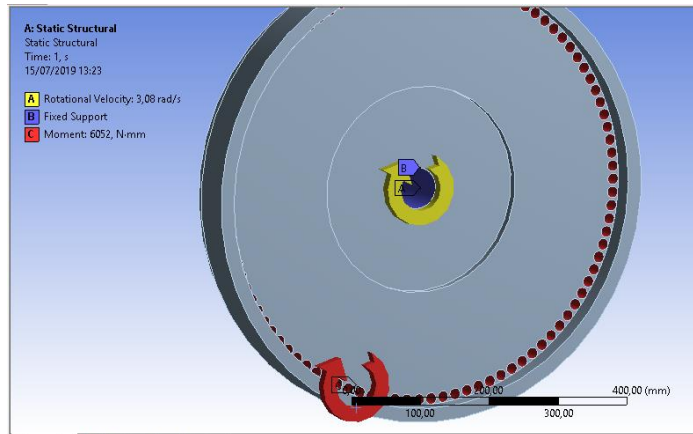


Gambar 4.19 Hasil Meshing

d. Boundary condition

Proses pengaplikasian gaya dan input lain yang diketahui kedalam komponen yang akan dianalisa, dalam Analisa kali ini gaya yang diketahui adalah torsi, gaya tekan, dan kecepatan sudut.

- Kecepatan sudut 3,08 rad/s
- Torsi 6052,02 Nm
- Fix support
- Gaya bola 141,7 N



Gambar 4.20 Boundary Condition

e. Solve

Langkah terakhir adalah penyelesaian Analisa yang akan digunakan. Analisa penyelesaian yang akan digunakan adalah von-mises stress, equivalent strain, dan total deformation.

Von mises stress bertujuan untuk mengetahui distribusi stress pada komponen, lalu dibandingkan dengan batas maksimal stress yang diperbolehkan oleh material.

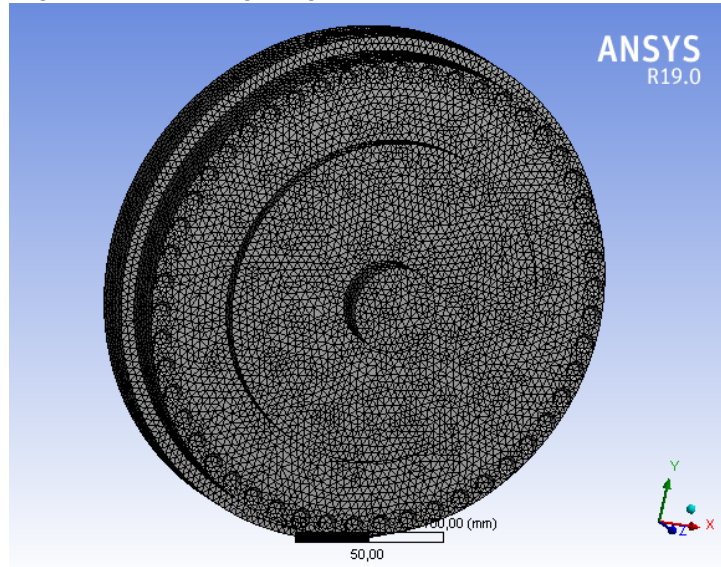
Stain analysis bertujuan untuk memperlihatkan perubahan pada material akibat efek gaya yang diaplikasikan.

Total deformation analysis melihat deformasi yang terjadi pada komponen yang dianalisa.

IV.4.1 Analisa Base Flange

a. Meshing

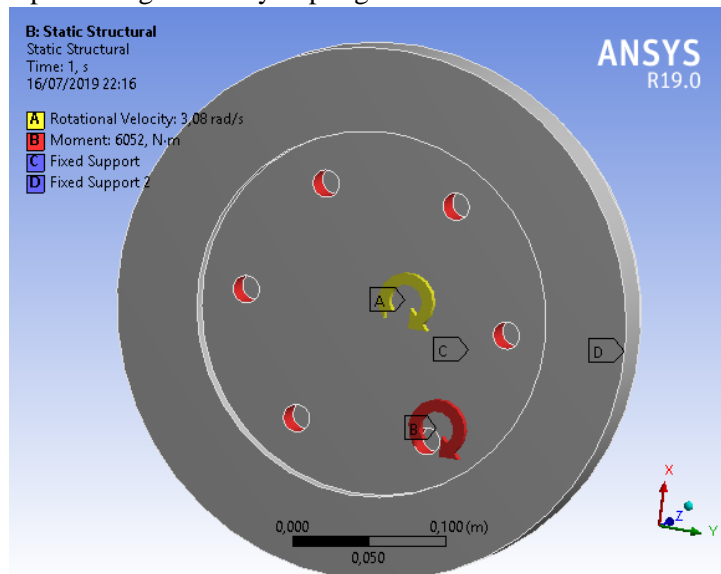
Hasil dari meshing base flange pada Ansys dengan ukuran mesh 6 mm menghasilkan meshing dengan node 537333 dan 383126 element.



Gambar 4.21 Hasil Meshing Base Flange

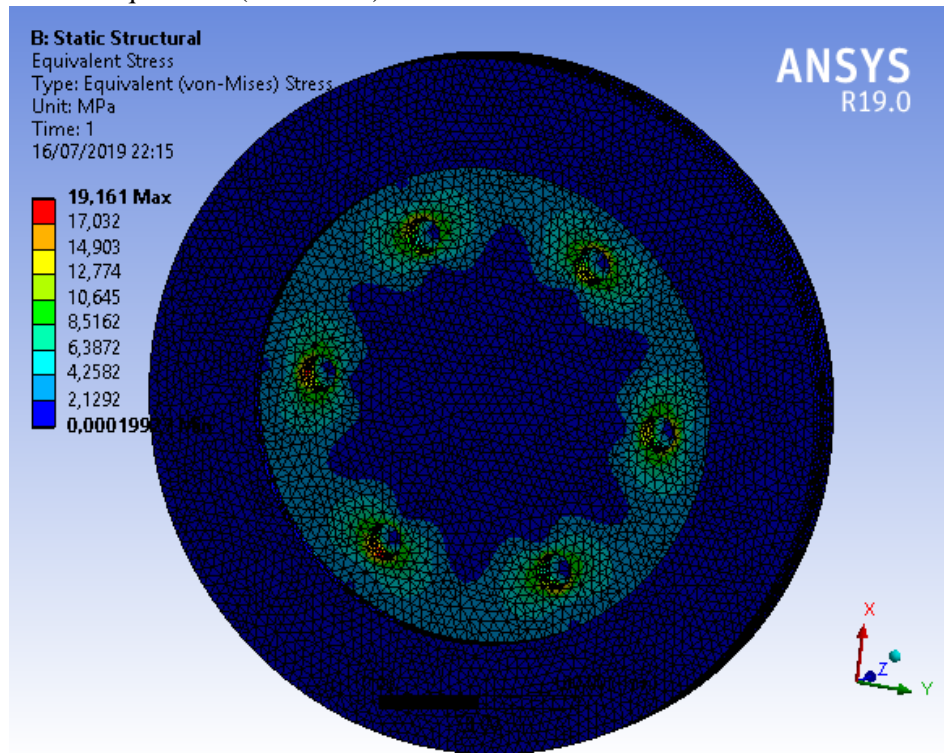
b. Boundary Condition

Gaya yang berkerja pada base flange berupada moment yang distransmisikan lewat baut dari hub flange sebesar 6052,02 Nm, dengan kecepatan sudut 3,08 rad/s. Fixed support pada cekungan bola dan tempat sliding dari body kopling.



Gambar 4.22 Boundary Condition Base Flange

c. Hasil equivalent (von-Mises) Stress



Gambar 4.23 Hasil von-Mises Stress Base Flange

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, stress terbesar terjadi pada tempat terhubungnya hub dengan base flange sebesar 19,161 MPa.

Mengacu dari ABS safehull-Dynamic loading approach' for loading production, storage, dan Offloading (FPSO) System (2001), menjelaskan bahwa tegangan maksimum von-Mises lebih kecil sama dengan 70% tegangan yield strength material. Untuk material AISI Stainless steel memiliki nilai 290 MPa.

$$19,161 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 290 \text{ MPa}$$

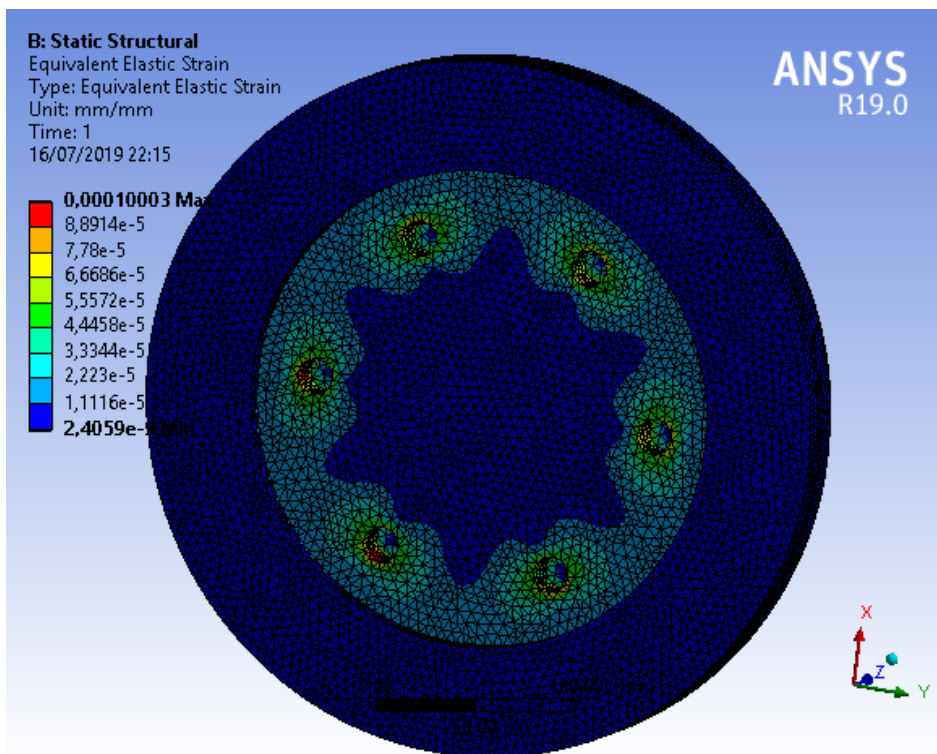
$$19,161 \text{ MPa} \leq 203 \text{ MPa (memenuhi)}$$

Tabel 4.8 Hasil von-Mises Stress Base Flange

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	19,161	MPa
Average	1,3783	MPa
Min	$1,9927 \cdot 10^{-4}$	MPa

d. Hasil Equivalent Elastic Strain

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, strain terbesar terjadi pada hubungan hub dan base flange sebesar 1,0003e-004 mm/mm, nilai rata-rata terdapat disekitar lubang baut dan sisi sebaliknya sebesar 7,2269e-006 mm/mm, dan terkecil sebesar 2,4059e-009 mm/mm.



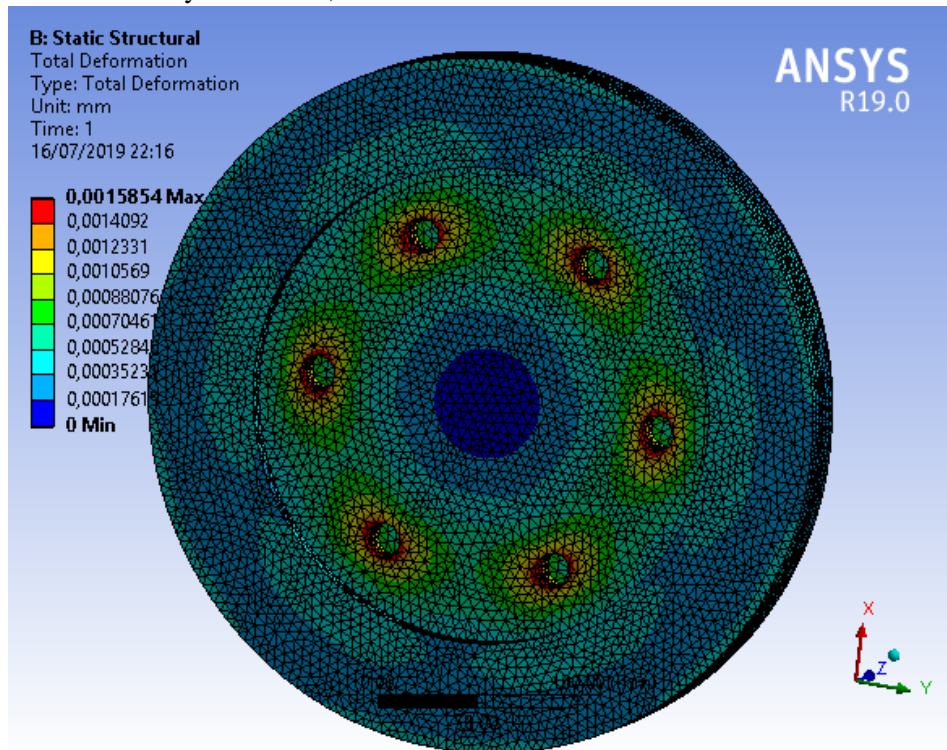
Gambar 4.24 Hasil Equivalent Elastic Strain Base Flange

Tabel 4.9 Hasil Equivalent Elastic Strain Base Flange

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	1,0003e-004	mm/mm
Average	7,2269e-006	mm/mm
Min	2,4059e-009	mm/mm

e. Total Deformation Base Flange

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, deformasi terbesar terjadi pada hubungan hub dan base flange khususnya pada lubang baut sebesar $1,5854e-003$ mm, nilai rata-rata terdapat disekitar lubang baut dan sisi sebaliknya sebesar $3,199e-004$ mm.



Gambar 4.25 Hasil Total Deformation Base Flange

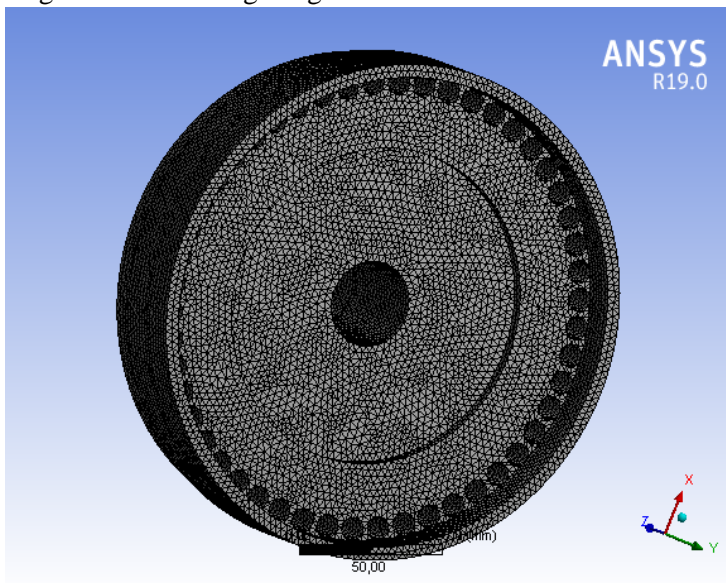
Tabel 4.10 Hasil Total Deformation Base Flange

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$1,5854e-003$	mm
Average	$3,199e-004$	mm
Min	0	mm

IV.4.2 Analisa *Cylindrical Body*

a. Meshing

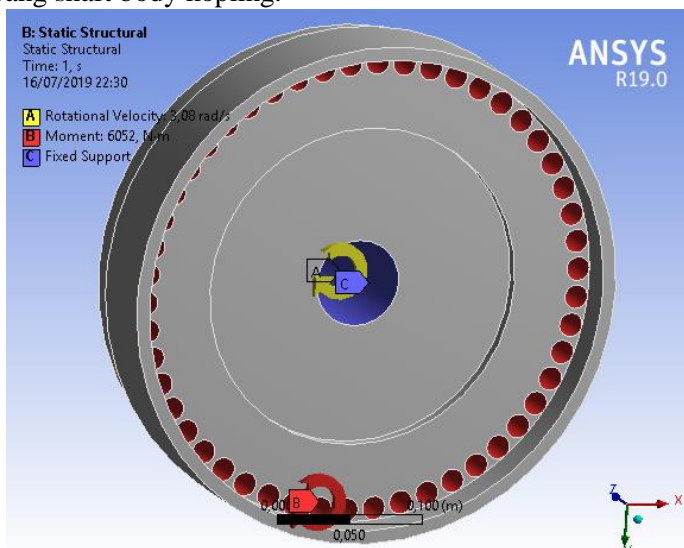
Hasil dari meshing *Cylindrical* pada Ansys dengan ukuran mesh 5 mm menghasilkan meshing dengan node 587802 dan 405026 element.



Gambar 4.26 Hasil Meshing *Cylindrical Body*

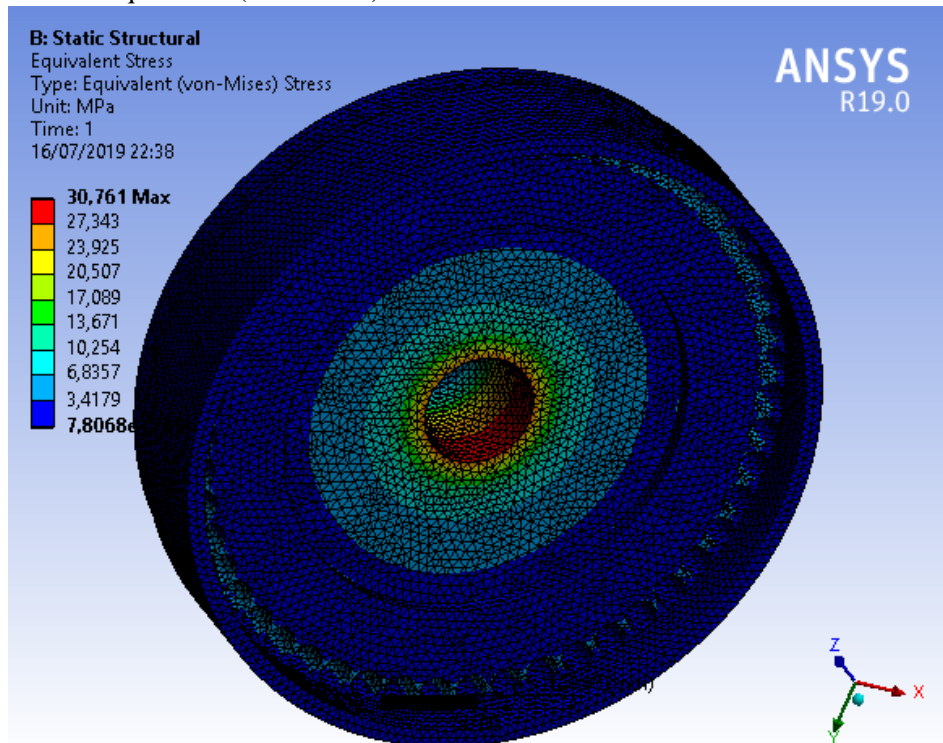
b. Boundary Condition

Gaya yang berkerja pada *Cylindrical body* berupa moment yang distransmisikan lewat lubang tempat bola baja dan pegas berada sebesar 6052,02 Nm, dengan kecepatan sudut 3,08 rad/s. Fixed support pada lubang shaft body kopleng.



Gambar 4.27 Boundary Condition *Cylindrical Body*

c. Hasil equivalent (von-Mises) Stress



Gambar 4.28 Hasil von-Mises Stress Cylindrical Body

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, stress terbesar terjadi pada lubang shaft sebesar 30,761 MPa. Rata – rata stress terjadi pada sekitar tempat sliding body pada base flange sebesar 3,2607 MPa, dan terkecil sebesar 7,8068e-005 MPa

$$30,761 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 290 \text{ MPa}$$

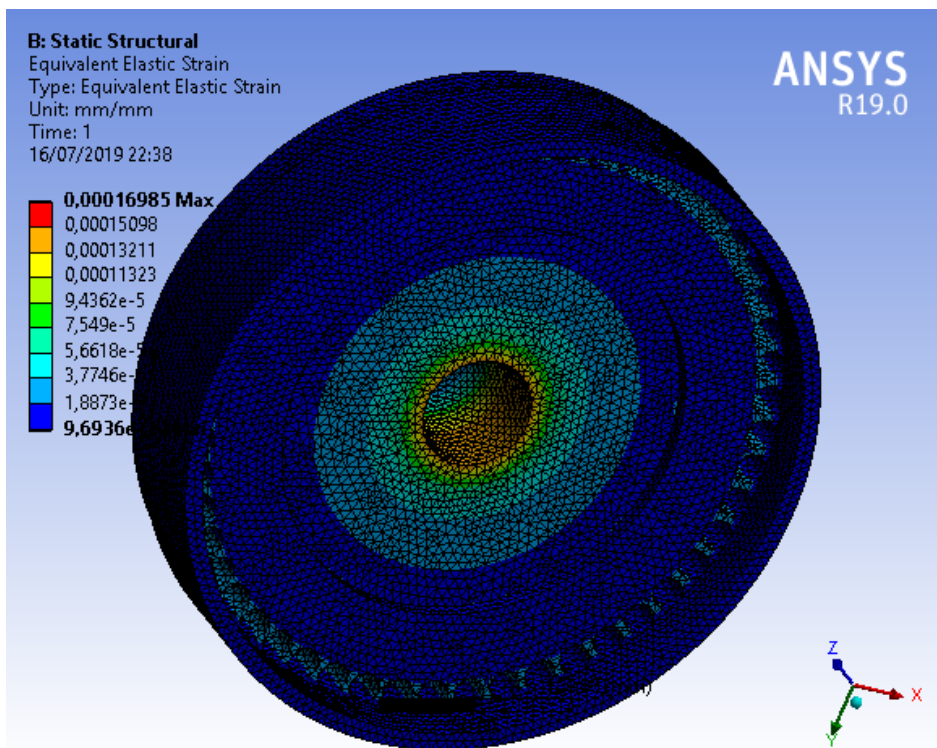
$$30,761 \text{ MPa} \leq 203 \text{ MPa (memenuhi)}$$

Tabel 4.11 Hasil von-Mises Stress Cylindrical Body

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	30,761	MPa
Average	3,2607	MPa
Min	7,8068e-005	MPa

d. Hasil Equivalent Elastic Strain

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, strain terbesar terjadi pada lubang shaft sebesar $1,6985e-004$ mm/mm, nilai rata-rata terdapat disekitar lubang shaft dan pada lubang tempat bola sebesar $11,7343e-005$ mm/mm, dan terkecil sebesar $9,6936e-010$ mm/mm.



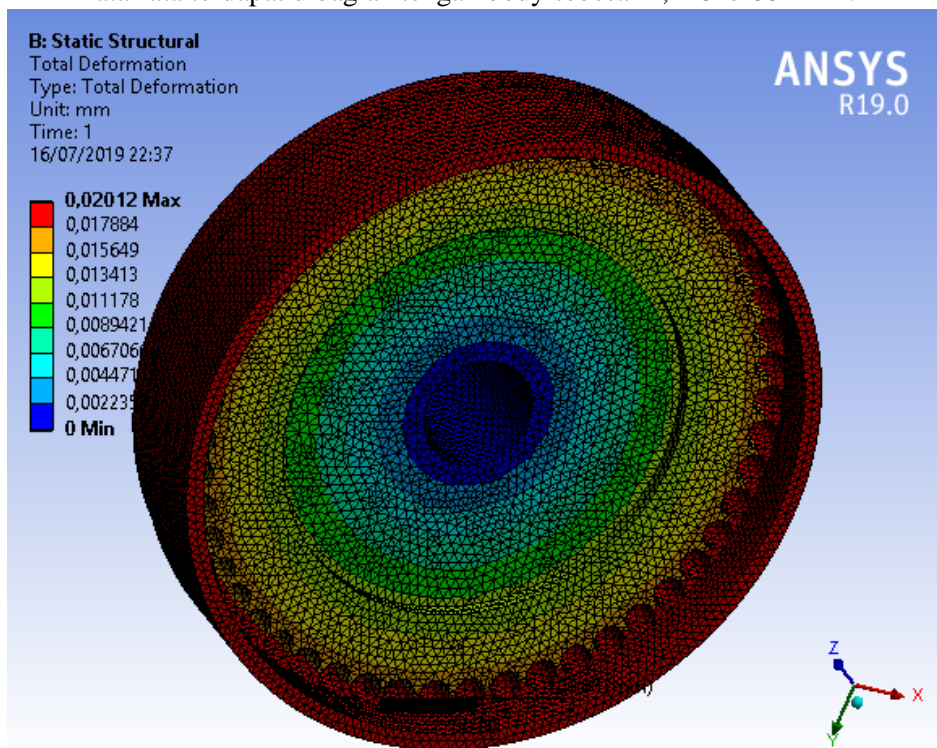
Gambar 4.29 Hasil Equivalent Elastic Strain Cylindrical Body

Tabel 4.12 Hasil Equivalent Elastic Strain Cylindrical Body

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$1,6985e-004$	mm/mm
Average	$1,7343e-005$	mm/mm
Min	$9,6936e-010$	mm/mm

e. Total Deformation

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, deformasi terbesar terjadi pada lingkaran luar dari body dan lubang bola sebesar $2,012e-002$ mm, nilai rata-rata terdapat dibagian tengah body sebesar $1,1482e-002$ mm.



Gambar 4.30 Hasil Total Deformation Cylindrical Body

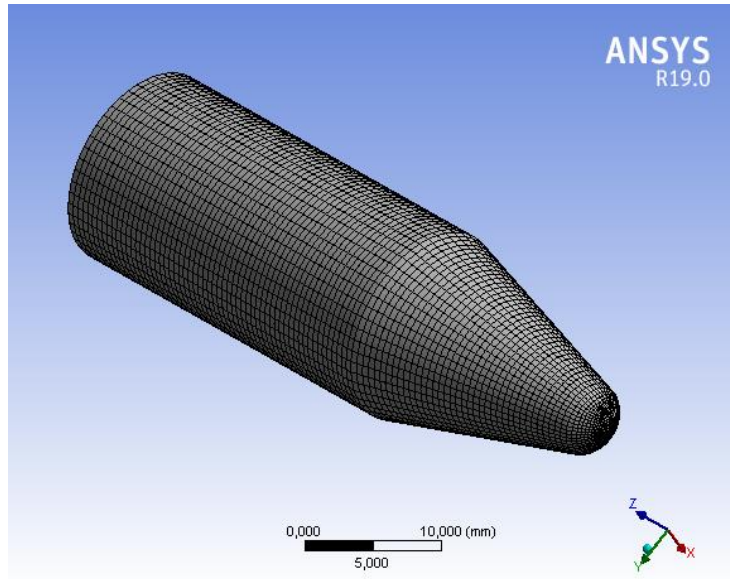
Tabel 4.13 Hasil Total Deformation Cylindrical Body

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$2,012e-002$	mm
Average	$1,1482e-002$	mm
Min	0	mm

IV.4.3 Analisa *Plunger*

a. Meshing

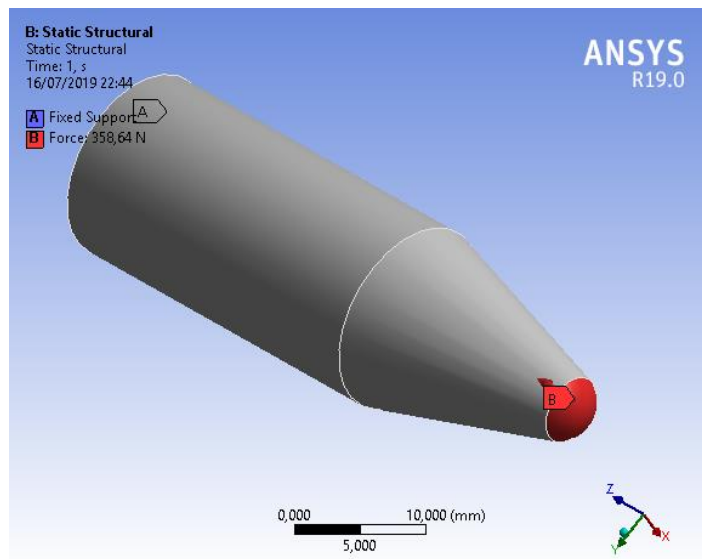
Hasil dari meshing *Plunger* pada Ansys dengan ukuran mesh 0,5 mm menghasilkan meshing dengan node 238482 dan 57312 element.



Gambar 4.31 Hasil Meshing *Plunger*

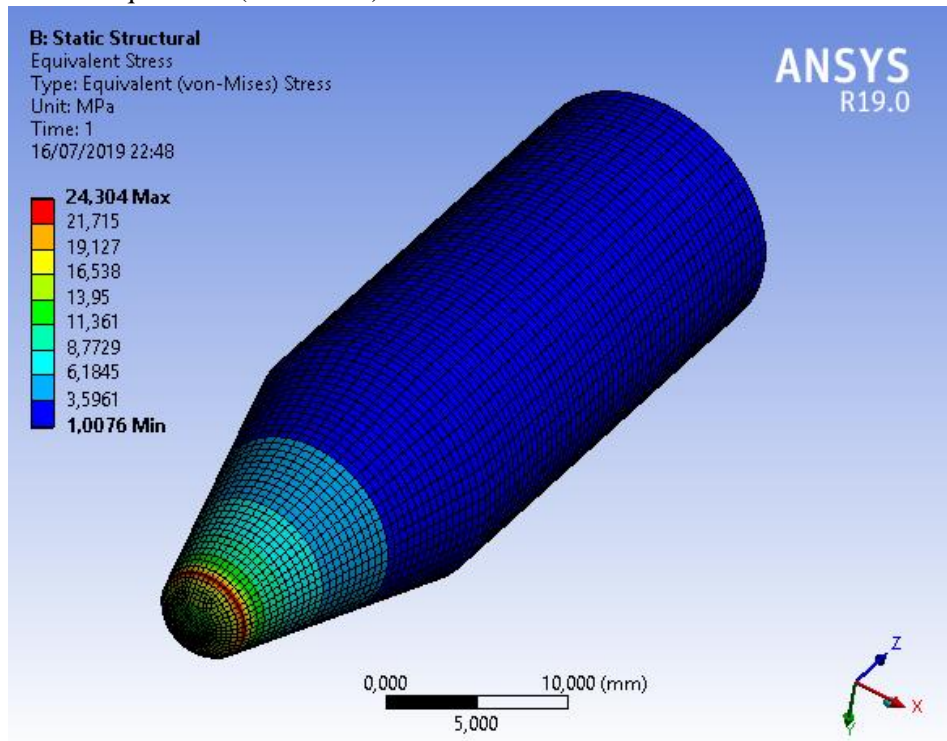
b. Boundary Condition

Gaya yang berkerja pada plunger berupa gaya tekan pegas sebesar 141,7 N.



Gambar 4.32 Boundary *Plunger*

c. Hasil equivalent (von-Mises) Stress



Gambar 4.33 Hasil von-Mises Stress Plunger

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, stress terbesar terjadi pada ujung plunger sebesar 24,304 MPa. Rata – rata stress terjadi pada corong plunger sebesar 3,8388 MPa, dan terkecil sebesar 1,0076 MPa.

$$24,304 \text{ MPa} \leq 0,7 \times 290 \text{ MPa}$$

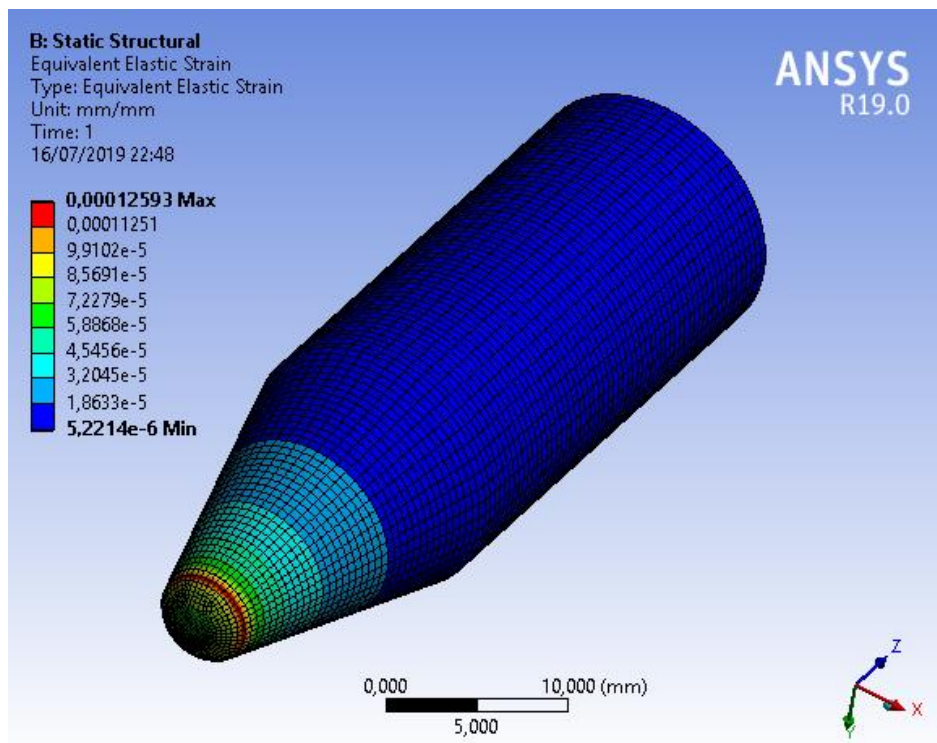
$$24,304 \text{ MPa} \leq 203 \text{ MPa} \text{ (memenuhi)}$$

Tabel 4.14 Hasil von-Mises Stress Plunger

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	24,304	MPa
Average	3,8388	MPa
Min	0,36538	MPa

d. Hasil Equivalent Elastic Strain

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, strain terbesar terjadi pada ujung plunger sebesar $1,2593e-004$ mm/mm, rata-rata strain terdapat di sekitar ujung plunger sebesar $1,9895e-005$ mm/mm, dan terkecil sebesar $5,2214e-006$ mm/mm.



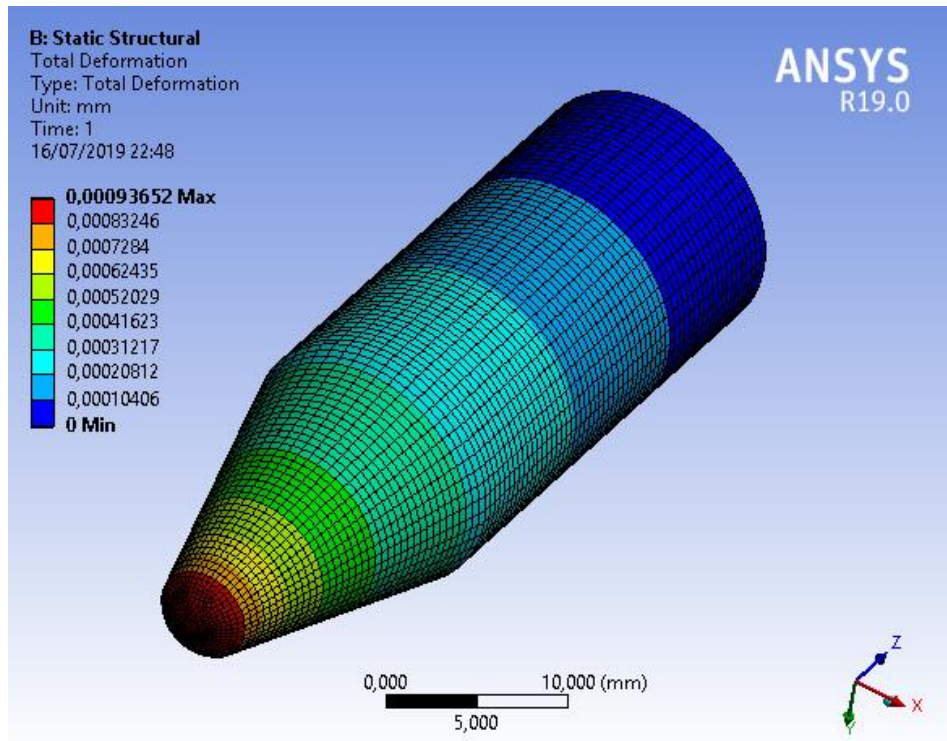
Gambar 4.34 Hasil Equivalent Elastic Strain Plunger

Tabel 4.15 Hasil Equivalent Elastic Strain Plunger

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$1,2593e-004$	mm/mm
Average	$1,9895e-005$	mm/mm
Min	$5,2214e-006$	mm/mm

e. Total Deformation Plunger

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, deformasi terbesar terjadi ujung plunger sebesar $9,3652e-004$ mm, rata-rata deformasi sebesar $3,0505e-004$ mm.



Gambar 4.35 Hasil Total Deformation Plunger

Tabel 4.16 Hasil Total Deformation Plunger

Parameter	Nilai	Satuan Unit
Max	$9,3652e-004$	mm
Average	$3,0505e-004$	mm
Min	0	mm

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil simulasi perencanaan sistem kopling tidak tetap pada turbin arus laut beraksis vertical, dapat diperoleh kesimpulan yang menjawab tujuan masalah dan saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya sebagai berikut:

V.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian adalah:

1. Desain Safety clutch yang digunakan berupa Spring ball clutch yang memanfaatkan gaya tekan pegas dalam melakukan tugasnya. Clutch akan memutus hubungan antara input shaft dan output shaft apabila gaya yang diterima bola (F_s) lebih besar atau sama dengan gaya tekan pegas (F_p).
2. Dari hasil Analisa model menggunakan material AISI 316 Stainless steel, menunjukkan bahwa
 - Base flange mengalami stress maksimal sebesar 19,161 MPa, strain maksimal akibat dari gaya yang ada sebesar $1,0003e-004$ mm/mm, deformasi total yang terjadi sebesar $1,5854e-003$ mm,
 - Cylindrical body mengalami stress maksimal sebesar 30,761 MPa, Strain maksimal sebesar $1,6985e-004$ mm/mm, deformasi total yang terjadi sebesar $2,012e-002$ mm,
 - Plunger mengalami stress maksimal sebesar 24,304 MPa, strain maksimal sebesar $1,2593e-004$ mm/mm, deformasi total yang terjadi sebesar $9,3652e-004$ mm.

Dari data diatas, dapat dinyatakan bahwa komponen tersebut aman digunakan kari masih dibawah dari yield strength yang diperbolehkan dari material sebesar 290 MPa.

V.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah:

1. Perlu dilakukan analisa dengan material yang berbeda untuk variasi perbandingan hasil.
2. Analisa lebih lanjut dan teliti pada komponen yang saling berhubungan pada spring ball clutch.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

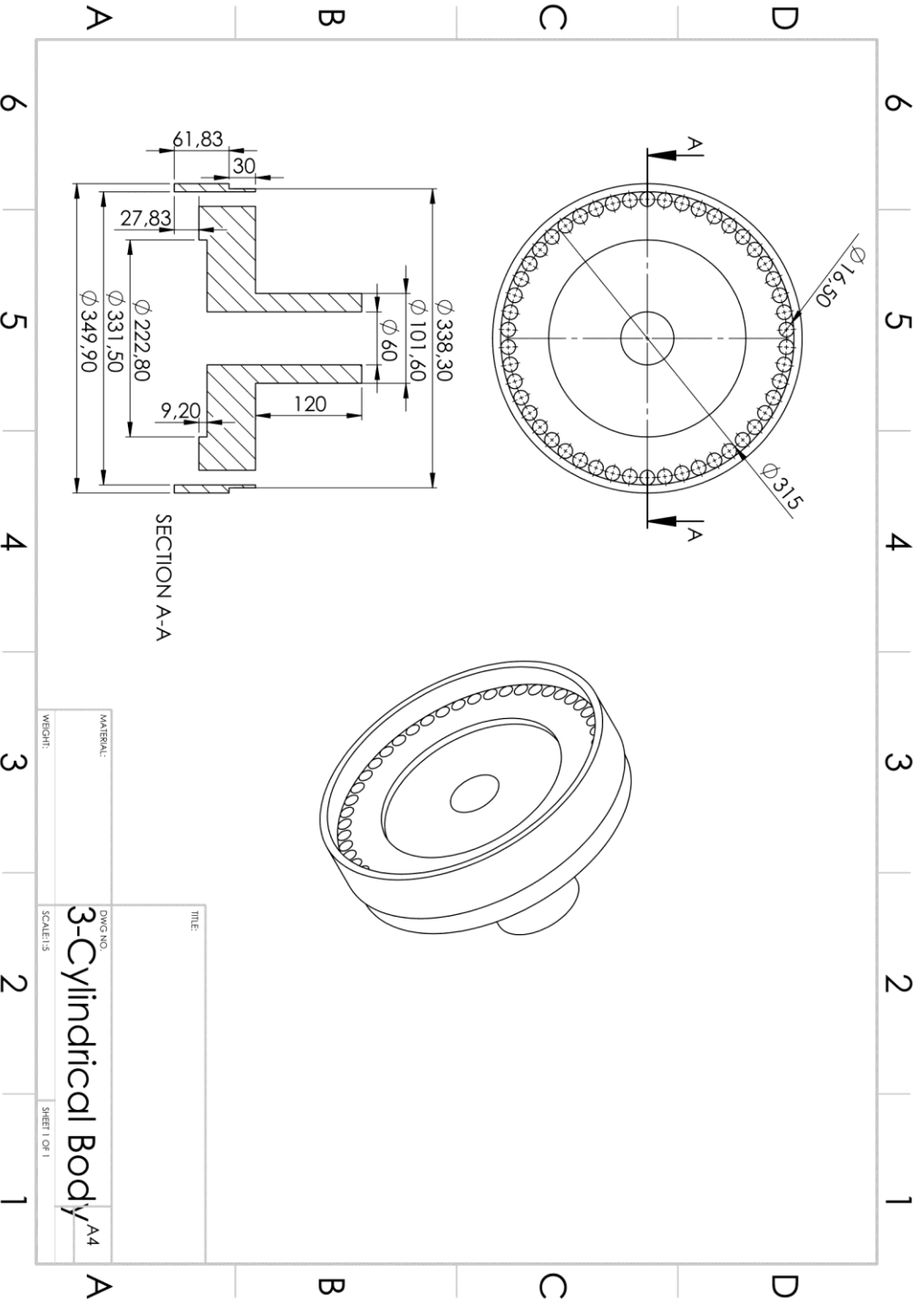
DAFTAR PUSTAKA

- Childs, P. R. N. (2014). *Springs. Mechanical Design Engineering Handbook*
- Sularso. (1978). Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin. Jakarta. Pradnya Paramita
- Central Machine Tool Institute. (1982). *Machine Tool Design Handbook*. Europe. Tata McGraw-Hill Education
- Seifeddine Benelghali, Mohamed Benbouzid, Jean Frédéric Charpentier. *Marine Tidal Current Electric Power Generation Technology: State of the Art and Current Status*. IEEE IEMDC'07, May 2007, Antalya, Turkey. 2, pp.1407-1412, 2007.
- Roberts, A & Thomas, B & Sewell, Philip & Khan, Zulfiqar & Balmain, S & Gillman, J. (2016). *Current tidal power technologies and their suitability for applications in coastal and marine areas*. *Journal of Ocean Engineering and Marine Energy*. 2. 10.1007/s40722-016-0044-8.
- Touimi, K., Benbouzid, M., & Tavner, P. (2018). *Tidal stream turbines: With or without a Gearbox?* *Ocean Engineering*, 170, 74–88.
- Zhou, Z., Benbouzid, M., Charpentier, J.-F., Sculler, F., & Tang, T. (2017). *Developments in large marine current turbine technologies – A review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 71, 852–858.
- Bahaj, A. S., Molland, A. F., Chaplin, J. R., & Batten, W. M. J. (2007). *Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank*. *Renewable Energy*, 32(3), 407–426.
- Clark, R. N. (2014). *Wind Turbine Components and Descriptions*. *Small Wind*, 39–67.
- Khalid, Syed-shah & Liang, Zhang & Shah, Nazia. (2013). *Harnessing Tidal Energy Using Vertical Axis Tidal Turbine*. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*. 5. 239-252.
- A. H. Tuthill, C. M. Schillmoller, 1967, *Guidelines for Selection of Marine Materials, Corrosion Engineering Digest*.
- The Spring Store By Access Spring. (2019). Retrieved From <https://www.thespringstore.com>

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

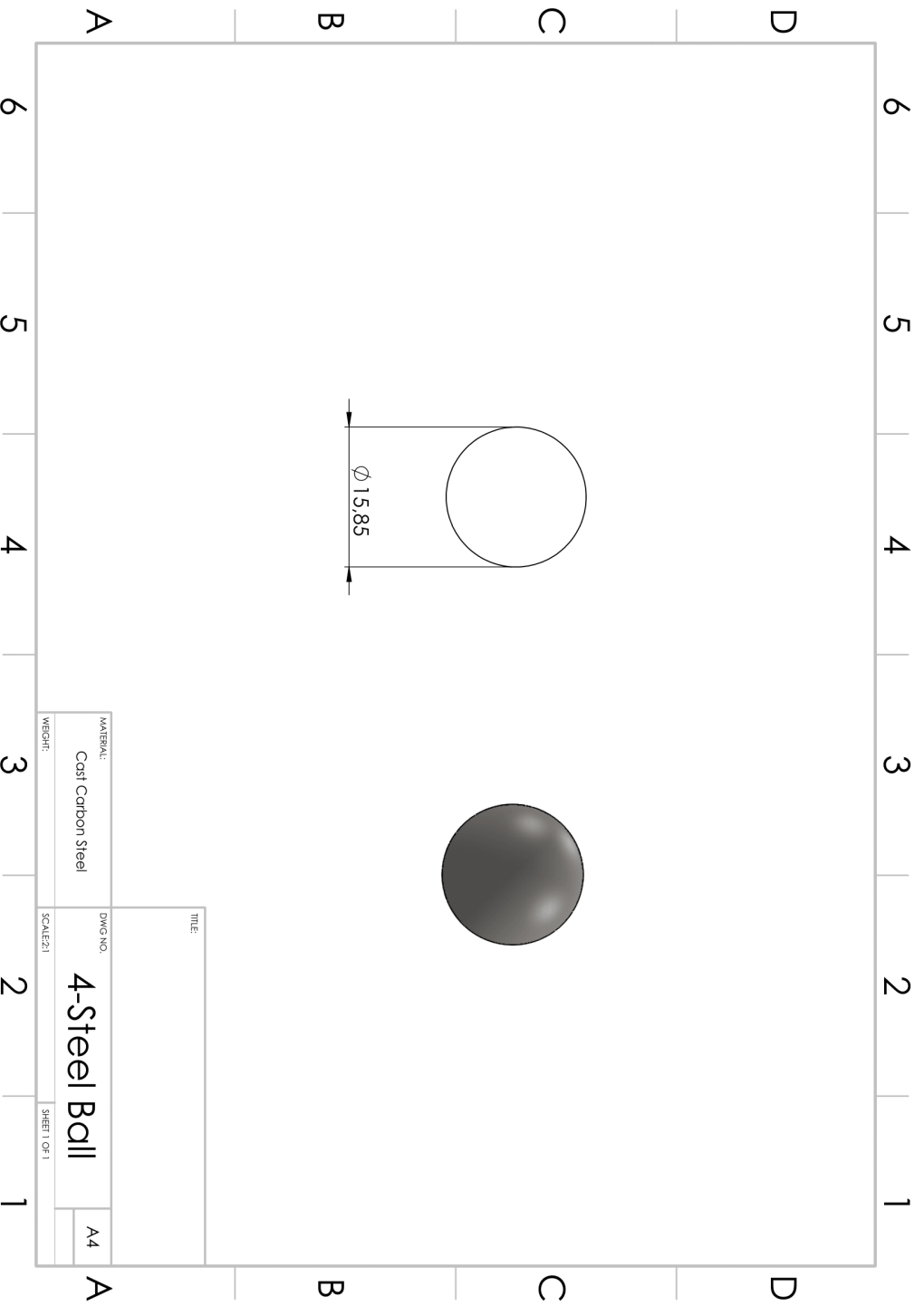
LAMPIRAN

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

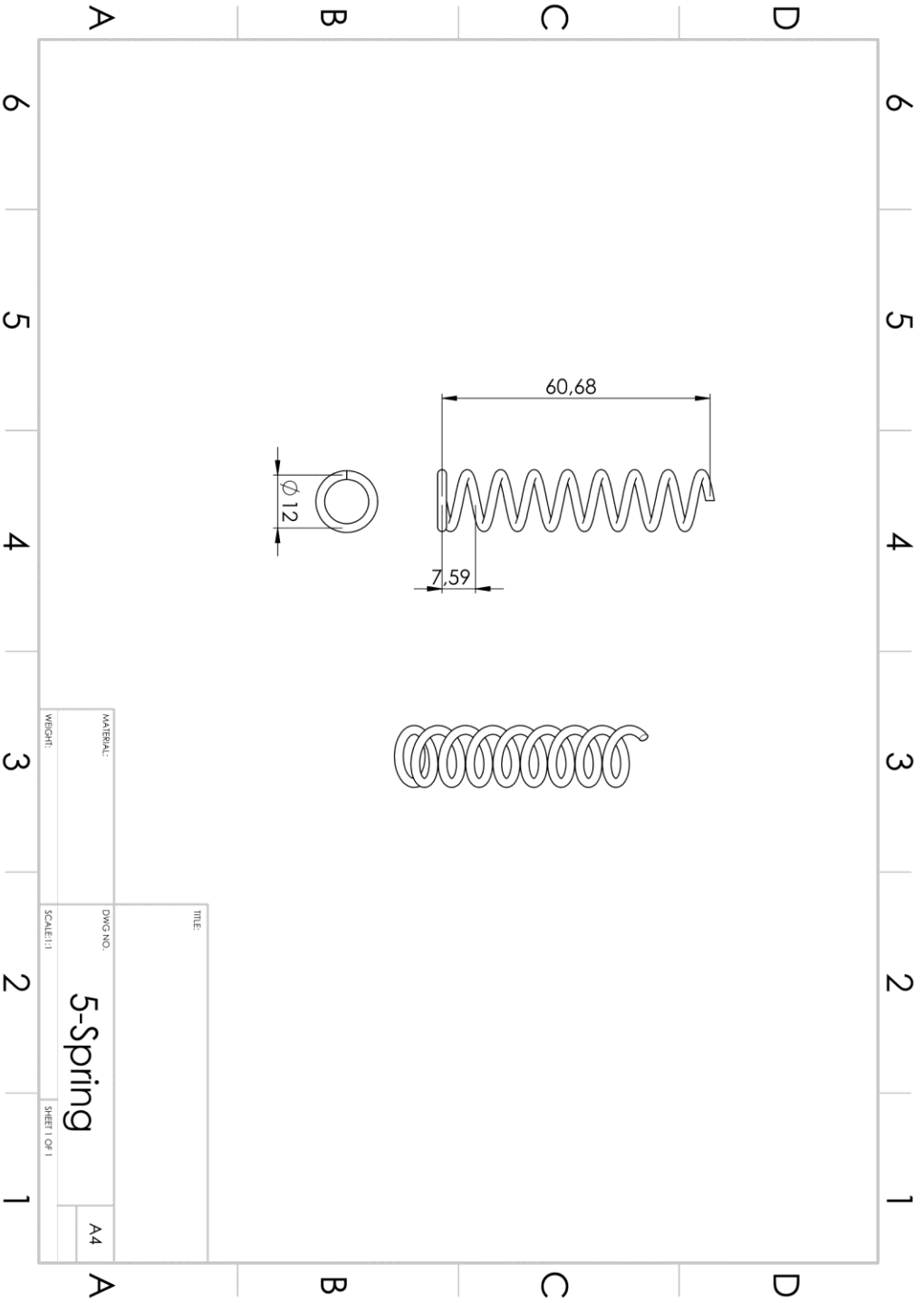


MATERIAL:	DWG NO:
WEIGHT:	3-Cylindrical Body
	SCALE: 1:1
	SHEET: 01/1

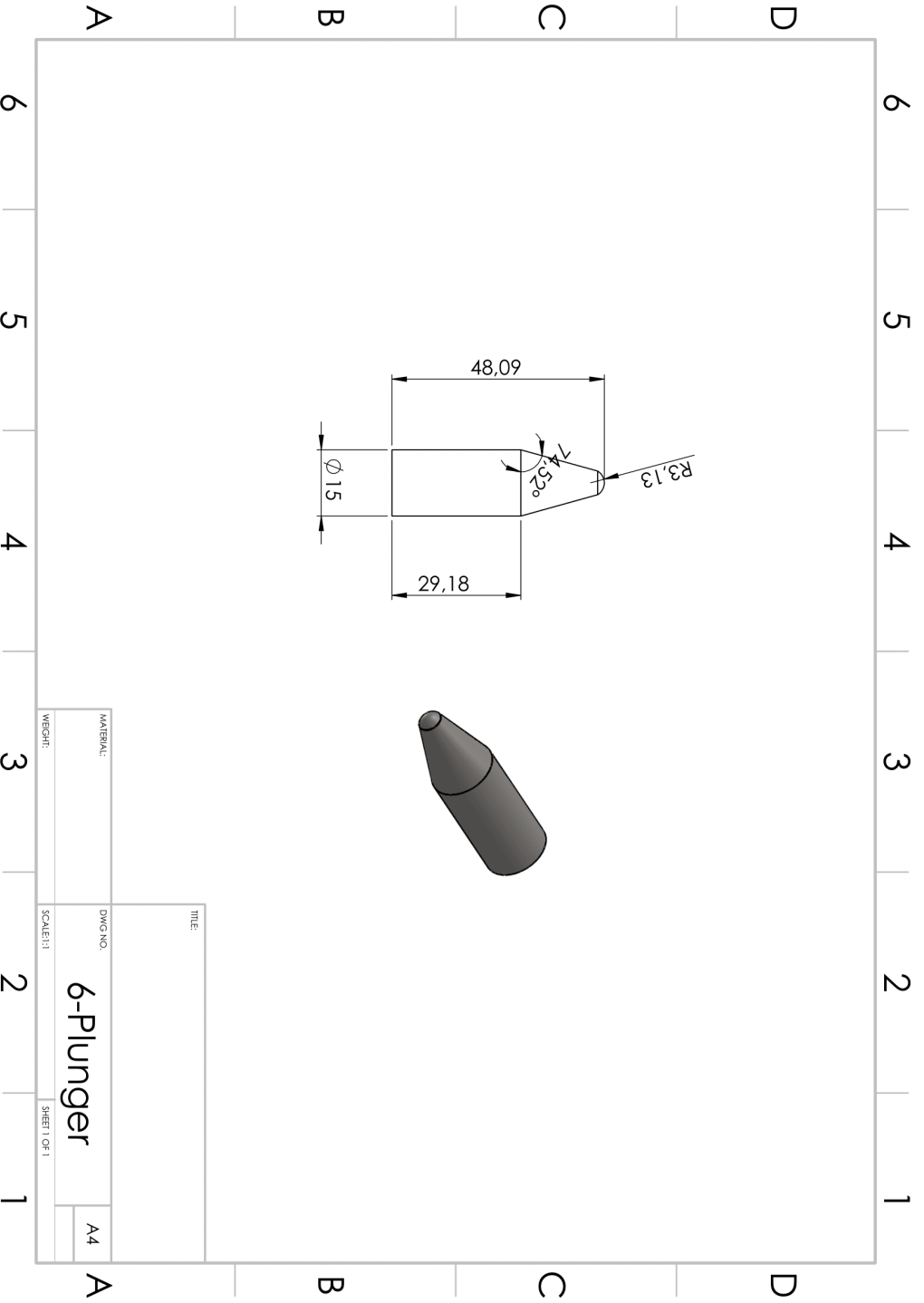
TITLE:
3-Cylindrical Body
 A4



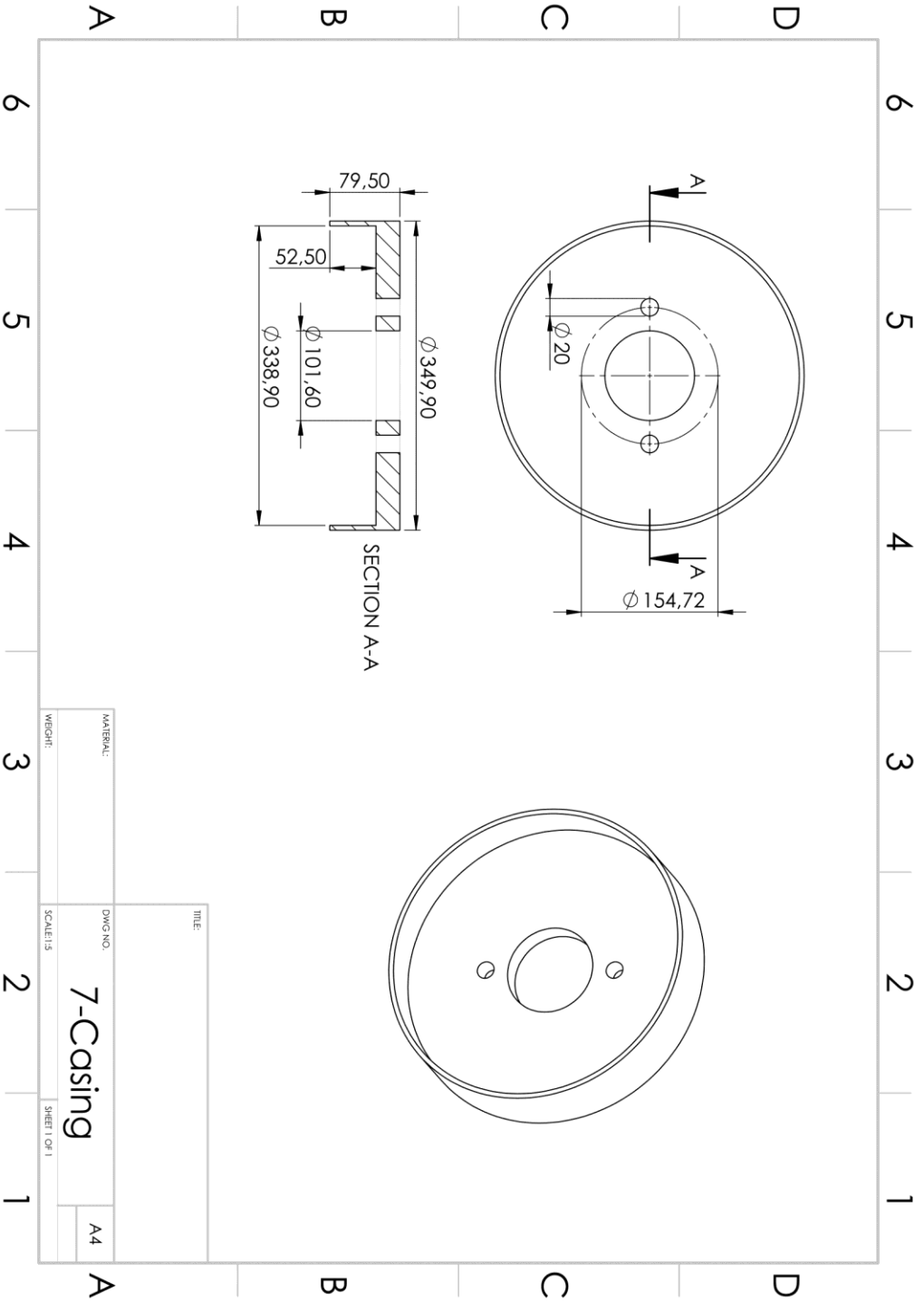
TITLE:	
MATERIAL:	DWG. NO.:
Cast Carbon Steel	4-Steel Ball
WEIGHT:	SCALE:Z1
	SHEET 1 OF 1
	A4



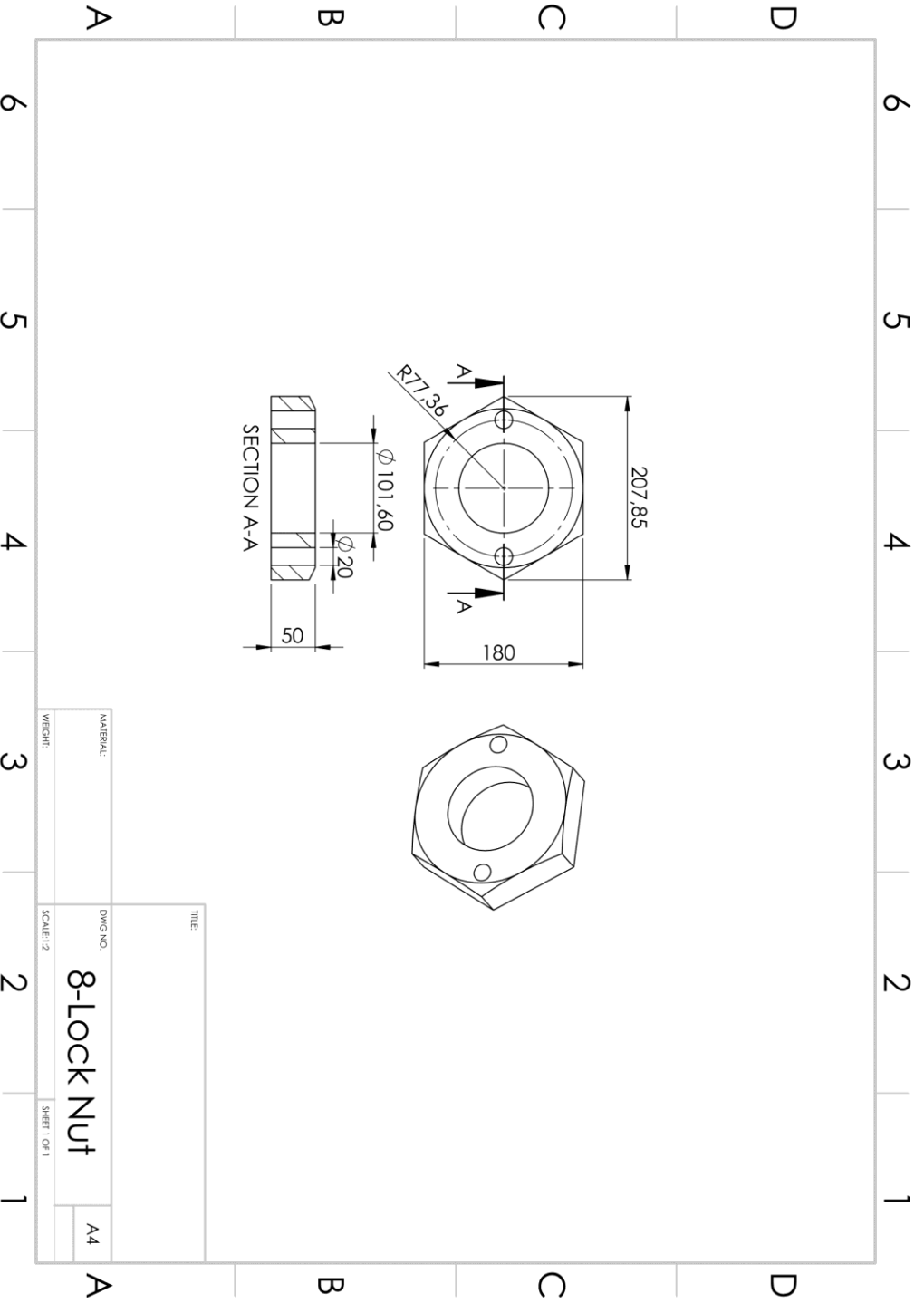
TITLE	
5-spring	
DWG NO.	
MATERIAL:	
SCALE: 1:1	
WEIGHT:	
SHEET 1 OF 1	
A4	

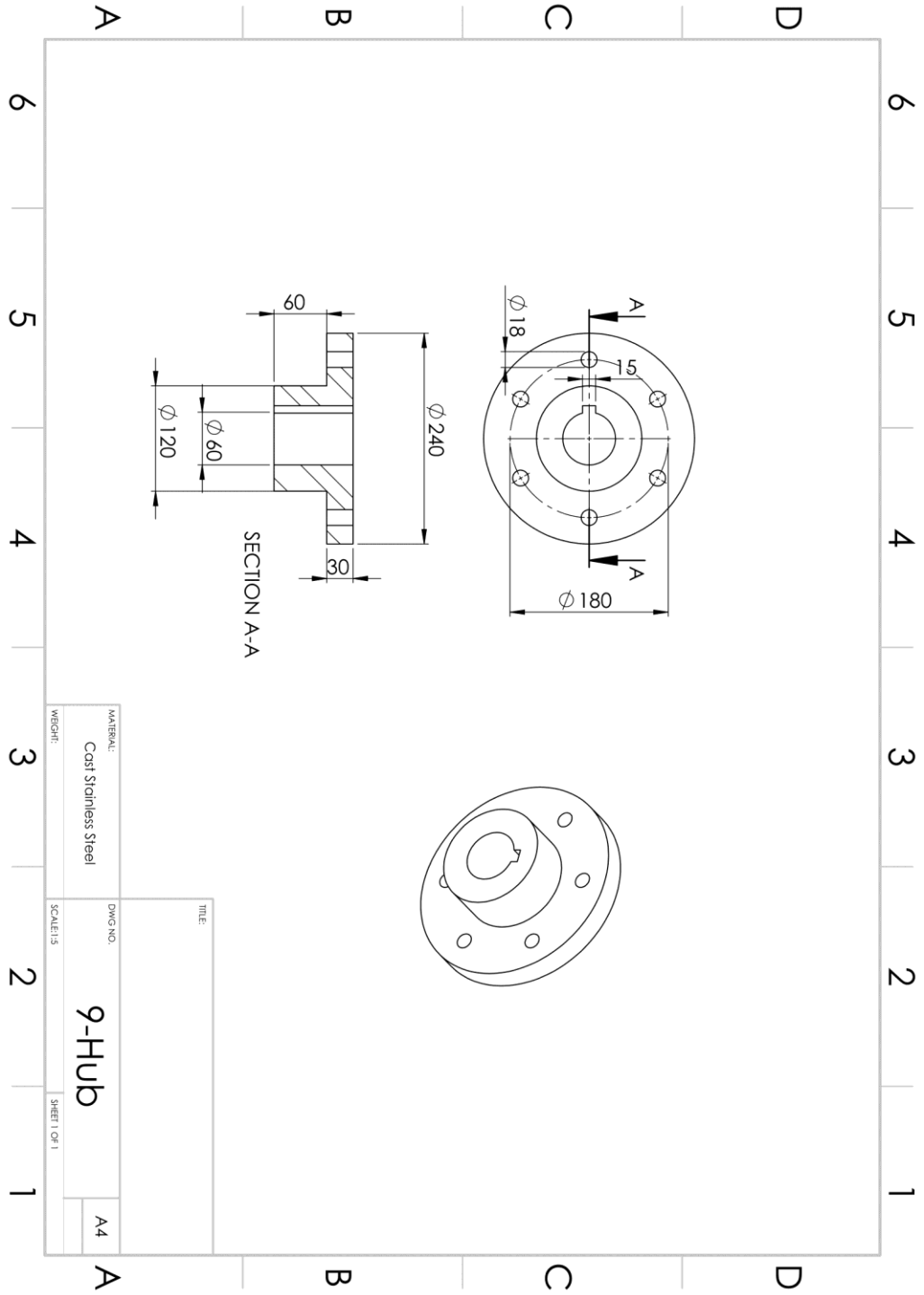


TITLE	
6-Plunger	
DWG. NO.	
MATERIAL:	
WEIGHT:	
SCALE: 1:1	
SHEET: 1 OF 1	
A4	

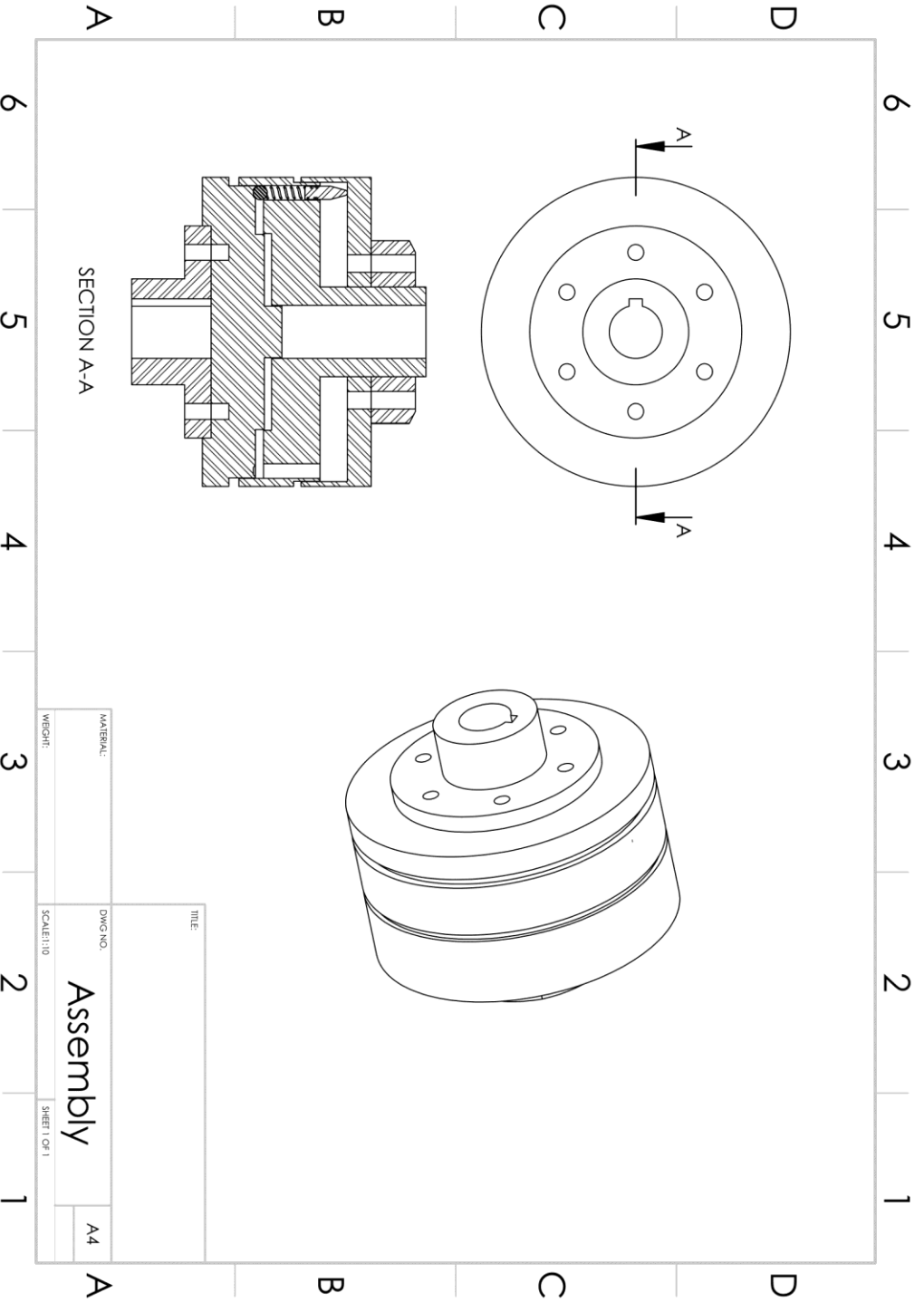


TITLE	
MATERIAL:	DWG NO:
WEIGHT:	7-Casing
SCALE: 1:5	SHEET OF 1
A4	





MATERIAL:		DWG. NO.:	
Cost Stainless Steel		9-Hub	
WEIGHT:		SCALE: 1:1	
		SHEET 1 OF 1	
		A4	



TITLE		DWG. NO.	
Assembly		A4	
SCALE: 1:10		SHEET 1 OF 1	
WEIGHT:			

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



Penulis di lahirkan pada tanggal 25 Maret 1996 di Jepara dari pasangan Sudarwanto dan Sri Hariyati. Muhammad Asshiddiqi merupakan anak ketiga dari 3 bersaudara di besarkan di Dukuh Sekacer Desa Sinanggal Kecamatan Mlonggo Kabupaten Jepara. Penulis menempuh Pendidikan formal di SDN Suwawal 6 (2002-2008), Mts Negeri Pecangan (2008-2011), dan MA Negeri 2 Kudus (2011-2014). Pada tahun 2014 melanjutkan ke jenjang Sarjana (S1) di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Departemen Teknik Sistem Perkapalan dengan NRP 0421140000071. Di departemen Teknik Sistem Perkapalan penulis mengambil bidang studi *Marine Manufacturing and Design* (MMD). Aktif di kegiatan non akademik dalam UKM Flag Football dan kepanitiaan. Keinginan untuk mengamalkan ilmu yang

didapat saat kuliah mendorong penulis untuk mengambil topik tugas akhir “Pengembangan Rancangan Sistem Kopling Tidak Tetap untuk Mengatasi *Overload* Pada Pembangkit Listrik Tenaga Arus Laut Vertikal”. Penulis berharap agar ilmu yang didapat dapat diamalkan untuk keluarga, lingkungan, bangsa dan negara. Penulis dapat dihubungi lewat email asshiddiqi54@gmail.com