



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

PROTOTYPING PULLEY SEPEDA MOTOR LISTRIK GESITS MENGGUNAKAN 3D PRINTER

SYAHRIZAL CAHYA TAUFIK
NRP. 2115 105 039

Dosen Pembimbing
Alief Wikarta, ST, Msc.Eng, PhD.

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018**



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

***PROTOTYPING PULLEY SEPEDA MOTOR LISTRIK
GESITS MENGGUNAKAN 3D PRINTER***

**SYAHRIZAL CAHYA TAUFIK
NRP. 2115 105 039**

**Dosen Pembimbing
Alief Wikarta, ST, Msc.Eng, PhD.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018**



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

PROTOTYPING PULLEY OF ELECTRIC MOTORCYCLES GESITS USING 3D PRINTER

SYAHRIZAL CAHYA TAUFIK
NRP. 2115 105 039

Research Supervisor
Alief Wikarta, ST, Msc.Eng, PhD.

DEPARTEMENT MECHANICAL ENGINEERING
FACULCITY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF
TECHNOLOGY
SURABAYA 2018

PROTOTYPING PULLEY SEPEDA MOTOR LISTRIK GESITS MENGGUNAKAN 3D PRINTER

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

SYAHRIZAL CAHYA TAUFIK

NRP. 2115 105 039

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Alief Wikarta, ST, MSc.Eng, PhD. (Pembimbing)
NIP. 198202102006041002
2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT. (Penguji I)
NIP. 196807061999031004
3. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD. (Penguji II)
NIP. 197909262005011001



SURABAYA

JANUARI, 2018

PROTOTYPING PULLEY SEPEDA MOTOR LISTRIK GESITS MENGGUNAKAN 3D PRINTER

Nama Mahasiswa : Syahrizal Cahya Taufik
NRP : 2115105039
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Alief Wikarta, ST, Msc.Eng,PhD.

Abstrak

Penelitian dimulai dengan pemodelan bentuk dan geometri dari pulley existing sepeda motor listrik GESITS. Berdasarkan hasil analisis awal pada pulley sepeda motor listrik GESITS menunjukkan pulley tersebut belum optimum, karena stress maximum yang terjadi pada pulley tersebut masih jauh dari stress yang diijinkan. Dimana terdapat empat rasio pulley yang digunakan sepeda motor listrik GESITS hingga saat ini, rasio tersebut adalah 1 : 4,22, 1: 6,51, 1: 3,77, dan 1: 5,82, rasio tersebut diidentifikasi sebagai pembebanan 1, 2, 3, dan 4.

Pada penelitian ini terdapat istilah internal topology optimization dan eksternal topology optimization. Dimana internal topology optimization adalah penentuan area yang di optimisasi berada hanya pada bagian dalam pulley, sedangkan eksternal topology optimization adalah penentuan area yang di optimisasi berlaku untuk seluruh bagian pulley. Selanjutnya model tersebut dihitung pembebanannya untuk keempat rasio pulley, untuk dilakukan analisis stactical structure dan topology optimization. Geometri baru yang lebih optimum didapatkan melalui analisis statical structure pada model baru untuk validasi tegangan yang terjadi, dan pada tahap terakhir model tersebut dibuat prototyping menggunakan 3d printer.

Hasil yang diperoleh dari penelitian ini yaitu bentuk paling optimum dari pulley hasil analisis internal topology optimization dengan tipe pembebanan 3, mass retain setting 10%, dengan stress maximum 53,141 MPa, dan persentase pengurangan massa sebesar 60%. Sementara untuk bentuk paling optimum dari pulley hasil analisis eksternal topology optimization dengan tipe pembebanan 3, mass retain setting 10%, dengan stress maximum 50,319 MPa, dan persentase pengurangan massa sebesar 66%. Oleh karena itu pasangan pulley paling optimum untuk sepeda motor listrik GESITS adalah pasangan pulley tipe pembebanan 3 dengan rasio sebesar 3,77.

Kata Kunci : Pulley, Sepeda motor listrik GESITS, Internal topology optimization, Eksternal topology optimization, 3d Printer.

PROTOTYPING PULLEY OF ELECTRIC MOTORCYCLES GESITS USING 3D PRINTER

Name : Syahrizal Cahya Taufik
NRP : 2115105039
Departement : Mechanical Engineering FTI ITS
Research Supervisor : Alief Wikarta, ST, Msc.Eng,PhD.

Abstract

Research begins with modeling the shape and geometry of GESITS electric motorcycle's existing pulley. Based on the results of preliminary analysis on GESITS electric motorcycle pulley showed the pulley is not optimum, because the maximum stress that occurs in the pulley is still far from the stress that is allowed. Where there are four pulley ratios used by GESITS electric motorcycles to date, the ratios are 1: 4,22, 1: 6,51, 1: 3,77, and 1: 5,82, the ratio is identified as loading 1, 2, 3, and 4.

In this study there is the term internal topology optimization and external topology optimization. Where the internal topology optimization is the determination of the optimized area is only on the inside of the pulley, while the external topology optimization is the determination of the optimized area for all parts of the pulley. Furthermore, the model calculated the loading for the four pulley ratios, to do stactical structure analysis and topology optimization. The more optimum new geometry is obtained through stactical structure analysis on new models for voltage validation, and in the last stage the model is made prototyping using 3d printers.

The results obtained from this research are the most optimum form of pulley result of internal topology optimization analysis with loading type 3, mass retain setting 10%, with

maximum stress 53,141 MPa, and percentage of mass reduction by 60%. While for the optimum form of pulley result of external analysis topology optimization with type of loading 3, mass retain setting 10%, with maximum stress 50,319 MPa, and mass reduction percentage equal to 66%. Therefore, the most optimum pair of pulleys for electric motorcycle GESITS is a pair of pulley type 3 loading with a ratio of 3.77.

Keywords: Pulley, Electric motorcycle GESITS, Internal optimization topology, External topology optimization, 3d Printer.

KATA PENGANTAR

Puji syukur dipanjatkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua penulis, Dadang Cahyana dan Lilis Suryani yang selalu mendukung, mendoakan, mendorong, menyemangati, mendoakan dan banyak lagi hal yang tidak mungkin cukup jika hanya diungkapkan dengan kata-kata sehingga penulis bisa menjalani pendidikan dengan semangat dan penuh kegembiraan.
2. Alief Wikarta, ST, Msc.Eng, PhD. yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT, dan Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D, selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
4. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan ilmu-ilmu yang berguna.
5. Diyan Nicholas sebagai sahabat yang turut membantu dan menyemangati dalam pembuatan Tugas Akhir ini.
6. Irene Alifa Hapsari yang selalu membantu, menyemangati, meghibur dan mendoakan penulis selama pengerjaan Tugas Akhir sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan baik.
7. Teman-teman Bumi Marina Mas F-77, Fauzan, Havif, Rizky, Reza, dan Firman.

8. Atsa Suwardi sebagai partner TA dengan tema TA yang sama.
9. Keluarga Lintas Jalur 2015 yang saling mengingatkan dan menyemangati dalam hal kebaikan sejak awal perkuliahan sampai sekarang.
10. Pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu-persatu oleh penulis.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

Lembar Pengesahan	i
Abstrak	iii
<i>Abstract</i>	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Manfaat Penelitian.....	4
1.5 Batasan Masalah.....	4
1.6 Sistematika Penulisan.....	5
BAB II	7
2.1 Sabuk dan <i>Pulley</i>	7
2.2 Teori Sabuk dan <i>Pulley</i>	9
2.2.1 Teori Rasio Kecepatan	9
2.2.2 Teori Daya yang Ditransmisikan.....	10
2.2.3 Teori Rasio Tegangan pada Sabuk.....	11
2.2.4 Teori Rasio Tegangan untuk V-Belt.....	13
2.3 Metode Elemen Hingga.....	14
2.4 Studi Pustaka	17
2.4.1 <i>Topology Optimization of 3d Structure using ANSYS and MATLAB</i>	17
2.4.2 <i>Mechanics and Sliding Friction in Belt Drives with Pulley Grooves</i>	21

BAB III	26
3.1 Digram Alir Penelitian	26
3.1.1 Studi Literatur dan Data Penelitian	28
3.1.2 Perancangan.....	32
3.1.3 Perhitungan (<i>Free Body Diagram</i>).....	35
3.1.4 Simulasi.....	38
3.2 Analisis Hasil Simulasi dan Kesimpulan	54
3.3 Evaluasi Hasil.....	55
BAB IV	57
4.1 Analisis Awal	58
4.2 Analisis Internal Topology Optimization.....	63
4.3 Analisis Eksternal Topology Optimization	69
4.4 Hasil Analisis Topology Optimization.....	76
4.5 Prototyping	78
BAB V	84
5.1 Kesimpulan.....	84
5.2 Saran.....	85
DAFTAR PUSTAKA	xvii
LAMPIRAN A	xviii
LAMPIRAN B	xix
LAMPIRAN C	xxix
BIODATA PENULIS	xxxvi

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Bagian-Bagian Sistem Sabuk dan Pulley	7
Gambar 2.2	Bentuk Geometri Tipe Belt	8
Gambar 2.3	Daya pada Sabuk dan Pulley	11
Gambar 2.4	Rasio Tegangan pada Sabuk	12
Gambar 2.5	Tegangan yang Terjadi pada V-Belt	13
Gambar 2.8.1	MBB Beam Menggunakan MATLAB.....	18
Gambar 2.8.2	MBB Beam Menggunakan ANSYS.....	19
Gambar 2.9.1	Cantilever Beam Menggunakan MATLAB.....	19
Gambar 2.9.2	Cantilever Beam Menggunakan ANSYS....	20
Gambar 2.10	Parameter pada Konstruksi Pulley	21
Gambar 2.11.1	Grafik Variasi Tegangan Pulley Terhadap (a) <i>Wrap angles</i> (b) Torsi.....	22
Gambar 2.11.2	Grafik Variasi Sudut Sabuk Terhadap (a) Tegangan pada <i>driver pulley</i> (b) Tegangan pada <i>driven pulley</i>	22
Gambar 2.11.3	Grafik Variasi Sudut Sabuk Terhadap (a) Regangan pada <i>driver pulley</i> (b) Regangan pada <i>driven pulley</i>	23
Gambar 2.11.4	Grafik Variasi Tegangan Pulley Terhadap (a) <i>Wrap Angles</i> (b) Torsi	23
Gambar 2.11.5	Variasi <i>Belt Sliding Angle</i> Terhadap (a) Sudut Pada <i>Driver Puley</i> (b) Sudut Pada <i>Driven Pulley</i>	24
Gambar 2.11.6	Grafik Efisiensi dari <i>Driver Pulley</i> dan <i>Driven Pulley</i> Terhadap Tegangan dan Kecepatan.....	24
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian	27

Gambar 3.4	(a) Pembebanan 1 (b) Pembebanan 2 (c) Pembebanan 3 (d) Pembebanan 4 (e) Posisi Pemasangan Pulley	30
Gambar 3.5	Pulley Diameter (a) 34 mm (b) 52,5 mm (c) 198 mm (d) 221,5 mm.....	31
Gambar 3.6	Detail (a) Existing 1 (b) Existing 2 (c) Existing 3 (d) Existing 4	33
Gambar 3.7	Model Pulley Diameter (a) 198 mm (b) 221,5 mm.....	34
Gambar 3.8	<i>Free Body Diagram</i> 1	35
Gambar 3.9	<i>Free Body Diagram</i> 2	36
Gambar 3.10	<i>Free Body Diagram</i> 3	37
Gambar 3.11	<i>Diagram Alir Simulasi</i>	42
Gambar 3.13	Grafik Hubungan antara <i>Stress Maximum</i> dengan Ukuran <i>Meshing</i>	44
Gambar 3.14	Pengaturan Pembebanan pada <i>Pulley</i>	45
Gambar 3.15	Pengaturan <i>Cyclic Region</i>	45
Gambar 3.16	<i>Stress</i> yang Terjadi pada <i>Pulley</i>	47
Gambar 3.17	<i>Retain Area Internal Topology</i> <i>Optimization</i>	48
Gambar 3.18	<i>Retain Area Eksternal Topology</i> <i>Optimization</i>	49
Gambar 3.19	Hasil <i>Internal Topology Optimization</i>	50
Gambar 3.20	Hasil <i>Eksternal Topology Optimization</i>	50
Gambar 3.21	Model Hasil <i>Smoothing</i>	52
Gambar 3.22	Hasil <i>Stress Analisis Statical Structure</i>	53
Gambar 3.23	3d <i>Printer</i> Sunhokey Prusa i3	54
Gambar 4.1	Skema Setiap Analisis	58
Gambar 4.3	(a) <i>Full Pulley</i> Diameter 221,5 mm (b) <i>Full Pulley</i> Diameter 198 mm	60
Gambar 4.5	Grafik Hubungan <i>Stress Maximum</i> dengan	

	Ukuran <i>Meshing</i>	61
Gambar 4.9	Grafik Hubungan <i>Stress</i> dengan Persentase Pengurangan Massa <i>Internal Topology Optimization</i>	65
Gambar 4.10	<i>Pulley</i> Hasil <i>Internal Topology Optimization Retain Mass Setting 10%</i>	67
Gambar 4.11	Hasil Analisis <i>Stress Maximum Pulley Internal Topology Optimization</i> dengan <i>Mass Retain Setting 10%</i>	68
Gambar 4.13	Grafik Hubungan <i>Stress</i> dengan Persentase Pengurangan Massa <i>Eksternal Topology Optimization</i>	71
Gambar 4.14	<i>Pulley</i> Hasil <i>Eksternal Topology Optimization Retain Mass Setting 10%</i>	74
Gambar 4.15	Hasil Analisis <i>Stress Maximum Pulley Eksternal Topology Optimization</i> dengan <i>Mass Retain Setting 10%</i>	75
Gambar 4.20	Hasil <i>3d Printing Pulley Eksternal Topology Optimization</i> dengan <i>Mass Retain Setting 10%</i>	81

DAFTAR TABEL

Tabel 2.6	Hasil Analisis MBB <i>Beam</i>	18
Tabel 2.7	Hasil Analisis <i>Cantilever Beam</i>	18
Tabel 3.2	Spesifikasi Motor Penggerak	28
Tabel 3.3	Spesifikasi <i>Pulley</i>	29
Tabel 3.12	Data <i>Meshing</i>	43
Tabel 4.2	Data Diameter <i>Pulley</i> Untuk Setiap Pembebanan	59
Tabel 4.4	Data <i>Convergen Test Size Meshing</i>	60
Tabel 4.6	Data Hasil Analisis Pembebanan 3	62
Tabel 4.7	Data Massa untuk <i>Full Pulley</i> dan <i>Pulley Existing</i>	63
Tabel 4.8	Data <i>Stress Maximum Internal Topology</i> <i>Optimization</i>	64
Tabel 4.12	Data <i>Stress Maximum Eksternal Topology</i> <i>Optimization</i>	70
Tabel 4.16	Data Hasil Analisis <i>Topology Optimization</i>	77
Tabel 4.17	Data Hasil Analisis <i>Fatigue Test</i>	77
Tabel 4.18	Spesifikasi 3d <i>Printer Sunhokey Prusa i3</i>	78
Tabel 4.19	Parameter Pengaturan <i>Printing</i>	79

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sepeda motor listrik GESITS yang merupakan hasil karya Institut Teknologi Sepuluh November (ITS) sejak diperkenalkan ke publik pada tahun 2016 hingga saat ini mendapatkan tanggapan positif dari berbagai pihak. Sudah sepatutnya dilakukan penelitian – penelitian untuk mengembangkan sepeda motor listrik ini agar mampu terus bersaing di pasar sepeda motor listrik Indonesia.

Saat ini, untuk proses desain *pulley* masih dilakukan dengan cara menentukan diameter *pulley* dan pasangannya berdasarkan rasio yang diinginkan. Untuk menentukan jenis *pulley*, dilakukan berdasarkan perhitungan pembebanan yang akan ditransmisikan oleh *pulley*. Sedangkan untuk melakukan optimasi beratnya *pulley* diberi lubang dengan geometri simetris secara manual, lalu disimulasikan untuk melihat kestabilan *pulley* setelah dilubangi dan kekuatannya dalam mentransmisikan putaran.

Untuk proses manufaktur *pulley* dibuat dengan cara proses permesinan pada material pejal dan proses *press* atau *forging*. Proses pemesinan lebih mudah dilakukan untuk memperoleh geometri dan dimensi yang diinginkan dalam pembuatan *pulley*, namun memiliki kelemahan dalam waktu yang dibutuhkan untuk pembuatan *pulley*. Sedangkan pada proses *forging* waktu yang diperlukan untuk pembuatan *pulley* lebih cepat, namun memiliki kelemahan pada keperluan mesin dengan gaya penempaan yang tinggi dan pembuatan cetakan yang rumit.

Di Indonesia, metode *topology optimization* masih terbilang baru dan masih jarang digunakan di industri. Penggunaan metode ini akan mendapatkan hasil yang lebih akurat dalam proses desain *pulley*, yakni untuk menentukan geometri *pulley* yang

paling optimum, serta waktu yang dibutuhkan untuk proses desain dalam menentukan geometri *pulley* yang paling optimum akan lebih singkat. Saat ini *software – software* berbasis CAD dan CAM terus berupaya untuk melakukan pengembangan fitur *topology optimization*, hal ini dikarenakan kehadiran 3d *printer* yang memungkinkan pembuatan geometri yang rumit pada sebuah produk, seperti geometri yang dihasilkan oleh analisis *topology optimization design*.

Pulley yang dianalisis terdiri dari *driver pulley* dan *driven pulley*. *Driver pulley* mendapatkan putaran dari motor listrik berdaya 5 kW dan kecepatan putaran 4000 RPM, daya dan putaran ini akan ditransmisikan ke *driven pulley* untuk menggerakkan roda belakang sepeda motor. Komponen *pulley* pada sepeda motor listrik ini merupakan komponen yang penting karena harus mentransmisikan daya dan putaran dari motor ke bagian roda belakang yang berfungsi sebagai penggerak sepeda motor, dimana rasio dan geometri yang akan mempengaruhi berat dari *pulley* secara signifikan berpengaruh pada transmisi daya dan putaran. Oleh karena itu, perancangan dari rasio dan geometri *pulley* harus diperhatikan, agar daya dan putaran dapat ditransmisikan dengan optimum, serta kebutuhan material dari pembuatan *pulley* ini menjadi optimum. Pada penelitian ini digunakan empat tipe rasio berdasarkan pada rasio yang telah digunakan oleh pihak GESITS, rasio tersebut adalah 1 : 4,22, 1: 6,51, 1: 3,77, dan 1: 5,82 rasio tersebut pada penelitian ini diidentifikasi sebagai pembebanan 1, 2, 3, dan 4.

Beberapa penelitian mengenai metode *topology optimization design* sudah pernah dilakukan, seperti *Topology optimization of 3d structure using ANSYS and MATLAB* oleh K. Atani, A. Makrizi dan B. Radi dari MISI dan LIMII Morocco [1] Penelitian ini menyajikan studi optimasi topologi tiga dimensi dari

beberapa struktur, optimasi dilakukan dengan membandingkan perhitungan numerik menggunakan MATLAB dan secara geometris tiga dimensi menggunakan ANSYS. Selanjutnya seperti *Mechanics and Sliding Friction in Belt Drives With Pulley Grooves* oleh Robert G. Parker dari Ohio State University [2]. Penelitian ini menganalisa tentang mekanika dan gaya gesek pada konstruksi pulley beralur V.

Maka dari itu, penulis juga terdorong untuk mengambil judul tugas akhir mengenai penelitian tentang *topology optimization* dengan part yang akan dioptimasi adalah *pulley* dari sepeda motor listrik GESITS, yaitu : ” *PROTOTYPING PULLEY SEPEDA MOTOR LISTRIK GESITS MENGGUNAKAN 3D PRINTER BERDASARKAN METODE TOPOLOGY OPTIMIZATION DESIGN*”.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah untuk melakukan optimasi pada *pulley* sepeda motor listrik GESITS adalah :

1. Bagaimanakah geometri yang paling optimum dari *pulley* sepeda motor listrik GESITS dengan metode analisa *topology optimization design* ?
2. Bagaimanakah hubungan nilai *stress maximum* dan persentase pengurangan massa pada *pulley* dengan *mass retain* pada *pulley* ?
3. Bagaimanakah pembuatan *prototyping pulley* sepeda motor listrik GESITS menggunakan 3d *printer* ?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui bagaimanakah geometri dari *pulley* sepeda motor listrik GESITS yang paling optimum dengan metode analisa *topology optimization design*.
2. Mengetahui hubungan antara *stress maximum* dan persentase pengurangan massa pada *pulley* dengan *mass retain* pada *pulley*.
3. Mengetahui bagaimanakah proses *prototyping* dari *pulley* sepeda motor listrik GESITS yang telah dioptimasi.

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Membantu pihak PT Garansindo Inter Global dan Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) dalam melakukan pengembangan produk sepeda motor listrik GESITS.
2. Sebagai sarana dari penelitian dan pengembangan ilmu di bidang *topology optimization design*.
3. Data hasil penelitian dapat digunakan dan dijadikan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah dari tugas akhir ini diantaranya :

- *Pulley* yang digunakan sebagai patokan pada penelitian ini adalah *pulley* sepeda motor listrik GESITS.
- Kombinasi rasio yang digunakan dalam penelitian ini berdasarkan dari kombinasi rasio yang telah digunakan pada sepeda motor listrik GESITS.
- Pembebanan pada *pulley* berdasarkan pada daya dan putaran dari motor listrik, dengan asumsi daya dan putaran ditransfer ke *pulley* penggerak sesuai dengan efisiensi motor.
- Gaya gesek yang terjadi antara poros *pulley* dengan bantalan diabaikan.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan terdiri dari 5 bab proposal di mana masing-masing bab berisi sebagai berikut :

Bab 1 Pendahuluan

Bab ini berisi tentang latar belakang perancangan, rumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan.

Bab 2 Dasar Teori dan Kajian Pustaka

Bab ini berisi tentang dasar-dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.

Bab 3 Metodologi

Bab ini berisi tentang langkah-langkah yang dilakukan untuk memperoleh hasil yang diinginkan dalam penelitian ini, baik langkah-langkah pemodelan dan langkah-langkah simulasi.

Bab 4 Hasil dan Analisis

Berisi tentang analisis data hasil eksperimen yang telah dilakukan untuk mendapatkan suatu kesimpulan.

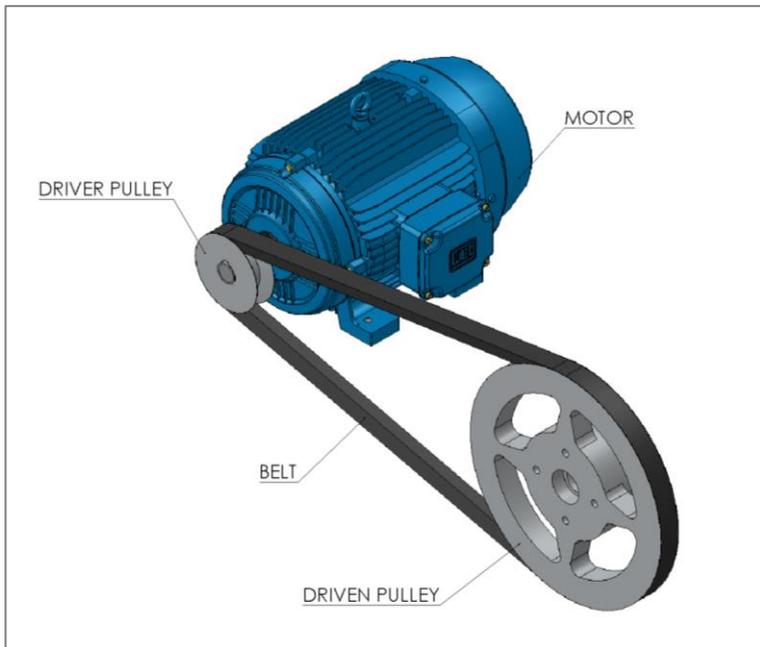
Bab 5 Kesimpulan dan Saran

Pada bagian ini berisi kesimpulan hasil dan saran untuk penelitian lebih lanjut.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II DASAR TEORI

2.1 Sabuk dan *Pulley*



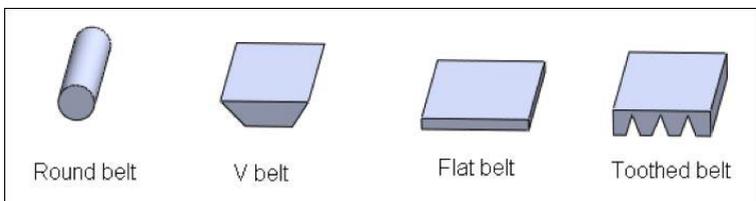
Gambar 2.1 Bagian – Bagian Sistem Sabuk dan Pulley

Sabuk dan *pulley* merupakan sebuah sistem elemen transmisi yang digunakan untuk mentransmisikan daya, torsi, dan kecepatan putaran dari satu poros ke poros yang lain. Untuk mengontrol daya dan kecepatan putaran yang ditransmisikan, dapat digunakan perbedaan diameter *pulley* penggerak dengan diameter *pulley* yang digunakan. Perbandingan perbedaan diameter *pulley* penggerak dengan diameter *pulley* yang digerakan ini disebut

dengan rasio. Pada sistem sabuk dan *pulley* terdapat beberapa bagian yaitu *driver pulley*, *belt*, dan *driven pulley*, bagian – bagian dari sistem sabuk dan *pulley* ini ditunjukkan pada gambar 2.1.

Pulley adalah bagian dari sistem elemen transmisi sabuk dan *pulley*, terdapat beberapa jenis profil pada *pulley* tergantung dari profil *belt* yang digunakan, terdapat empat jenis *belt*, yaitu *round belt*, *v-belt*, *flat belt*, dan *toothed belt*. Dimana masing-masing dari jenis *belt* memiliki karakteristiknya sendiri, *flat belt* merupakan bentuk paling sederhana dengan proses perakitan konstruksi yang paling mudah.

V-belt dapat mentransmisikan daya dan putaran lebih baik daripada *flat belt* namun dalam pembuatan *pulley* dan pemasangannya lebih rumit dibandingkan *flat belt*, untuk *toothed belt* dapat mentransmisikan daya dan putaran yang lebih baik daripada *v-belt*, *belt* tipe ini memiliki kemungkinan kecil untuk terjadinya slip, namun dalam pembuatan *pulley* dan pemasangannya paling rumit diantara semua tipe *belt* dan cenderung lebih mahal. Bentuk geometri dari masing-masing jenis *belt* ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Bentuk Geometri Tipe Belt
 (Sumber : A Text Book of Machine Design [3])

2.2 Teori Sabuk dan Pulley

Sebuah konstruksi dapat dikatakan gagal atau tidak memenuhi syarat bila gaya yang terjadi lebih besar daripada kemampuan material. Hal ini dapat diprediksi dengan melakukan perhitungan gaya – gaya yang terjadi pada konstruksi, lalu dibandingkan dengan kekuatan material dalam menerima gaya yang terjadi pada konstruksi. Pada konstruksi sabuk dan pulley kegagalan dapat dihitung berdasarkan tegangan tarik dan tekan maksimum yang terjadi pada konstruksi sabuk dan pulley, perhitungan gaya dan arah gaya yang terjadi ditentukan oleh tipe sabuk dan pulley yang digunakan serta penempatan posisi dari driver pulley dan driven pulley.

[3] Daya dan putaran dapat ditransmisikan dari driver pulley ke driven pulley dengan tujuh tipe pemasangan yaitu, *Open belt drive*, *Crossed or twist belt drive*, *Quarter turn belt drive*, *Belt drive with idler pulley*, *Compound belt drive*, *Stepped or cone pulley drive*, dan *Fast and loose pulley drive*.

2.2.1 Teori Rasio Kecepatan

Rasio kecepatan diantara driver pulley dengan driven pulley dapat dirumuskan secara matematis.

Dimana :

d_1 = Diameter driver pulley

d_2 = Diameter driven pulley

N_1 = Kecepatan driver pulley dalam r.p.m

N_2 = Kecepatan driven pulley dalam r.p.m

Kecepatan yang terjadi pada sabuk dapat dirumuskan dengan :

$$\pi \cdot d_1 \cdot N_1 = \pi \cdot d_2 \cdot N_2 \dots\dots\dots(2-1)$$

Rasio kecepatan dapat dirumuskan dengan :

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} \dots\dots\dots(2-2)$$

Dengan lebar sabuk di simbolkan dengan t , maka rasio kecepatan dapat dirumuskan dengan :

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1+t}{d_2+t} \dots\dots\dots(2-1)(2-2)$$

Maka didapatkan dari rumusan diatas kecepatan linear dapat dirumuskan dengan :

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot N_1}{60} \text{ m/s} \dots\dots\dots(2-3)$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot N_2}{60} \text{ m/s} \dots\dots\dots(2-4)$$

Saat tidak terjadi slip pada sabuk maka : $v_1 = v_2$

$$\frac{\pi \cdot d_1 \cdot N_1}{60} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot N_2}{60} \text{ atau } \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} \dots\dots\dots(2-3)(2-4)$$

2.2.2 Teori Daya yang Ditransmisikan

Gaya yang terjadi pada sabuk dan *pulley* di ilustrasikan pada gambar 2.3. Dimana A merupakan *driver pulley* dan B merupakan *driven pulley*.

Dimana :

T_1 dan T_2 = Tegangan yang terjadi pada sabuk dan *pulley*

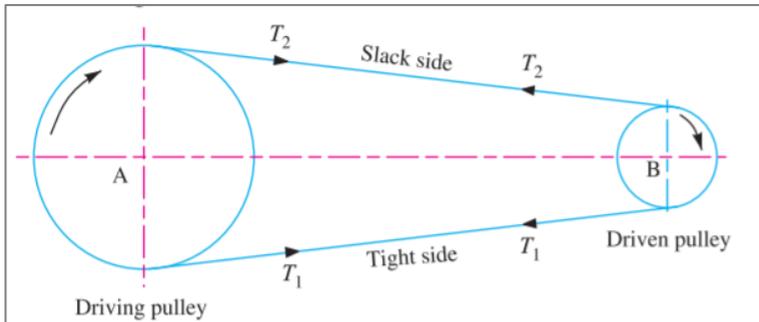
r_1 dan r_2 = Jari – jari dari *pulley* besar dan kecil

v = Kecepatan sabuk dalam *m/s*

Gaya per detik = $(T_1 - T_2) v \cdot N \cdot m/s$

Daya tertransmisi = $(T_1 - T_2) v \cdot W$

Torsi = $(T_1 - T_2) r_1 = (T_1 - T_2) r_2$



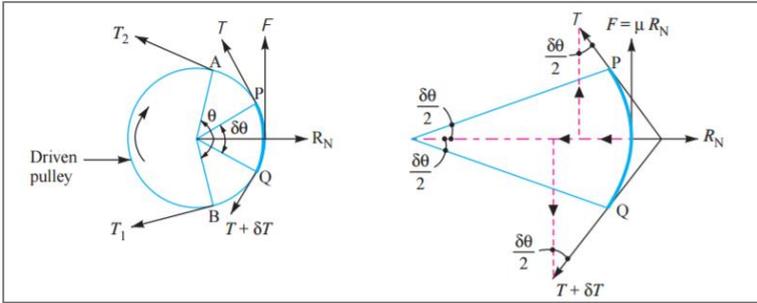
Gambar 2.3 Daya pada sabuk dan pulley
 (Sumber : A Text Book of Machine Design [3])

2.2.3 Teori Rasio Tegangan pada Sabuk

Dengan asumsi bahwa *driven pulley* bergerak searah dengan jarum jam, seperti di ilustrasikan pada gambar 2.4.

Dimana :

- T_1 = Tegangan pada sabuk di sisi ketat sabuk
- T_2 = Tegangan pada sabuk di sisi longgar sabuk
- θ = Sudut kontak sabuk dengan *pulley*
- $\delta\theta$ = Sudut yang sangat kecil antara titik P dan Q
- T = Tegangan yang terjadi di titik P
- $T + \delta\theta$ = Tegangan yang terjadi di titik Q
- R_N = Gaya reaksi normal
- $F = \mu \cdot R_N$ = Gaya Gesek
- μ = Koefisien Gesek



Gambar 2.4 Rasio Tegangan pada Sabuk
 (Sumber : A Text Book of Machine Design [3])

Dengan menghitung semua gaya ke arah horizontal maka didapatkan :

$$R_N = (T + \delta T) \sin \frac{\delta\theta}{2} + T \sin \frac{\delta\theta}{2} \dots\dots\dots(2-5)$$

Dimana sudut $\delta\theta$ sangatlah kecil, maka $\sin \frac{\delta\theta}{2} = \frac{\delta\theta}{2}$, didapatkan

$$R_N = (T + \delta T) \cdot \frac{\delta\theta}{2} + T \cdot \frac{\delta\theta}{2} = \frac{T \cdot \delta\theta}{2} + \frac{\delta T \cdot \delta\theta}{2} + \frac{T \cdot \delta\theta}{2} \dots\dots\dots(2-6)$$

$$R_N = T \cdot \delta\theta \text{ (dimana } \frac{\delta T \cdot \delta\theta}{2} \text{ diabaikan)} \dots\dots\dots(2-7)$$

Untuk menghitung semua gaya ke arah vertikal dirumuskan dengan :

$$\mu \cdot R_N = (T + \delta T) \cdot \cos \frac{\delta\theta}{2} - T \cdot \cos \frac{\delta\theta}{2} \dots\dots\dots(2-8)$$

Dimana sudut $\delta\theta$ sangatlah kecil, maka $\cos \frac{\delta\theta}{2} = 1$, didapatkan

$$\mu \cdot R_N = T + \delta T - T = \delta T \text{ atau } R_N = \frac{\delta T}{\mu} \dots\dots\dots(2-9)$$

Dari persamaan diatas kita dapat menentukan R_N dengan rumusan:

$$T \cdot \delta\theta = \frac{\delta T}{\mu} \text{ atau } \frac{\delta T}{T} = \mu \cdot \delta\theta \dots\dots\dots(2-10)$$

Dengan melakukan integral pada T_2 dan T_1 , dari 0 hingga θ , maka didapatkan :

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{\delta T}{T} = \mu \int_0^\theta \delta\theta \dots\dots\dots(2-11)$$

$$\log_e \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \text{ atau } \frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \theta} \dots\dots\dots(2-12)$$

Maka persamaan diatas dapat dirumuskan dengan :

$$2,3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \dots\dots\dots (2-11)(2-12)$$

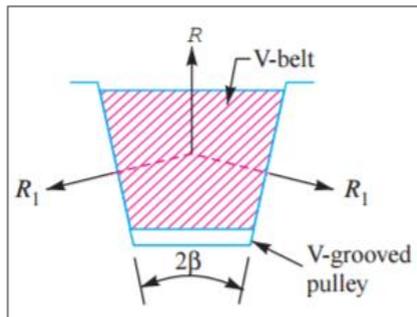
Disimpulkan bahwa :

$$\sin \alpha = \frac{r_1 - r_2}{x} \dots\dots\dots(2-13)$$

$$\theta = (180^\circ - 2\alpha) \frac{\pi}{180} \text{ rad} \dots\dots\dots(2-14)$$

2.2.4 Teori Rasio Tegangan untuk V-Belt

Pada jenis profil sabuk dan pulley V tegangan yang terjadi dilustrasikan pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Tegangan yang terjadi pada V-Belt
 (Sumber : A Text Book of Machine Design [3])

Dimana :

R_1 = Gaya normal antara permukaan sabuk dengan permukaan alur pada *pulley*

R = Gaya Total pada bidang tegak lurus alur *pulley*

μ = Koeffisien gesek antar sabuk dengan *pulley*

Dari ilustrasi di atas R dapat dirumuskan dengan :

$$R = R_1 \sin \beta + R_1 \sin \beta = 2R_1 \sin \beta \text{ atau } R_1 = \frac{R}{2 \sin \beta} \dots\dots(2-15)$$

Untuk gaya gesek pada v-belt dirumuskan dengan :

$$F = 2 \cdot \mu \cdot R_1 = 2\mu \cdot \frac{R}{2 \sin \beta} = \frac{\mu \cdot R}{\sin \beta} = \mu \cdot R \cdot \operatorname{cosec} \beta \dots\dots\dots(2-16)$$

Dimana sudut $\delta\theta$ sangatlah kecil di titik pusat *pulley*, tegangan pada sisi ketat disimbolkan dengan T sedangkan sisi yang lain disimbolkan dengan $(T + \delta T)$. Sedangkan dari persamaan gaya gesek didapatkan $\mu \cdot R \cdot \operatorname{cosec} \beta$, jadi hubungan antar T_1 dan T_2 untuk V-belt dapat di rumuskan dengan :

$$2,3 \log \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \cdot \theta \cdot \operatorname{cosec} \beta \dots\dots\dots(2-17)$$

2.3 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode numerik untuk memperkirakan solusi dari permasalahan matematis sehingga diperoleh hasil yang mendekati dengan kondisi riil. Secara garis besar, metode elemen hingga dilakukan dengan cara membagi-bagi suatu struktur menjadi beberapa elemen, dan elemen-elemen tersebut terhubung melalui nodal-nodal. Jenis-jenis elemen yang digunakan dalam metode elemen hingga adalah elemen 1 dimensi (*Truss element, Bar element*, dsb), elemen 2 dimensi (*Plane element, plate element*, dsb) dan elemen 3 dimensi (*Solid element*). Pada metode elemen hingga setiap elemen yang digunakan harus

memiliki matriks kekakuan tertentu, yaitu $[K]$. Matriks kekakuan tersebut digunakan dalam persamaan berikut : $[K] \times [X] = [F]$; dimana $[K]$ adalah matriks kekakuan, $[X]$ adalah deformasi, dan $[F]$ adalah gaya. Matriks kekakuan tiap elemen ditentukan lewat persamaan-persamaan tertentu.

Langkah-langkah dalam metode elemen hingga dalam menganalisa suatu struktur adalah sebagai berikut :

1. Menentukan tipe analisa (Statik, dinamik, modal, *buckling*, *contact*, atau *thermal*).
2. Menentukan tipe elemen (2-D atau 3-D).
3. Menentukan properties material (E , ν , ρ , α , dsb.).
4. Menentukan nodal-nodal pada struktur.
5. Membentuk elemen-elemen dengan menyambungkan *nodal-nodal*.
6. Menentukan *boundary conditions* dan pemberian beban.
7. Melakukan eksekusi agar memperoleh hasil.
8. Menganalisa hasil yang diperoleh (*Displacement*, *Stress*, *Strain*, *Natural Frequency*, *Temperature*, atau *Time History*).

Penyelesaian metode elemen hingga menggunakan metode matriks. Sarana komputer diperlukan untuk menghitung persamaan ini, hal ini dikarenakan perhitungan dalam metode ini sangatlah banyak dan kompleks. Perhitungan dari seluruh sistem merupakan penyelesaian persamaan serentak yang dinyatakan dalam bentuk matriks.

[4] Optimasi topologi adalah sebuah rekayasa yang digunakan untuk meningkatkan kinerja dari struktur dengan berdasar pada metode elemen hingga. Optimasi topologi dipopulerkan oleh Xie dan Steven di awal 1990-an dan sejak itu optimasi topologi ini terus berkembang untuk memecahkan berbagai masalah. Proses ini didasarkan pada konsep sederhana

dengan secara bertahap mengurangi atau menghapus material yang tidak efisien dari struktur.

Proses optimasi topologi ini akan menghasilkan struktur dengan bentuk geometri dan topologi yang optimal. Secara teoritis metode ini tidak dapat menjamin bahwa prosedur tersebut akan menghasilkan solusi yang terbaik, optimasi topologi ini harus tetap mendapatkan kontrol dari pengguna optimasi topologi. Teknik ini menyediakan fitur yang menarik dalam pemecahan bentuk struktural yang efisien dan tahapan bentuk desain konseptual.

Untuk melakukan metode optimasi struktur yang harus dilakukan sebelumnya adalah mencari tingkat *stress* dan *strain* dalam setiap bagian dari struktur. Metode yang dapat dipakai untuk menentukan tingkat stress adalah metode elemen hingga. Dengan tingkat *stress* dan *strain* ini dapat menjadi indikator efisien atau tidaknya sebuah struktur.

Tingkat *stress* dan *strain* pada setiap bagian dari struktur dapat digunakan metode *von mises* untuk menghitung *stress* yang terjadi pada setiap bagian σ_e^{vm} dengan nilai maksimum *von mises stress* pada structure σ_{max}^{vm} sebagai pembanding. Setelah itu metode elemen hingga digunakan untuk mengidentifikasi bagian pada struktur yang tidak efektif, yang nantinya bagian tersebut dapat dikurangi.

$$\frac{\sigma_e^{vm}}{\sigma_{max}^{vm}} < RR_i \dots\dots\dots(2-18)$$

Dimana RR_i merupakan *current rejection ratio*.

Setelah itu dilakukan pengulangan analisa elemen hingga dan penghapusan bagian pada struktur dengan cara yang sama, pengulangan metode elemen hingga ini dilakukan hingga nilai RR_i *steady state* tercapai, yang artinya tidak ada lagi bagian yang dapat dihapus atau dikurangi pada struktur. Pada saat ini metode elemen

hingga ditambahkan satu variabel lagi yaitu *rejection ratio* disimbolkan dengan ER .

$$RR_{i+1} = RR_i + ER \dots\dots\dots(2-19)$$

Dengan meningkatnya *rejection ratio* iterasi dilakukan kembali sampai nilai *steady state* baru tercapai. Pada beberapa proses optimasi yang dilakukan dapat disimpulkan tahapan dalam melakukan metode optimasi struktur adalah :

1. *Discretize* struktur menggunakan *fine mesh* elemen hingga.
2. Melakukan analisis elemen hingga untuk struktur.
3. Hapus elemen/bagian yang memenuhi kondisi persamaan RR_i .
4. Meningkatkan rasio penolakan menurut persamaan $RR_{i+1} = RR_i + ER$.
5. Ulangi langkah 2 sampai 4 hingga nilai struktur optimum.

2.4 Studi Pustaka

2.4.1 *Topology Optimization of 3d Structure using ANSYS and MATLAB*

Pada tahun 2001 K. Atani, A. Makrizi dan B. Radi melakukan penelitian mengenai *topology optimization design* yang berjudul “*Topology Optimization of 3d Structure using ANSYS and MATLAB*” [1]. Penelitian ini membandingkan hasil *topology optimization* dari *software* ANSYS dengan *software* MATLAB, simulasi dilakukan pada kasus *MBB beam* dan *cantilever beam*.

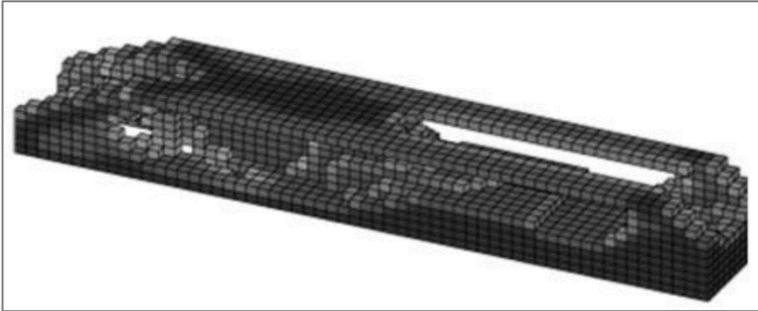
Setelah dilakukan simulasi, ditemukan hasil simulasi yang identik baik dari hasil *software* ANSYS maupun dari *software* MATLAB. Hasil dari analisa *MBB beam* ditunjukkan pada tabel 2.6 dan 2.7. Tampak visual dari hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 2.8.1, 2.8.2, 2.9.1 dan 2.9.2, .

Tabel 2.6 Hasil analisis MBB Beam

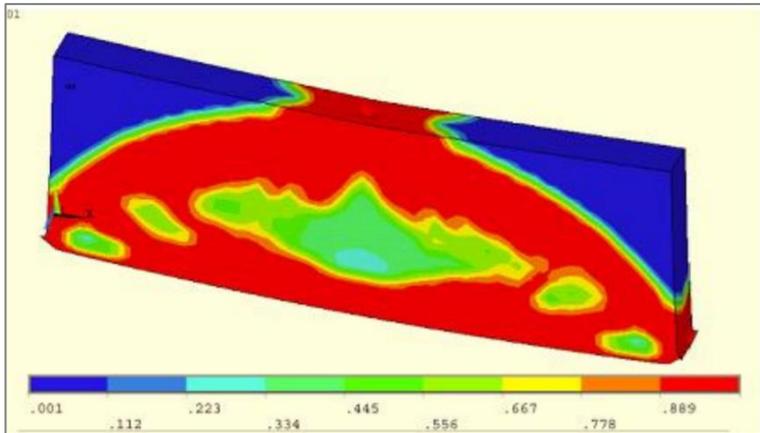
	U_x	U_y	U_z	ε_{vmtot}	σ_{vm}
nodes	1	3570	1	2341	4681
minimum	$-0,48.10^{-3}$	$-0,8.10^{-3}$	$-0,85.10^{-3}$	$0,1.10^{-2}$	$0,42.10^{-5}$
nodes	60	60	3601	1	1
maximum	$-0,16.10^{-3}$	$0,22.10^{-4}$	$0,22.10^{-4}$	$0,25.10^{-2}$	$0,25.10^7$

Tabel 2.7 Hasil analisis Cantilever Beam

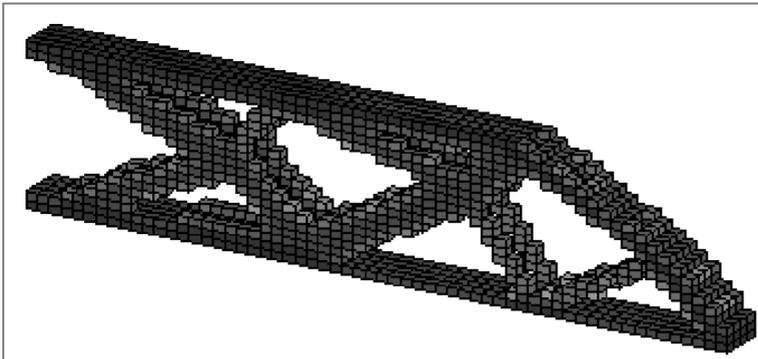
	U_x	U_y	U_z	ε_{vmtot}	σ_{vm}
nodes	1	3570	1	2341	4681
minimum	$-0,19.10^{-2}$	$-0,84.10^{-2}$	$-0,25.10^{-3}$	$0,21.10^{-2}$	$1,52.10^4$
nodes	60	60	3601	1	1
maximum	$0,16.10^{-2}$	$-0,48.10^{-2}$	$0,25.10^{-4}$	$0,11.10^{-2}$	$0,46.10^7$



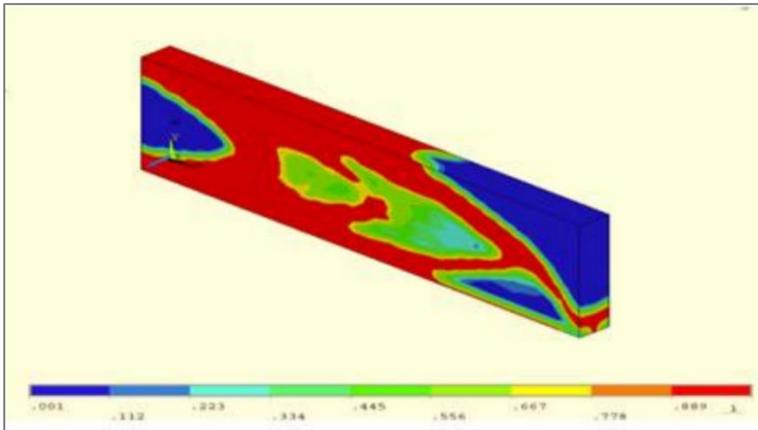
**Gambar 2.8.1 MBB beam menggunakan MATLAB (Sumber :
Topology Optimization of 3D Structure Using ANSYS and
MATLAB [1])**



***Gambar 2.8.2 MBB beam menggunakan ANSYS (Sumber :
Topology Optimization of 3D Structure Using ANSYS and
MATLAB [1])***



***Gambar 2.9.1 Cantilever beam menggunakan MATLAB
(Sumber : Topology Optimization of 3D Structure Using
ANSYS and MATLAB [1])***

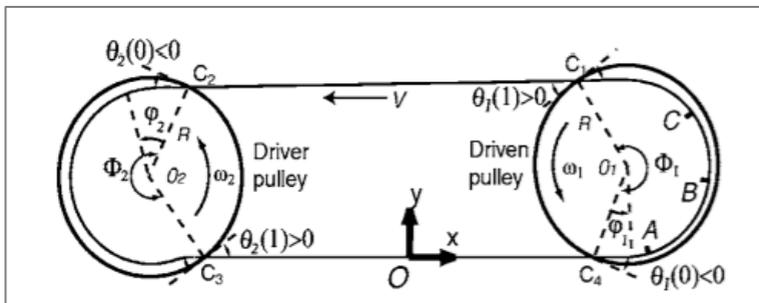


Gambar 2.9.2 Cantilever beam menggunakan ANSYS (Sumber : Topology Optimization of 3D Structure Using ANSYS and MATLAB [1])

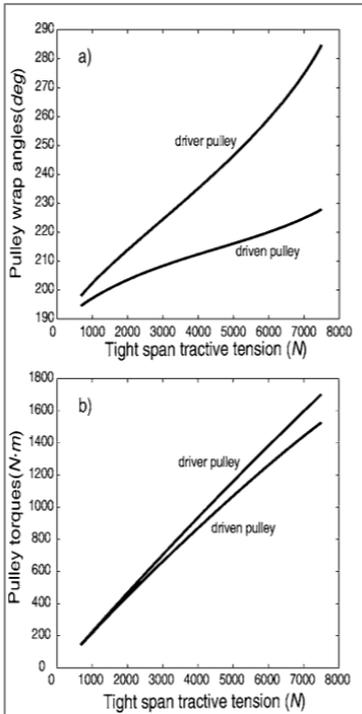
2.4.2 *Mechanics and Sliding Friction in Belt Drives with Pulley Grooves*

Penelitian berjudul “*Mechanics and Sliding Friction in Belt Drives with Pulley Grooves*” oleh Robert G. Parker dari Ohio State University dilakukan pada tahun 2006 [2]. Penelitian ini menganalisa mekanika dan gaya gesek pada konstruksi *pulley* beralur V, parameter pada konstruksi *pulley* digambarkan pada gambar 2.10.

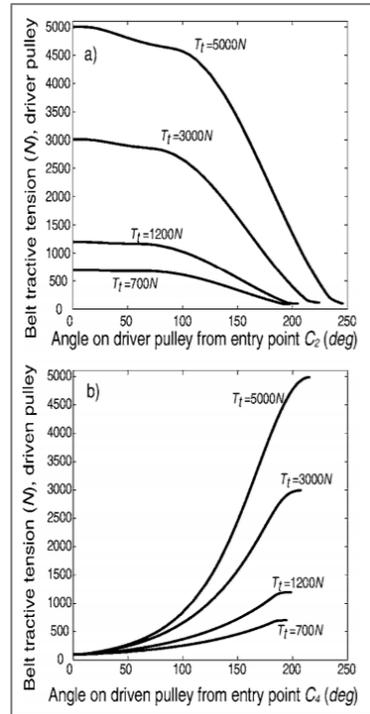
Pada penelitian ini konstruksi *pulley* memiliki variasi pada sudut sabuk diantara kedua *pulley*, dan besarnya sudut kontak antara sabuk dengan *pulley*, variasi tersebut dianalisa terhadap tegangan pada *pulley*, regangan pada *pulley*, dan torsi yang ditransmisikan. Hasil pada penelitian ini divisualisasikan pada gambar 2.11.1, 2.11.2, 2.11.3, 2.11.4, 2.11.5 dan 2.11.6.



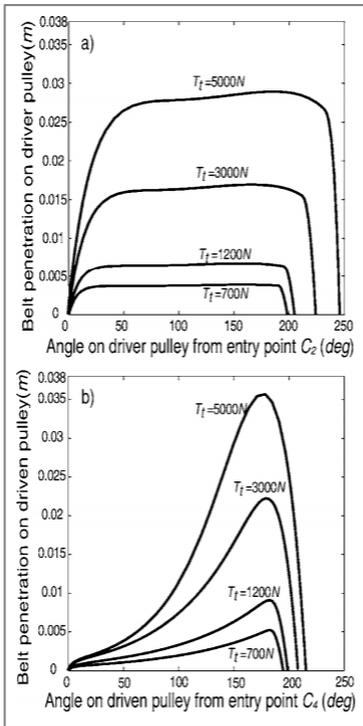
Gambar 2.10 Parameter pada konstruksi *pulley* (Sumber : *Mechanics and Sliding Friction in Belts Drives With Pulley Grooves* [2])



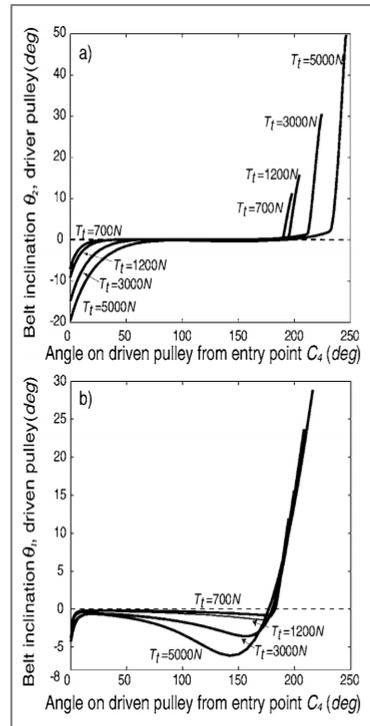
Gambar 2.11.1 Grafik variasi tegangan pulley terhadap (a) wrap angles (b) torsi (Sumber : *Mechanics and Sliding Friction in Belts Drives With Pulley Grooves* [2])



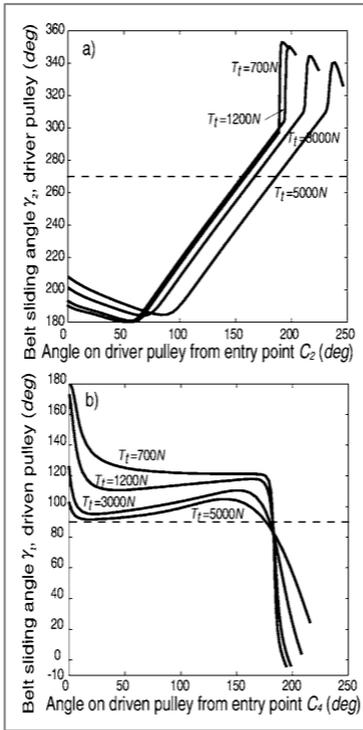
Gambar 2.11.2 Grafik variasi sudut sabuk terhadap (a) tegangan pada driver pulley (b) tegangan pada driven pulley (Sumber : *Mechanics and Sliding Friction in Belts Drives With Pulley Grooves* [2])



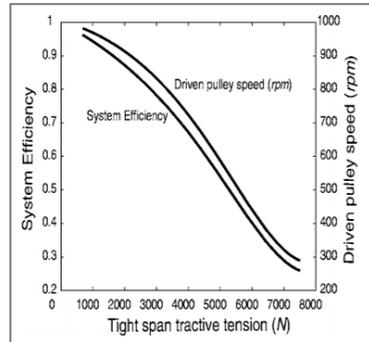
Gambar 2.11.3 Grafik variasi sudut sabuk terhadap (a) regangan pada driver pulley (b) regangan pada driven pulley (Sumber : *Mechanics and Sliding Friction in Belts Drives With Pulley Grooves* [2])



Gambar 2.11.4 Grafik variasi tegangan pulley terhadap (a) wrap angles (b) torsi (Sumber : *Mechanics and Sliding Friction in Belts Drives With Pulley Grooves* [2])



Gambar 2.11.5 Variasi belt sliding angle terhadap (a) sudut pada driver pulley (b) sudut pada driven pulley (Sumber : Mechanics and Sliding Friction in Belts Drives With Pulley Grooves [2])



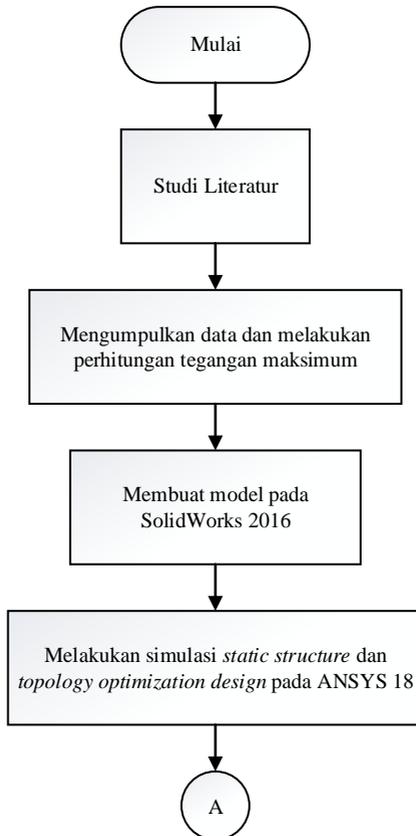
Gambar 2.11.6 Grafik efisiensi dari driver pulley dan driven pulley terhadap tegangan dan kecepatan (Sumber : Mechanics and Sliding Friction in Belts Drives With Pulley Grooves [2])

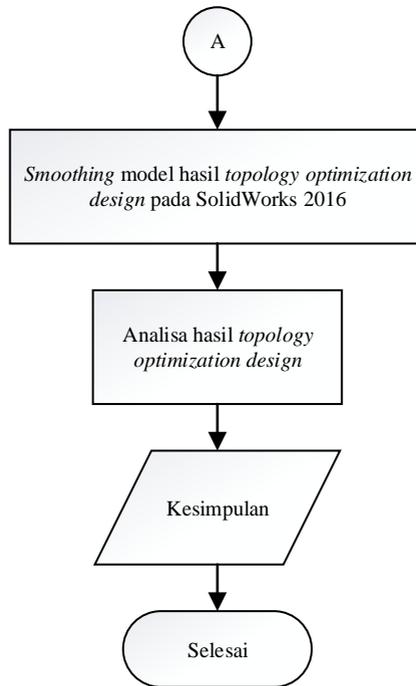
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 Digram Alir Penelitian

Sejumlah tahapan-tahapan disusun agar di dalam penyelesaian tugas akhir ini diperoleh tujuan yang diharapkan. Tahapan-tahapan tersebut ditunjukkan dalam bentuk diagram alir (*flowchart*) seperti pada gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir

Metodologi penyusunan tugas akhir ini dimulai dengan studi literatur mengenai *topology optimization design*, mengumpulkan data dari *journal-journal* dan buku-buku referensi, pembuatan model pada *SolidWorks 2016*, melakukan simulasi *static structure* dan *topology optimization design* pada *ANSYS WORKBENCH R18*, melakukan *smoothing model* pada *Solidworks 2016*. Tahap terakhir yaitu melakukan simulasi dan analisa pada model yang telah di *smoothing*, lalu membuat kesimpulan.

3.1.1 Studi Literatur dan Data Penelitian

Tahap pertama yang dilakukan adalah studi literatur. Studi literatur dilakukan untuk mengetahui landasan teori yang berhubungan dengan tugas akhir ini. Tahap selanjutnya adalah mengumpulkan data-data yang bertujuan untuk menunjang tugas akhir ini. Pengumpulan data dilakukan dengan mencari data-data melalui buku referensi dan jurnal-jurnal. Topik-topik yang dibutuhkan dalam tugas akhir ini yaitu meliputi elemen hinggga, pembebanan pada *pulley* dan metode-metode *topology optimization design*.

Untuk melakukan optimasi pada *pulley* yang digunakan sepeda motor GESITS, dibutuhkan data spesifikasi kondisi awal dari motor listrik sebagai penggerak dan *pulley* sebagai elemen transmisi, data spesifikasi motor penggerak dapat dilihat pada tabel 3.2.

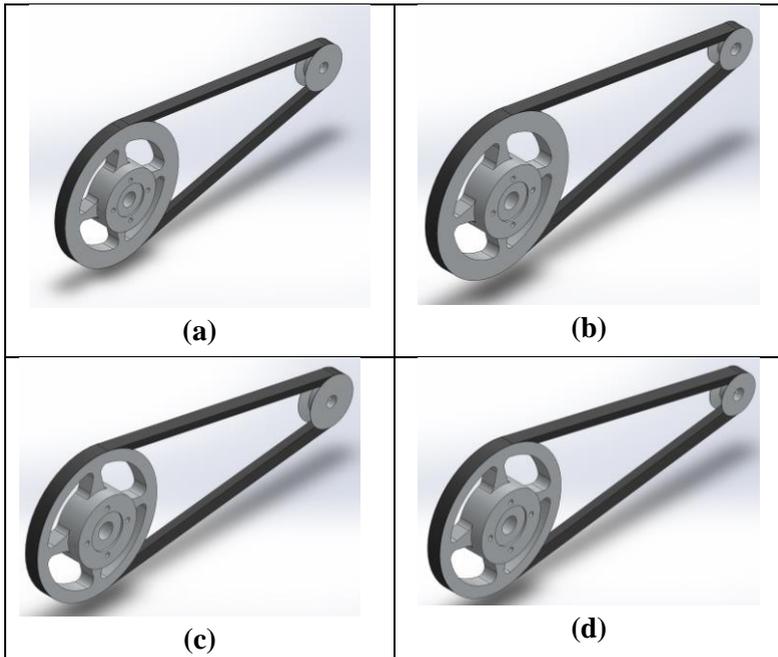
Pada penelitian ini digunakan empat tipe rasio berdasarkan pada rasio yang telah digunakan oleh pihak GESITS, rasio tersebut adalah 1 : 4,22, 1: 6,51, 1: 3,77, dan 1: 5,82 rasio tersebut pada penelitian ini diidentifikasi sebagai pembebanan 1, 2, 3, dan 4, data detail dari spesifikasi pasangan *pulley* yang digunakan dapat dilihat pada tabel 3.3.

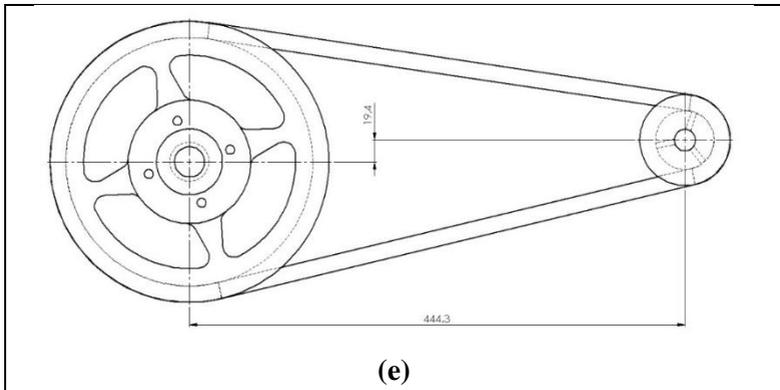
Tabel 3.2 Spesifikasi motor penggerak

Type	Axial BLDC motor
Rated Power	5 kW
Peak Power	8 kW
Rated Torque	18 Nm
Peak Torque	36 Nm
Rpm	4000 RPM
Efisiensi	>90%
Cooling System	Air cooling/Water cooling

Tabel 3.3 Spesifikasi pulley

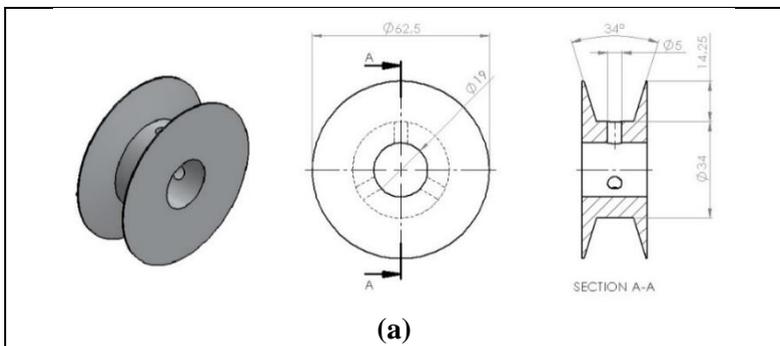
	Diameter Driver (mm)	Diameter Driven (mm)	Rasio
Pembebanan 1	52,5	221,5	4,21
Pembebanan 2	34,5	221,5	6,42
Pembebanan 3	52,5	198	3,77
Pembebanan 4	34,5	198	5,73

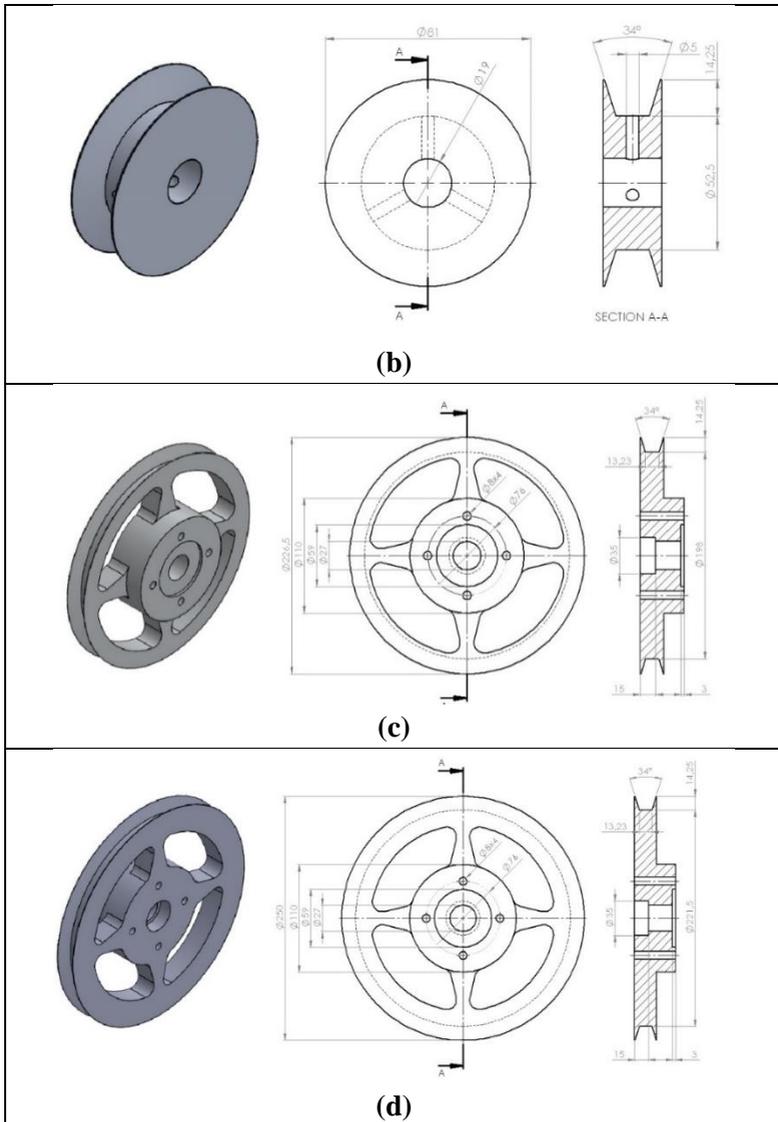




**Gambar 3.4 (a) Pembebanan 1 (b) Pembebanan 2
(c) Pembebanan 3 (d) Pembebanan 4
(e) Posisi pemasangan pulley**

Gambar pemasangan kondisi awal *pulley* dapat dilihat pada gambar 3.4, sedangkan gambar detail dari kondisi awal *pulley* dapat dilihat pada gambar 3.5. Spesifikasi dan dimensi dari *pulley* ini diambil dari *pulley* yang telah dipakai pada sepeda motor listrik GESITS.





**Gambar 3.5 Pulley Diameter (a) 34 mm (b) 52,5 mm
(c) 198 mm (d) 221,5 mm**

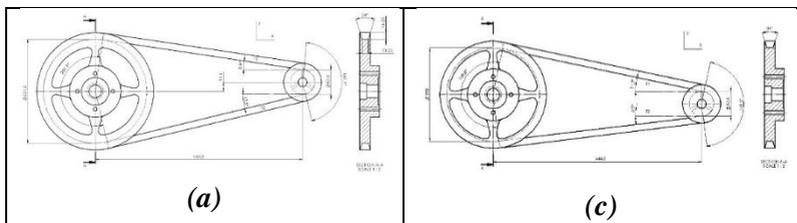
Desain dan dimensi dari *pulley* sepeda motor listrik GESITS ini belum pernah dianalisa sebelumnya, analisa pada *pulley* dilakukan dengan menggunakan nilai *stress* yang terjadi pada *pulley*. Proses *topology optimization* hanya akan dilakukan pada *pulley* diameter 198 mm dan 221,5 mm.

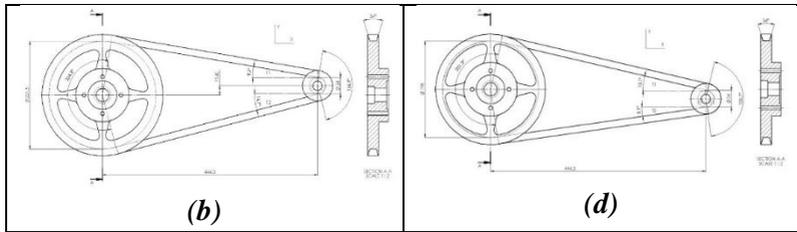
3.1.2 Perancangan

Pada proses awal perancangan dilakukan terlebih dulu analisa terhadap kondisi masing – masing kondisi awal, hasil dari analisa akan menjadi acuan sejauh mana hasil optimasi yang dilakukan. Pemodelan *pulley* yang akan dianalisa dibuat dengan tanpa adanya lubang, lalu dilakukan pengurangan masa hingga didapatkan geometri *pulley* yang paling optimum.

1. Kondisi Awal

Berdasarkan Gambar 3.3 dan 3.4, dapat diketahui bahwa pembebanan pada *pulley* akan bervariasi, karena terdapat perbedaan sudut kontak antara sabuk dengan *pulley* untuk masing – masing kondisi awal. Perbedaan dari sudut pembebanan pada *pulley* dapat dilihat pada gambar 3.6.



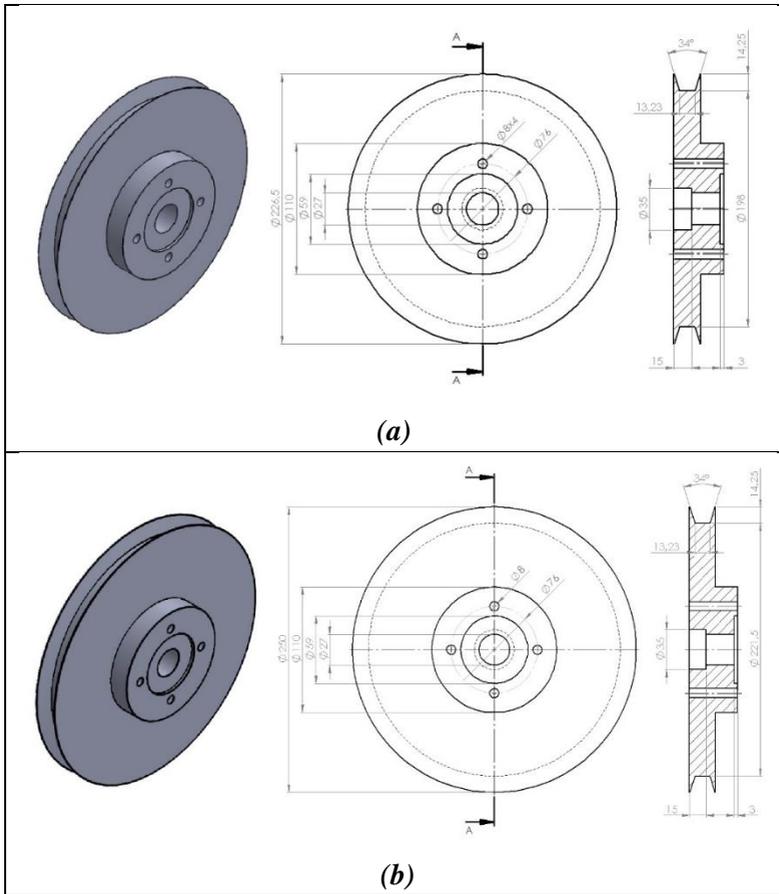


**Gambar 3.6 Detail (a) Pembebanan 1 (b) Pembebanan 2
(c) Pembebanan 3 (d) Pembebanan 4**

Berdasarkan gambar 3.6 dapat diketahui variasi dari nilai sudut yang dibentuk oleh sabuk bagian atas dan bagian bawah *pulley*. Nilai variasi dari masing – masing kondisi awal yaitu : (a) pada pembebanan 1 sudut yang dibentuk sabuk bagian atas sebesar $8,5^\circ$, sudut yang dibentuk sabuk bagian bawah sebesar $13,5^\circ$ (b) pada pembebanan 2 sudut yang dibentuk sabuk bagian atas sebesar $9,7^\circ$, sudut yang dibentuk sabuk bagian bawah sebesar $14,7^\circ$ (c) pada pembebanan 3 sudut yang dibentuk sabuk bagian atas sebesar $11,9^\circ$, sudut yang dibentuk sabuk bagian bawah sebesar $6,9^\circ$ (d) pada pembebanan 4 sudut yang dibentuk sabuk bagian atas sebesar $13,1^\circ$, sudut yang dibentuk sabuk bagian bawah sebesar $8,1^\circ$.

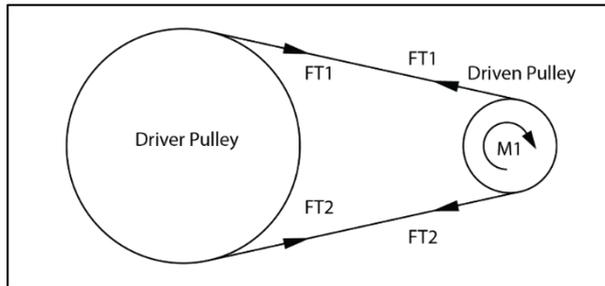
2. Pembuatan Model (*Full*)

Pada pembuatan model mengacu pada dimensi fungsi kondisi awal, bagian lubang poros pada *pulley*, mounting pada *pulley*, dan alur pada *pulley* sesuai dengan kondisi awal. Bagian lubang yang berfungsi untuk mengurangi masa *pulley* dihilangkan, model untuk analisa dapat dilihat pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 Model Pulley Diameter (a) 198 mm (b) 221,5 mm

3.1.3 Perhitungan (*Free Body Diagram*)



Gambar 3.8 Free Body Diagram 1

Perhitungan gaya – gaya yang terjadi pada *pulley* dihitung berdasarkan torsi yang diberikan oleh motor listrik ke poros *driven pulley*, sehingga torsi tersebut akan menyebabkan gaya tarik pada *belt*, seperti pada gambar 3.8.

Pada kondisi kondisi awal 1 pembebanan yang terjadi pada *pulley* dapat dihitung dengan cara :

Dimana :

$$\mu = 0,4$$

$$\theta = 161,1^\circ = 2,81 \text{ rad}$$

$$\beta = 17^\circ = 0,3 \text{ rad}$$

$$\text{Torsi} = 36 \text{ Nm}$$

$$r_1 = 0,026 \text{ m}$$

$$2,3 \cdot \log \left(\frac{FT_1}{FT_2} \right) = \mu \cdot \theta \csc \beta$$

$$2,3 \cdot \log \left(\frac{FT_1}{FT_2} \right) = 0,4 \times 2,81 \times \csc(0,3)$$

$$\frac{FT_1}{FT_2} = 46,27 \dots\dots\dots(1)$$

$$\text{Torsi} = (FT_1 - FT_2) r_1 = (FT_1 - FT_2) r_2$$

$$FT_2 = \frac{\text{Torsi}}{\left(r_1 \times \frac{FT_1}{FT_2} \right) - r_1} \dots\dots\dots(2)$$

Menggunakan persamaan (1) dan (2) untuk menghitung gaya FT_2

$$FT_2 = \frac{36 Nm}{(0,026m \times 46,27) - 0,026m} = 30,3 N$$

$$FT_1 = 30,3 N \times 46,27 = 1401,72$$

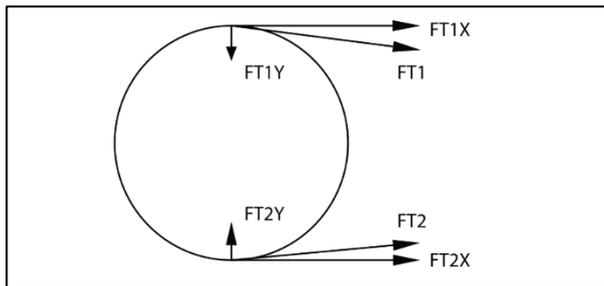
Setelah didapatkan gaya FT_1 dan FT_2 , maka untuk mendapatkan gaya searah vertikal dan horizontal, dilakukan perhitungan seperti berikut, dengan *free body diagram* digambarkan pada gambar 3.9.

$$FT_{1x} = FT_1 \times \cos(8,5^\circ) = 1401,72 N \times \cos(8,5^\circ) = 1386,33 N$$

$$FT_{1y} = FT_1 \times \sin(8,5^\circ) = 1401,72 N \times \sin(8,5^\circ) = 207,19 N$$

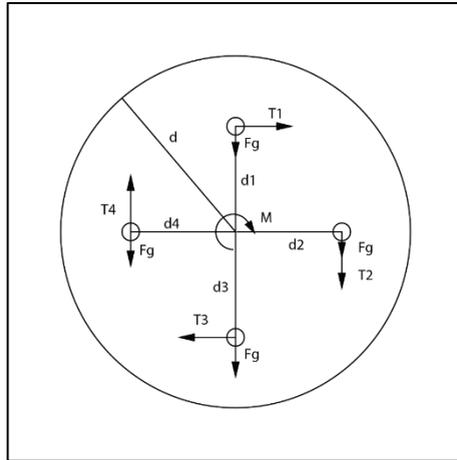
$$FT_{2x} = FT_2 \times \cos(13,5^\circ) = 30,3 N \times \cos(13,5^\circ) = 29,46 N$$

$$FT_{2y} = FT_2 \times \sin(13,5^\circ) = 30,3 N \times \sin(13,5^\circ) = 7,07 N$$



Gambar 3.9 Free Body Diagram 2

Untuk menghitung *stress* yang terjadi pada *pulley full*, ditentukan terlebih dahulu bahwa *stress* paling besar akan terjadi pada permukaan lubang yang menjadi tumpuan *fix* pada *pulley*, perhitungan *stress* pada *pulley driver* dilakukan sebagai berikut dan *free body* diagram seperti digambarkan pada gambar 3.10.



Gambar 3.10 Free Body Diagram 3

Dimana :

$$d = 110,75 \text{ mm} = 0,11075 \text{ m}$$

$$d1=d2=d3=d4= 38 \text{ mm} = 0,038 \text{ m}$$

$$Fg = 0,731 \text{ kg} \times 9,81 \text{ N/kg} = 3,64 \text{ N}$$

$$M = M1 - M2 = (FT_{1x} \times d) - (FT_{2x} \times d)$$

$$M = (1386,33\text{N} \times 0,11075\text{m}) - (29,46\text{N} \times 0,11075\text{m})$$

$$= 150,27 \text{ N.m}$$

$$T1 = \frac{M.d_1}{d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + d_4^2} \dots\dots\dots [5]$$

$$T1 = \frac{150,27\text{N.m} \times 0,038\text{m}}{0,038^2\text{m} + 0,038^2 \text{ m} + 0,038^2\text{m} + 0,038^2\text{m}}$$

$$= 988,62\text{N}$$

$T1 = T2 = T3 = T4$; karena semua jarak lubang dari *center gravity* sama.

$$\sigma_{stress} = \frac{F_{total}}{A} \dots\dots\dots [5]$$

Diameter lubang = 8 mm = 0,008 m

Panjang lubang = 23 mm = 0,023 m

$$A = \frac{\pi \times 0,008 \times 0,023}{2} = 0,00029 \text{ m}^2$$

$$\sigma_1 = \frac{988,62}{0,00029} = 3409034 \text{ N/m}^2 = 3,41 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = \frac{988,62 + 3,64}{0,00029} = 3421586 \text{ N/m}^2 = 3,42 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_3 = \frac{988,62}{0,00029} = 3409034 \text{ N/m}^2 = 3,41 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_4 = \frac{988,62 - 3,64}{0,00029} = 3396482 \text{ N/m}^2 = 3,4 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{stress} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4$$

$$\sigma_{stress} = 3,41 + 3,42 + 3,41 + 3,4 = 13,64 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{stress}(\text{simulasi}) = 11,13 \text{ Mpa}$$

Terdapat perbedaan σ_{stress} antara hasil perhitungan manual dengan simulasi, namun hasil simulasi dapat dikatakan lebih tepat, karena terdapat parameter geometri yang tidak dapat di definisikan pada perhitungan manual.

3.1.4 Simulasi

Pengujian yang akan dilakukan dalam penelitian ini adalah simulasi pengujian *topology optimization* untuk acuannya terlebih dahulu dilakukan simulasi pengujian *statical structure* pada *software ANSYS Workbench R18*, model hasil dari proses *topology optimization* akan di *smoothing* pada *software SolidWorks 2016*, lalu kembali dilakukan simulasi pengujian *statical structure* untuk model yang telah di *smoothing* pada

software ANSYS Workbench R18, hasil simulasi pengujian *statical structure* ini akan dibandingkan dengan hasil *statical structure* untuk model kondisi awal.

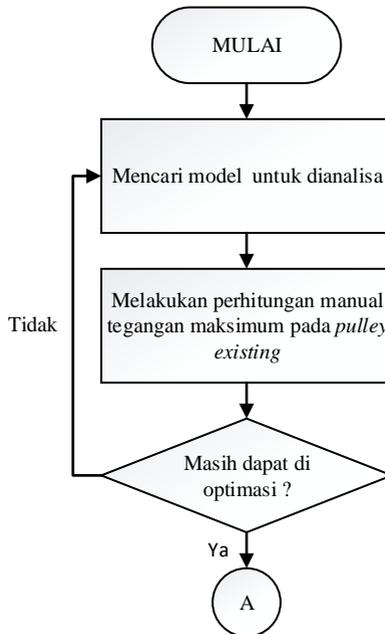
Simulasi *topology optimization* pada penelitian ini memiliki dua variasi *topology optimization* yaitu, *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization*. Kedua variasi ini bukan berasal dari pengaturan yang sudah ada pada *software* ANSYS Workbench R18, namun variasi ini berasal dari penentuan area yang akan dioptimasi pada *pulley*.

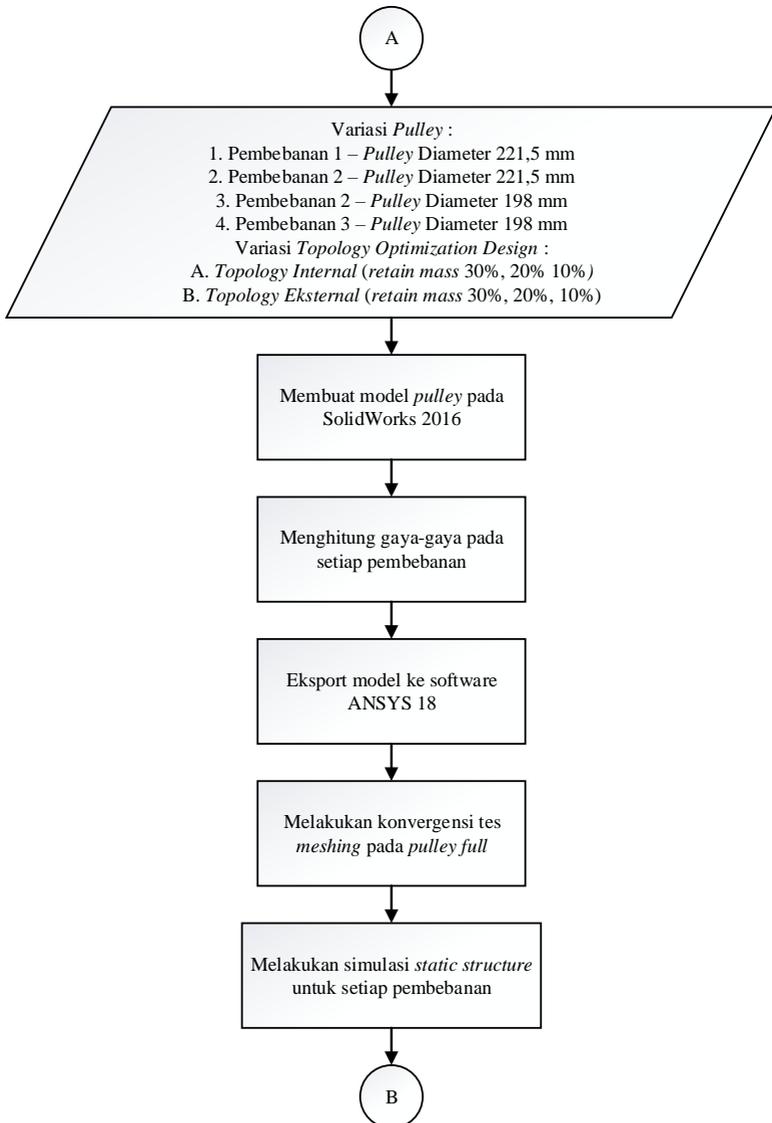
Pada awalnya penentuan area yang dioptimasi dilakukan pada seluruh bagian *pulley*, kecuali pada bagian fungsi seperti lubang baut dan alur *pulley*. Didapatkan hasil geometri yang dikurangi dimulai pada bagian dalam dari *pulley*, sehingga pada pengaturan pengurangan massa yang kecil tidak menghasilkan geometri *pulley* yang memiliki lubang tembus, hanya terdapat lubang pada bagian dalam *pulley* saja, maka terdapat kemungkinan bahwa bagian dalam dari *pulley* merupakan bagian paling aman dari *pulley* yang dioptimasi.

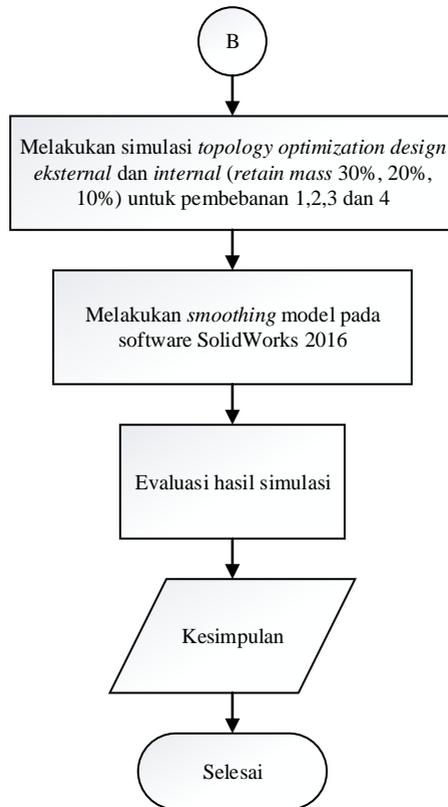
Oleh karena itu, penentuan area yang akan dioptimasi pada simulasi *topology optimization* menjadi hal yang penting, karena proses pengurangan material akan berpengaruh pada geometri dan *stress* yang terjadi pada *pulley* hasil analisis. Sehingga pada penelitian ini diatur dua buah variasi *topology optimization* yaitu, *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization*.

Pada variasi *internal topology optimization* bagian yang dioptimasi diatur pada seluruh permukaan *pulley*. Sehingga proses optimasi akan terfokus pada bagian dalam *pulley* saja, tanpa mengurangi geometri pada permukaan luar dari *pulley*, variasi ini akan menghasilkan geometri yang lebih stabil dibandingkan *eksternal topology optimization*, karena tetap mempertahankan geometri pada bagian kritis *pulley*.

Sedangkan pada variasi *eksternal topology optimization* bagian yang dioptimasi diatur hanya pada bagian fungsi *pulley* seperti, lubang baut dan bagian alur *pulley*. Sehingga daerah yang dioptimasi lebih luas dari *internal topology optimization*, variasi ini akan menghasilkan geometri yang lebih ringan dari *internal topology optimization*, karena area yang dapat dioptimasi *eksternal topology optimization* lebih besar daripada area *internal topology optimization*. Gambar 3.11 menunjukkan diagram alir simulasi.







Gambar 3.11 Diagram Alir Simulasi

1. Tahap Pertama : Pengecekan Model Kondisi awal
Pengecekan ini dilakukan pada *software* ANSYS Workbench R18 analisa yang dilakukan adalah *statical structure*, dimana ini dilakukan untuk mengetahui *maximum stress* yang terjadi pada *pulley* kondisi awal sehingga nanti diperoleh kesimpulan apakah *pulley* kondisi awal masih di optimasi beratnya dengan menggunakan *Topology optimization design* atau tidak.

2. Tahap Kedua : Pemodelan

Pembuatan model ini dilakukan untuk *pulley* dengan diameter 198 mm dan *pulley* dengan diameter 221,5 mm, dimana model kondisi awal menjadi acuan untuk bentukan lubang poros pada *pulley*, bentukan mounting pada *pulley* dan bentukan alur pada *pulley*, pemodelan dilakukan pada *software* SolidWorks 2016.

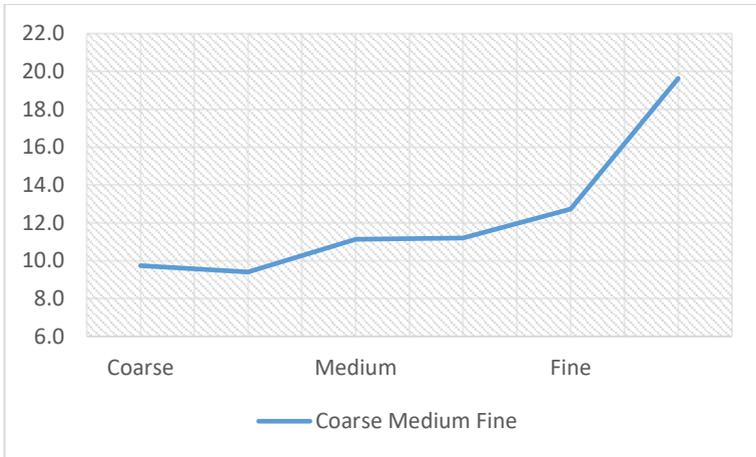
3. Tahap Ketiga : Meshing

Tahap kedua ini dimulai dengan menghitung gaya – gaya yang terjadi pada *pulley* dengan berdasarkan pada konstruksi *assembly pulley* kondisi awal, untuk mendapatkan nilai T1 dan T2 yang terjadi pada *pulley*, lalu mengubahnya menjadi gaya yang searah dengan sumbu x dan sumbu y. Untuk melakukan simulasi *statical structure* pada *software* ANSYS Workbench R18 dibutuhkan parameter besarnyan meshing.

Penentuan besarnya meshing dilakukan dengan cara melakukan *statical structure* dengan berdasarkan gaya yang telah dihitung sebelumnya, lalu dibandingkan nilai tegangan maksimal yang terjadi untuk masing – masing ukuran meshing hingga didapatkan hampir tidak terjadi perubahan antara hasil tegangan maksimum dengan ukuran meshing yang ditentukan. Penentuan parameter meshing ini dilakukan untuk *pulley* diameter 198 mm dan 221,5 mm pada setiap keadaan kondisi awal. Data meshing dapat dilihat pada tabel 3.12 dan grafik *meshing* dapat dilihat pada grafik 3.13.

Tabel 3.12 Data Meshing

Model	Meshing Size					
	Coarse		Medium		Fine	
Minimum Size Meshing (mm)	0,107	0,072	0,054	0,036	0,031	0,021
Maximum Size Meshing (mm)	10,735	7,157	5,368	3,578	3,144	2,096
Stress Maximum (Mpa)	9,736	9,404	11,135	11,193	12,734	19,628

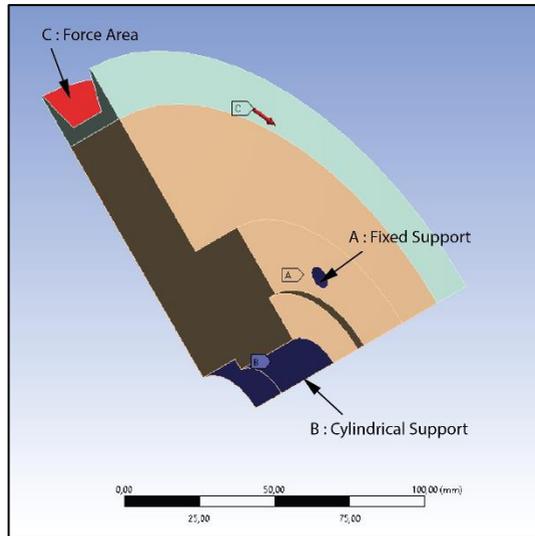


Gambar 3.13 Grafik Hubungan antara Stress Maximum dengan Ukuran Meshing

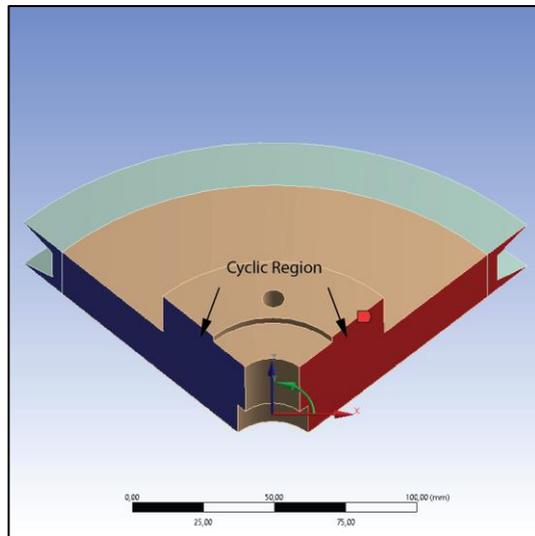
Dengan melihat grafik meshing maka dapat ditentukan parameter *meshing* yang diambil untuk melakukan simulasi adalah *meshing medium* dengan ukuran *maximum size meshing* 5,386mm dan *minimum size meshing* 0,054. Setelah didapatkan parameter meshing maka dapat dilakukan tahapan analisa *statical structure* untuk setiap *full pulley* diameter 198 mm dan 221,5 mm.

4. Tahap Keempat : Analisa *Statical Structure*

Tahap ini dilakukan dengan parameter *meshing medium*, material yang digunakan *aluminum alloy*, dan untuk pembebanan pada *pulley* di atur seperti pada gambar 3.14. Dimana *force* diatur pada permukaan alur *pulley*, *fixed support* diatur pada permukaan lubang baut, dan *cylindrical support* diatur pada permukaan lubang poros.



Gambar 3.14 Pengaturan Pembebanan pada Pulley



Gambar 3.15 Pengaturan Cyclic Region

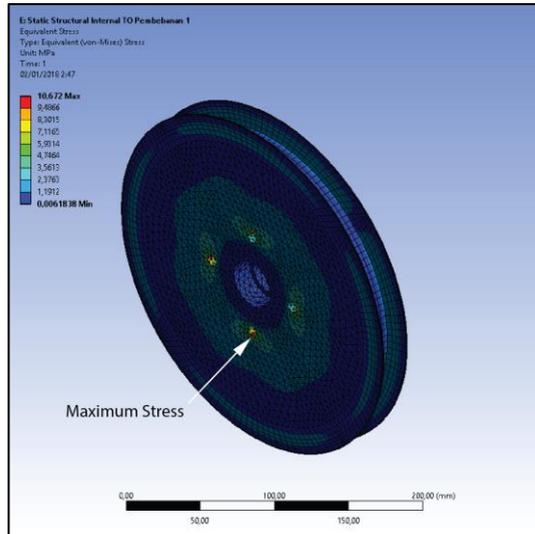
Force adalah pengaturan gaya yang terjadi pada model yang akan dianalisis, penentuan *force* dapat berupa titik, garis, dan bidang. *Fixed support* adalah pengaturan tumpuan tetap pada model yang akan dianalisis, penentuan *fixed support* dapat berupa titik, garis dan bidang. *Cylindrical support* adalah pengaturan tumpuan silinder pada model yang akan dianalisis, tumpuan dibagi menjadi tiga parameter yang dapat diatur tetap atau bebas yaitu, *axial*, *radial*, dan *tangential*, penentuan *cylindrical support* berupa bidang beradius.

Selanjutnya karena *pulley* menjadi seperempat bagian maka ditambahkan pengaturan *cyclic region* agar pembebanan dilakukan secara keseluruhan *pulley*, *Cyclic region* adalah pengaturan yang berfungsi untuk melakukan duplikasi dari model silinder yang tidak utuh sehingga menjadi silinder yang utuh dengan syarat model yang tidak utuh tersebut simetri, pengaturan *cyclic region* digambarkan pada gambar 3.15.

Adapun pengaturan dibutuhkan oleh *cyclic region*, yaitu *cylinder axis* dimana harus ditambahkan dulu sumbu pada titik tengah model silinder dengan sumbu Y yang bertipe silinder sedangkan untuk sumbu X dan Z bertipe *cartesian*, syarat lainnya adalah posisi model silinder harus diputar pada sumbu Z.

Hasil yang diperoleh dari simulasi *statical structure* ini adalah *stress maximum*, yang mana hasil ini akan menjadi acuan simulasi selanjutnya yaitu simulasi *topology optimization design*, hasil *stress maximum* pada *pulley* digambarkan pada gambar 3.16.

Pada gambar terlihat *stress maximum* yang terjadi posisinya berada pada permukaan lubang baut, hal ini sesuai dengan teori dimana *stress maximum* akan terjadi pada tumpuan tetap, pada model yang dianalisa terdapat empat lubang baut yang merupakan tumpuan tetap sehingga *stress maximum* terjadi pada bagian permukaan keempat lubang baut tersebut.



Gambar 3.16 Stress yang Terjadi pada Pulley

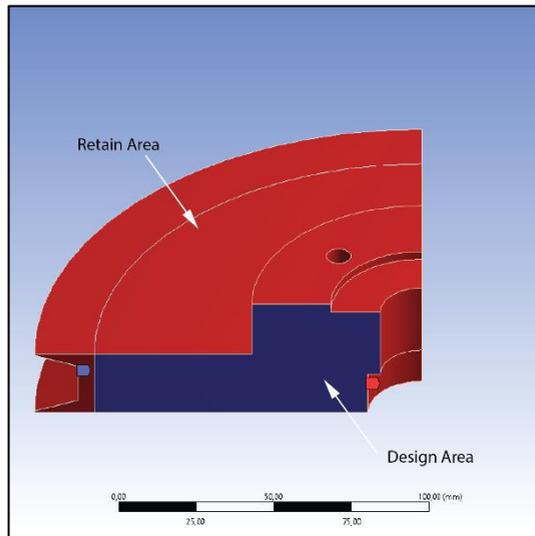
5. Tahap Kelima : Analisa *Topology Optimization*

Pada tahap ini *model full pulley* akan dikurangi massanya dengan metode *topology optimization*, pengurangan massa diatur agar lebih ringan dari massa *pulley* kondisi awal. Dimana *pulley* kondisi awal bermassa 67% dari *pulley full*, artinya *pulley* kondisi awal massanya dipertahankan sebesar 33%, maka analisis *topology optimization* akan diatur untuk massa yang dipertahankan sebesar 30%, 20% dan 10%. Adapun dua metode dalam menentukan area yang akan dipertahankan yaitu *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization*, pengaturan area yang dipertahankan pada simulasi ini disebut dengan *retain area*.

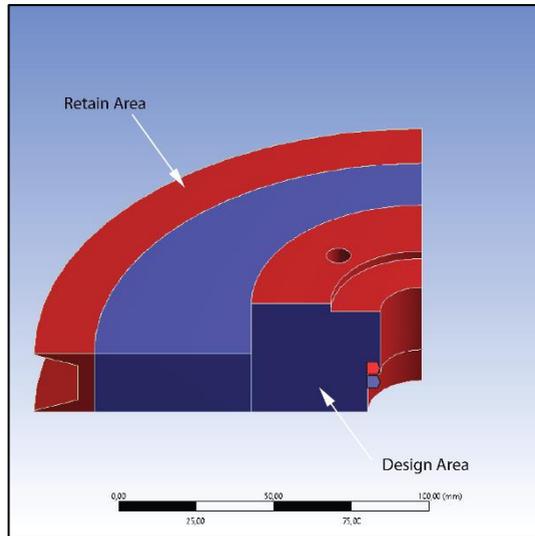
Internal topology optimization adalah analisis *topology optimization* dimana *retain area* diatur berada pada semua bidang terluar dari *pulley*, sehingga analisis *topology optimization* akan

melakukan pengurangan massa pada bagian dalam *pulley* saja, sedangkan bentuk bagian luar dari *pulley* akan tetap dipertahankan, pengaturan *retain area* untuk *internal topology optimization design* digambarkan pada gambar 3.17.

Eksternal Topology optimization adalah analisis *topology optimization* dimana *retain area* diatur berada pada bidang yang dibutuhkan seperti pada bidang lubang baut, lubang poros, lubang *bearing*, permukaan *hub*, dan permukaan alur *pulley*, sehingga analisis *topology optimization* akan melakukan pengurangan massa pada bagian dalam *pulley* dan bagian *rim pulley*, pengaturan *retain area* untuk *eksternal topology optimization design* digambarkan pada gambar 3.18.

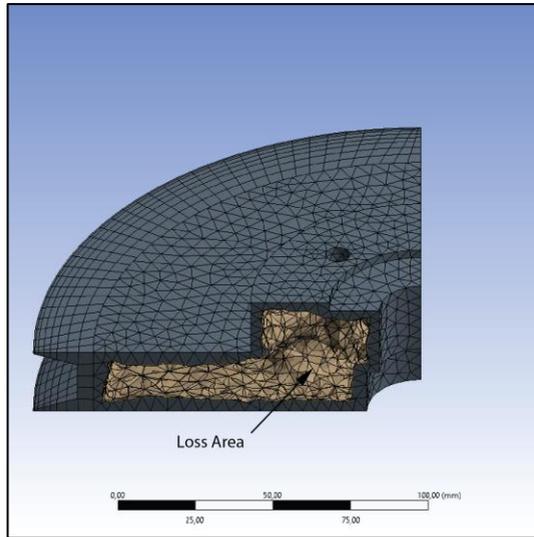


Gambar 3.17 Retain Area Internal Topology Optimization

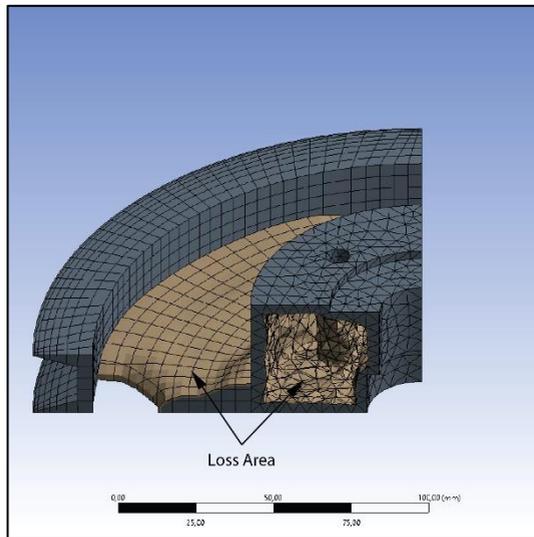


Gambar 3.18 Retain Area Eksternal Topology Optimization

Hasil dari *internal topology optimization* menunjukkan area yang dikurangi pada *pulley* adalah bagian dalam sedangkan pada bagian luar tetap utuh seperti pada gambar 3.19 dan *topology optimization internal*, sedangkan untuk *topology optimization eksternal* menunjukkan area pada *pulley* yang dikurangi adalah bagian luar sehingga membuat *pulley* berlubang pada bagian *rim* seperti pada gambar 3.20.



Gambar 3.19 Hasil Internal Topology Optimization



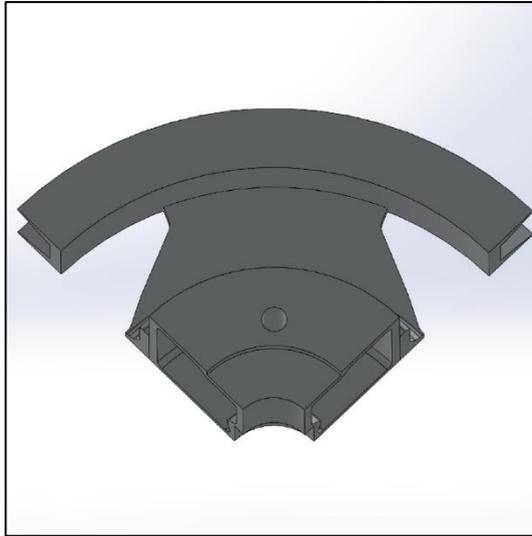
Gambar 3.20 Hasil Eksternal Topology Optimization

Pada tahap selanjutnya model akan di *eksport* dengan format STL dari ANSYS R18 untuk dilakukan tahap selanjutnya yaitu *smoothing*, tahap selanjutnya berfungsi untuk menyederhanakan dan menghaluskan model yang terbentuk dari analisa *topology optimization*.

6. Tahap Keenam : *Smoothing*

Pada tahap ini geometri hasil *topology optimization* dihaluskan dengan mengurangi bagian – bagian tertentu pada model *full pulley* hasil analisis *tiopology optimization*, tahapan ini dilakukan pada *software* SolidWorks 2016, dengan koordinat acuan geometri berdasarkan pada hasil geometri analisa *topology optimization*. Hasil dari proses *smoothing* dapat dilihat pada gambar 3.21.

Adapun yang harus diperhatikan saat melakukan proses *smoothing* yaitu, bila pada model hasil *topology optimization* terdapat bagian yang lancip atau runcing maka bagian tersebut harus diberi radius, karena pada bagian lancip tersebut akan terjadi konsentrasi tegangan yang mengakibatkan kesalahan nilai dari *stress maximum* yang terjadi pada model hasil *topology optimization*.

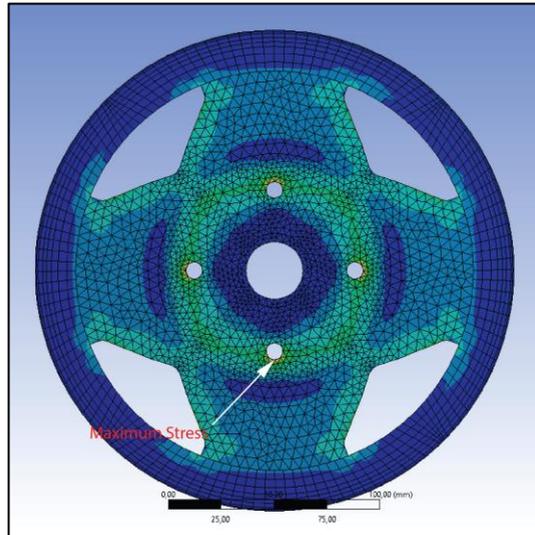


Gambar 3.21 Model Hasil Smoothing

7. Tahap Ketujuh : Analisa *Statical Structure* (model hasil *smoothing*)

Pada tahap ini model hasil *smoothing* di *eksport* kembali ke *software* ANSYS Workbench R18 untuk dilakukan analisa *statical structure*, hasil dari analisa ini akan dibandingkan untuk setiap pembebanan, pengaturan *mass retain*, dan *topology optimization internal* maupun *eksternal*. Hasil analisa *statical structure* dapat dilihat pada gambar 3.22.

Adapun yang harus diperhatikan setelah didapatkan hasil *statical structure* ini, seperti yang telah dibahas pada tahapan sebelumnya dimana ada kemungkinan terjadinya konsentrasi tegangan pada bagian yang lancip, untuk memvalidasi hal tersebut, maka hasil *statical structure* pada tahap ini harus diperiksa posisi terjadinya *stress maximum*, dimana *stress maximum* harus terjadi seperti posisi sebelumnya yaitu pada bagian permukaan lubang baut.



Gambar 3.22 Hasil Stress Analisis Statical Structure

8. Tahap Kedelapan : Pembuatan *Prototype* pada 3d Printer

Pada tahap ini model yang paling optimum hasil dari analisa simulasi ANSYS Workbench R18 berdasarkan nilai massa yang paling optimum dan *stress maximum* , akan dibuat sebagai *prototype* dengan menggunakan 3d printer. Model 3d printer yang digunakan untuk pembuatan *prototype* adalah Sunhokey Prusa i3, ilustrasi dari 3d printer dapat dilihat pada gambar 3.23.



Gambar 3.23 3d Printer Sunhokey Prusa i3
 (Sumber : www.3dprintersonlinestore.com [6])

3.2 Analisis Hasil Simulasi dan Kesimpulan

Hasil dari simulasi yang telah dilakukan kemudian dianalisa, Hasil tersebut berupa nilai massa dan *stress maximum* yang terjadi pada *pulley* dengan pembebanan 1,2,3,dan 4, serta dua metode *topology optimization* yaitu *internal* dan *eksternal*.

Nilai massa dan *stress maximum* yang didapatkan dari simulasi akan dibandingkan dengan massa dan *stress maximum* pada *pulley* dengan kondisi kondisi awal, sehingga akan menjadi batasan seberapa jauh optimasi yang terjadi pada *pulley* dengan geometri yang dibentuk oleh proses *topology optimization internal* dan *eksternal*.

Dengan diperolehnya nilai massa dan *stress maximum* untuk *mass retain* 30%,20%, dan 10%, maka dapat dibentuk grafik fungsi hubungan antara persentase pengurangan masa dengan

stress maximum, untuk setiap pembebanan dan dua metode *topology optimization design*.

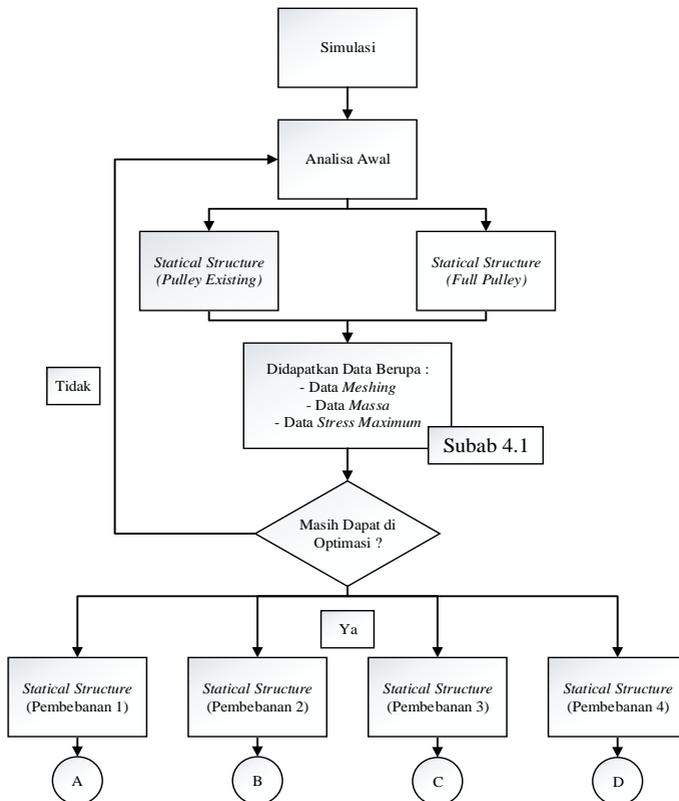
3.3 Evaluasi Hasil

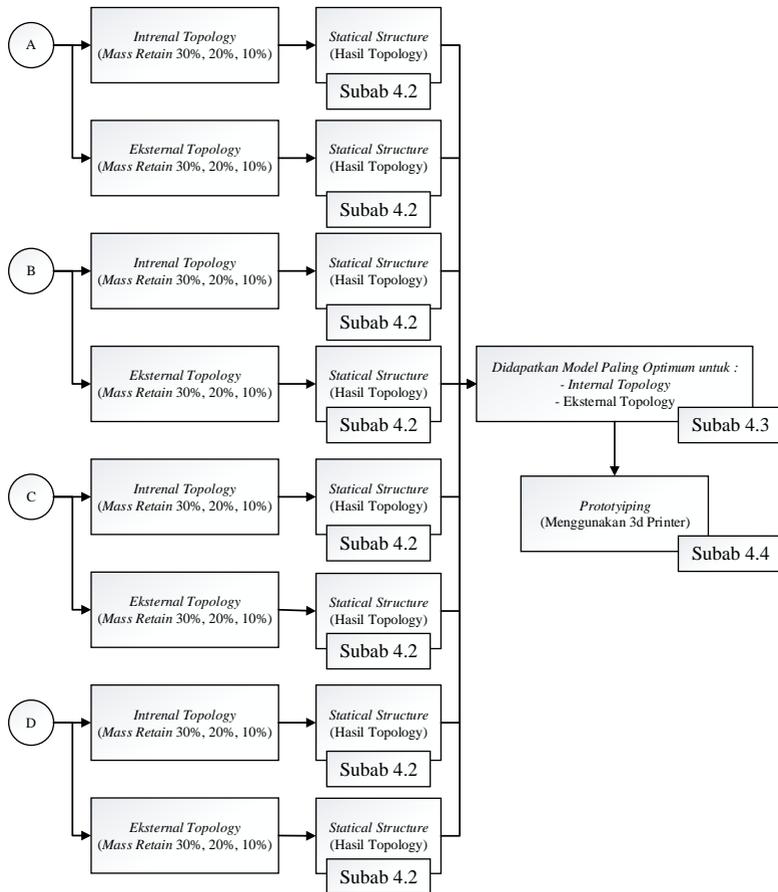
Dari grafik massa *pulley* dan *stress maximum* terhadap *mass retain* dapat ditarik kesimpulan pada batas persentase pengurangan masa manakah yang akan menghasilkan pengurangan massa paling optimum dari *pulley*, dengan geometri paling optimum sehingga didapatkan *pulley* yang lebih optimum dari keadaan *pulley exiting*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV HASIL DAN ANALISIS

Setelah dilakukan simulasi terhadap pulley sepeda motor listrik GESITS dengan *statical structure* dan *topology optimization design*, maka diperoleh data hasil berupa *pulley* dengan geometri paling ringan dan nilai tegangan pada *pulley* yang aman. Gambar 4.1 menunjukkan skema mengenai simulasi yang dilakukan terhadap setiap variasi.





Gambar 4.1 Skema Setiap Analisis

4.1 Analisis Awal

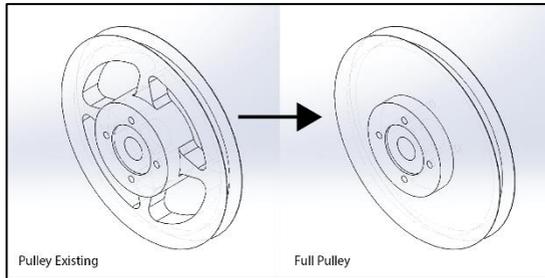
Pada analisis awal ini didefinisikan dulu setiap pembebanan yang terjadi, perbedaan pembebanan ini diakibatkan oleh perbedaan diameter *pulley driver* dan *pulley driven*. Perbedaan diameter *pulley* untuk setiap pembebanan dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 Data Diameter Pulley Untuk Setiap Pembebanan

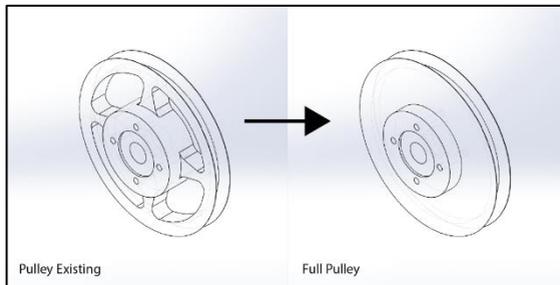
Pembebanan	Diameter Pulley Driven (mm)	Diameter Pulley Driver (mm)	Rasio
1	52,5	221,5	4,22
2	34	221,5	6,51
3	52,5	198	3,77
4	34	198	5,82

Pada tabel 4.2 analisis *topology optimization* hanya akan dilakukan pada *pulley driver*, hal ini dikarenakan *pulley diameter driven* terlalu kecil untuk dilakukan analisis *topology optimization design* sehingga hasilnya nanti tidak akan terlalu signifikan.

Tahapan selanjutnya adalah pembuatan model *full pulley* dengan dimensi berdasarkan pada dimensi *pulley existing* untuk diameter 221,5 mm dan 198 mm, analisis *statical structure* dan *topology optimization* akan menggunakan model *full pulley* sehingga pengurangan massa akan terjadi dari kondisi *full pulley* saMPai terbentuk geometri yang lebih optimum dari *pulley existing*, model dari *full pulley* berdiameter 221,5 mm dapat dilihat pada gambar 4.3.a, dan untuk *full pulley* berdiameter 198 mm dapat dilihat pada gambar 4.3.b.



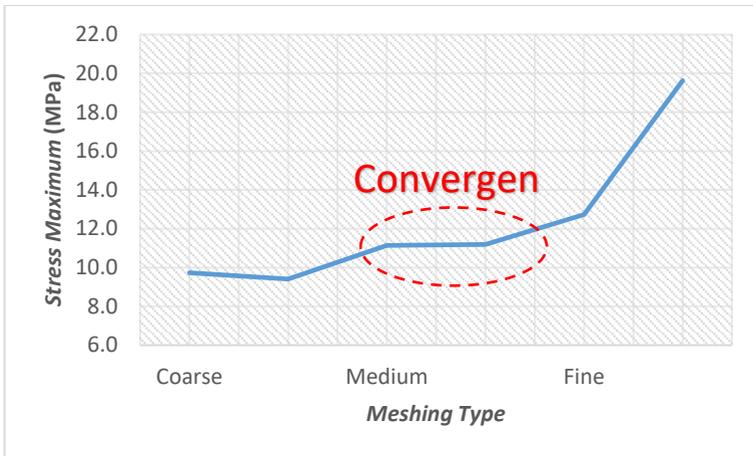
Gambar 4.3.(a) Full Pulley Diameter 221,5 mm



Gambar 4.3.(b) Full Pulley Diameter 198 mm

Table 4.4 Data Convergen Test Size Meshing

Model	Meshing Type					
	Coarse		Medium		Fine	
Minimum Size Meshing (mm)	0,107	0,072	0,054	0,036	0,031	0,021
Maximum Size Meshing (mm)	10,735	7,157	5,368	3,578	3,144	2,096
Stress Full Pulley (MPa)	9,736	9,404	11,135	11,193	12,734	19,628



Gambar 4.5 Grafik Hubungan Stress Maximum dengan Ukuran Meshing

Tahapan selanjutnya yang dilakukan pada analisis awal ini adalah melakukan validasi *size meshing* yang akan dipakai untuk melakukan simulasi *statical structure* dan *topology optimization design* pada software ANSYS R18. Data didapatkan dengan melakukan *statical structure* pada model *full pulley* dengan gaya pembebanan 1 data *convergen test* pada meshing dapat dilihat pada tabel 4.4. lalu data tersebut dibentuk grafik lalu ditarik kesimpulan berdasarkan grafik untuk penentuan *meshing size* yang dipakai untuk analisis *statical structure* dan *topology optimization design*, grafik dapat dilihat pada gambar 4.5.

Pada gambar grafik 4.5 diperoleh kesimpulan bahwa *meshing convergen* pada titik *medium*, maka untuk analisi *statical structure* dan *topology optimization* digunakan *meshing* dengan ukuran *medium* dimana ukuran minimum *meshing* 0,054 mm dan ukuran maximum *meshing* 5,368 mm.

Untuk melakukan validasi terhadap *meshing size medium* maka dilakukan perhitungan manual untuk nilai *stress maximum*

terhadap *full pulley* untuk pembebanan 1, dimana hasil perhitungan manual nilai *stress maximum* yang terjadi sebesar 13,64 MPa dan hasil simulasi sebesar 11,135 MPa, terdapat perbedaan sebesar 2,505 MPa namun perbedaan ini masih dalam batas toleransi, maka *meshing size medium* bisa dikatakan valid.

Tahapan selanjutnya dilakukan pengujian *statical structure* untuk *pulley existing*, *full pulley*, *internal topology optimization*, dan *eksternal topology optimization*, untuk pembebanan dengan rasio terkecil yaitu pembebanan 3. Pengujian ini dilakukan untuk memastikan semua optimasi yang dilakukan aman terhadap nilai *stress* yang terjadi, karena pada rasio paling kecil dari pasangan *pulley* akan menghasilkan torsi yang paling besar diantara semua pembebanan.

Dari data tabel 4.6 didapatkan bahwa nilai *stress maximum* yang terjadi pada *pulley existing*, *internal topology optimization*, dan *eksternal topology optimization* masih jauh dari *stress* yang diijinkan material *aluminum alloy* yang bernilai 280 MPa. Maka *pulley existing* masih dapat dilakukan optimasi pengurangan massa menggunakan metode *topology optimization design*.

Tabel 4.6 Data Hasil Analisis Pembebanan 3

Model Pembebanan 3	Stress (MPa)
<i>Full Pulley</i>	9,804
<i>Existing Pulley</i>	26,571
<i>Internal Topology</i>	53,141
<i>Eksternal Topology</i>	50,319
Aluminum Alloy - Tensile Yield Strength	280

Tabel 4.7 Data Massa Untuk Full Pulley dan Pulley Existing

Pembebanan	Massa (kg)		Massa yang Dipertahankan (%)
	Full	Existing	
1	0,731	0,496	68%
2	0,731	0,496	68%
3	0,622	0,372	60%
4	0,622	0,372	60%

Tahapan selanjutnya dilakukan pengambilan data massa dari *pulley full* dan *pulley existing*. Hal ini dilakukan untuk melihat seberapa besar massa yang dipertahankan pada *pulley existing* terhadap *full pulley*, sehingga *topology optimization* akan diatur dengan massa yang dipertahankan lebih kecil dari *pulley existing*. Dari data tabel 4.7 didapatkan massa yang dipertahankan *pulley existing* terhadap *full pulley* berkisar antara 60% - 68%, maka ditentukan bahwa pengaturan untuk massa yang dipertahankan pada analisis *topology optimization design* diatur sebesar 30%, 20%, dan 10%.

Setelah didapatkan hasil dimana *pulley existing* masih mungkin untuk dikurangi massanya menggunakan analisis *topology optimization design* dan telah didapatkan pengaturan *mass retain* yang akan dipakai pada analisis *topology optimization*, maka pada tahapan selanjutnya akan dilakukan analisis *topology optimization*, dimana terdapat dua metode yang akan dilakukan untuk analisis *topology optimization* ini, yaitu *internal topology optimization design* dan *eksternal topology optimization design* seperti yang telah dibahas pada subab 3.1.4.

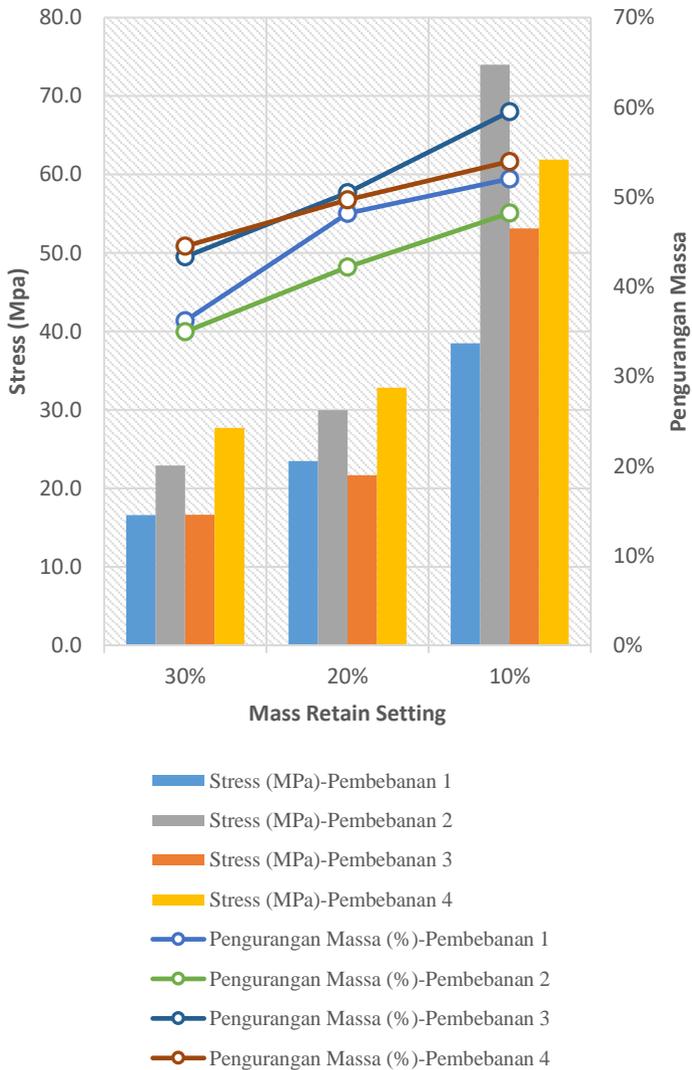
4.2 Analisis Internal Topology Optimization

Pada analisis *internal topology optimization* ini dilakukan pengurangan massa pada *full pulley* untuk pembebanan 1,

pembebanan 2, pembebanan 3, dan pembebanan 4, data *stress* yang diambil dari masing – masing pembebanan dengan pengaturan massa yang dipertahankan atau *mass retain setting* 30%, 20% dan 10%, dapat dilihat pada tabel 4.8. dan ditampilkan secara grafik pada gambar 4.9. Pengaturan area dari *mass retain* untuk analisis *internal topology optimization* seperti yang telah dibahas pada subab 3.1.4.

Tabel 4.8 Data Stress Maximum Internal Topology Optimization

<i>Topology Optimization Internal</i>					
<i>Retain Setting</i>	<i>Properties</i>	<i>Pembebanan</i>			
		1	2	3	4
30%	<i>Stress (Mpa)</i>	16,610	22,894	16,632	27,688
	Massa Awal (Kg)	0,731	0,731	0,622	0,622
	Massa Akhir (Kg)	0,466	0,475	0,353	0,345
	Massa dipertahankan (%)	36%	35%	43%	44%
20%	<i>Stress (Mpa)</i>	23,470	29,940	21,685	32,835
	Massa Awal (Kg)	0,731	0,731	0,622	0,622
	Massa Akhir (Kg)	0,379	0,422	0,308	0,313
	Pengurangan Massa (%)	48%	42%	50%	50%
10%	<i>Stress (Mpa)</i>	38,495	73,998	53,141	61,885
	Massa Awal (Kg)	0,731	0,731	0,622	0,622
	Massa Akhir (Kg)	0,350	0,378	0,252	0,286
	Pengurangan Massa (%)	52%	48%	60%	54%



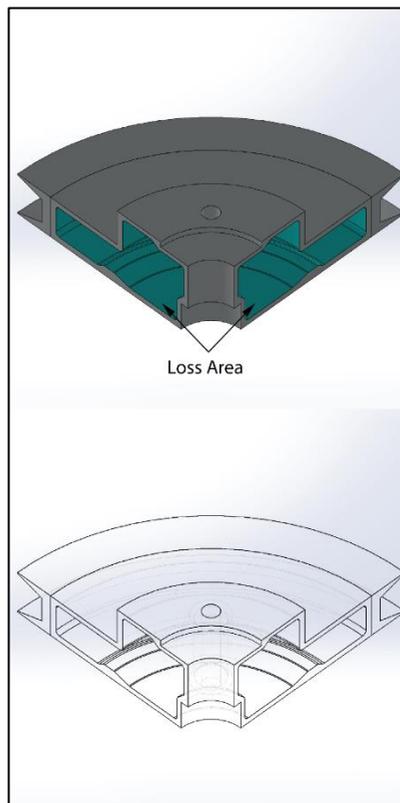
Gambar 4.9 Grafik Hubungan Stress dengan Persentase Pengurangan Massa Internal Topology Optimization

Tabel 4.8 dan gambar grafik 4.9 menunjukkan nilai *stress* pembebanan 1, pembebanan 2, pembebanan 3, dan pembebanan 4 terus mengalami peningkatan dari *mass retain setting* 30% hingga *mass retain setting* 10%, nilai *stress* terbesar terjadi pada pembebanan 2 dengan *mass retain setting* sebesar 10% dengan nilai *stress* sebesar 73,998 MPa namun nilai *stress* ini masih aman, karena nilai *tensile yield strength* dari material *aluminum alloy* sebesar 280 MPa, nilai *stress* terkecil terjadi pada pembebanan 1 dengan *mass retain setting* 30% dengan nilai *stress* sebesar 16,610 MPa. Adapun kenaikan *stress* signifikan untuk pembebanan 1, pembebanan 2, pembebanan 3, dan pembebanan 4 yang terjadi dari *mass retain* 20% ke *mass retain* 10%, dimana kenaikan nilai *stress* terbesar terjadi pada pembebanan 2, nilai *stress* dengan *mass retain* 20% sebesar 29,940 MPa pada titik *mass retain* 10% nilai *stress* menjadi 73,998 MPa.

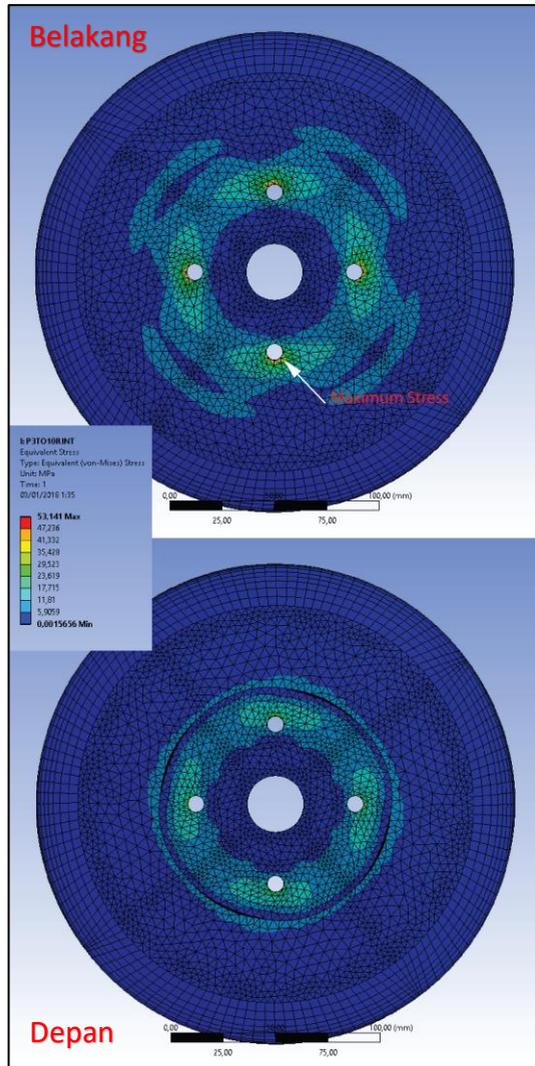
Tabel 4.8 dan gambar grafik 4.9 menunjukkan persentase pengurangan massa *pulley* pembebanan 1, pembebanan 2, pembebanan 3, dan pembebanan 4 terus mengalami peningkatan dari *mass retain setting* 30% hingga *mass retain setting* 10%, persentase pengurangan massa terbesar terjadi pada pembebanan 3 dengan *mass retain setting* sebesar 10% dengan persentase pengurangan massa *pulley* sebesar 60%, persentase pengurangan massa *pulley* terkecil terjadi pada pembebanan 2 dengan *mass retain setting* 30% dengan persentase pengurangan massa *pulley* sebesar 35%.

Dari hasil analisis *internal topology optimization* ini di dapatkan hasil paling optimum pada *full pulley* pembebanan 3 dengan *mass retain* 10%, dengan *maximum stress* sebesar 53,141 MPa, massa akhir sebesar 0,252 Kg dan persentase pengurangan massa sebesar 60%.

Geometri bentuk *pulley* dari hasil analisis *internal topology optimization* dengan pembebanan 3 dan pengaturan *mass retain* sebesar 10% dapat dilihat pada gambar 4.10. Terlihat pada gambar tersebut geometri dari *pulley* dikurangi pada bagian dalam *pulley*, namun pada bagian permukaan terluar dari *pulley* masih tetap utuh, hal ini sesuai dengan pengaturan *mass retain area* yang digunakan untuk analisis *internal topology optimization*.



**Gambar 4.10 Pulley Hasil Internal Topology Optimization
Retain Mass Setting 10%**



**Gambar 4.11 Hasil Analisis Stress Maximum Pulley Internal
Topology Optimization dengan Mass Retain setting 10%**

Setelah didapatkan geometri hasil analisis *internal topology optimization* geometri tersebut di analisis kembali menggunakan analisis *statical structure*, untuk model *full pulley* dengan pembebanan 3 yang telah di analisis *internal topology optimization* dengan pengaturan *mass retain* 10% dapat dilihat pada gambar 4.11.

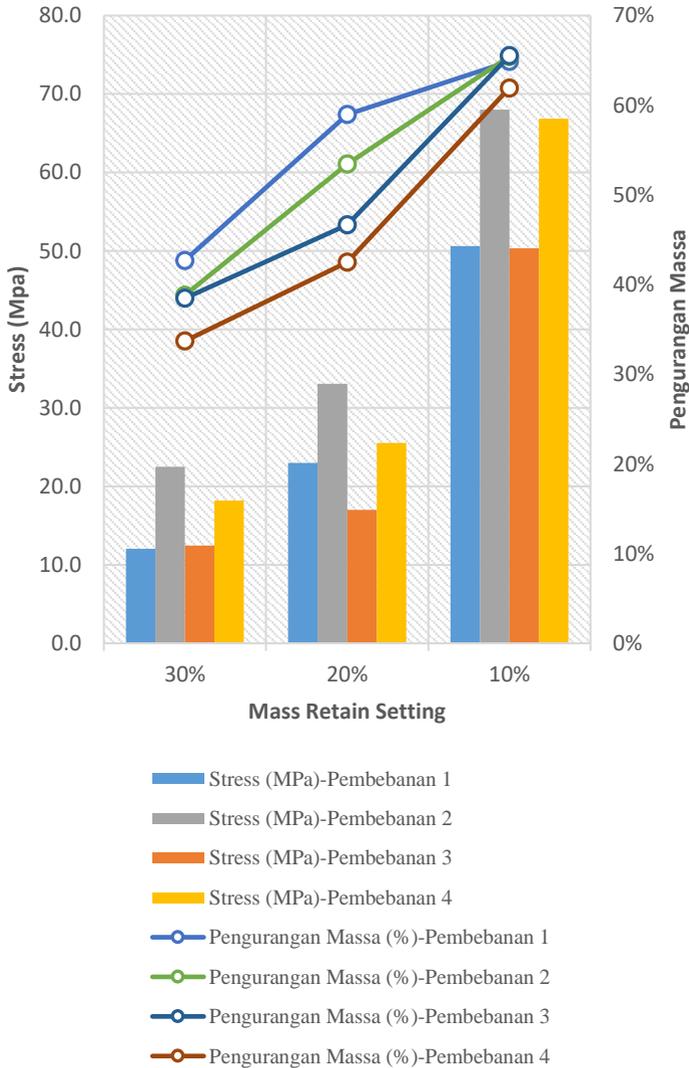
Terlihat pada hasil *stress* tersebut posisi dari *stress maximum* terjadi pada bagian permukaan lubang baut, dimana lubang baut ini diatur sebagai tumpuan tetap, namun *stress maximum* ini tidak terjadi di semua permukaan lubang baut, *maximum stress* terjadi di titik terjauh dari titik tengah *pulley*, dimana *stress maximum* terjadi untuk setiap lubang baut yang berjumlah 4 buah lubang, selain itu *stress maximum* hanya terjadi dibagian belakang *pulley* tidak terjadi dibagian depan dari *pulley*, hal ini dikarenakan posisi dari *rim* dan alur *pulley* tidak berada ditengah *pulley* namun menempel pada bagian belakang dari *pulley*.

4.3 Analisis Eksternal Topology Optimization

Pada analisis *eksternal topology optimization* ini dilakukan pengurangan massa pada *full pulley* untuk pembebanan 1, pembebanan 2, pembebanan 3, dan pembebanan 4, data *stress* yang diambil dari masing – masing pembebanan dengan pengaturan *mass retain* 30%, 20% dan 10%, dapat dilihat pada tabel 4.12 dan ditampilkan secara grafik pada gambar 4.13. Pengaturan area dari *mass retain* untuk analisis *internal topology optimization* seperti yang telah dibahas pada subab 3.1.4.

Tabel 4.12 Data Stress Maximum Eksternal Topology Optimization

<i>Topology Optimization Eksternal</i>					
<i>Retain Setting</i>	<i>Properties</i>	<i>Pembebanan</i>			
		<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
30%	<i>Stress (Mpa)</i>	12,055	22,509	12,436	18,183
	<i>Massa Awal (Kg)</i>	0,731	0,731	0,622	0,622
	<i>Massa Akhir (Kg)</i>	0,419	0,447	0,383	0,413
	<i>Pengurangan Massa (%)</i>	43%	39%	38%	34%
20%	<i>Stress (Mpa)</i>	23,008	33,084	17,005	25,519
	<i>Massa Awal (Kg)</i>	0,731	0,731	0,622	0,622
	<i>Massa Akhir (Kg)</i>	0,300	0,340	0,332	0,358
	<i>Pengurangan Massa (%)</i>	59%	53%	47%	42%
10%	<i>Stress (Mpa)</i>	50,629	68,027	50,319	66,849
	<i>Massa Awal (Kg)</i>	0,731	0,731	0,622	0,622
	<i>Massa Akhir (Kg)</i>	0,257	0,252	0,215	0,237
	<i>Pengurangan Massa (%)</i>	65%	65%	66%	62%



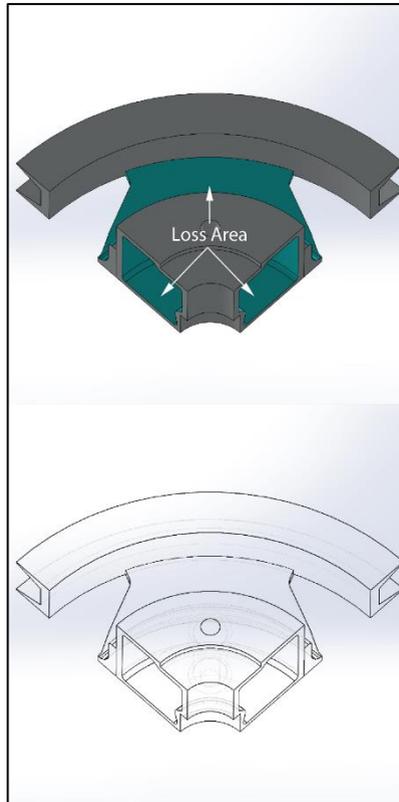
Gambar 4.13 Grafik Hubungan Stress dengan Persentase Pengurangan Massa Eksternal Topology Optimization

Tabel 4.12 dan gambar grafik 4.13 menunjukkan nilai *stress* pembebanan 1, pembebanan 2, pembebanan 3, dan pembebanan 4 terus mengalami peningkatan dari *mass retain setting* 30% hingga *mass retain setting* 10%, nilai *stress* terbesar terjadi pada pembebanan 2 dengan *mass retain setting* sebesar 10% dengan nilai *stress* sebesar 68,027 MPa namun nilai *stress* ini masih aman, karena nilai *tensile yield strength* dari material *aluminum alloy* sebesar 280 MPa, nilai *stress* terkecil terjadi pada pembebanan 1 dengan *mass retain setting* 30% dengan nilai *stress* sebesar 12,055 MPa. Adapun kenaikan *stress* signifikan untuk pembebanan 1, pembebanan 2, pembebanan 3, dan pembebanan 4 yang terjadi dari *mass retain* 20% ke *mass retain* 10%, dimana kenaikan nilai *stress* terbesar terjadi pada pembebanan 2, nilai *stress* dengan *mass retain* 20% sebesar 33,084 MPa pada titik *mass retain* 10% nilai *stress* menjadi 68,027 MPa.

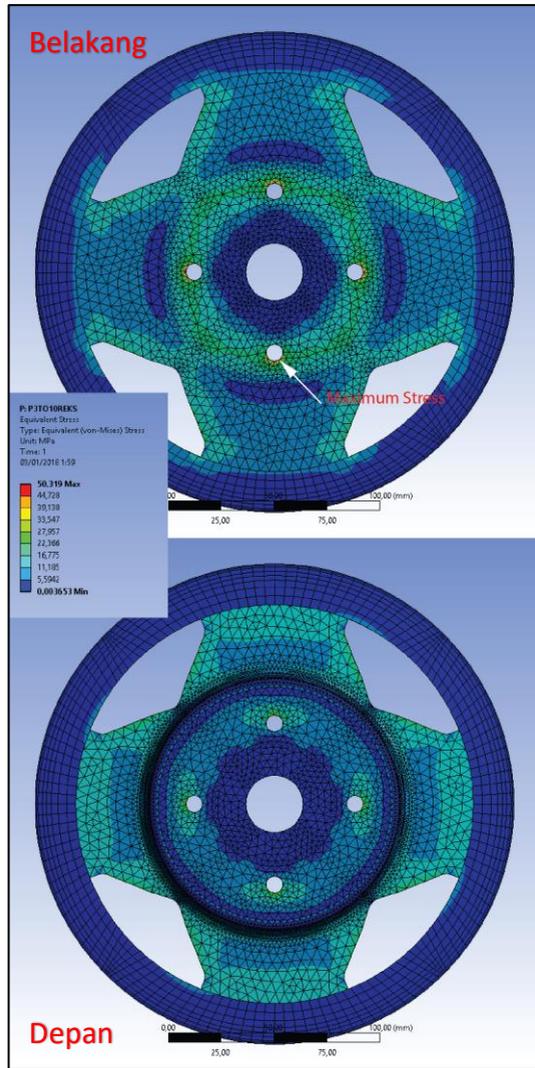
Tabel 4.12 dan gambar grafik 4.13 menunjukkan persentase pengurangan massa *pulley* pembebanan 1, pembebanan 2, pembebanan 3, dan pembebanan 4 terus mengalami peningkatan dari *mass retain setting* 30% hingga *mass retain setting* 10%, persentase pengurangan massa terbesar terjadi pada pembebanan 3 dengan *mass retain setting* sebesar 10% dengan persentase pengurangan massa *pulley* sebesar 66%, persentase pengurangan massa *pulley* terkecil terjadi pada pembebanan 4 dengan *mass retain setting* 30% dengan persentase pengurangan massa *pulley* sebesar 34%.

Dari hasil analisis *eksternal topology optimization* ini di dapatkan hasil paling optimum pada *full pulley* pembebanan 3 dengan *mass retain* 10%, dengan *maximum stress* sebesar 50,319 MPa, massa akhir sebesar 0,215 Kg dan persentase pengurangan massa sebesar 66%.

Geometri bentuk *pulley* dari hasil analisis *eksternal topology optimization* dengan pembebanan 3 dan pengaturan *mass retain* sebesar 10% dapat dilihat pada gambar 4.14. Terlihat pada gambar tersebut geometri dari *pulley* dikurangi pada bagian dalam *pulley* dan pada bagian *rim pulley*, sehingga bagian *rim* pada *pulley* menjadi berlubang, posisi lubang pada *rim* ini terletak jauh dari lubang baut, sedangkan bagian *rim* didekat lubang baut hanya dikurangi tapi tidak sampai berlubang, hal ini sesuai dengan pengaturan *mass retain area* yang digunakan untuk analisis *eksternal topology optimization*.



***Gambar 4.14 Pulley Hasil Eksternal Topology Optimization
Retain Mass Setting 10%***



***Gambar 4.15 Hasil Analisis Stress Maximum Pulley Eksternal
 Topology Optimization dengan Mass Retain Setting 10%***

Setelah didapatkan geometri hasil analisis *eksternal topology optimization* geometri tersebut dianalisis kembali menggunakan analisis *statical structure*, untuk model *full pulley* dengan pembebanan 3 yang telah di analisis *eksternal topology optimization* dengan pengaturan *mass retain* 10% dapat dilihat pada gambar 4.15.

Terlihat pada hasil *stress* tersebut posisi dari *stress maximum* terjadi pada bagian permukaan lubang baut, dimana lubang baut ini diatur sebagai tumpuan tetap, namun *stress maximum* ini tidak terjadi di semua permukaan lubang baut, *maximum stress* terjadi di titik terjauh dari titik tengah *pulley*, dimana *stress maximum* terjadi untuk setiap lubang baut yang berjumlah 4 buah lubang, selain itu *stress maximum* hanya terjadi dibagian belakang *pulley* tidak terjadi dibagian depan dari *pulley*, hal ini dikarenakan posisi dari *rim* dan alur *pulley* tidak berada ditengah *pulley* namun menempel pada bagian belakang dari *pulley*.

4.4 Hasil Analisis Topology Optimization

Setelah mendapatkan hasil dari analisis *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization*, dimana hasil paling optimum untuk *internal topology optimization* adalah *pulley* dengan pembebanan 3 dan *mass retain* 10%, dan untuk *eksternal topology optimization design* adalah *pulley* dengan pembebanan 3 dan *mass retain* 10%. Hasil tersebut dibandingkan dengan *pulley existing*, data perbandingan dapat dilihat pada tabel 4.16.

Tabel 4.16 menunjukkan bahwa hasil analisis *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization*, menunjukkan bahwa kedua optimasi sama baiknya, dimana perbedaan persentase massa dan nilai *stress* yang terjadi bisa dikatakan sama. Maka dilakukan analisis *fatigue test* untuk memvalidasi kedua geometri yang dihasilkan analisis *topology optimization*.

Tabel 4.16 Data Hasil Analisis Topology Optimization

Model Pembebanan 3	Massa (Kg)	Massa yang Dipertahankan (%)	Stress (MPa)
<i>Full Pulley</i>	0,622	100%	9,804
<i>Existing Pulley</i>	0,372	60%	26,571
<i>Internal Topology</i>	0,252	40%	53,141
<i>Eksternal Topology</i>	0,215	34%	50,319

Fatigue test dilakukan untuk mendapatkan hasil hingga berapa putaran *pulley* dapat bertahan, dimana ini akan menjadi pertimbangan untuk menentukan *pulley* manakah yang lebih baik dari sisi ketahanannya. Data hasil analisis *fatigue test* dapat dilihat pada tabel 4.17.

Tabel 4.17 menunjukkan bahwa geometri hasil analisis *internal topology optimization* lebih baik daripada *eksternal topology optimization*. Dimana hasil geometri analisis *internal topology optimization* dapat bertahan hingga 100.000.000 putaran, sedangkan geometri hasil analisis *eksternal topology optimization* dapat bertahan hingga 76.158.000 putaran.

Maka *pulley* paling optimum adalah *pulley* hasil analisis *internal topology optimization*. Dimana *pulley* ini memiliki massa yang dipertahankan sebesar 40%, *stress* yang terjadi sebesar 53,141 MPa, dan dapat bertahan hingga 100.000.000 putaran.

Tabel 4.17 Data Hasil Analisis Fatigue Test

Model	Fatigue Test (Cycle)
<i>Internal Topology Optimization</i>	100.000.000
<i>Eksternal Topology Optimization</i>	76.158.000

4.5 Prototyping

Setelah didapatkan geometri *pulley* paling optimum, maka *pulley* hasil analisis akan masuk ke tahap selanjutnya yaitu *prototyping*. Dimana geometri hasil analisis ini akan dibuat *prototype* dengan menggunakan *3d printer*, terdapat keterbatasan dimensi pada *3d printer* yang digunakan, maka model yang akan di *print* di skala dengan perbandingan 1 : 2.

Prototype dibuat menggunakan *3d printer* dikarenakan terdapat bentukan yang tidak bisa dibuat oleh proses permesinan konvensional maupun modern seperti CNC, bentukan tersebut berupa lubang dibagian dalam dari *pulley* hasil analisis *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization*, bentukan lubang tersebut berada dibagian dalam *pulley* namun tidak terdapat celah pada permukaan luar *pulley* untuk membuat bagian tersebut. Sehingga proses *prototyping* ini dibuat dengan *3d printer*.

Spesifikasi dari *3d printer* yang digunakan pada proses *prototyping* ini, spesifikasi dari *3d printer* yang digunakan dapat dilihat pada tabel 4.18. Adapun parameter – parameter yang harus diatur pada proses *prototyping* ini, agar proses *prototyping* ini dapat menghasilkan geometri yang baik, parameter yang digunakan pada proses *prototyping* ini dapat dilihat pada tabel 4.19.

Tabel 4.18 Spesifikasi 3d Printer Sunhokey Prusa i3
(Sumber : www.3dprintersonlinestore.com [6])

Printing Specification	
<i>Print Size (XYZ)</i>	200 x 200 x 180 mm
<i>Print Speed</i>	40 - 100 mm/s
<i>Layer Resolution</i>	0,1 mm
<i>Filament Diameter</i>	1,75 mm
<i>Filament Compatibility</i>	ABS, PLA, HIPS, PVA, Nylon

<i>Print Plate Size</i>	213 x 200 mm
<i>Mechanical Specification</i>	
<i>Chassis</i>	Acrylic Frame + Threaded Rods
<i>No of Extruder</i>	1
<i>Nozzle Type</i>	E3D V5
<i>Stepper Motors</i>	42 mm Hybrid Stepper Motor
<i>Temperature Specification</i>	
<i>Extruder Temperature</i>	265 deg C (maximum)
<i>Heating Bed Temperature</i>	80 deg C (maximum)
<i>Electrical Specification</i>	
<i>AC input</i>	200-240VAC/2.4A
<i>Power Requirement</i>	DC 12V / 30A
<i>Connectivity (Interface)</i>	USB, LCD display, SD Card
<i>Electronics Specification</i>	
<i>Electronics (Motherboard)</i>	MKS GEN-2Z V1.2

Tabel 4.19 Parameter Pengaturan Printing

Parameter	Pengaturan
<i>Material</i>	ABS (putih)
<i>Layer Height</i>	0,1 mm
<i>Wall Thickness</i>	0,8 mm
<i>Top/Bottom Thickness</i>	0,8 mm
<i>Infill Density</i>	20%
<i>Infill Patern</i>	Grid
<i>Printing Temperature</i>	230 deg C
<i>Bed Temperature</i>	65 deg C
<i>Diameter filament</i>	1,75 mm
<i>Flow</i>	100%
<i>Retraction Speed</i>	25 mm/s
<i>Print Speed</i>	50 mm/s

<i>Top/Bottom Speed</i>	25 mm/s
<i>Travel Speed</i>	120 mm/s
<i>Support Overhange Angle</i>	15 deg
<i>Support Patern</i>	Grid
<i>Support Infill</i>	12%
<i>Plate Adhesion Type</i>	Raft
<i>Raft Extra Margin</i>	10 mm
<i>Raft Air Gap</i>	0,3 mm
<i>Raft Top Layer</i>	2

Pada tabel 4.19 tercantum pengaturan yang dilakukan untuk pembuatan *prototyping*, pengaturan ini didapatkan dari proses *trial-error*, karena pengaturan ini tidak baku untuk setiap model geometri yang akan di *print*, jadi ketika penelitian selanjutnya mengacu pada parameter ini namun geometri dari benda yang akan di *print* berbeda dengan penelitian ini, maka ada kemungkinan produk yang di *print* tidak memiliki geometri seperti yang diharapkan. Untuk hasil 3d *printing pulley internal topology optimization* dengan *mass retain* 10% dapat dilihat pada gambar 4.20.



Gambar 4.20 Hasil 3d Printing Pulley Internal Topology Optimization dengan Mass Retain Setting 10%

Adapun beberapa kesulitan yang di dapatkan pada saat pengerjaan *prototyping* ini yaitu :

1. *Wrapping*
Wrapping merupakan kecacatan produk dimana terjadi *bending* pada bagian ujung benda sebelum produk selesai di print, hal ini disebabkan terjadinya penyusutan pada produk yang awalnya bertemperatur tinggi semakin lama akan semakin dingin pada bagian paling dasar dari produk.
2. Dimensi
Dimensi dari produk yang melebihi kapasitas produk yang dapat di print mengakibatkan produk harus diskalakan agar bisa di print, dimana ukuran produk berdiameter 198 mm sedangkan kemampuan 3d printer hanya 150 mm x 150 mm x 180 mm.
3. *Support*

Support merupakan bentukan yang dibuat untuk menyangga bagian – bagian produk yang *overhange*, kesulitan terdapat pada pengaturan *support* yang tepat agar dapat menjangkau bagian – bagian yang rumit dari produk.

4. *Rafts*

Rafts merupakan pembuatan dasar atau alas dari produk agar tidak terjadi *air gap* sehingga memperkecil kemungkinan *wrapping* pada produk

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari analisis yang telah dilakukan, didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Berdasarkan hasil analisis *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization* :
 - a. Bentuk geometri hasil analisis *internal topology optimization* memperlihatkan terdapat lubang pada bagian dalam *pulley*, lubang bagian dalam ini terdapat pada bagian *hub pulley* dan *rim pulley*, namun pada permukaan bagian terluar dari *pulley* tetap utuh,
 - b. Bentuk geometri hasil analisis *eksternal topology optimization* memperlihatkan terdapat lubang pada bagian dalam dan luar *pulley*, lubang dalam ini terdapat pada bagian *hub pulley*, sedangkan untuk bagian *rim pulley* lubang terdapat pada bagian luar *pulley*.
2. Berdasarkan hasil analisis *statical structure* untuk model *pulley* yang dihasilkan analisis *topology optimization* :
 - a. Didapatkan rasio paling optimum untuk pasangan *pulley* sepeda motor listrik GESITS dengan rasio sebesar 3,77, dengan diameter *driver pulley* sebesar 52,5 mm dan diameter *driven pulley* sebesar 198 mm.
 - b. *Driven pulley* paling optimum hasil analisis *internal topology optimization* memiliki nilai *stress maximum* sebesar 53,141 MPa, dengan berat akhir sebesar 0,252 Kg, dan pengurangan massa yang terjadi pada *pulley* sebesar 60%.

- c. *Driven pulley* paling optimum hasil analisis *eksternal topology optimization* memiliki nilai *stress maximum* sebesar 50,319 MPa, dengan berat akhir sebesar 0,215 Kg, dan pengurangan massa yang terjadi pada *pulley* sebesar 66%.
3. Berdasarkan hasil analisis *fatigue test* untuk model *pulley* hasil analisis *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization*, didapatkan hasil model *internal topology optimization* lebih baik daripada model hasil analisis *eksternal topology optimization*, dengan ketahanan mencapai 100.000.000 putaran.
4. Proses *prototyping pulley* sepeda motor listrik GESITS hasil analisis *internal topology optimization* dan *eksternal topology optimization*, dilakukan menggunakan *3d printer*, hal ini dikarenakan tidak dimungkinkannya proses dilakukan pada permesinan konvensional maupun permesinan modern, karena geometri hasil analisis *topology optimization* memiliki bagian berlubang pada bagian dalam dari *pulley*, namun tidak ada celah untuk menjangkau bagian tersebut.

5.2 Saran

Hasil simulasi ini merupakan pendekatan dari keadaan *existing* dan sebagai alat untuk melakukan proses perancangan yang lebih baik. Sehingga proses ini dapat dijadikan sebagai bahan pertimbangan pada saat kita melakukan proses perancangan untuk melakukan optimasi pada geometri *driven pulley* sepeda motor listrik GESITS. Proses pengujian secara riil harus tetap perlu dilakukan untuk mengetahui hasil secara sesungguhnya dari hasil yang telah didapatkan proses analisis *topology optimization design*. Agar pada penelitian selanjutnya didapatkan hasil yang lebih

optimum baik dari persentase massa maupun *stress maximum* yang terjadi pada *pulley*, maka hal yang perlu dipertimbangkan adalah mengganti material yang digunakan dengan *carbon fiber*, dimana material ini memiliki nilai *yield strength* yang lebih tinggi dan memiliki nilai massa jenis yang lebih rendah daripada *aluminum alloy*. Untuk hasil analisis *fatigue test*, terhadap model yang telah di analisis *topology optimization*, perlu ditinjau lebih lanjut pada penelitian selanjutnya. Adapun proses *prototyping* akan lebih baik, karena material *carbon fiber* saat ini telah dapat diproses oleh 3d *printing*, namun terdapat hal yang harus diperhatikan adalah kesulitan mendapatkan *filament* material *carbon fiber* dan dibutuhkan spesifikasi 3d *printer* yang lebih baik dari spesifikasi 3d *printer* yang digunakan pada penelitian ini.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] K. Atani, A. Makrizi, & B. Radi. 2016. **Topology Optimization of 3D Structure Using ANSYS and MATLAB**. *IOSR Journal of Mathematics*. vol. 12, pp. 63-69.
- [2] Parker. R. 2006. **Mechanics and Sliding Friction in Belts Drives With Pulley Grooves**. *Department of Mechanical Engineering*. vol. 128, pp. 494-502.
- [3] Khurmi, R. S. & Gupta, J. K., 2005, *A Text Book of Machine Design*. 1 ed. New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD..
- [4] Huang, X. & Xie, Y. M., 2010, *Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures*, 1 ed. Melbourne: Jhon Willey & Sons, Inc..
- [5] Aaron d, Deutschman, Michels Walter j dan Wilson Charles E. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co., Inc.
- [6] 3d Printer Online Store, 2017, **Sunhokey Acrylic Reprap Prusa I3 DIY KIT**, [online], (<https://www.3dprintersonlinestore.com/full-acrylic-reprap-prusa-i3-kit>, diakses tanggal 3 Januari 2018)

LAMPIRAN A

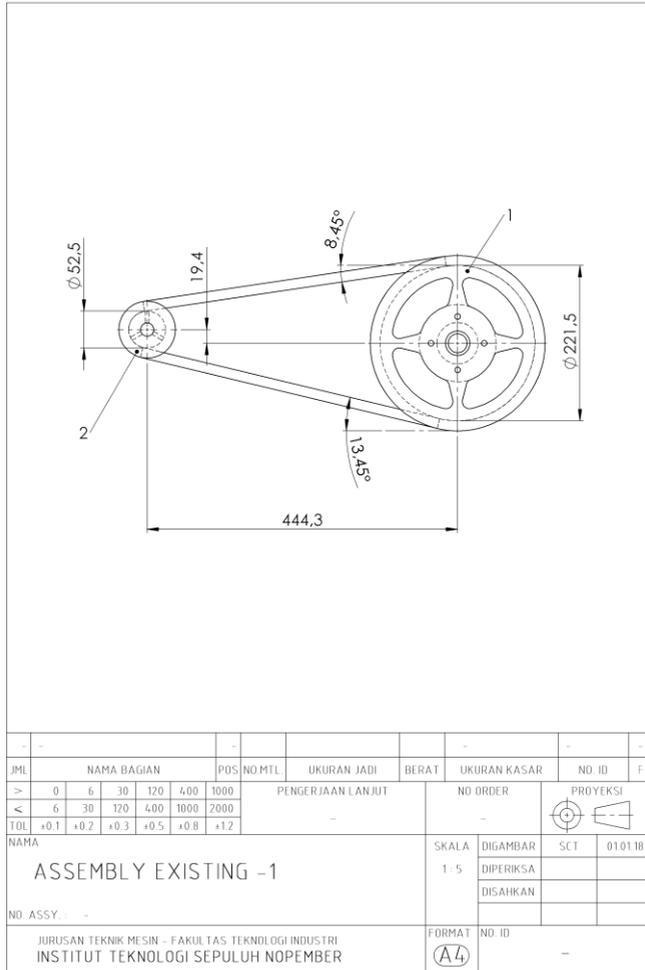
SIFAT-SIFAT MEKANIS MATERIAL

A.1. Sifat-Sifat Material Aluminum Alloy

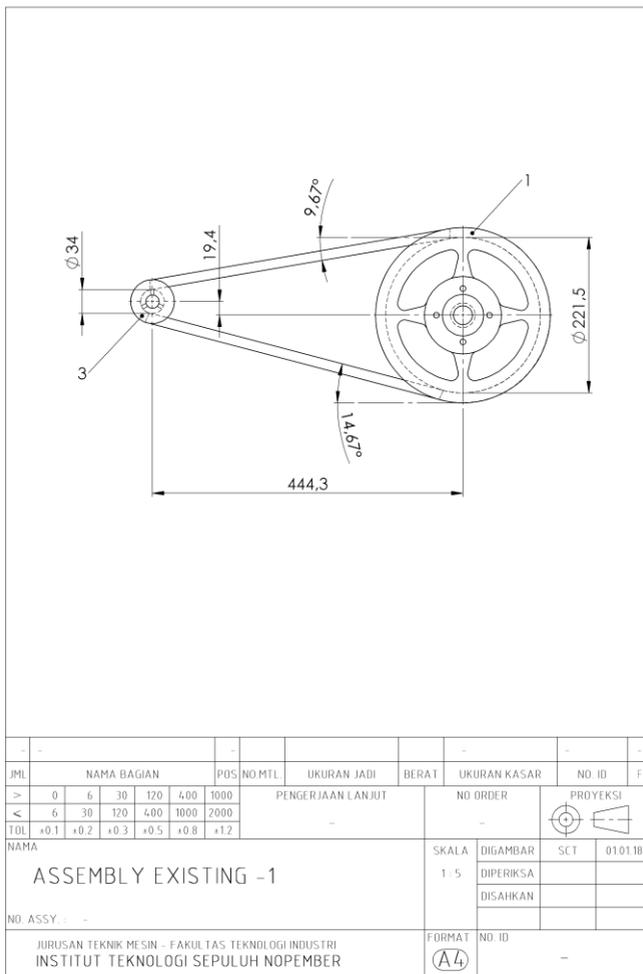
<i>Density (Kg.m³)</i>	2770
<i>Young Modulus (MPa)</i>	71000
<i>Poisson's Ratio</i>	0,33
<i>Shear Modulus (MPa)</i>	26692
<i>Tensile Yield Strenght (MPa)</i>	280
<i>Compressive Yield Strength (MPa)</i>	280
<i>Tensile Ultimate Strength (MPa)</i>	310

LAMPIRAN B GAMBAR TEKNIK PULLEY

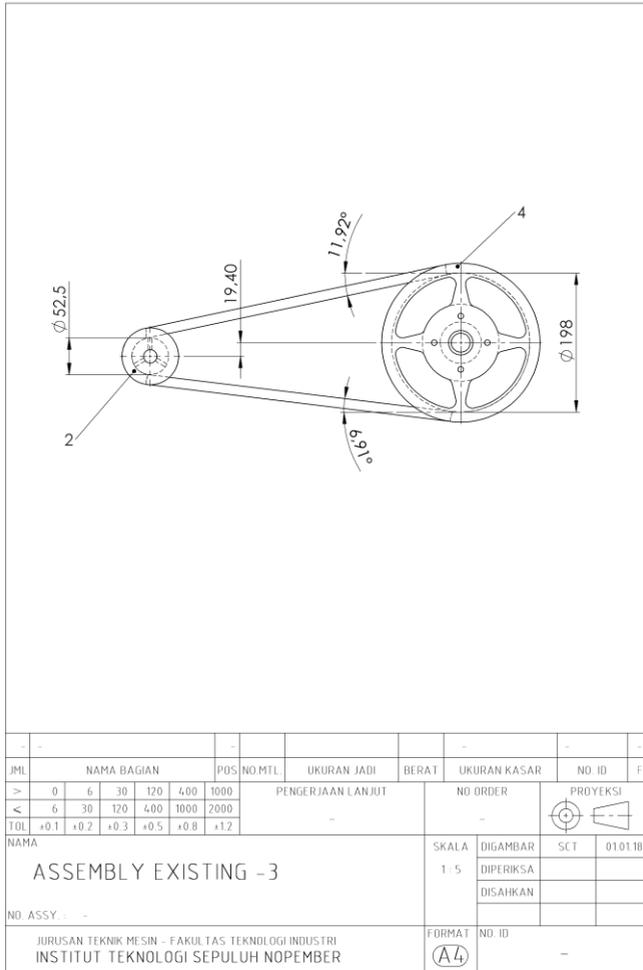
B.1. Gambar Teknik *Assembly Existing 1*



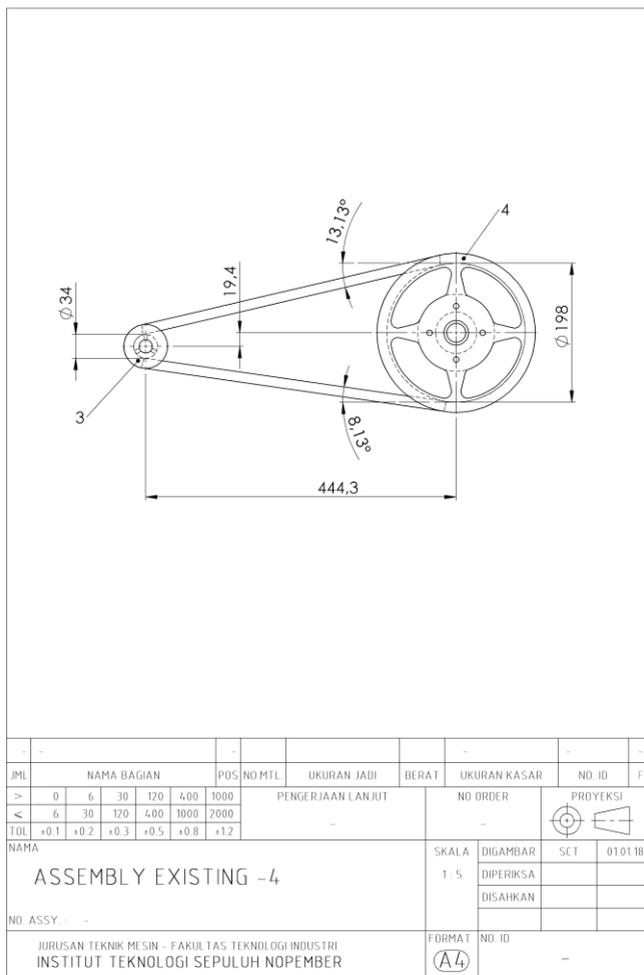
B.2. Gambar Teknik *Assembly Existing 2*



B.3. Gambar Teknik *Assembly Existing 3*

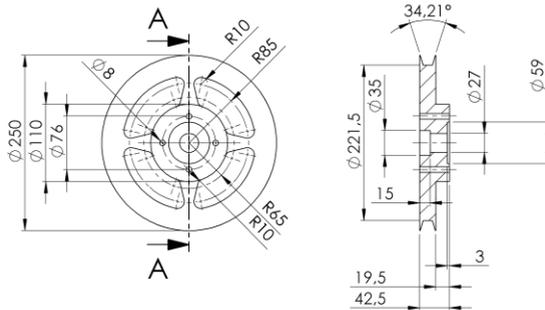


B.4. Gambar Teknik *Assembly Existing 4*



B.5. Gambar Teknik *Pulley Existing Diameter 221,5 mm*

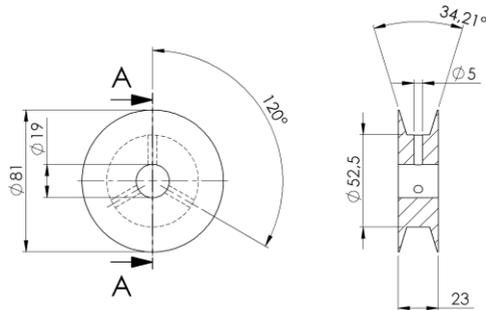
1.



JML	NAMA BAGIAN	POS	NO. MTL	UKURAN JADI	BERAT	UKURAN KASAR	NO. ID	F	
>	0	6	30	120	400	1000	PENERJAAN LANJUT		
≤	6	30	120	400	1000	2000	NO ORDER		
TOL	+0.1	+0.2	+0.3	+0.5	+0.8	+1.2	PROYEKSI		
NAMA						SKALA	DIGAMBAR	SCT	010118
PULLEY EXITING DIA 221,5						1 : 5	DIPERIKSA		
NO. ASSY. : -							DISAHKAN		
JURUSAN TEKNIK MESIN - FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER						FORMAT	NO. ID		
						(A4)		-	

B.6. Gambar Teknik *Pulley Existing Diameter 52,5 mm*

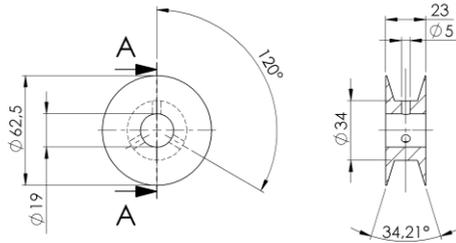
2.



-		-		-		-		-		-		
JML	NAMA BAGIAN					POS	NO.MTL	UKURAN JADI	BERAT	UKURAN KASAR	NO. ID	F
>	0	6	30	120	400	1000	PENGERJAAN LANJUT		NO ORDER	PROYEKSI		
≤	6	30	120	400	1000	2000	-					
TOL	+0.1	+0.2	+0.3	+0.5	+0.8	+1.2	-					
NAMA									SKALA	DIGAMBAR	SCT	010118
PULLEY EXISTING DIA 52,5									1 : 2	DIPERIKSA		
NO. ASSY. : -									DISAHKAN			
JURUSAN TEKNIK MESIN - FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER									FORMAT	NO. ID	-	

B.7. Gambar Teknik *Pulley Existing Diameter 34 mm*

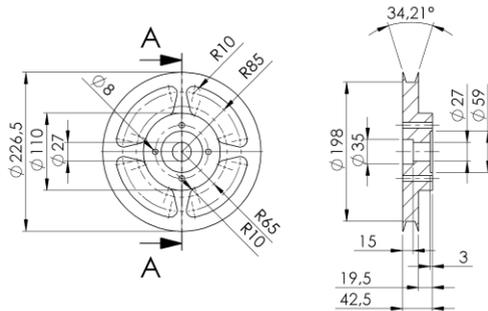
3.



-		-		-		-		-		-		
JML	NAMA BAGIAN					POS	NO. MTL	UKURAN JADI	BERAT	UKURAN KASAR	NO. ID	F
>	0	6	30	120	400	1000	PENGERJAAN LANJUT		NO ORDER	PROYEKSI		
<	6	30	120	400	1000	2000	-					
TOL	+0.1	+0.2	+0.3	+0.5	+0.8	+1.2	-					
NAMA								SKALA	DIGAMBAR	SCT	010118	
PULLEY EXISTING DIA 34								1:2	DIPERIKSA			
NO. ASSY. : -								DISAHKAN				
JURUSAN TEKNIK MESIN - FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER								FORMAT	NO. ID	-		

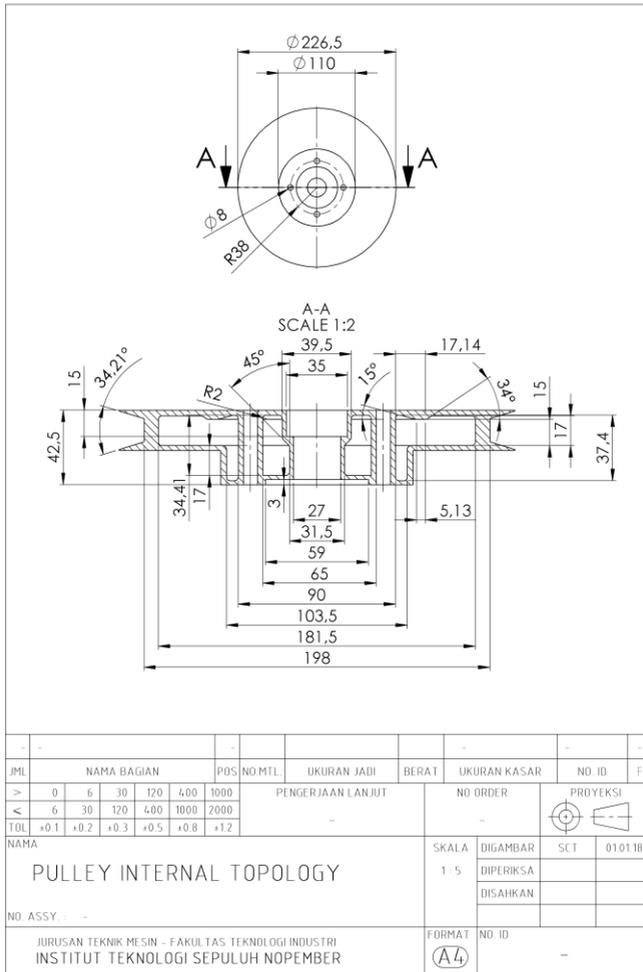
B.7. Gambar Teknik *Pulley Existing Diameter 198 mm*

4.



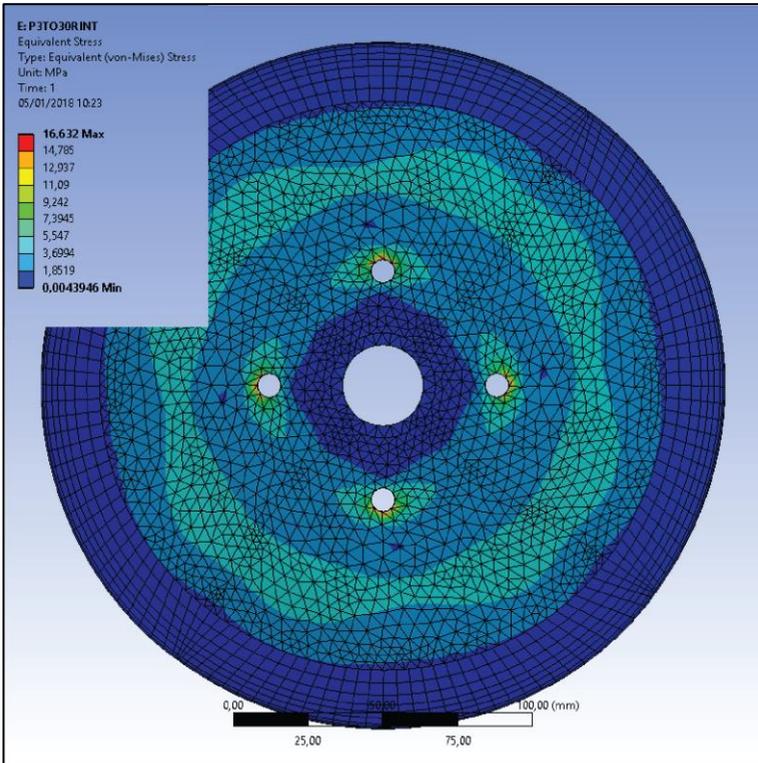
JML	NAMA BAGIAN						POS	NO.MTL	UKURAN JADI	BERAT	UKURAN KASAR	NO. ID	F
>	0	6	30	120	400	1000		PENGERJAAN LANJUT		NO ORDER			
≤	6	30	120	400	1000	2000							
TOL	+0.1	+0.2	+0.3	+0.5	+0.8	+1.2							
NAMA										SKALA	DIGAMBAR	SCT	010118
PULLEY EXISTING DIA 198										1 : 5	DIPERIKSA		
NO. ASSY. : -											DISAHKAN		
JURUSAN TEKNIK MESIN - FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER										FORMAT	NO. ID		
										(A4)			

B.8. Gambar Teknik *Pulley Hasil Analisis Internal Topology Optimization*

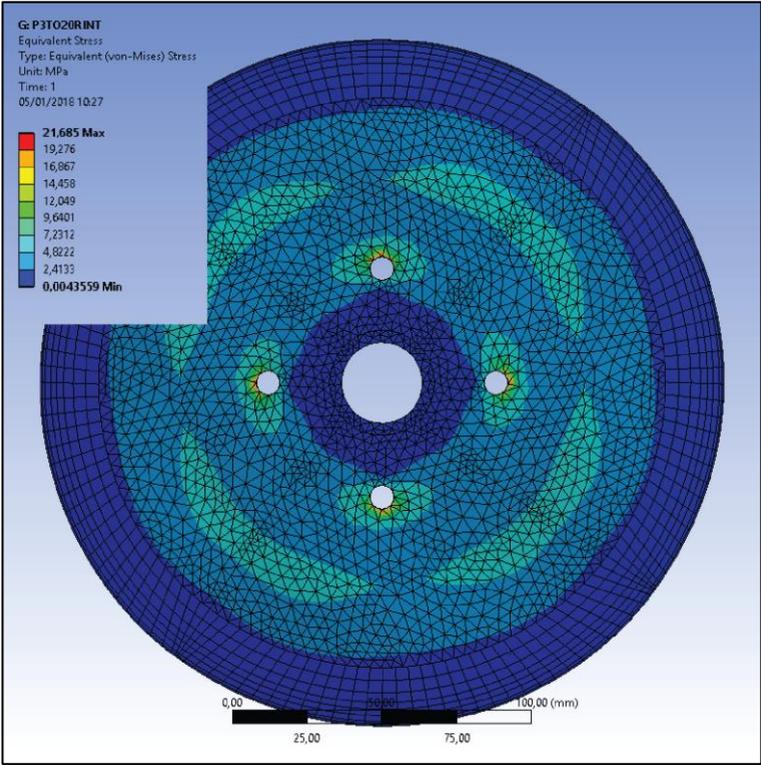


LAMPIRAN C HASIL SIMULASI

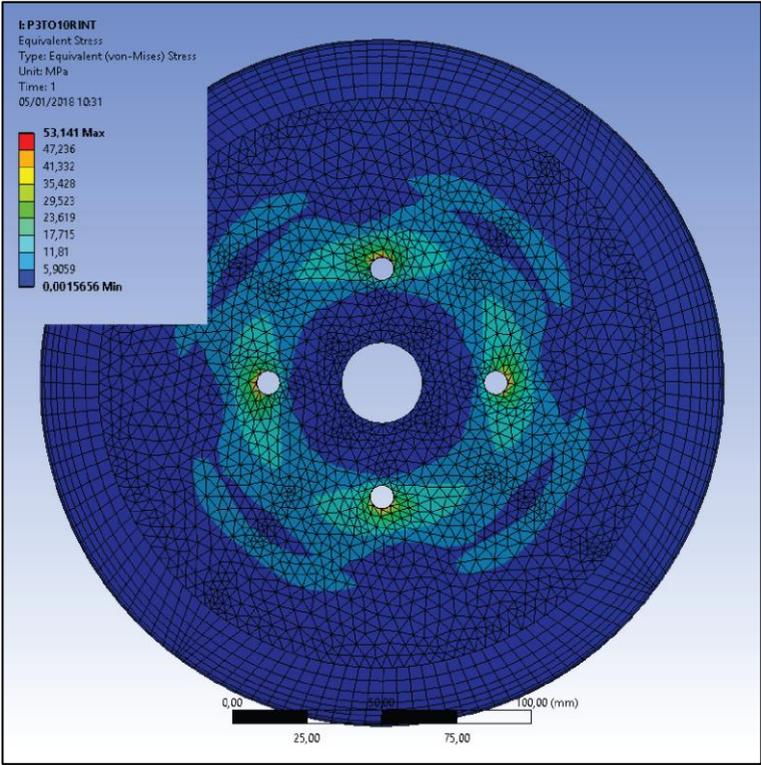
C.1. Hasil Analisis *Pulley* Pembebanan 3 - *Internal Topology Optimization (Mass Retain Setting 30%)*



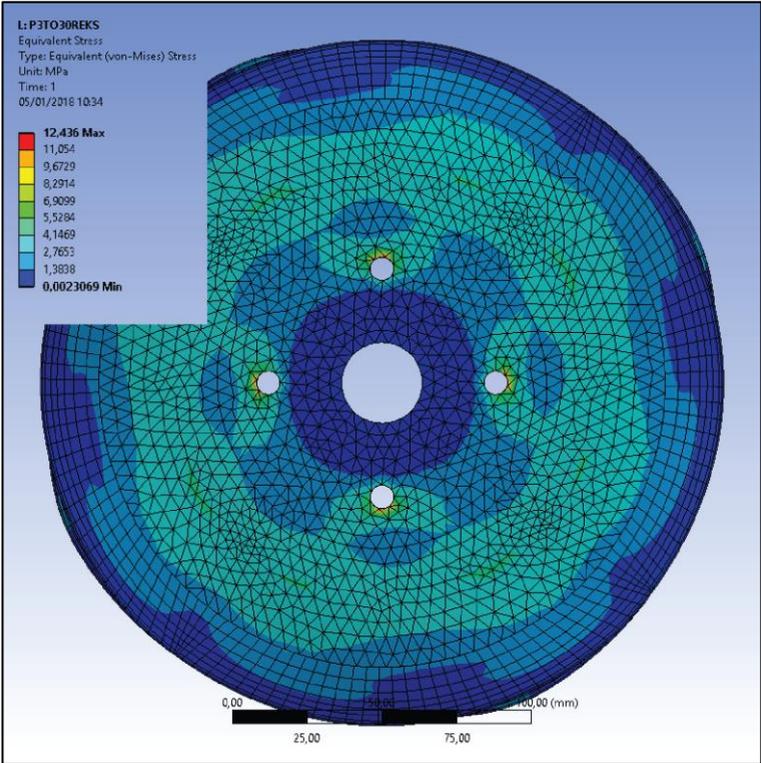
C.2. Hasil Analisis Pulley Pembebanan 3 - Internal Topology Optimization (Mass Retain Setting 20%)



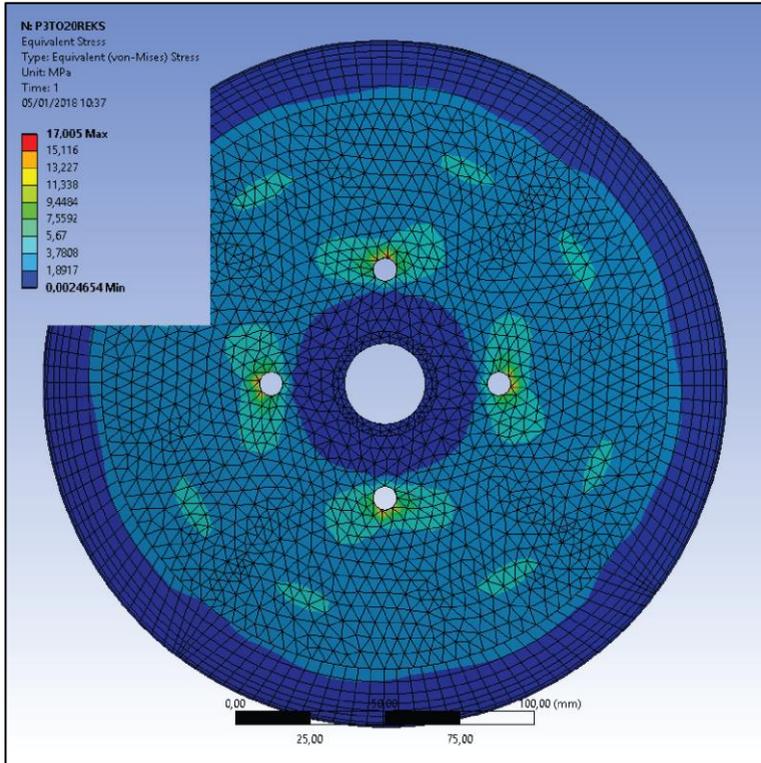
C.3. Hasil Analisis Pulley Pembebanan 3 - Internal Topology Optimization (Mass Retain Setting 10%)



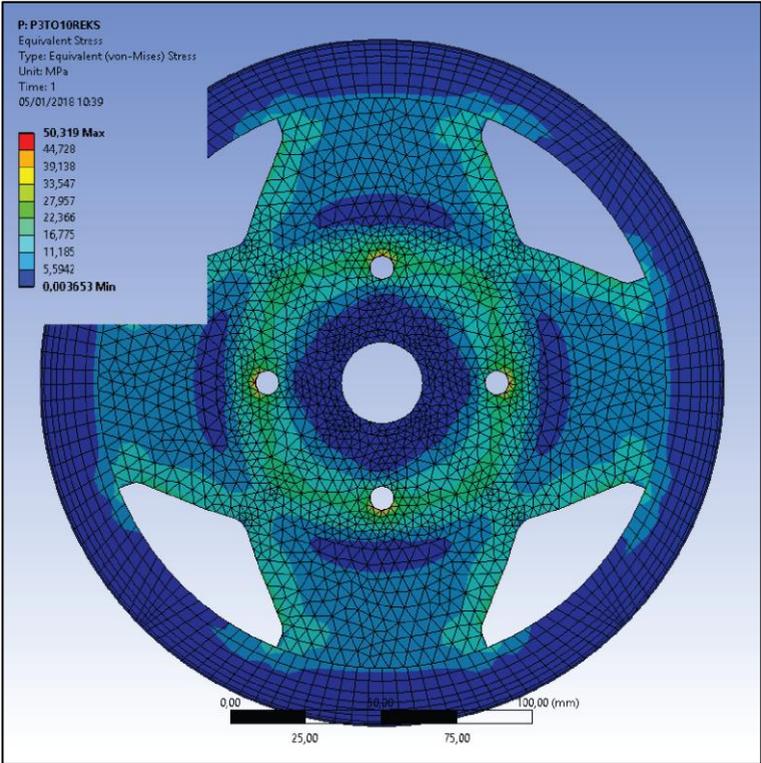
C.4. Hasil Analisis *Pulley* Pembebanan 3 - *Eksternal Topology Optimization (Mass Retain Setting 30%)*



C.5. Hasil Analisis *Pulley* Pembebanan 3 - *Eksternal Topology Optimization* (Mass Retain Setting 20%)



C.6. Hasil Analisis *Pulley* Pembebanan 3 - *Eksternal Topology Optimization (Mass Retain Setting 10%)*



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Syahrizal Cahya Taufik dilahirkan di Tasikmalaya, 5 Oktober 1993 merupakan anak kedua dari tiga bersaudara dari pasangan Dadang Cahya dan Lilis Suryani. Penulis memulai pendidikan formal di SDN 1 Citapen Tasikmalaya pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 1 Tasikmalaya pada tahun 2006-2009, kemudian penulis melanjutkan pendidikannya di SMAN 2 Tasikmalaya pada tahun 2009-2012, kemudian penulis melanjutkan

pendidikannya ke jenjang D-3 Jurusan Teknik Perancangan Manufaktur di Politeknik Manufaktur Negeri Bandung (POLMAN) pada tahun 2012-2015. Dengan tugas akhir pada bidang perancangan alat bantu pada mesin CNC. Semasa kuliah penulis aktif menjadi Ketua di Himpunan Mahasiswa Teknik Perancangan (HMTP) pada periode 2013-2014, serta mengikuti program kerja praktik di PT CG Power System Indonesia sebagai *Mechanical Engineer* pada bulan Maret - Desember 2014.

Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikannya ke jenjang S-1 Departemen Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui program Lintas Jalur. Penulis mengambil bidang studi Mekanika Benda Padat dengan tugas akhir spesifik pada *topology optimization design*. Semasa perkuliahan penulis mengikuti program kerja praktik di PT Unilever Indonesia, Tbk sebagai *Mechanical Engineer* pada bulan Mei-Juni 2016. Penulis dapat dihubungi melalui email dengan alamat syahrizaltaufik@gmail.com.