



**ANALISIS KEKUATAN STRUKTUR PADA DESAIN  
MESIN PEMBUBUR KERTAS MENGGUNAKAN  
*FINITE ELEMENT ANALYSIS SOFTWARE*  
*CATIA V5R19***

**Skripsi**

**diajukan sebagai salah satu persyaratan untuk memperoleh gelar  
Sarjana Teknik Program Studi Teknik Mesin**

**Oleh**

**Fuad Hasyim**

**NIM.5212416005**

**TEKNIK MESIN  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS NEGERI SEMARANG  
2020**

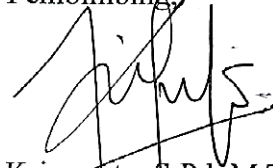
## PERSETUJUAN PEMBIMBING

Nama : Fuad Hasyim  
NIM : 5212416005  
Program Studi : Teknik Mesin  
Judul : Analisis Kekuatan Struktur pada Desain Mesin Pembubur  
Kertas menggunakan *Finite Element Analysis Software CATIA*  
*V5R19*

Skripsi ini telah disetujui oleh pembimbing untuk diajukan ke sidang panitia ujian skripsi Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang.

Semarang, 17 Juli 2020

Pembimbing,



Kriswanto, S.Pd.,M.T.  
NIP. 198609032015041001

## PENGESAHAN

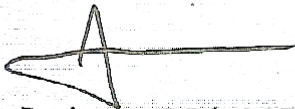
Skripsi dengan judul “Analisis Kekuatan Struktur pada Desain Mesin Pembubur Kertas menggunakan *Finite Element Analysis Software CATIA V5R19*” telah dipertahankan di depan sidang Panitia Ujian Skripsi Fakultas Teknik UNNES pada tanggal 03 Agustus 2020.

Oleh

Nama : Fuad Hasyim  
NIM : 5212416005  
Program Studi : Teknik Mesin

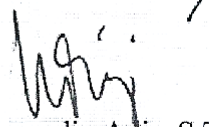
Panitia:

Ketua



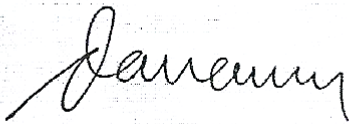
Rusiyanto, S.Pd., M.T.  
NIP. 197403211999031002

Sekretaris



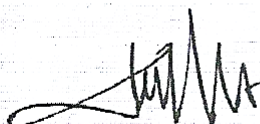
Samsudin Arlis, S.T., M.T., Ph.D.  
NIP. 197601012003121002

Penguji I



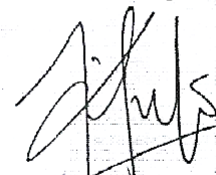
Danang Dwi Saputro, S.T., M.T.  
NIP. 197811052005011001

Penguji II



Ahmad Roziqin, S.Pd., M.Pd  
NIP. 198704192014041002

Pembimbing/Penguji III



Kriswanto, S.Pd., M.T.  
NIP. 198609032015041001

Mengetahui,

Dekan Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang



Dr. Nur Qudus, M.T., IPM  
NIP. 196911301994031001

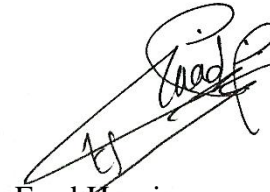
## PERNYATAAN KEASLIAN

Dengan ini saya menyatakan:

1. Skripsi ini adalah asli dan belum pernah diajukan untuk mendapatkan gelar akademik (sarjana, magister, dan/atau doktor), baik di Universitas Negeri Semarang (UNNES) maupun di perguruan tinggi lain.
2. Karya tulis ini adalah murni gagasan, rumusan, dan penelitian saya, tanpa bantuan pihak lain, kecuali arahan Pembimbing dan masukan Tim Penguji.
3. Dalam karya tulis ini tidak terdapat karya atau pendapat yang telah ditulis atau dipublikasikan orang lain, kecuali secara tertulis dengan jelas dicantumkan sebagai acuan dalam naskah dengan disebutkan nama pengarang dan dicantumkan dalam daftar pustaka.
4. Pernyataan ini saya buat dengan sesungguhnya dan apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi akademik berupa pencabutan gelar yang telah diperoleh karena karya ini, serta sanksi lainnya sesuai dengan norma yang berlaku di perguruan tinggi ini.

Semarang, 20 Juli 2020

Yang membuat pernyataan,



Fuad Hasyim  
NIM. 5212416005

## **MOTTO DAN PERSEMBAHAN**

### **MOTTO**

Bersyukur atas nikmat yang telah diberikan Allah SWT

### **PERSEMBAHAN**

Ibu, Bapak, Adik

## RINGKASAN

**Hasyim, Fuad. 2020.** Analisis Kekuatan Struktur pada Desain Mesin Pembubur Kertas menggunakan *Finite Element Analysis Software CATIA V5R19*. Skripsi. Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang. Kriswanto, S.Pd., M.T.

Mesin pembubur kertas berfungsi untuk memproduksi bubur kertas dari sampah kertas atau mesin daur ulang sampah kertas. Tujuan penelitian ini adalah menganalisis tegangan, deformasi, *safety factor*, dan dimensi komponen yang optimal ditinjau dari kekuatan dan biaya material.

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah simulasi menggunakan metode elemen hingga dengan *software* CATIA V5R19 untuk mendapatkan nilai tegangan, deformasi, *safety factor*, dan biaya material dari berbagai variasi ukuran.

Hasil analisis elemen hingga pada komponen rangka, tabung, dudukan poros, dan poros ulir helik yang berupa tegangan dan deformasi menunjukkan semakin besar ukuran dan ketebalan material maka nilai tegangan dan deformasi menurun. Hasil dari *safety factor* dan biaya material dari variasi ukuran semua komponen menggambarkan semakin besar ukuran dan ketebalan material berbanding lurus dengan nilai *safety factor* dan harga material yang digunakan. Tegangan yang terjadi masih menunjukkan *safety factor* yang aman karena lebih dari 1 atau tidak melebihi tegangan luluh material yang dipakai. Dimensi komponen-komponen mesin pembubur kertas yang ekonomis ditinjau dari kekuatan dan biaya material sebagai berikut: 1) komponen rangka menggunakan besi siku 40x40x3 mm; 2) komponen tabung menggunakan plat 0,5 mm; 3) komponen dudukan poros menggunakan besi siku 40x40x3 mm; dan 4) komponen poros ulir helik menggunakan plat 0,5 mm.

Kata kunci : mesin pembubur kertas, kekuatan struktur, simulasi, biaya material

## PRAKATA

Segala puji dan syukur penulis ucapkan atas kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “Analisis Kekuatan Struktur pada Desain Mesin Pembubur Kertas menggunakan *Finite Element Analysis Software CATIA V5R19*”. Skripsi ini disusun sebagai salah satu persyaratan meraih gelar Sarjana Teknik pada Program Studi S1 Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang. Shalawat dan salam disampaikan kepada Nabi Muhammad SAW, mudah-mudahan kita semua mendapatkan safaat-Nya di yaumul akhir nanti, Amin.

Penyelesaian skripsi ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak, oleh karena itu pada kesempatan ini penulis menyampaikan ucapan terima kasih seta penghargaan kepada:

1. Prof. Dr. Fatur Rokhman, M.Hum, Rektor Universitas Negeri Semarang atas kesempatan yang diberikan kepada penulis untuk menempuh studi di Universitas Negeri Semarang.
2. Dr. Nur Qudus, M.T., Dekan Fakultas Teknik, Rusiyanto, S.Pd., M.T., Ketua Jurusan Teknik Mesin, Samsudin Anis, S.T., M.T. Ph. D., Koordinator Program Studi Teknik Mesin Jurusan Teknik Mesin atas fasilitas yang disediakan bagi mahasiswa.
3. Kriswanto, S.Pd.,M.T. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan saran, arahan, dan masukan dalam menyelesaikan karya ini.
4. Danang Dwi Saputro, S.T., M.T. dan Ahmad Roziqin, S.Pd., M.Pd. selaku penguji yang telah memberikan kritik dan saran untuk menyelesaikan karya ini.

5. Dr, Ir, Rahmad Doni Widodo, S.T., M.T. selaku dosen wali atas segala dukungan dan masukan dalam penulisan karya ini.
6. Semua dosen jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang yang telah memberi bekal ilmu pengetahuan yang berharga.
7. Bapak, ibu, adik tercinta, serta keluarga yang selalu mendoakan, menyayangi, memberi nasihat, memberi semangat, mendukung, menginspirasi, memotivasi penulis untuk terus maju dan semangat.
8. Teman-teman Teknik Mesin S1 angkatan 2016 yang telah menemani, mendukung, menginspirasi, dan memotivasi penulis untuk terus maju dan semangat.
9. Kekasihku tercinta atas segala masukan, bantuan, dan doa.

Penulis berharap semoga bantuan dan dukungan yang telah diberikan mendapatkan imbalan dari Allah SWT. Kritik dan saran untuk penulis akan diterima dengan senang hati.

Semarang, 2020  
Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
PERSETUJUAN PEMBIMBING .....	ii
PENGESAHAN.....	iii
PERNYATAAN KEASLIAN .....	iv
MOTTO DAN PERSEMBAHAN.....	v
RINGKASAN.....	vi
PRAKATA .....	vii
DAFTAR ISI .....	ix
DAFTAR TABEL .....	xiii
DAFTAR GAMBAR .....	xiv
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Identifikasi Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Rumusan Masalah.....	4
1.5 Tujuan Penelitian .....	4
1.6 Manfaat Penelitian .....	5
BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN LANDASAN TEORI.....	6
2.1 Kajian Pustaka .....	6
2.2 Landasan Teori .....	7
2.2.1 Kekuatan Bahan.....	7
2.2.2 Tegangan.....	8
2.2.3 Deformasi .....	9
2.2.4 Tekanan.....	9
2.2.5 Kriteria Kegagalan.....	10
2.2.6 Faktor Keamanan.....	10
2.2.7 Metode Elemen hingga .....	11
2.2.8 <i>Mesh</i> .....	11
2.2.9 Material .....	12
2.2.10 <i>Stainless Steel</i> .....	12
2.2.11 ASTM A36.....	13
2.2.12 Tumpuan .....	14
2.2.13 Beban .....	16

2.2.14	CATIA V5R19.....	17
BAB III METODE PENELITIAN .....		19
3.1	Waktu dan Tempat Penelitian .....	19
3.1.1	Waktu Penelitian .....	19
3.1.2	Tempat Penelitian.....	19
3.2	Desain Penelitian .....	19
3.2.1	Metode Penelitian.....	19
3.2.2	Variabel penelitian.....	19
3.2.3	Diagram Alir Penelitian .....	20
3.3	Alat dan Bahan .....	23
3.3.1	Alat yang digunakan .....	23
3.3.2	Bahan .....	24
3.4	Parameter Penelitian .....	26
3.5	Teknik Pengumpulan Data.....	30
3.5.1	Hasil Pada Komponen Rangka.....	30
3.5.2	Hasil Pada Komponen Tabung.....	30
3.5.3	Hasil Pada Komponen Dudukan Poros.....	31
3.5.4	Hasil Pada Komponen Poros Ulir Helik .....	31
3.6	Teknik Analisis Data.....	32
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....		33
4.1	Deskripsi Data .....	33
4.2	Analisis Data .....	47
4.2.1	Analisis pada Komponen Rangka .....	47
4.2.2	Analisis pada Komponen Tabung .....	50
4.2.3	Analisis pada Komponen Dudukan Poros .....	53
4.2.4	Analisis pada Komponen Poros Ulir Helik.....	56
4.3	Pembahasan.....	59
BAB V PENUTUP .....		63
5.1	Kesimpulan.....	63
5.2	Saran .....	63
DAFTAR PUSTAKA .....		65
LAMPIRAN .....		67

## DAFTAR SIMBOL DAN SINGKATAN

Simbol	Keterangan	Satuan	Halaman pertama kali digunakan
$\sigma$	tegangan	MPa	9
$\sigma_b$	tegangan bending	MPa	10
$\rho_w$	densitas air	Kg/m <sup>3</sup>	45
$\tau$	torsi motor	Nm	42
$\omega$	kecepatan sudut	rad/s	39
$A$	luas penampang	m <sup>2</sup>	41
$D_1$	diameter ulir helik bawah	m	34
$D_2$	diameter ulir helik atas	m	34
$F$	gaya	N	39
$F_{tot}$	total beban dudukan poros	N	40
$h$	tinggi tabung	m	32
$h_1$	tinggi maksimum air	m	32
$h_2$	tinggi kerucut	m	32
$h_3$	tinggi poros atas	m	32
$h_4$	tinggi poros bawah	m	32
$I$	inersia penampang		10
$l$	panjang	m	32
$M$	Momen benda	kg.m <sup>2</sup>	10
$M_1$	momen motor listrik	kg.m <sup>2</sup>	41
$p$	tekanan	Pa	41
$P$	daya motor listrik	HP	41
$r_1$	radius kerucut	m	32
$r_2$	radius tabung	m	32
$sf$	faktor keamanan		15
$V$	kecepatan	m/s	39
$V_{sf1}$	volume poros bawah	m <sup>3</sup>	39
$V_{sf2}$	volume poros atas	m <sup>3</sup>	39
$V_{t1}$	volume tabung utama	m <sup>3</sup>	39
$V_{t2}$	volume sisi tabung	m <sup>3</sup>	39
$w$	Bujur penahan	m	32
$wb_1$	beban sambungan joint	N	42
$w_{te}$	beban geser ekuivalen	N	42
$w_t$	beban geser	N	42
$W_{t1}$	beban tabung utama	N	39
$W_{t2}$	beban sisi tabung	N	39
$W$	beban	N	39

$W_b$	beban bearing	N	39
$W_{bb1}$	beban <i>bearing</i> $\varnothing 20$ mm	N	39
$W_{bb2}$	beban <i>bearing</i> $\varnothing 25$ mm	N	39
$W_{em}$	beban motor listrik	N	39
$W_{f1}$	beban baut pengencang	N	39
$W_{fram}$	beban rangka	N	39
$W_{bf}$	beban rangka bawah	N	39
$W_{hs}$	beban dudukan poros	N	39
$W_p$	beban <i>pulley</i> 2	N	39
$W_{pl1}$	beban <i>pulley</i> penggerak	N	40
$W_{pl2}$	beban <i>pulley</i> yang digerakkan	N	40
$W_{sf1}$	beban poros bawah	N	40
$W_{sf2}$	beban poros atas	N	40
$W_{sc}$	beban poros ulir helik	N	40
$W_t$	beban tabung pembubur kertas	N	39
$W_{tb}$	total beban isi tabung	N	39
$W_{pulper}$	beban pullper	N	39
X	jarak	m	41

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Komposisi kimia dan <i>structural properties stainless steel 304</i> .....	18
Tabel 2.2 Komposisi kimia dan <i>structural properties</i> baja astm A36.....	19
Tabel 3.1 <i>Structural properties stainless steel 304</i> .....	31
Tabel 3.2 <i>Structural properties</i> baja ASTM A36.....	31
Tabel 3.3 Ukuran pada tabung.....	33
Tabel 3.4 Ukuran pada poros ulir helik.....	35
Tabel 3.5 Lembar simulasi pada rangka .....	36
Tabel 3.6 Lembar simulasi pada tabung .....	36
Tabel 3.7 Lembar simulasi pada dudukan poros .....	37
Tabel 3.8 Lembar simulasi pada poros ulir helik .....	37
Tabel 4.1. Hasil perhitungan total beban rangka .....	40
Tabel 4.2 Hasil perhitungan total beban tabung .....	41
Tabel 4.3 Hasil perhitungan total beban dudukan poros.....	42
Tabel 4.4 Harga material besi siku ASTM A36 .....	43
Tabel 4.5 Harga material plat <i>stainless steel 304</i> .....	44
Tabel 4.6 Hasil simulasi pada rangka .....	45
Tabel 4.7 Hasil Simulasi pada tabung.....	47
Tabel 4.8 Hasil Simulasi pada dudukan poros .....	49
Tabel 4.9 Hasil simulasi pada poros ulir helik .....	51

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Tumpuan sendi .....	20
Gambar 2.2 Tumpuan rol .....	20
Gambar 2.3 Tumpuan jepit.....	21
Gambar 2.4 Beban terpusat .....	21
Gambar 2.5 Beban terdistribusi.....	22
Gambar 2.6 Torsi pada poros transmisi .....	22
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian .....	26
Gambar 3.2 Langkah simulasi metode elemen hingga .....	28
Gambar 3.3 Desain mesin pembubur kertas.....	30
Gambar 3.4 Desain rangka .....	32
Gambar 3.5 Desain tabung .....	33
Gambar 3.6 Desain duduk poros .....	34
Gambar 3.7 Desain poros ulir helik .....	34
Gambar 4.1 Penempatan beban pada rangka .....	39
Gambar 4.2 Penempatan beban pada tabung .....	40
Gambar 4.3 penempatan beban pada dudukan poros .....	42
Gambar 4.4 Penempatan beban pada poros ulir helik .....	43
Gambar 4.4 Hasil simulasi pada bagian dudukan tabung .....	44
Gambar 4.5 Tegangan maksimum pada rangka Rk1 .....	46
Gambar 4.6 Deformasi maksimum pada rangka Rk1 .....	47
Gambar 4.7 Tegangan maksimum pada variasi Tb1 .....	48
Gambar 4.9 Deformasi maksimum pada variasi Tb1 .....	49
Gambar 4.9 Tegangan maksimum pada variasi DP1 .....	50
Gambar 4.10 Deformasi maksimum pada variasi DP1 .....	51
Gambar 4.11 Tegangan maksimum pada variasi HS1 .....	52
Gambar 4.12 Deformasi maksimum pada variasi HS1 .....	53
Gambar 4.13 Grafik tegangan pada rangka .....	54
Gambar 4.14 Grafik deformasi pada rangka .....	54
Gambar 4.15 Grafik safety factor pada rangka .....	55
Gambar 4.16 Grafik harga material pada rangka .....	56
Gambar 4.17 Grafik tegangan pada tabung .....	57

Gambar 4.18 Grafik deformasi pada tabung .....	57
Gambar 4.19 Grafik safety factor pada tabung .....	58
Gambar 4.20 Grafik harga material pada tabung .....	59
Gambar 4.21 Grafik tegangan pada dudukan poros .....	60
Gambar 4.22 Grafik deformasi pada dudukan poros .....	60
Gambar 4.23 Grafik safety factor pada dudukan poros .....	61
Gambar 4.24 Grafik harga material pada dudukan poros .....	62
Gambar 4.25 Grafik tegangan pada poros ulir helik .....	63
Gambar 4.26 Grafik deformasi pada poros ulir helik .....	63
Gambar 4.27 Grafik safety factor pada poros ulir helik .....	64
Gambar 4.28 Grafik harga material pada poros ulir helik .....	64

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Sampah kertas merupakan salah satu sampah organik yang bersumber dari bahan hayati berupa kertas. Pengelolaan akhir sampah kertas ini sering dijumpai dengan cara pembakaran maupun dibiarkan membusuk. Pengelolaan akhir tersebut bisa menjadi efek negatif atau membahayakan bagi kesehatan manusia sehingga perlu upaya pengelolaan sampah kertas (Sucipto, 2012: 64).

Penerapan sistem 3R (*reuse, reduce, dan recycle*) dapat menjadi solusi dalam upaya pengelolaan sampah kertas. Salah satu sistem dari 3R yaitu *recycle* dengan cara daur ulang sampah kertas berupa kertas seni. Daur ulang sampah kertas ini selaras dengan Undang-Undang Nomor 18 Tahun 2008 tentang pengelolaan sampah dijelaskan pada pasal 1 poin 7 bahwa pengelolaan sampah dapat dilakukan dengan penggunaan ulang dan daur ulang sampah. Dalam upaya *recycle* tersebut Jurusan Teknik Mesin UNNES melakukan penelitian perancangan mesin pembubur kertas untuk menghasilkan kertas seni.

Rancangan mesin pembubur kertas yang dihasilkan Jurusan Teknik Mesin UNNES meliputi: 1) Rangka utama dengan ukuran panjang = 900 mm, lebar = 600 mm, tinggi = 1100 mm; 2) Tabung dengan ukuran  $\varnothing = 500$  mm dan  $t = 600$  mm; 3) Dudukan poros sebagai penahan poros; 4) Poros ulir helik; 5) Motor listrik 1,5 HP; 6) Bearing F207  $\varnothing = 20$  mm dan UCP204  $\varnothing = 25$  mm; 7) sistem penggerak menggunakan *pulley* yang ditransmisikan oleh sabuk dengan perbandingan *pulley* penggerak dengan *pulley* yang digerakkan yaitu 3:4. Spesifikasi rancangan yang



dihasilkan tersebut perlu diketahui kekuatan konstruksinya berupa nilai tegangan dan deformasi.

Nilai tegangan dan deformasi dapat dilakukan menggunakan metode eksperimen dan simulasi. Metode eksperimen secara nyata untuk mengetahui kekuatan suatu material akan membutuhkan biaya yang tinggi (Sitompul dan Hanafi, 2018: 26). Metode eksperimen membutuhkan peralatan yang kompleks sehingga perlu adanya proses pengujian yang lebih mudah serta cepat dalam mendapatkan hasil yang diinginkan dengan dimensi-dimensi material yang minimalis namun mampu terhadap tegangan dan deformasi yang diberikan beban menggunakan simulasi dengan bantuan *software*.

Hasil dari analisis dengan bantuan *software* berbasis metode elemen hingga tidak jauh berbeda dengan hasil penelitian metode eksperimental sehingga dengan bantuan *software* digunakan untuk dapat mempercepat proses perencanaan dengan mendapatkan hasil analisis kekuatan konstruksi (Sutikno, 2011: 65). Analisis semacam ini sudah banyak dilakukan oleh peneliti yang hasilnya sebagai acuan untuk mengetahui keamanan dari suatu produk yang akan dihasilkan (Hardiputra dkk., 2018: 314).

Keamanan dari suatu produk yang akan dihasilkan dinyatakan aman apabila memenuhi syarat faktor keamanan (*safety factor*). Nilai *safety factor* ini didapatkan dari hasil nilai *yield strength* atau tegangan luluh material dibagi dengan nilai tegangan hasil proses simulasi *software*. Besar kecilnya tegangan yang dihasilkan mempengaruhi nilai *safety factor* (Rosa, 2017: 12).

Nilai tegangan dan deformasi yang aman dari berbagai variasi untuk mendapatkan biaya konstruksi yang murah sehingga lebih efisien dalam pembuatan

mesin pembubur kertas serta diharapkan dapat dijangkau industri kecil dan menengah. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan untuk mendapatkan data kemampuan atau kekuatan konstruksi pada setiap komponen mesin pembubur kertas yang menghasilkan desain konstruksi dan komponen yang aman dan biaya yang murah, peneliti melakukan penelitian terkait analisis kekuatan struktur desain pada mesin pembubur kertas menggunakan *software CATIA V5R19*.

## **1.2 Identifikasi Masalah**

Berdasarkan latar belakang masalah yang telah dikemukakan diatas, maka masalah yang dapat diidentifikasi adalah sebagai berikut:

1. Mengoptimalkan inovasi pemanfaatan limbah kertas menjadikan barang yang mempunyai nilai jual tinggi.
2. Diperlukan adanya pengujian kekuatan maupun kekakuan rancangan pada setiap struktur komponen desain mesin pembubur kertas yang optimal.
3. Pengujian eksperimen di laboratorium memerlukan biaya yang besar dan jangka waktu yang lama.
4. Jenis material yang digunakan berpengaruh terhadap nilai *yield strength* material.
5. Ukuran komponen berpengaruh terhadap nilai kekuatan yang diuji.
6. Besarnya beban yang diberikan berpengaruh terhadap nilai kekuatan yang diuji.
7. Besarnya dimensi material yang digunakan berpengaruh terkait harga material.

## **1.3 Batasan Masalah**

Dalam penelitian ini terdapat beberapa hal yang berfungsi sebagai batasan masalah:

1. Penelitian pada komponen rangka, tabung, dudukan poros, dan poros ulir helik.
2. Pada komponen rangka dan dudukan poros menggunakan material baja ASTM A36.
3. Pada komponen tabung dan poros ulir helik menggunakan material *stainless steel* 304.
4. Simulasi metode elemen hingga menggunakan *software* CATIA V5R19.
5. Metode elemen hingga digunakan untuk menghitung tegangan *von mises* dan deformasi.
6. Jenis pembebanan pada setiap komponen yang dianalisis adalah beban statis yang berasal dari beban yang diberikan pada setiap komponen.

#### **1.4 Rumusan Masalah**

Berdasarkan uraian identifikasi masalah dan pembatasan masalah, rumusan masalah yang dapat diuraikan adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana analisis tegangan pada setiap komponen mesin pembubur kertas menggunakan metode elemen hingga?
2. Bagaimana analisis deformasi pada setiap komponen mesin pembubur kertas menggunakan metode elemen hingga?
3. Bagaimana dimensi komponen-komponen mesin pembubur kertas yang optimal ditinjau dari kekuatan dan biaya material?

#### **1.5 Tujuan Penelitian**

Berdasarkan rumusan masalah yang telah disebutkan diatas maka tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisis tegangan *von mises* yang terjadi pada setiap komponen mesin pembubur kertas.

2. Menganalisis deformasi yang terjadi pada setiap komponen mesin pembubur kertas.
3. Mendapatkan dimensi komponen-komponen mesin pembubur kertas yang optimal ditinjau dari kekuatan dan biaya material.

### **1.6 Manfaat Penelitian**

1. Manfaat Praktis
  - a. Bagi peneliti dapat menerapkan ilmu yang didapatkan saat kuliah berupa Mekanika Kekuatan Bahan(MKB) dan *Computer Aided Design* (CAD) untuk melakukan penelitian terkait analisa kekuatan struktur menggunakan *software* CATIA V5R19.
  - b. Bagi jurusan, fakultas maupun univeritas dapat menjadi masukan untuk mengetahui kekuatan desain rancangan yang sedang dikembangkan oleh Jurusan Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang.

## **BAB II**

### **KAJIAN PUSTAKA DAN LANDASAN TEORI**

#### **2.1 Kajian Pustaka**

Pengujian menggunakan *software* berbasis elemen hingga dalam menganalisis kekuatan terkait tegangan *von mises* dan deformasi yang dihasilkan setelah terjadi pembebanan pada desain bukan pertama kali ini dilakukan. Inovasi tersebut dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui keamanan desain yang digunakan sebelum proses produksi. Hasil pengujian menggunakan *software* telah banyak digunakan dalam lingkup industri kecil maupun besar dikarenakan dapat mempercepat proses perencanaan. Penelitian tersebut adalah: (1) Sutikno (2011), (2) Kadir dan Hardjono (2019), (3) Sudarsana dkk. (2017), (4) Anggono dan Bahtiar (2018), (5) Wibawa (2019).

Penelitian yang dilakukan Sutikno (2011) mendapati bahwa pembebanan statis yang dilakukan pada desain terlihat perbedaan penyebaran besar tegangan *von mises* yang berbeda pada setiap daerah tergantung beban yang didapatkan pada masing-masing komponen desain. Penelitian lain yang dilakukan oleh Kadir dan Hardjono (2019) menyatakan pembebanan secara merata pada permukaan menyebabkan gaya yang bekerja pada seluruh permukaan, selain itu dalam analisis metode elemen hingga dapat menentukan ukuran kontruksi dapat diperkecil mendekati batas tegangan dan deformasi yang diizinkan sehingga biaya terkait kebutuhan material dapat diperkecil.

Penelitian yang dilakukan oleh Sudarsana dkk. (2017) pada analisis simulasi metode elemen hingga ukuran *mesh* mempengaruhi dalam menentukan proses dan

hasil analisis. Variasi ukuran *mesh* pada analisis dapat memberi hasil yang lebih dekat dengan hasil eksperimen dan menunjukkan bahwa semakin kecil ukuran *mesh* mengakibatkan kurva hubungan beban-deformasi semakin curam. Selain itu, ukuran *mesh* yang semakin kecil mengakibatkan jumlah elemen yang lebih banyak dan mempengaruhi proses analisis yang semakin lama.

Penelitian terkait pembebanan pada tabung dengan bahan aluminium menggunakan metode elemen hingga yang dilakukan oleh Anggono dan Bahtiar (2018) dengan bantuan *software* ANSYS 15 untuk mengetahui kegagalan struktur saat pembebanan pada tabung menghasilkan bahwa semakin besar *velocity* yang diberikan maka deformasi yang terjadi pada material semakin besar, serta hasil dari simulasi menghasilkan bentuk yang mirip dengan hasil pengujian mesin tekan.

Penelitian yang dilakukan oleh Wibawa (2019) terkait desain dan analisis kekuatan rangka tempat sampah di Balai LAPAN Garut menggunakan metode elemen hingga melalui perangkat lunak (*software*) dengan variasi pembebanan pada rangka serta menggunakan bahan aluminium 5052 menunjukkan hasil rancangan pada *software* untuk rangka tempat sampah yang dibuat cukup aman untuk menahan beban hingga 65 kg dengan nilai faktor keamanan sebesar 2,11.

## **2.2 Landasan Teori**

### **2.2.1 Kekuatan Bahan**

Kekuatan bahan merupakan kemampuan material menahan beban atau gaya yang terjadi pada konstruksi yang bekerja didalamnya (Gere dan Timoshenko, 2000: 1). Bertambahnya beban yang melebihi kekuatan bahan yang menyebabkan cacat pada material (Mariudin dkk., 2018: 2).

Menurut Sutikno (2011: 71) dalam perhitungan kekuatan bahan memerhatikan kondisi kerja nyata dan pembebanan pada konstruksi tersebut mendekati kenyataan untuk menghasikan konstruksi yang aman saat mendapatkan gaya maksimu. Terdapat beberapa hal terkait fungsi dari kekuatan bahan apabila beban dan bahan diketahui yakni:

- a. Menentukan ukuran yang sesuai.
- b. Menentukan bahan konstruksi yang cocok.
- c. Menemtukan keamanan konstruksi.

### 2.2.2 Tegangan

Tegangan adalah besaran pengukuran intensitas pembebanan yang ditimbulkan oleh gaya dimana gaya tersebut tegak lurus terhadap penampang di tempat gaya tersebut bekerja (Saputra dan Nurzaen, 2017: 181) dan dapat ditulis dalam persamaan sebagai berikut:

$$\sigma = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (2.1)$$

Menurut Gere dan Timoshenko (2000: 4), Tegangan yang diakibatkan oleh gaya luar yang arahnya melintang terhadap penampang disebut juga tegangan bending.

$$\sigma_b = \frac{M.y}{I} \dots\dots\dots (2.2)$$

Analisis sebuah kontruksi juga memerhatikan nilai dari tegangan *von mises*. Tegangan *von mises* menjadi faktor penentu apakah material akan mengalami kegagalan atau tidak. Tegangan *von mises* didefinisikan sebagai tegangan yang dapat menghasilkan energi distorsi yang sama dengan hasil kombinasi tegangan yang bekerja (Gdoutos, 2005: 46). Material dikatakan mulai luluh saat tegangan

*von mises* mencapai nilai kritis yang disebut sebagai kekuatan luluh (*yield strength*). *yield strength* adalah tegangan minimum saat material mulai kehilangan sifat elastisnya ketika gaya yang sebelumnya dihilangkan (Wibawa, 2019: 29).

### 2.2.3 Deformasi

Deformasi terjadi apabila suatu bahan menahan energi akibat mengalami gaya yang bekerja (Wibawa, 2019: 30). Peningkatan beban melebihi kekuatan luluh (*yield point*) yang dimiliki material akan mengakibatkan aliran deformasi plastis sehingga material tidak akan kembali ke bentuk semula.

Sebesar apapun gaya yang terjadi pada suatu konstruksi akan mengalami perubahan bentuk dan dimensi. Apabila bahan telah mengalami deformasi total, tidak dapat dilakukan penambahan beban secara terus menerus pada bahan yang mengalami kekuatan tertinggi. Jika beban tetap diberikan menimbulkan deformasi semakin tinggi dimana benda tersebut mengalami putus pada kekuatan patah (Mott, 2004: 122)..

### 2.2.4 Tekanan

Besarnya tekanan yang bekerja pada suatu benda diakibatkan oleh gaya dan luas bidang pada benda tersebut. Tekanan dapat didefinisikan gaya persatuan luas (Yulianto, dkk., 2014: 14). Maka tekanan dapat dinyatakan dengan rumus:

$$P = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(2.3)$$

Besar kecilnya luas alas mempengaruhi hasil dari tekanan. Apabila luas alas bidang semakin besar maka tekanannya semakin kecil dan sebaliknya luas alas bidang semakin kecil, maka tekanannya semakin besar.



### 2.2.5 Kriteria Kegagalan

Kesalahan maupun kerusakan pada suatu elemen mesin dapat terjadi dalam berbagai wujud yang disebabkan adanya faktor kegagalan. Faktor tersebut diantaranya sifat dasar beban yang terjadi, jenis bahan yang digunakan dan analisis produk rancangan (Mott, 2004: 165). Kesalahan desain, kesalahan *maintenance*, cacat material, temperatur yang berubah-ubah juga dapat menjadi penyebab kegagalan. Selain itu, beban mekanis atau yang berkaitan dengan jenis tegangan juga menyebabkan kegagalan (Kurniawan, 2017: 8).

Kriteria kegagalan statik dalam perkembangannya dibedakan menjadi dua kategori, yaitu teori kegagalan untuk material ulet (*ductile*) dan untuk material getas (*brittle*). Pada material *ductile* akan terjadi patah apabila tegangan yang dihasilkan akibat beban statik melebihi kekuatan luluhnya, sementara kegagalan pada material *brittle* terjadi bila tegangan yang dihasilkan akibat beban statis melebihi kekuatan tarik ultimatnya (Mott, 2004: 77).

### 2.2.6 Faktor Keamanan

Faktor keamanan merupakan faktor penentu yang digunakan untuk menilai kegagalan suatu struktur mesin (Shigley dan Mitchell, 1984: 11). Kegagalan dari struktur tersebut dapat dihindari dengan mengetahui kekuatan material tersebut harus melebihi beban yang diberikan.. Persamaan untuk mencari nilai faktor keamanan ditulis dengan:

$$sf = \frac{\sigma_{yield\ strength}}{\sigma_{von}} \dots\dots\dots(2.4)$$

Suatu desain dapat dikatakan gagal apabila nilai tegangan yang dihasilkan lebih besar dari nilai *yield strength*. Maka nilai faktor keamanan harus lebih dari 1 atau  $sf > 1$ . Keruntuhan struktur dapat berarti bahwa tegangan yang terjadi telah

melebihi nilai batas kemampuan material yang diharapkan (Gere dan Timoshenco, 1997: 36).

### **2.2.7 Metode Elemen hingga**

Analisis kekuatan struktur dari persoalan suatu desain yang efisien dan akurat dapat diselesaikan menggunakan metode elemen hingga (Rasyid, 2017: 1). Metode elemen hingga yaitu proses membagi atau mendiskritkan struktur menjadi kecil tetapi terbatas pada suatu elemen. Beban yang berupa gravitasi, statis, dinamis, maupun termal dapat diterapkan dalam elemen pada permukaan elemen atau di nodal elemen (Saputa dan Nurzaen, 2017: 181).

Metode elemen hingga merupakan metode numerik yang dapat digunakan untuk menemukan solusi akurat dari permasalahan matematika dan struktural yang kompleks (Chandru, 2017: 11239). Dalam metode ini dapat menyelesaikan melalui pendekatan yang efektif dan efisien dari berbagai masalah seperti variasi bentuk, kondisi batas, dan beban (Nor dkk., 2012: 997).

Menurut Katili (2008: 21) suatu struktur mendapatkan gaya, struktur tersebut akan mengalami deformasi pada titik struktur dengan besar kecilnya gaya maupun deformasi yang akan terjadi dipengaruhi dari kekakuan struktur atau kekakuan elemen pembentuk struktur. Kekakuan dalam analisis struktur adalah gaya sama dengan kekakuan dikalikan dengan peralihannya.

### **2.2.8 Mesh**

*Mesh* berfungsi mendistritkan ukuran dari benda menjadi sebuah node dan elemen-elemen berhingga dengan yang digunakan dalam perhitungan dengan tujuan hasil analisis semakin detail pada benda tersebut t (Putra, 2017: 24).

Ketelitian dan keakuratan analisis hasil simulasi dapat dipengaruhi oleh *mesh* yang berupa jumlah node dan elemen yang diberikan pada model (Rasyid, 2017: 2). Jumlah node dan elemen dapat diatur menggunakan pengaturan *mesh*, termasuk bentuk elemen *mesh* serta bagaimana penempatan jumlah nodenya. Pemberian jumlah *mesh* ketika melakukan simulasi tetap diperhatikan agar tidak terjadi peringatan saat simulasi *software*.

### **2.2.9 Material**

Proses pemilihan material yang tepat dalam suatu perencanaan bertujuan adanya sinkronisasi antara kekuatan material yang digunakan dengan beban yang diberikan agar tidak terjadi kerugian yang cukup besar. Menurut Mott (2004: 26) hal-hal yang perlu diperhatikan dalam menentukan material yang akan dipilih diantaranya berupa biaya, kemampuan terhadap proses pemesinan, berat, kemudahan dibentuk, kekakuan, kekuatan, dan mempunyai sifat tahan korosi. Dalam konstruksi suatu rancang bangun material yang banyak digunakan yaitu baja.

#### **1.2.9.1 *Stainless Steel***

Baja *stainless* (*stainless steel*) merupakan baja paduan yang memiliki kandungan minimal 10% Cr. *Stainless steel* mempunyai daya tahan terhadap oksidasi yang tinggi karena adanya tambahan antara 12% hingga 18% krom (Mott, 2004: 46).

Material yang dipakai paada penelitian ini berupa *stainless steel 304* yang memiliki komposisi kimia dan *structural properties* pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Komposisi kimia dan *structural properties stainless steel 304*

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
Karbon (C),	0,07%
Mangan(Mn)	2,0%
Fosfor (P),	0,045%
Sulfur (S)	0,03%
Silikon (Si)	0,07%
Tembaga (Cu)	0,2%
Krom (Cr), maks	19,5%
Nikel (Ni), maks	10,5%
Nitrogen (N)	0,10%
<i>Tensile Strength / kekuatan tarik</i>	515 MPa
<i>Yield Strength / kekuatan luluh</i>	205 MPa
<i>Young Modulus</i>	193 GPa
<i>Poisson Ratio</i>	0.26
<i>Density</i>	7900 kg/m <sup>3</sup>
<i>Thermal Expansion</i>	1.17e-005_Kdeg
<i>Yield Strength</i>	2.5e+008N/m <sup>2</sup>

(Sumber: Atlas Steels. 2013)

### 1.2.9.2 ASTM A36

Baja ASTM A36 adalah baja karbon rendah (*low carbon steel*) dengan tingkat keuletan sangat baik, memiliki titik luluh minimal 36.000 psi atau 248 MPa dengan bentuk lembaran, pelat, maupun batang (Mott, 2009:46.. Baja ASTM A36 memiliki komposisi kimia dan *structural properties* yang ditunjukkan pada tabel 2.2.

Tabel 2.2 Komposisi kimia dan *structural properties* baja ASTM A36

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
Karbon (C), maks	0,26%
Mangan(Mn)	-
Fosfor (P), maks	0,04%
Sulfur (S)	0,05%
Silikon (Si)	0,4%
Tembaga (Cu)	0,2%
Young Modulus	2e+011N/m <sup>2</sup>
Poisson Ratio	0.26
Density	7850 kg/m <sup>3</sup>
Thermal Expansion	1.17e-005_Kdeg
Yield Strength	2.45e+008N/m <sup>2</sup>

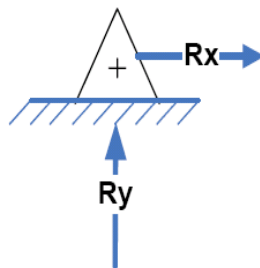
(Sumber: ASTM A36, 2004)

### 2.2.10 Tumpuan

Tumpuan berfungsi untuk menopang beban atau gaya yang ada pada sebuah konstruksi, terdapat tiga jenis tumpuan yang sering dipakai:

#### 1. Tumpuan sendi

Tumpuan sendi adalah tumpuan yang mencegah translasi diujung suatu balok tetapi tidak mencegah rotasinya. Tumpuan ini mampu menerima dua reaksi gaya vertikal ( $F_y$ ) dan horizontal ( $F_x$ ).

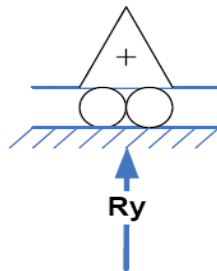


Gambar 2.1 Tumpuan sendi

(Sumber: Gere dan Timoshenco, 1997: 236)

## 2. Tumpuan rol

Tumpuan rol adalah tumpuan yang mencegah translasi arah vertikal tetapi tidak dalam arah horizontal. Tumpuan ini mempunyai sifat rol sehingga apabila diberi gaya dengan arah horizontal tumpuan akan bergerak dan tidak dapat menerima beban momen.

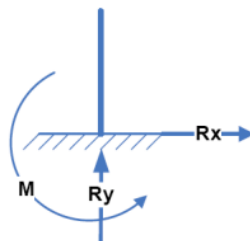


Gambar 2.2 Tumpuan rol  
(Sumber: Gere dan Timoshenco, 1997: 236)

## 3. Tumpuan jepit

Tumpuan jepit memberikan pengaruh terhadap konstruksi tidak dapat bertranslasi maupun berotasi dan tidak ada gerakan. Tumpuan ini dapat menerima semua reaksi:

- a. Gaya vertikal ( $F_y$ ),
- b. Gaya horizontal ( $F_x$ ), dan
- c. Momen ( $M$ ).



Gambar 2.3 Tumpuan jepit  
(Sumber: Gere dan Timoshenco, 1997: 236)

### 2.2.11 Beban

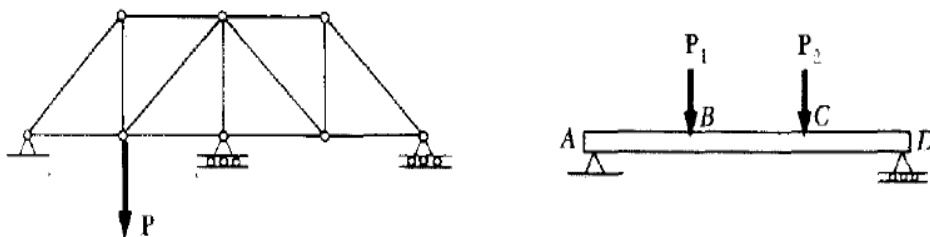
Beban atau muatan merupakan aksi/gaya yang mengenai struktur. Beban yang terdistribusi pada benda memiliki dua arah distribusi. Beban positif apabila beban bekerja ke bawah dan negatif apabila beban bekerja ke atas (Mott, 2004: 275). Beban merupakan gaya gravitasi yang bekerja pada suatu massa suatu benda dirumuskan sebagai berikut:

$$W = \rho V g \dots\dots\dots (6)$$

Berdasarkan cara kerjanya beban dibedakan menjadi beberapa jenis, yaitu:

- a. Beban titik atau beban terpusat

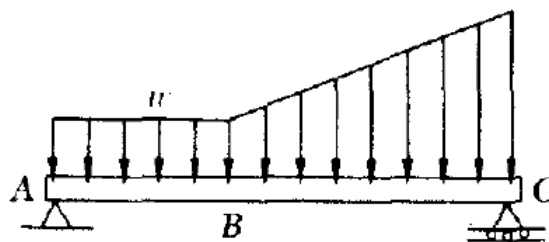
Pada sebuah struktur beban ini terdapat pada satu titik tertentu secara terpusat.



Gambar 2.4 Beban terpusat  
(Sumber: Gere dan Timoshenco, 1997: 246)

- b. Beban terdistribusi

Pada sebuah struktur beban ini terdistribusi pada beberapa bagian, baik distribusi merata ataupun tidak merata.

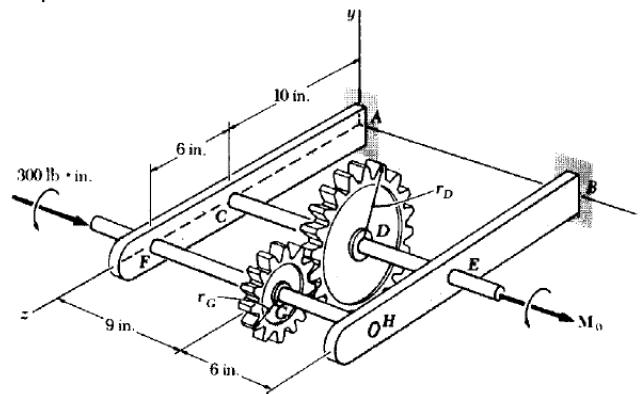


Gambar 2.5 Beban terdistribusi  
(Sumber: Gere dan Timoshenco, 1997: 246)

c. Beban momen

Beban momen dapat berupa beban titik pada konstruksi yang menimbulkan momen atau momen yang memang diterima oleh konstruksi seperti momen puntir (torsion) pada poros. Beban torsi terjadi pada gaya yang bekerja pada porosnya dengan persamaan sebagai berikut:

$$\tau = F \times r \dots\dots\dots (7)$$



Gambar 2.6 Torsi pada poros transmisi  
(Sumber: Gere dan Timoshenco, 1997: 247)

### 2.2.12 CATIA V5R19

*Software CATIA (Computer Aided Three Dimensional Interactive Application)* digolongkan sebagai *Computer Aided Design (CAD)* yaitu komputer yang membantu dalam proses desain, *Computer Aided Engineering (CAE)* yaitu komputer yang membantu proses rancang bangun atau rekayasa, dan *Computer Aided Manufacturing (CAM)* yaitu komputer yang membantu proses manufaktur. *Software CATIA V5R19* adalah *software* (piranti lunak) untuk membantu proses desain, rekayasa, dan manufaktur (Pinem, 2008: 1) .



Penelitian menggunakan program ini dengan membuat model tiga dimensi sesuai dengan ukuran dan analisa dilakukan yang hasilnya dapat diketahui dengan waktu yang singkat.

## **BAB III**

### **METODE PENELITIAN**

#### **3.1 Waktu dan Tempat Penelitian**

##### **3.1.1 Waktu Penelitian**

Kegiatan penelitian ini dilakukan pada bulan Februari – April 2020.

##### **3.1.2 Tempat Penelitian**

Tempat penelitian di Laboratorium Desain dan CNC Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Semarang.

#### **3.2 Desain Penelitian**

##### **3.2.1 Metode Penelitian**

Menurut Sugiyono (2015: 2) metode penelitian merupakan cara ilmiah untuk mendapatkan data dengan tujuan dan kegunaan tertentu. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah simulasi menggunakan metode elemen hingga dari berbagai ukuran *raw material* dengan bantuan *software CATIA V5R19*.

##### **3.2.2 Variabel penelitian**

Pada penelitian ini terdapat beberapa variabel yang digunakan, antara lain:

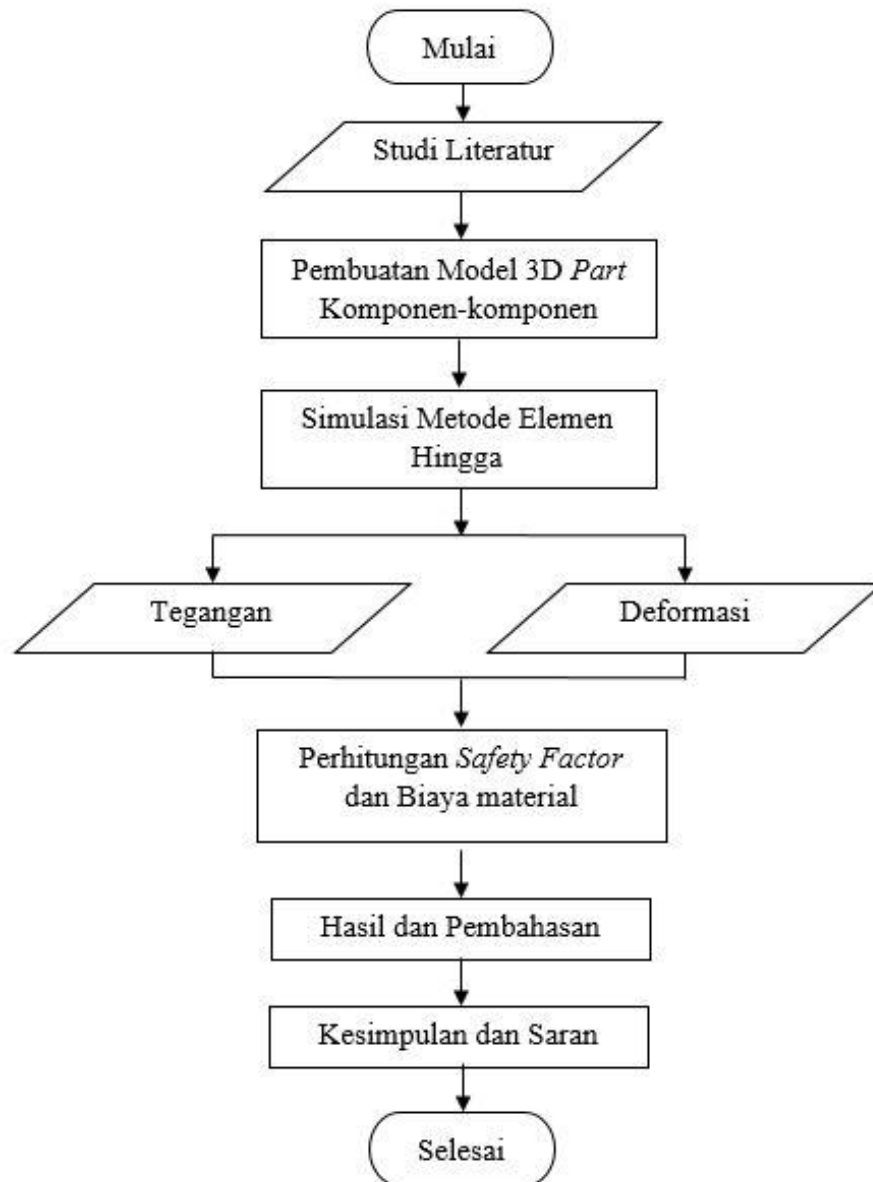
1. Variabel bebas

Variabel bebas dalam penelitian ini adalah variasi pada komponen rangka dan dudukan poros menggunakan *L shape steel* material ASTM A36 ukuran 40x40 (mm) dan 50x50 (mm) dengan ketebalan masing-masing 3, 4, dan 5 (mm). Variasi ketebalan plat tabung bahan *Stainless Steel 304* yang digunakan plat ukuran 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,5; dan 2 (mm). Variasi ketebalan bahan poros ulir helik bahan *Stainless Steel 304* ukuran 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,5; dan 2 (mm).

## 2. Variabel terikat

Variabel terikat dalam penelitian ini berupa tegangan, deformasi, *safety factor*, dan biaya material.

### 3.2.3 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

Gambar 3.1 menunjukkan algoritma yang akan dilakukan pada penelitian, meliputi:

a. Studi literatur

Proses studi literatur ini dengan mengumpulkan data referensi yang ada seperti hasil rancangan mesin pembubur kertas, data material, dan materi terkait metode elemen hingga.

b. Pembuatan model 3D *part* komponen

Langkah setelah mendapatkan hasil rancangan mesin pembubur kertas dilakukan pemodelan pada setiap komponen (rangka, dudukan poros, tabung, dan poros ulir helik) dengan variasi ketebalan ukuran bahan yang telah ditentukan.

c. Validasi simulasi

Langkah validasi simulasi dilakukan dengan perbandingan hasil dari simulasi dengan perhitungan tegangan secara matematis untuk mengetahui apakah hasil dari simulasi sama dengan hasil perhitungan secara matematis.

d. Simulasi Metode Elemen Hingga

Langkah simulasi metode elemen hingga ini dengan memasukkan data yang ada pada komponen, selanjutnya dapat mengetahui nilai tegangan dan regangan dari komponen tersebut.

e. Perhitungan *safety factor* dan biaya material

Pada perhitungan *safety factor* dilakukan dengan membagi nilai *yield strength* dengan tegangan hasil simulasi. Pada perhitungan biaya material yang digunakan dalam pembuatan mesin pembubur kertas pada setiap jenis dan variasi ketebalan material. Dengan perhitungan jumlah material yang dibutuhkan dikalikan harga per batang atau per plat dengan persamaan sebagai berikut:

$$b = \sum m \times p \dots\dots\dots (3.1)$$

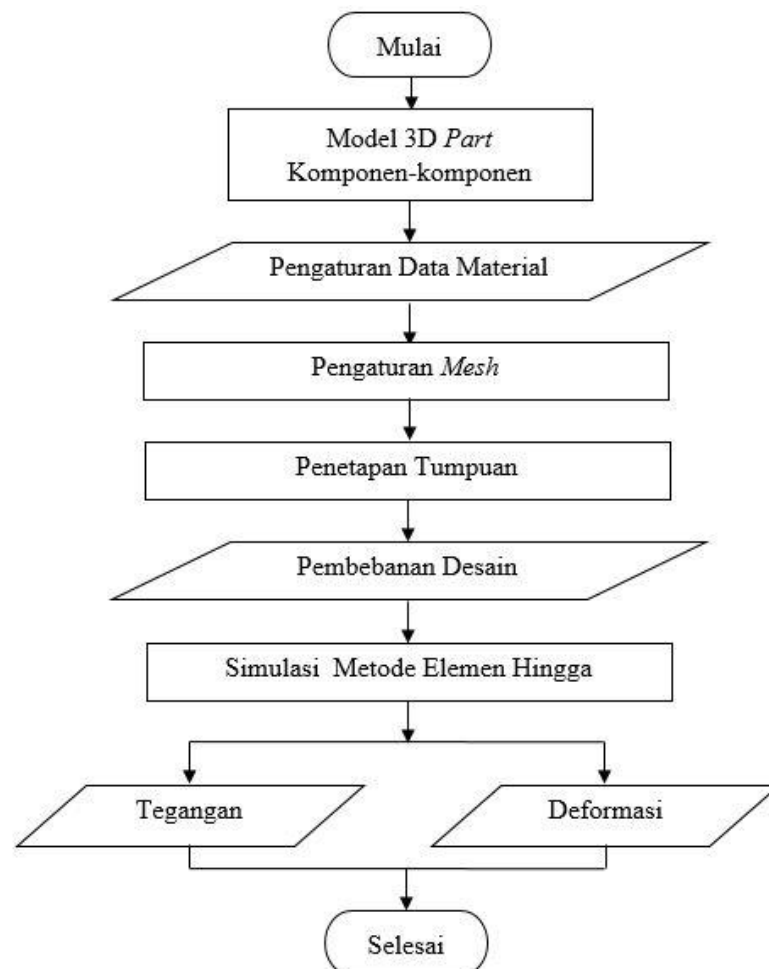
f. Hasil dan pembahasan

Langkah hasil dan pembahasan ini meliputi memasukkan data hasil simulasi Hasil dari simulasi metode elemen hingga yang berupa nilai tegangan dan deformasi dapat ditentukan juga terkait *safety factor* dan biaya material pada pada masing variasi.

g. Kesimpulan dan saran

Langkah kesimpulan dan saran ini dengan ditarik kesimpulan sesuai dengan tujuan dan memberikan saran dari hasil penelitian .

Proses analisis simulasi metode elemen hingga menggunakan *software* CATIA V5R19 yang ditunjukkan pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Langkah simulasi metode elemen hingga

- a. Melakukan pemodelan pada komponen yang akan dianalisis menggunakan CATIA V5R19 sesuai variasi ketebalan material.
- b. Langkah selanjutnya yaitu pemasukan data material, pada komponen rangka dan dudukan poros menggunakan data material ASTM A36 sedangkan komponen tabung dan poros ulir helik menggunakan data material *stainless steel 304*.
- c. Langkah berikutnya yaitu pengaturan *mesh* dengan pemberian *mesh* yang sama pada setiap komponen.
- d. Langkah setelah pengaturan *mesh*, dilakukan penetapan tumpuan pada komponen.
- e. Langkah selanjutnya yaitu pembebanan desain dengan pemberian beban yang terjadi pada masing-masing komponen.
- f. Langkah selanjutnya yaitu proses analisis simulasi untuk mendapatkan nilai tegangan dan deformasi pada setiap komponen.

### **3.3 Alat dan Bahan**

#### **3.3.1 Alat yang digunakan**

- a. Komputer dengan spesifikasi:

*Type processor : Intel Core i5-7200U dual-core 2,5GHz TurboBoost 3,1Ghz.*

*Memory: RAM 4GB DDR4.*

*VGA: Intel HD Graphics 620 and Nvidia GeForce GT 920MX.*

*Memory VGA: 2GB.*

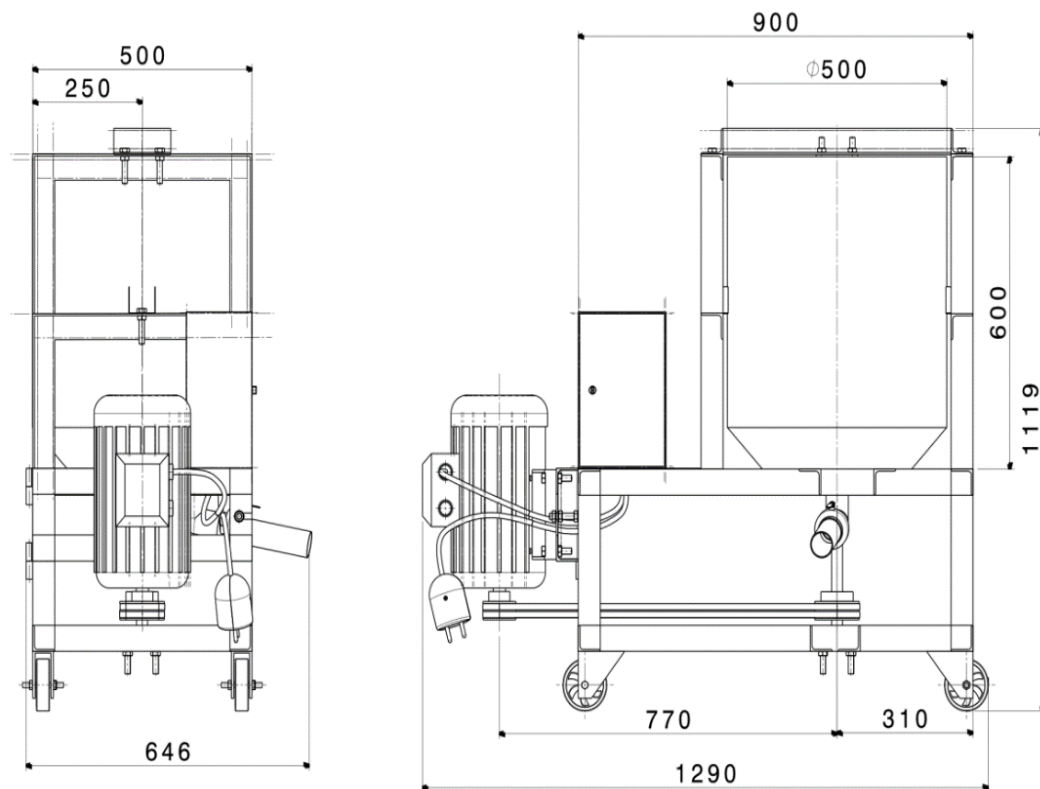
- b. *Software CATIA V5R19.*

### 3.3.2 Bahan

Bahan yang digunakan dalam simulasi metode elemen hingga yaitu:

- a. Desain rancangan mesin pembubur kertas.

Desain mesin pembubur kertas yang digunakan pada penelitian ini ditampilkan pada gambar 3.3 berikut dengan memiliki empat komponen yang akan diteliti dengan berbagai variasi ukuran ketebalan pada masing-masing komponen. Empat komponen tersebut meliputi komponen rangka, tabung,udukan poros, dan poros ulir helik.



Gambar 3.3 Desain mesin pembubur kertas

- b. *Structural properties* atau sifat struktur pada *stainless steel 304* dan *ASTM A36* yang ditunjukkan pada tabel 3.1 dan 3.2:

1. *Stainless steel 304*Tabel 3.1 *Structural properties stainless steel 304*

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>Young Modulus</i>	2e+011N/m <sup>2</sup>
<i>Poisson Ratio</i>	0.26
<i>Density</i>	7800 kg/m <sup>3</sup>
<i>Thermal Expansion</i>	1.17e-005_Kdeg
<i>Yield Strength</i>	2.5e+008N/m <sup>2</sup>

(Sumber: AtlasSteels. 2013)

2. *ASTM A36*Tabel 3.2 *Structural properties ASTM A36*

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>Young Modulus</i>	2e+011N/m <sup>2</sup>
<i>Poisson Ratio</i>	0.26
<i>density</i>	7850 kg/m <sup>3</sup>
<i>Thermal Expansion</i>	1.17e-005_Kdeg
<i>Yield Strength</i>	2.45e+008N/m <sup>2</sup>

(Sumber: ASTM A36, 2004)

c. *Harga material*

Harga material digunakan untuk mengetahui nilai ekonomis yang bisa didapat dari berbagai variasi yang telah dilakukan simulasi dengan data harga material satu lembar plat *stainless steel 304* dan satu batang besi siku ASTM A36 yang ditampilkan pada tabel 3.3 dan 3.4.



Tabel 3.3 Harga material besi siku ASTM A36

Ukuran Besi Siku (mm)	Harga (Rp)
40x40x3	86.000
40x40x4	111.000
40x40x5	141.000
50x50x3	127.000
50x50x4	142.020
50x50x5	186.440

(Sumber: *marketplace*)

Tabel 3,4 Harga material plat *stainless steel* 304

Ukuran Plat (mm)	Harga (Rp)
0,5	551.737
0,6	662.085
0,8	882.780
1	1.103.475
1,5	1.655.212
2	2.206.949

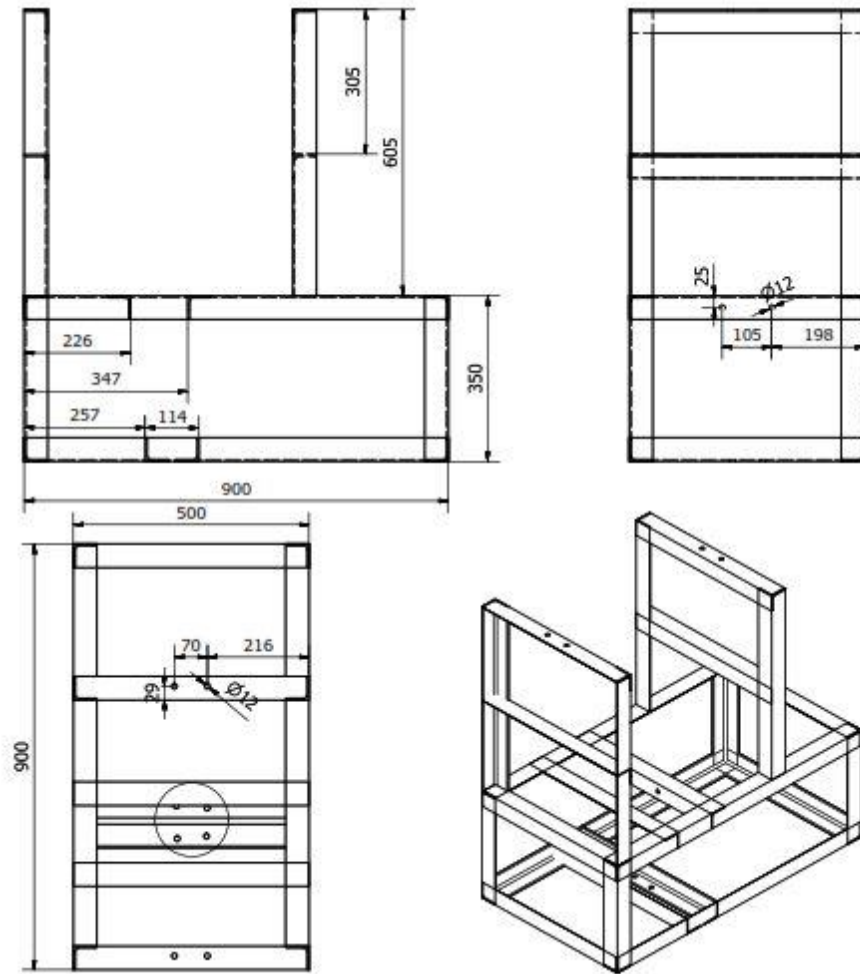
(Sumber: *marketplace*)

### 3.4 Parameter Penelitian

Parameter yang digunakan pada penelitian ini berupa desain pada tiap-tiap komponen. Desain secara rinci mesin pembubur kertas yang akan dianalisis diantaranya:

#### 1. Rangka

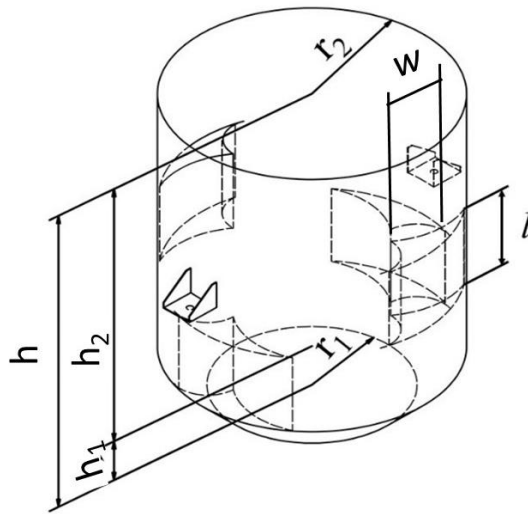
Komponen rangka pada mesin pembubur kertas mendapatkan beban dari tabung, poros ulir helik, motor penggerak, dan dudukan poros. Desain secara detail ditampilkan pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 Desain rangka

## 2. Tabung

Komponen tabung pada mesin pembubur kertas sebagai tempat pengolahan daur ulang menjadi bubur kertas yang mendapatkan beban dari campuran dan air serta mendapatkan tekanan saat poros berputar. Desain secara detail ditampilkan pada gambar 3.5 dan tabel 3.5.



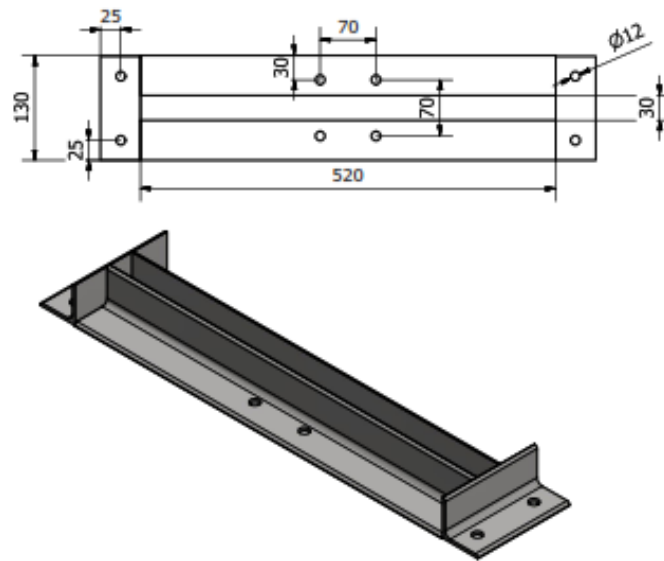
Gambar 3.5 Desain tabung

Tabel 3.5 Ukuran pada tabung

Notasi	Nilai
$r_1(\text{m})$	0,17
$r_2(\text{m})$	0,25
$t(\text{m})$	0,60
$t_1(\text{m})$	0,52
$t_2(\text{m})$	0,08
$l(\text{m})$	0,15
$w(\text{m})$	0,112

### 3. Dudukan Poros Atas

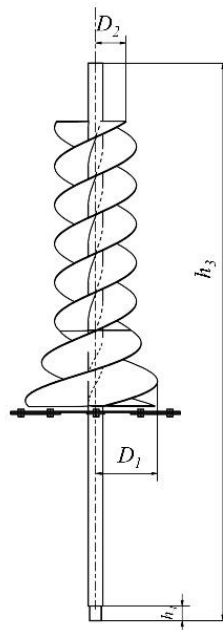
Komponen dudukan poros pada mesin pembubur kertas didesain untuk menahan poros ulir helik agar tetap dalam satu sumbu saat berputar yang mendapatkan beban dari *bearing* dan pengencangnya. Desain secara detail ditampilkan pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 Desain duduk poros

#### 4. Poros Ulir Helik

Komponen poros ulir helik pada mesin pembubur kertas didesain menggunakan tiga buah sudu dan pada bagian bawah terdapat pisau *planar* untuk mempercepat proses pencacahan atau pemotongan kertas. Desain secara detail ditunjukkan pada gambar 3.7 dan tabel 3.6.



Gambar 3.7 Desain poros ulir helik

Tabel 3.6 Ukuran pada poros ulir helik

Notasi	Nilai
$d_1(\text{m})$	0,077
$d_2(\text{m})$	0,102
$h_3(\text{m})$	0,32
$h_4(\text{m})$	0,9

### 3.5 Teknik Pengumpulan Data

#### 3.5.1 Hasil Pada Komponen Rangka

Hasil simulasi dari analisis metode elemen hingga pada komponen rangka yang berupa nilai tegangan dan deformasi serta perhitungan *safety factor* dan biaya material dimasukkan dalam tabel 3.7.

Tabel 3.7 Lembar simulasi pada rangka

Kode	Dimensi (mm)	$\sigma_{von}(\text{Mpa})$	$Sf$	$\delta$ (mm)	$b$
Rk1	40x40x3				
Rk2	40x40x4				
Rk3	40x40x5				
Rk4	50x50x3				
Rk5	50x50x4				
Rk6	50x50x5				

#### 3.5.2 Hasil Pada Komponen Tabung

Hasil simulasi dari analisis metode elemen hingga pada komponen tabung yang berupa nilai tegangan dan deformasi serta perhitungan *safety factor* dan biaya material dimasukkan dalam tabel 3.8.

Tabel 3.8 Lembar simulasi pada tabung

<b>Kode</b>	<b>Dimensi (mm)</b>	$\sigma_{von}$ (Mpa)	<i>Sf</i>	$\delta$ (mm)	<i>b</i>
Tb1	1				
Tb2	1,5				
Tb3	2				
Tb4	2,5				
Tb5	3				
Tb6	3,5				
Tb7	4				

### 3.5.3 Hasil Pada Komponen Dudukan Poros

Hasil simulasi dari analisis metode elemen hingga pada komponen dudukan poros yang berupa nilai tegangan dan deformasi serta perhitungan *safety factor* dan biaya material dimasukkan dalam tabel 3.9.

Tabel 3.9 Lembar simulasi pada dudukan poros

<b>Kode</b>	<b>Dimensi (mm)</b>	$\sigma_{von}$ (MPa)	<i>Sf</i>	$\delta$ (mm)	<i>b</i>
DP1	40x40x3				
DP2	40x40x4				
DP3	40x40x5				
DP4	50x50x3				
DP5	50x50x4				
DP6	50x50x5				

### 3.5.4 Hasil Pada Komponen Poros Ulir Helik

Hasil simulasi dari analisis metode elemen hingga pada komponen poros ulir helik yang berupa nilai tegangan dan deformasi serta perhitungan *safety factor* dan biaya material dimasukkan dalam tabel 3.10.

Tabel 3.10 Lembar simulasi pada poros ulir helik

<b>Kode</b>	<b>Dimensi (mm)</b>	$\sigma_{von}$ (Mpa)	<i>Sf</i>	$\delta$ (mm)	<i>b</i>
Hs1	1				
Hs2	1,5				
Hs3	2				
Hs4	2,5				
Hs5	3				

### 3.6 Teknik Analisis Data

Penelitian ini menggunakan teknik analisis data statistik deskriptif, yaitu menganalisis data yang dihasilkan dengan mendeskripsikan sebagaimana adanya (Sugiyono, 2015: 147). Data yang telah didapatkan pada penelitian berupa tegangan, deformasi, *safety factor*, dan biaya material yang dimasukkan ke tabel lalu diubah menjadi bentuk grafik selanjutnya dianalisis dan ditarik kesimpulan.

## **BAB IV**

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

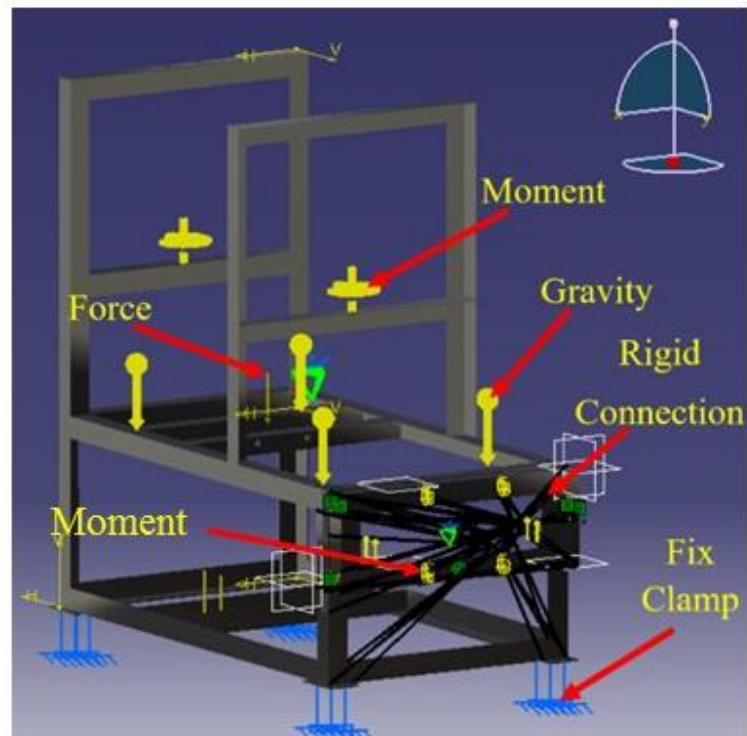
#### **4.1 Deskripsi Data**

Penelitian kekuatan struktur pada mesin pembubur kertas rancangan Jurusan Teknik Mesin UNNES dengan metode elemen hingga bantuan *software* CATIA V5R19 dilakukan pada komponen rangka, tabung, dudukan poros, dan poros ulir helik. Pada saat proses simulasi dilakukan pengaturan terkait tumpuan, data material, beban yang diberikan.

Tumpuan pada masing-masing komponen sebelum proses perhitungan analisis pada *software* berupa tumpuan jepit atau *fix clamp* pada bagian bawah komponen. Data material yang diberikan berupa *structural properties* sesuai dengan material yang digunakan yaitu pada tabel 3.1 dan 3.2. selain itu, dilakukan juga pemberian beban pada masing-masing komponen.

Komponen rangka mesin pembubur kertas mendapatkan beberapa beban dan momen yang terdiri dari beban tabung, dudukan poros, poros ulir helik, dan dudukan motor listrik, serta momen pada lubang baut dudukan tabung dan lubang baut dudukan motor listrik seperti yang ditampilkan pada gambar 4.1.





Gambar 4.1 Penempatan beban pada rangka

Perhitungan beban rangka utama dan isi menggunakan persamaan 4.1 s.d. 4.9. Hasil perhitungan total beban rangka utama disajikan pada tabel 4.1, untuk perhitungan secara lengkap terdapat pada lampiran.

$$W_{tb} = W_t + W_{t1} + W_{t2} \dots\dots\dots (4.1)$$

$$V_{sf1} = \frac{\pi}{4} D_1^2 h_3 \dots\dots\dots (4.2)$$

$$V_{sf2} = \frac{\pi}{4} D_2^2 h_4 \dots\dots\dots (4.3)$$

$$W_{sf1} = V_{sf1} \rho_{ss} g \dots\dots\dots (4.4)$$

$$W_{sf2} = V_{sf2} \rho_{ss} g \dots\dots\dots (4.5)$$

$$W_{sc} = W_{bs} + W_{sf1} + W_{sf2} \dots\dots\dots (4.6)$$

$$W_{pl} = W_{pl1} + W_{pl2} \dots\dots\dots (4.7)$$

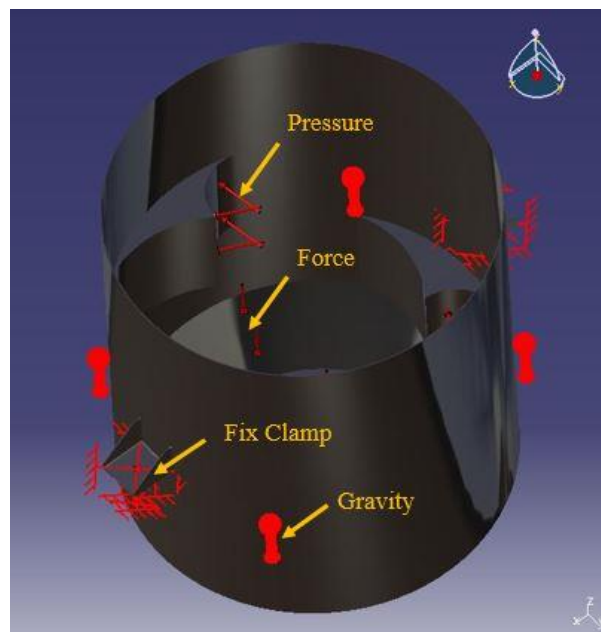
$$W_{bf} = W_{sc} + W_{bb} + W_{fl} + W_{pl} \dots\dots\dots (4.8)$$

$$M_1 = W_{em} l_m \dots\dots\dots (4.9)$$

Tabel 4.1. Hasil perhitungan total beban rangka

Kode	Nilai	Kode	Nilai
$W_t$	387,45 N	$W_{sf2}$	0,605 N
$W_{t1}$	400,96 N	$W_{bs}$	14,98 N
$W_{t2}$	422,1 N	$W_{sc}$	51,69 N
$W_{tb}$	1210,5 N	$W_{pl1}$	13,56 N
$D_1$	0,025 m	$W_{pl2}$	9,56 N
$D_2$	0,02 m	$W_{pl}$	23,12 N
$h_3$	0,955 m	$W_{bb}$	5,42 N
$h_4$	0,025 m	$W_{f1}$	0,52 N
$\rho_{ss}$	7850 kg/m <sup>3</sup>	$W_{bf}$	80,76 N
$g$	9,81m/s <sup>2</sup>	$W_{em}$	290 N
$V_{sf1(0)}$	4,6 x 10 <sup>-4</sup> m <sup>3</sup>	$l_m$	0,1 m
$V_{sf2(0)}$	7,8 x 10 <sup>-6</sup> m <sup>3</sup>	$M_I$	29 Nm
$W_{sf1(0)}$	36,115 N	$\tau$	9,81Nm

Komponen tabung pada mesin pembubur kertas mendapat beban dari berat isi tabung dihitung dengan  $\frac{3}{4}$  volume dikalikan densitas air, gravitasi bumi, dan tekanan air saat pengoperasian ditunjukkan pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Penempatan beban pada tabung

Perhitungan beban pada tabung menggunakan persamaan 4.10 s.d. 4.20. Hasil perhitungan total beban poros ulir helik disajikan pada tabel 4.2, untuk perhitungan secara lengkap terdapat pada lampiran.

$$V_{t1} = \pi r_1^2 h \dots\dots\dots (4.10)$$

$$V_{t2} = (\pi r_2^2 h_1) + \frac{1}{3} \pi h_2 (r_2^2 + r_1 r_2 + r_1^2) - V_{t1} \dots\dots (4.11)$$

$$W_{t1} = \rho_w V_{t1} g \dots\dots\dots (4.12)$$

$$W_{t2} = \rho_w V_{t2} g \dots\dots\dots (4.13)$$

$$n_s = \frac{d_1}{d_2} n_m \dots\dots\dots (4.14)$$

$$\tau = \frac{P \times 60}{2 \pi n_s} \dots\dots\dots (4.15)$$

$$F = \frac{\tau}{r_2} \dots\dots\dots (4.16)$$

$$\omega = \frac{2 \pi n_s}{60} \dots\dots\dots (4.17)$$

$$\vec{v} = r_2 \omega \dots\dots\dots (4.18)$$

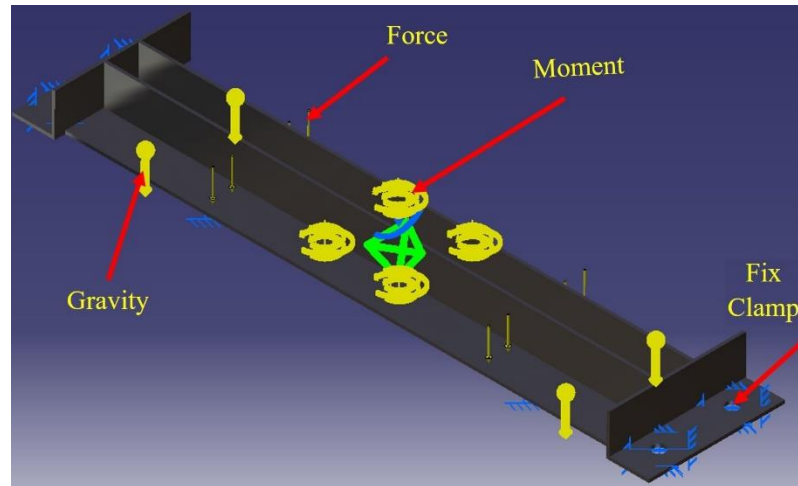
$$p = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (4.19)$$

$$A = l \times w \dots\dots\dots (4.20)$$

Tabel 4.2 Hasil perhitungan total beban tabung

	Nilai		Nilai
<b>r<sub>1</sub></b>	0,17 m	<b>d<sub>2</sub></b>	0,102 m
<b>r<sub>2</sub></b>	0,25 m	<b>n<sub>m</sub></b>	1452 rpm
<b>h</b>	0,45 m	<b>n<sub>s</sub></b>	1089 rpm
<b>h<sub>1</sub></b>	0,37 m	<b>P</b>	1119 watt
<b>h<sub>2</sub></b>	0,08 m	<b>τ</b>	9,81 Nm
<b>V<sub>t1</sub></b>	0,041 m <sup>3</sup>	<b>ω</b>	114,09 rad/s
<b>V<sub>t2</sub></b>	0,043 m <sup>3</sup>	<b>→v</b>	28,52 m/s
<b>ρ<sub>w</sub></b>	1000kg/m <sup>3</sup>	<b>F</b>	39,23 N
<b>g</b>	9,81 m/s <sup>2</sup>	<b>l</b>	0,15 m
<b>W<sub>t1</sub></b>	400,96 N	<b>w</b>	0,112 m
<b>W<sub>t2</sub></b>	422,1 N	<b>A</b>	0,017 m <sup>2</sup>
<b>d<sub>1</sub></b>	0,077 m	<b>p</b>	2326,28N/m <sup>2</sup>

Komponen dudukan poros mesin pembubur kertas mendapatkan beban dari berat *bearing*, berat baut pengencang, gaya gravitasi, dan momen pada pengencang *bearing* yang ditunjukkan pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 penempatan beban pada dudukan poros

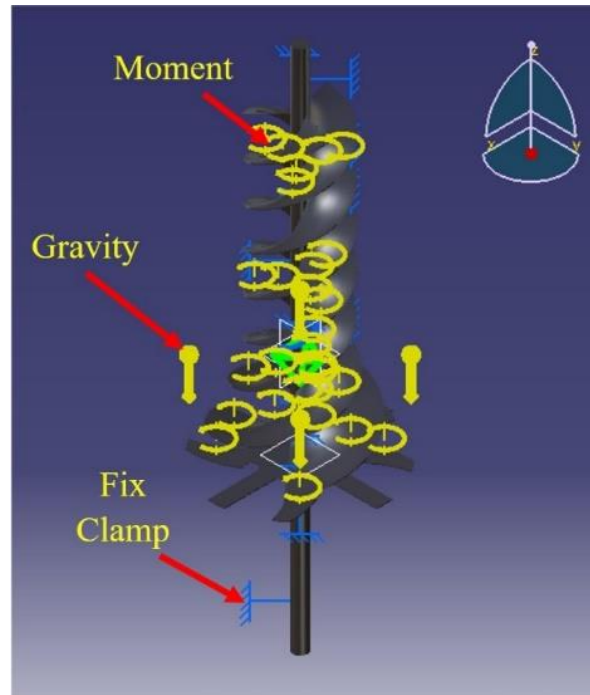
Perhitungan beban pada dudukan poros menggunakan persamaan 4.21. Hasil perhitungan total beban poros ulir helik disajikan pada tabel 4.3, untuk perhitungan secara lengkap terdapat pada lampiran.

$$F_{tot} = W_{bb1} + W_{fl} \dots \dots \dots (4.21)$$

Tabel 4.3 Hasil perhitungan total beban dudukan poros

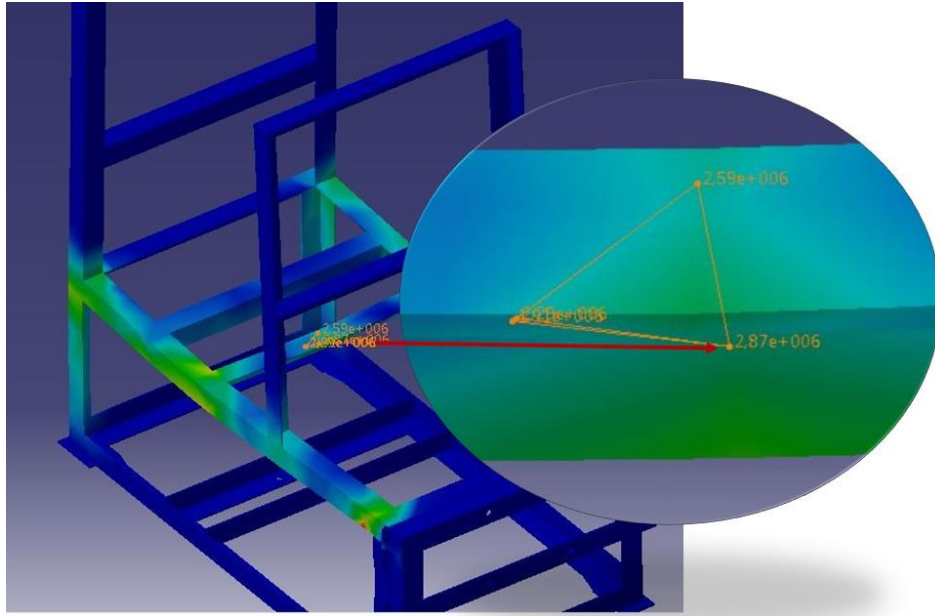
Kode	Nilai
$W_{bb}$	5,42 N
$W_{fl}$	0,52 N
$F_{tot}$	5,92 N

Komponen poros ulir helik mesin pembubur kertas mendapatkan beban berupa gaya gravitasi dan momen pada ulir helik dari putaran motor listrik yang ditunjukkan pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Penempatan beban pada poros ulir helik

Sebelum melakukan simulasi secara keseluruhan dari berbagai komponen dan variasi ketebalan material dilakukan validasi dari terlebih dahulu. Peneliti mengambil contoh hasil tegangan pada dudukan tabung untuk dilakukan validasi antara hasil perhitungan dengan hasil dari simulasi. Hasil perhitungan manual sesuai persamaan tegangan bending sebesar 2,8775 MPa dan hasil dari simulasi sebesar 2,87 MPa seperti yang ditampilkan pada gambar 4.5. Dari hasil tersebut terdapat persentase selisih antara hasil kalkulasi manual dengan hasil simulasi yaitu 0,2%. Hal ini cukup kecil sehingga simulasi bisa dilanjutkan.



Gambar 4.4 Hasil simulasi pada bagian dudukan tabung

Hasil yang didapat dari penelitian dengan metode simulasi ini berupa tegangan, deformasi, *safety factor*, dan biaya material. Berikut adalah data hasil penelitian yang telah dilakukan.

#### a. Komponen Rangka

Pengujian metode elemen hingga yang dilakukan pada komponen rangka mesin pembubur kertas menggunakan *software* CATIA V5R19 dengan variasi pengujian dilakukan sebanyak enam kali menghasilkan data yang ditampilkan pada tabel 4.4.

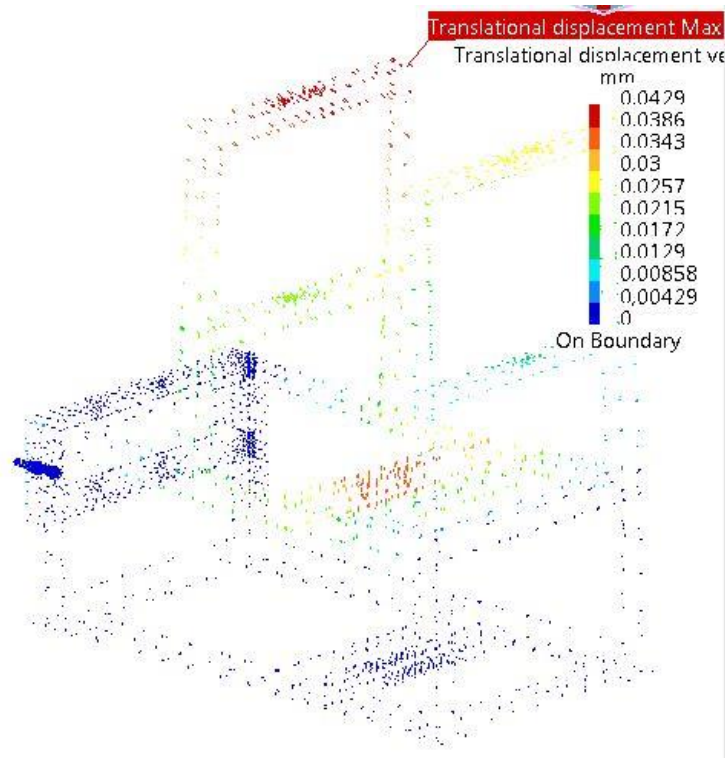
Tabel 4.4 Hasil simulasi pada rangka

Kode	Dimensi (mm)	$\sigma_{von}$ (Mpa)	$\delta$ (mm)	<i>Sf</i>	<i>b</i> (Rp)
Rk1	40x40x3	9,29	0,0429	26,3	197.800
Rk2	40x40x4	7,13	0,0413	34,36	255.300
Rk3	40x40x5	7,05	0,0399	34,75	324.300
Rk4	50x50x3	6,76	0,0254	36,24	292.100
Rk5	50x50x4	4,79	0,0246	51,14	324.346
Rk6	50x50x5	4,64	0,022	52,8	428.812

Tabel 4.4 menunjukkan bahwa hasil analisis tegangan tertinggi pada ukuran besi siku rangka 40x40x3 mm sebesar 9,29 MPa dan tegangan terendah pada ukuran plat siku rangka 50x50x5 mm sebesar 4,64 MPa seperti yang ditampilkan pada gambar 4.6. Nilai deformasi pada komponen rangka didapat nilai deformasi terkecil pada ukuran besi siku rangka 50x50x5 mm yakni 0,022 mm dan deformasi terbesar pada 40x40x3 mm yakni 0,0429 mm yang ditunjukkan dambar 4.7. *Safety factor* pada komponen rangka didapat nilai terkecil pada ukuran 40x40x3 mm yakni 26,3 dan nilai tertinggi didapatkan pada ukuran 50x50x50 mm yakni sebesar 52,8. Harga material pada komponen rangka didapatkan harga terendah pada ukuran besi siku rangka 40x40x3 mm yakni Rp. 197.800 dan harga tertinggi didapat pada ukuran 50x50x5 mm dengan harga Rp. 428.812.



Gambar 4.5 Tegangan maksimum pada rangka Rk1



Gambar 4.6 Deformasi maksimum pada rangka Rk1

#### b. Komponen Tabung

Pengujian metode elemen hingga yang dilakukan pada komponen tabung mesin pembubur kertas dengan variasi pengujian dilakukan sebanyak tujuh kali menghasilkan data sebagai berikut:

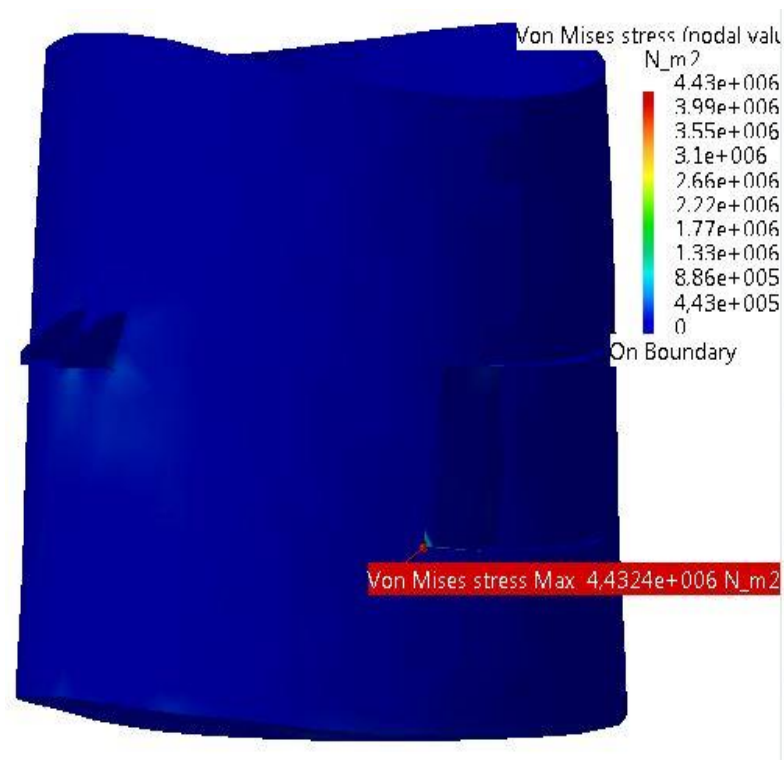
Tabel 4.5 Hasil Simulasi pada tabung

Kode	Dimensi (mm)	$\sigma_{von}$ (Mpa)	$\delta$ (mm)	$S_f$	$b$ (Rp)
Tb1	0,5	4,43	0,00047	56,4	368.000
Tb2	0,6	0,87	0,00043	287,3	441.600
Tb3	0,8	0,742	0,000399	336,9	588.800
Tb4	1	0,652	0,000255	383	736.018
Tb5	1,5	0,393	0,000235	636	1.104.026
Tb6	2	0,347	0,000234	720	1.472.035

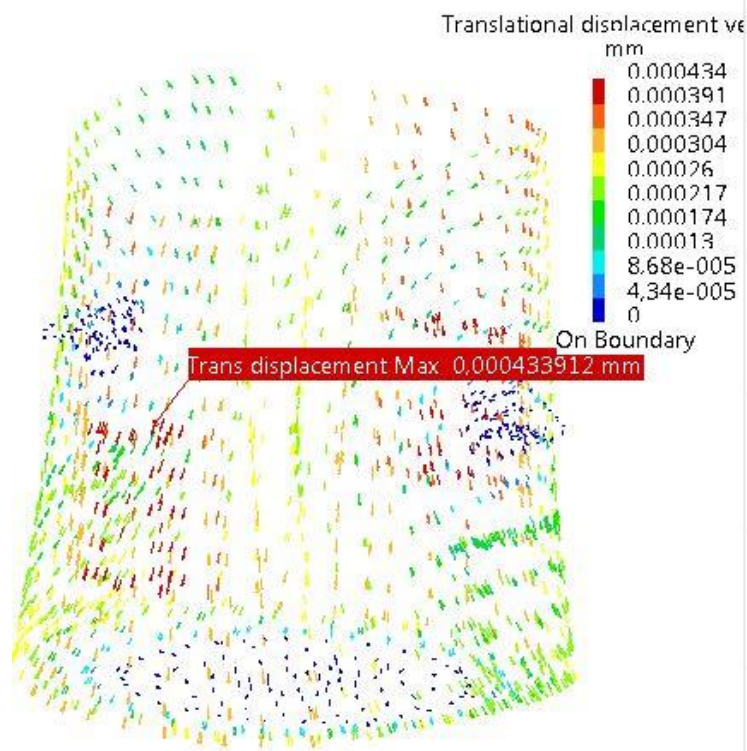
Tabel 4.5 menunjukkan bahwa hasil analisis tegangan tertinggi pada ukuran plat 0,5 mm yakni 4,43 MPa dan tegangan terendah pada ukuran plat 2 mm yakni



0,347 MPa. Nilai deformasi hasil simulasi memperlihatkan bahwa nilai deformasi terkecil pada ukuran plat 2 mm yakni 0,000234 mm dan deformasi terbesar pada plat ketebalan 0,5 mm yakni 0,00047 mm. *Safety factor* pada komponen tabung didapat nilai terkecil pada ukuran plat 0,5 mm yakni 56,4 dan nilai *safety factor* tertinggi didapatkan pada ukuran plat 2 mm yakni sebesar 720. Harga material pada komponen tabung didapatkan harga terendah pada ukuran plat 0,5 mm yakni Rp 368.000 dan harga tertinggi didapat pada ukuran plat 2 mm dengan harga Rp 1.472.035.



Gambar 4.7 Tegangan maksimum pada variasi Tb1



Gambar 4.8 Deformasi maksimum pada variasi Tb1

### c. Komponen Dudukan Poros

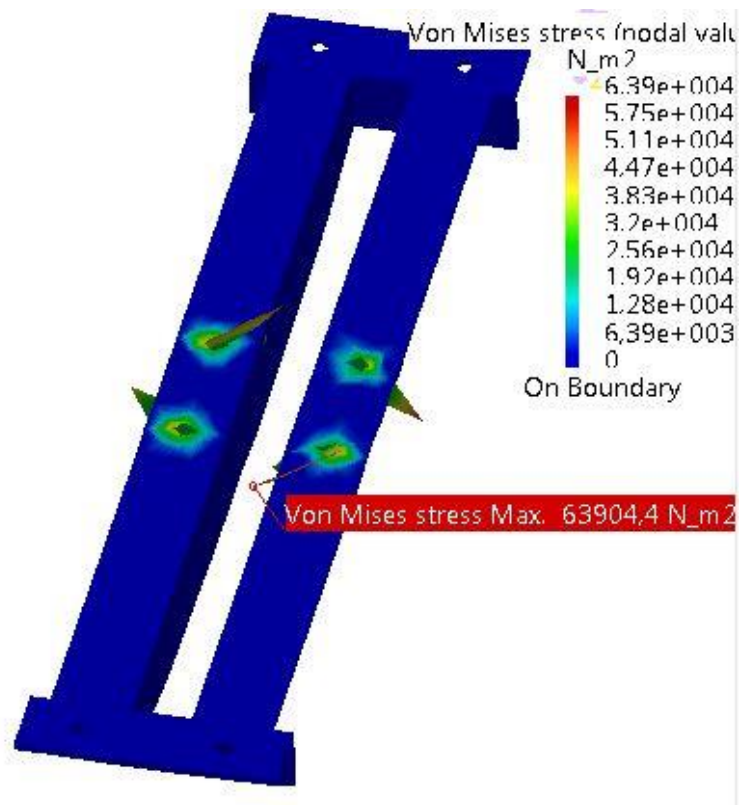
Pengujian metode elemen hingga yang dilakukan pada komponen dudukan poros mesin pembubur kertas dengan variasi pengujian dilakukan sebanyak enam kali menghasilkan data sebagai berikut:

Tabel 4.6 Hasil Simulasi pada dudukan poros

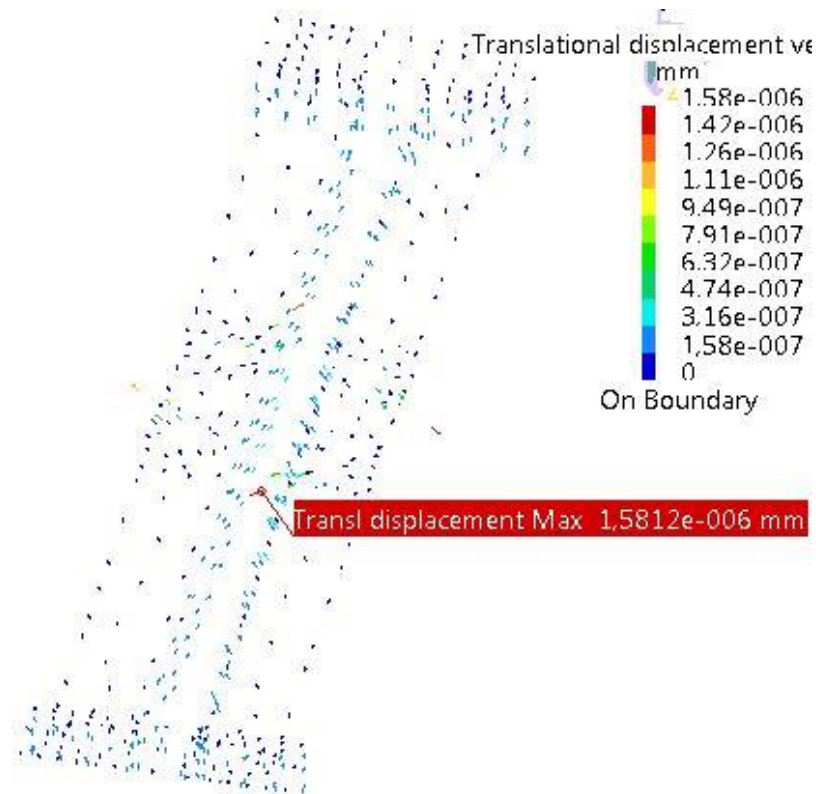
Kode	Dimensi (mm)	$\sigma_{von}$ (MPa)	$\delta$ (mm)	$Sf$	$b$ (Rp)
DP1	40x40x3	0,064	1.58E-06	3834	14.400
DP2	40x40x4	0,061	1.52E-06	4001	18.500
DP3	40x40x5	0,053	1.7E-06	4608	23.500
DP4	50x50x3	0,045	1.2E-06	8420	21.200
DP5	50x50x4	0,034	8E-07	8697	23.600
DP6	50x50x5	0,015	5.18E-07	15039	31.100

Tabel 4.6 menunjukkan bahwa hasil analisis tegangan tertinggi pada ukuran plat siku rangka 40 x 40 x 3mm yakni 0,064 MPa dan tegangan terendah pada

ukuran plat siku rangka 50 x 50 x 5mm yakni 0,016 MPa. Nilai deformasi hasil simulasi memperlihatkan bahwa nilai deformasi terkecil pada ukuran plat siku rangka 50 x 50 x 5 mm yakni 0,000000605 mm dan deformasi terbesar pada 40 x 40 x 3mm yakni 0,00000158 mm. *Safety factor* pada komponen rangka didapat nilai terkecil pada ukuran 40x40x3 mm yakni 3834 dan nilai tertinggi didapatkan pada ukuran 50x50x50 mm yakni sebesar 15039. Harga material pada komponen dudukan poros didapatkan harga terendah pada ukuran besi siku rangka 40x40x3 mm yakni Rp 14.400 dan harga tertinggi didapat pada ukuran 50x50x5 mm dengan harga Rp 31.100.



Gambar 4.9 Tegangan maksimum pada variasi DP1



Gambar 4.10 Deformasi maksimum pada variasi DP1

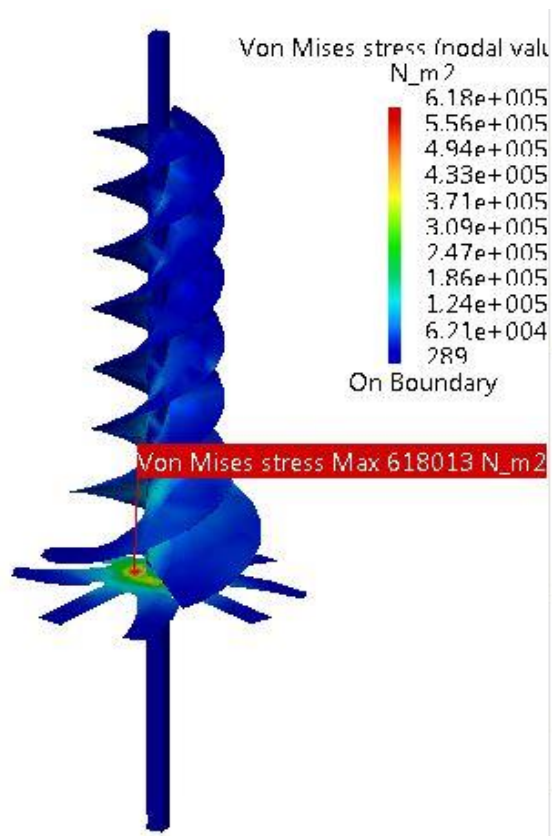
#### d. Komponen Poros Ulir Helik

Pengujian yang dilakukan pada komponen poros ulir helik mesin pembubur kertas dengan variasi pengujian dilakukan sebanyak lima kali menghasilkan data sebagai berikut:

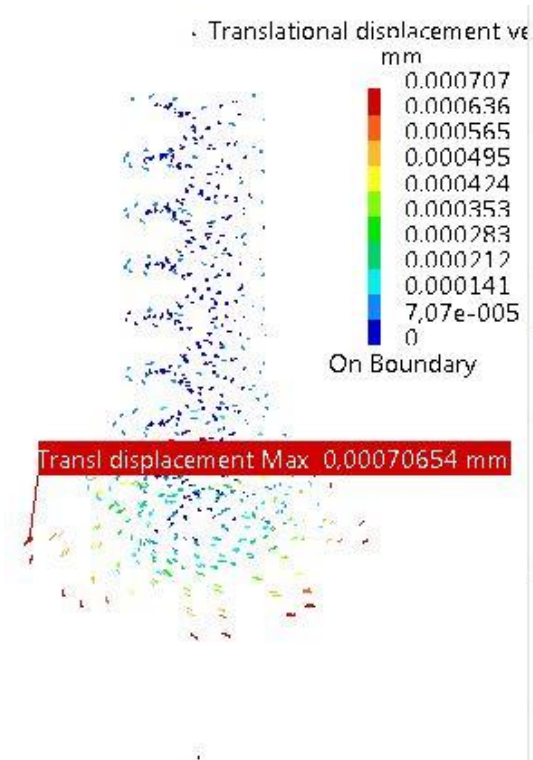
Tabel 4.7 Hasil simulasi pada poros ulir helik

Kode	Dimensi (mm)	$\sigma_{von}$ (Mpa)	$\delta$ (mm)	$Sf$	$b$ (Rp)
Hs1	0,5	0,82	0,00075	304	100.968
Hs2	0,6	0,62	0,00067	403	121.162
Hs3	0,8	0,55	0,00063	454	161.549
Hs4	1	0,49	0,00059	510	198.626
Hs5	1,5	0,36	0,00056	694	297.938
Hs6	2	0,35	0,00051	714	397.251

Tabel 4.7 menunjukkan bahwa hasil analisis tegangan tertinggi pada ukuran plat 0,5 mm yakni 0,82 MPa dan tegangan terendah pada ukuran plat 2 mm yakni 0,35 MPa. Nilai deformasi hasil simulasi memperlihatkan bahwa nilai deformasi terkecil pada ukuran plat 2 mm yakni 0,00051 mm dan deformasi terbesar pada plat 0,5 mm yakni 0,00075 mm. *Safety factor* pada komponen rangka didapat nilai terkecil pada ukuran plat 0,5 mm yakni 304 dan nilai tertinggi didapatkan pada ukuran plat 2 mm yakni sebesar 714. Harga material pada komponen poros ulir helik didapatkan harga terendah pada ukuran plat 0,5 mm yakni Rp 100.968 dan harga tertinggi didapat pada ukuran plat 2 mm dengan harga Rp 397.251.



Gambar 4.11 Tegangan maksimum pada variasi HS1

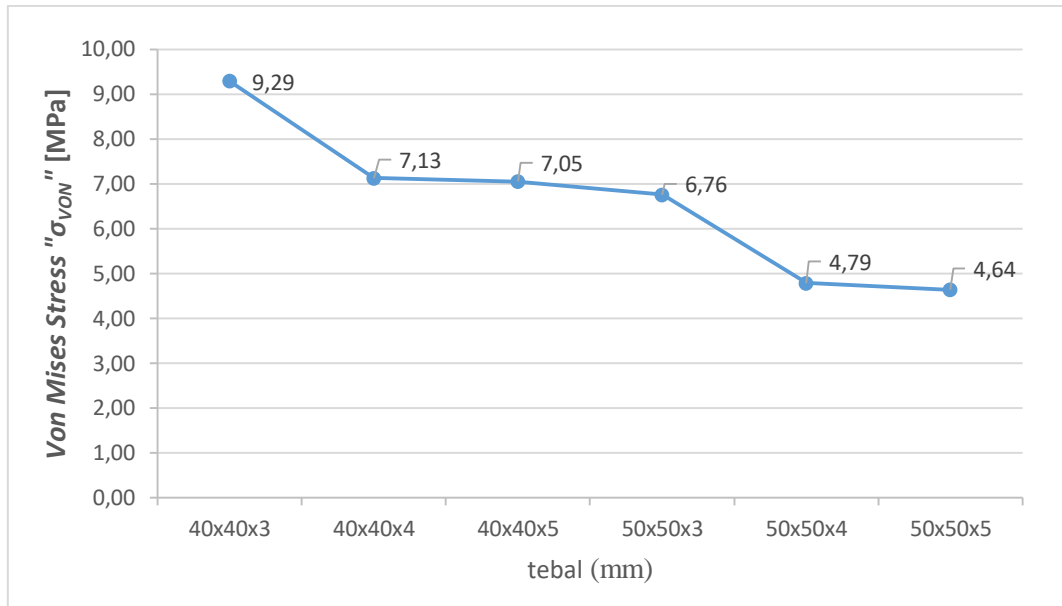


Gambar 4.12 Deformasi maksimum pada variasi HS1

## 4.2 Analisis Data

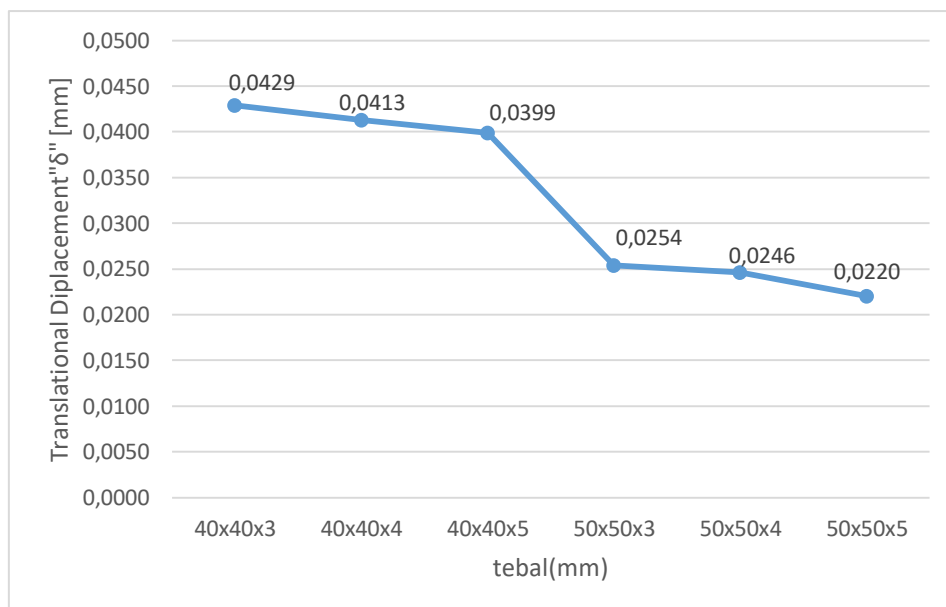
### 4.2.1 Analisis pada Komponen Rangka

Hasil simulasi dari analisis metode elemen hingga pada komponen rangka yang berupa nilai tegangan dan deformasi serta perhitungan *safety factor* dan biaya material ditunjukkan dengan grafik pada gambar 4.13 s.d 4.16



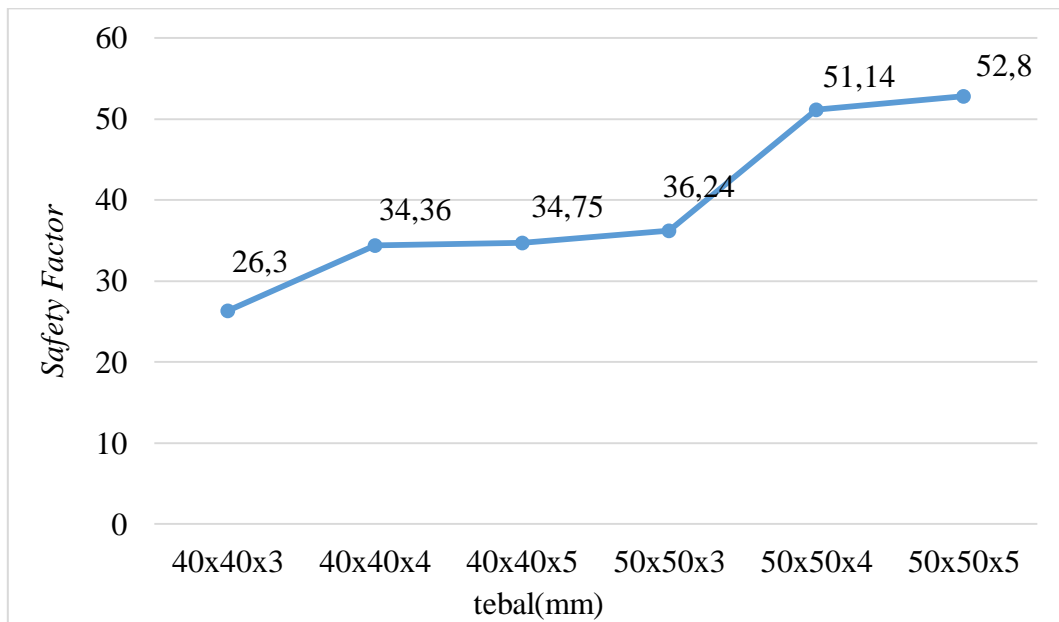
Gambar 4.13 Grafik tegangan pada rangka

Berdasarkan gambar 4.13, grafik menunjukkan bahwa tegangan terbesar ada pada ketebalan 40x40x3 mm dan tegangan terkecil yang terjadi pada rangka dengan ukuran 50x50x5 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin kecil tegangan yang terjadi pada rangka.



Gambar 4.14 Grafik deformasi pada rangka

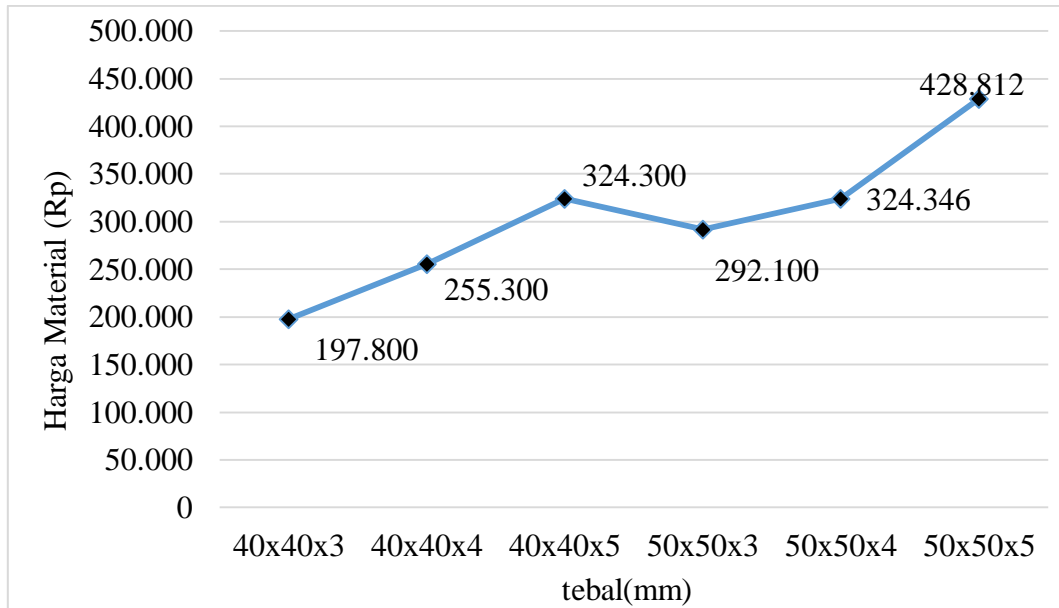
Berdasarkan gambar 4.14, grafik menunjukkan bahwa deformasi terbesar ada pada ketebalan 40x40x3 mm dan deformasi terkecil yang terjadi pada rangka dengan ukuran 50x50x5 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin kecil deformasi yang terjadi pada rangka.



Gambar 4.15 Grafik *safety factor* pada rangka

Berdasarkan gambar 4.15, grafik menunjukkan bahwa *safety factor* terkecil ada pada ketebalan 40x40x3 mm dan *safety factor* terbesar terjadi pada rangka dengan ukuran 50x50x5 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin besar *safety factor* yang terjadi pada rangka.



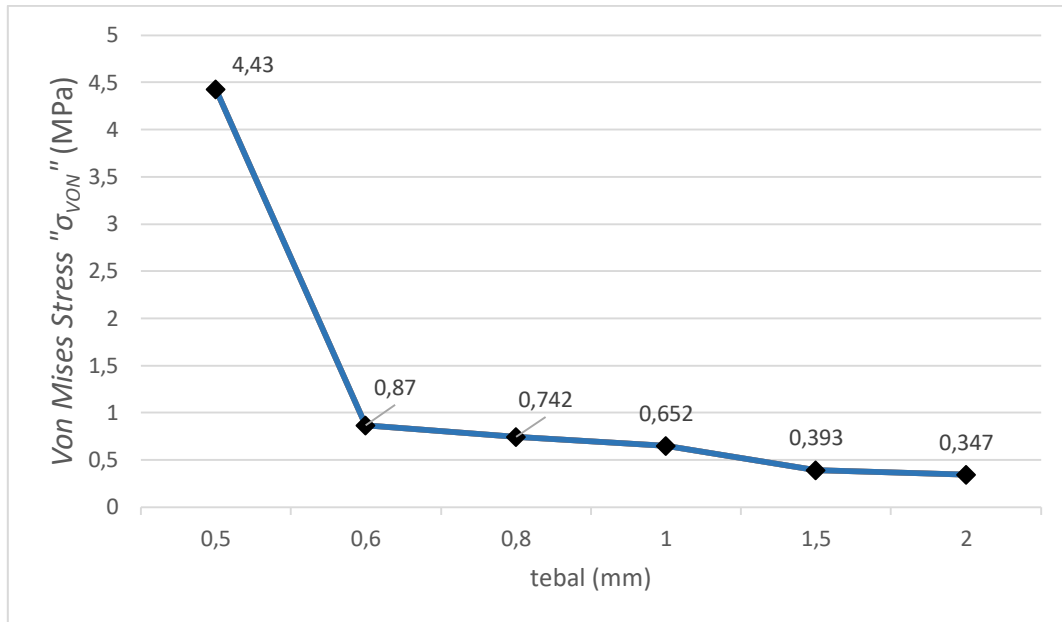


Gambar 4.16 Grafik harga material pada rangka

Berdasarkan gambar 4.16, grafik menunjukkan bahwa harga material terendah ada pada ketebalan 40x40x3 mm dan harga material tertinggi yang terjadi pada rangka dengan ukuran 50x50x5 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin tinggi harga material yang digunakan pada rangka.

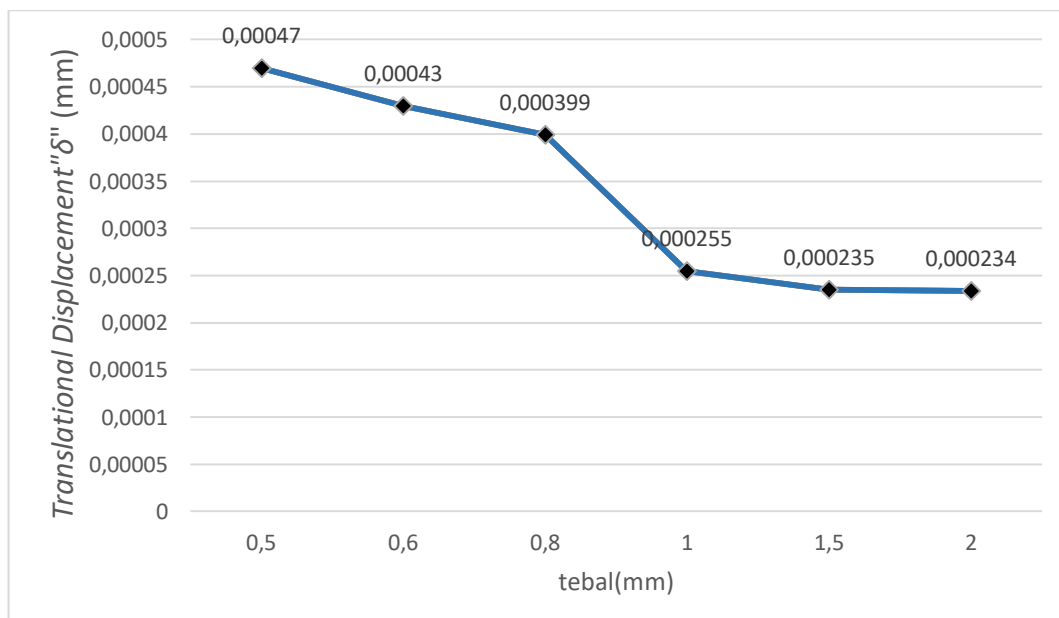
#### 4.2.2 Analisis pada Komponen Tabung

Hasil simulasi dari analisis metode elemen hingga pada komponen tabung yang berupa nilai tegangan dan deformasi serta perhitungan *safety factor* dan biaya material ditunjukkan dengan grafik pada gambar 4.17 s.d 4.20.



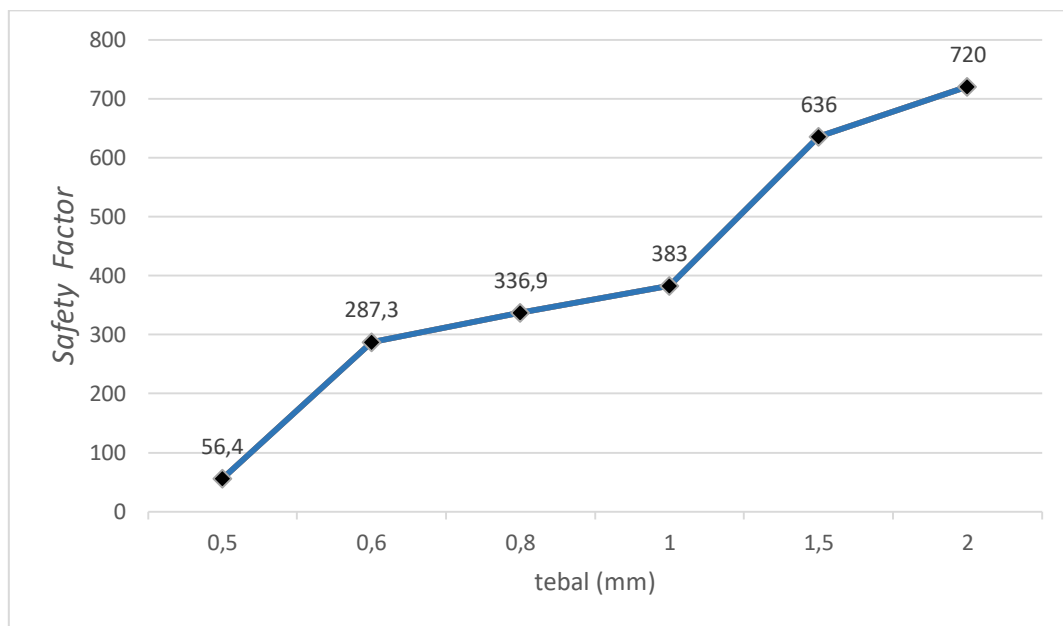
Gambar 4.17 Grafik tegangan pada tabung

Berdasarkan gambar 4.17, grafik menunjukkan bahwa tegangan terbesar ada pada ketebalan plat 0,5 mm dan tegangan terkecil yang terjadi pada plat tabung dengan ukuran 2 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin kecil tegangan yang terjadi pada tabung.



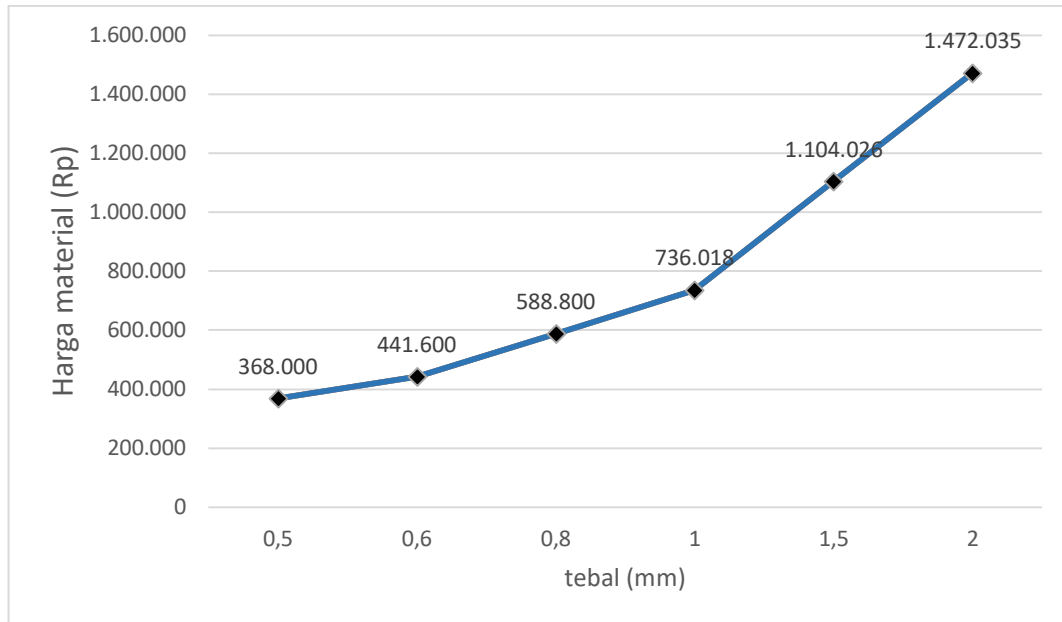
Gambar 4.18 Grafik deformasi pada tabung

Berdasarkan gambar 4.18, grafik menunjukkan bahwa deformasi terbesar ada pada ketebalan plat 0,5 mm dan tegangan terkecil yang terjadi pada plat tabung dengan ukuran 2 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin kecil deformasi yang terjadi pada tabung.



Gambar 4.19 Grafik *safety factor* pada tabung

Berdasarkan gambar 4.19, grafik menunjukkan bahwa *safety factor* terkecil ada pada ketebalan plat 0,5 mm dan *safety factor* terbesar yang terjadi pada plat tabung dengan ukuran 2 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin besar *safety factor* yang terjadi pada tabung.

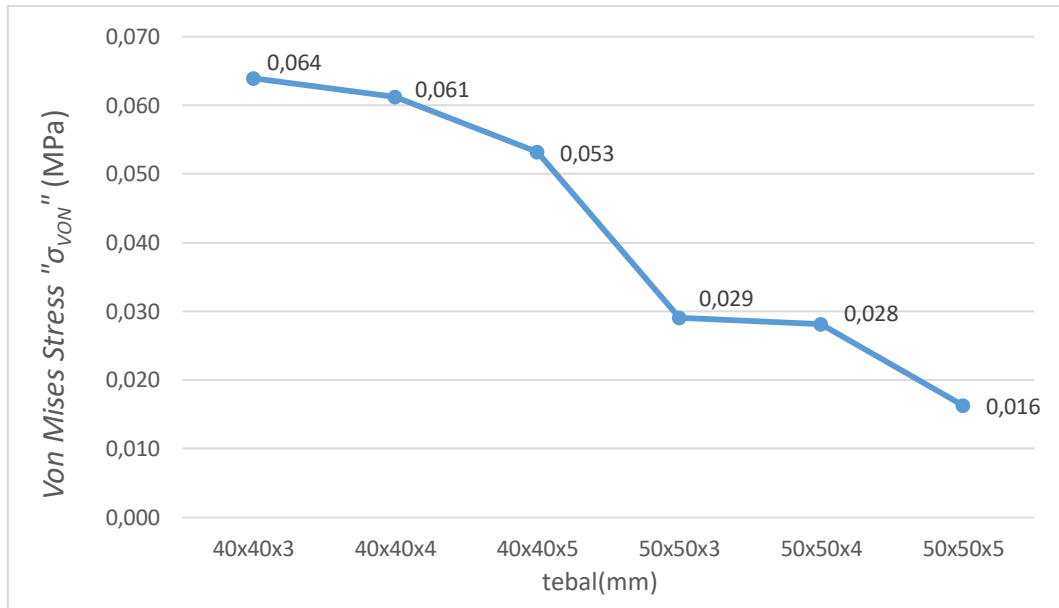


Gambar 4.20 Grafik harga material pada tabung

Berdasarkan gambar 4.20, grafik menunjukkan bahwa harga material terendah pada ketebalan plat *stainless steel* 1 mm dan harga material tertinggi yang terjadi pada plat *stainless steel* ukuran 4 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin tinggi harga material yang digunakan pada tabung.

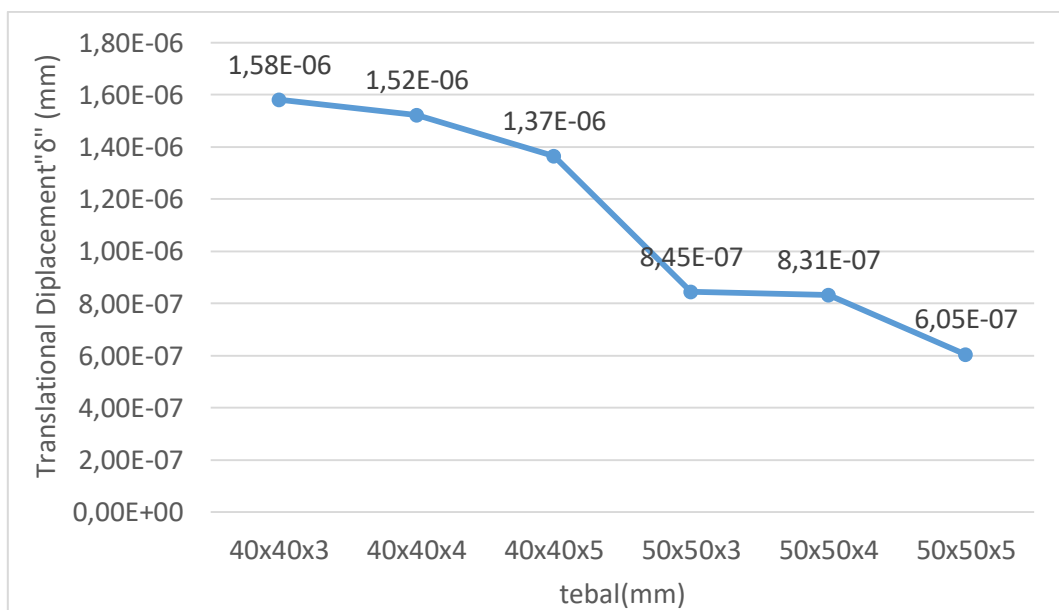
#### 4.2.3 Analisis pada Komponen Dudukan Poros

Hasil simulasi dari analisis metode elemen hingga pada komponen dudukan poros yang berupa nilai tegangan dan deformasi serta perhitungan *safety factor* dan biaya material ditunjukkan dengan grafik pada gambar 4.21 s.d 4.24.



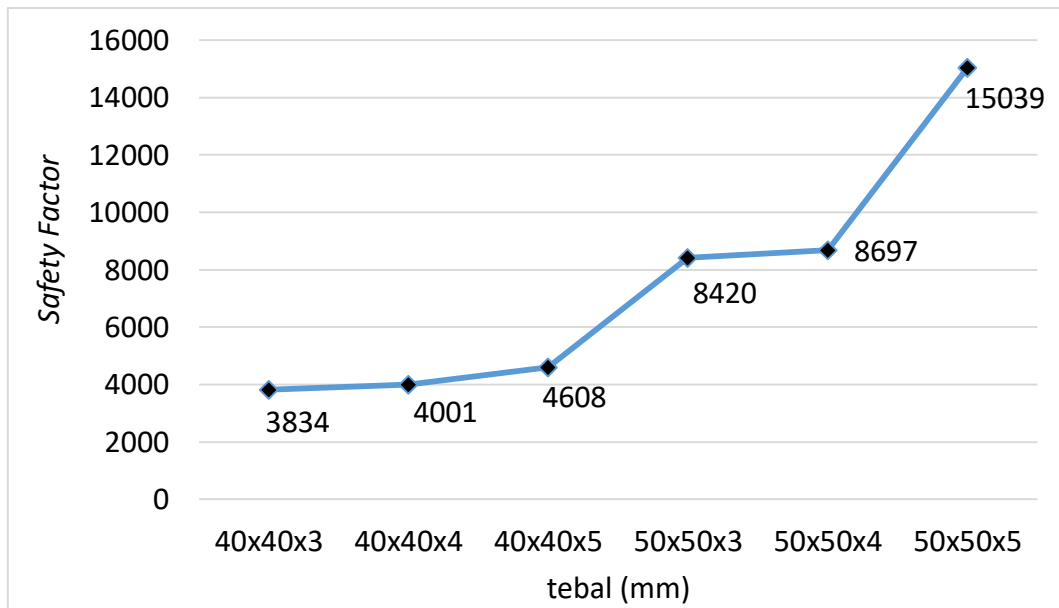
Gambar 4.21 Grafik tegangan pada dudukan poros

Berdasarkan gambar 4.21, grafik menunjukkan bahwa tegangan terbesar yang terjadi pada dudukan poros dengan ukuran 40x40x3 mm dan tegangan terkecil ada pada ukuran 50x50x5 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin kecil tegangan yang terjadi pada dudukan poros.



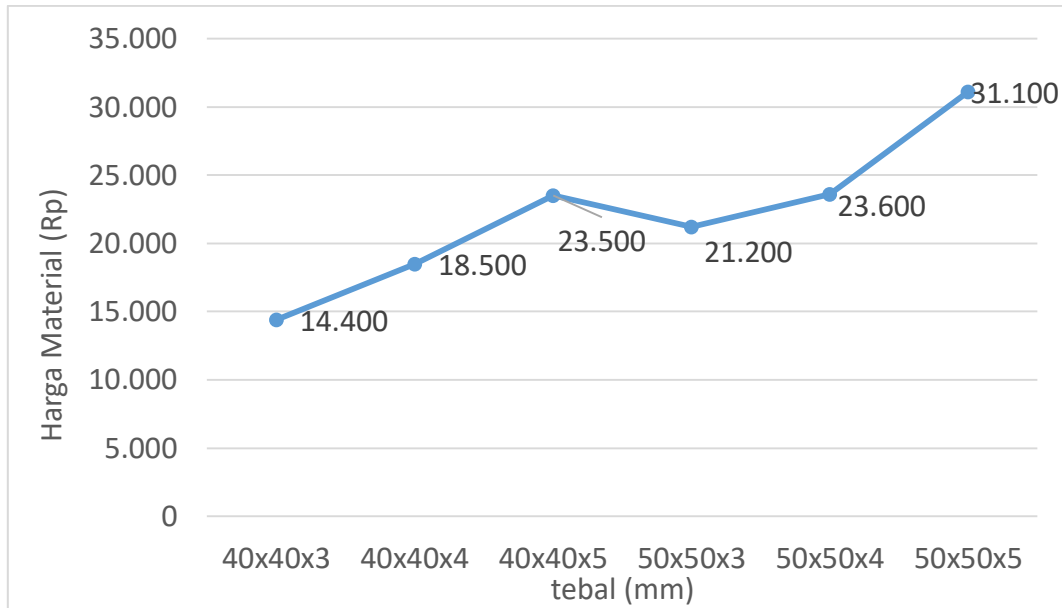
Gambar 4.22 Grafik deformasi pada dudukan poros

Berdasarkan gambar 4.22, grafik menunjukkan bahwa deformasi terbesar ada pada ketebalan 40x40x3 mm dan deformasi terkecil yang terjadi pada dudukan poros dengan ukuran 50x50x5 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin kecil deformasi yang terjadi pada dudukan poros.



Gambar 4.23 Grafik *safety factor* pada dudukan poros

Berdasarkan gambar 4.23, grafik menunjukkan bahwa *safety factor* terkecil ada pada ketebalan 40x40x3 mm dan *safety factor* terbesar yang terjadi pada dudukan poros dengan ukuran 50x50x5 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin besar *safety factor* yang terjadi pada dudukan poros.

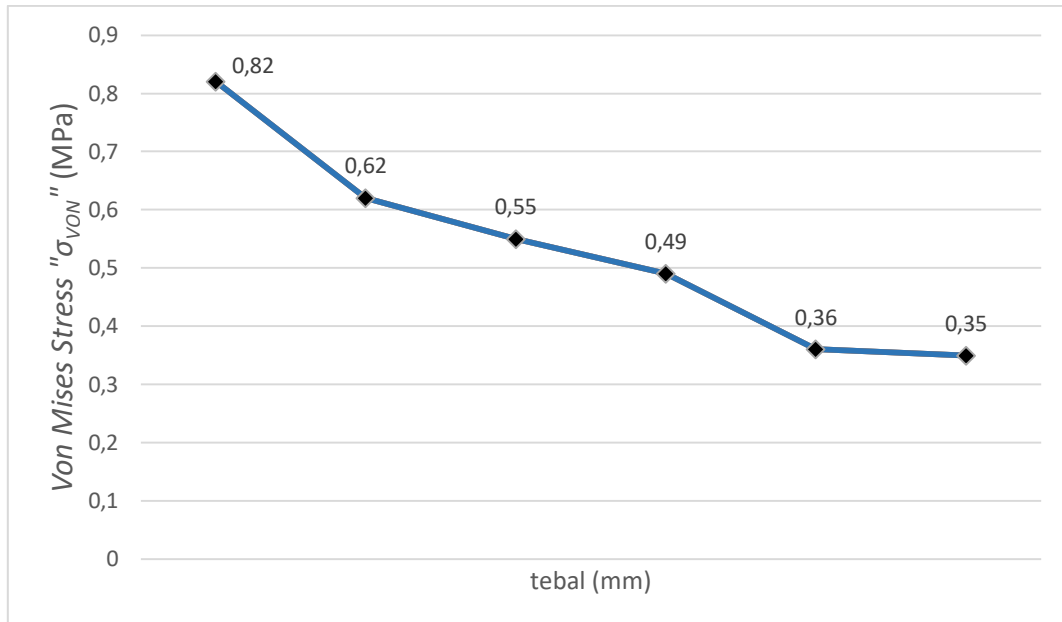


Gambar 4.24 Grafik harga material pada dudukan poros

Berdasarkan gambar 4.24, grafik menunjukkan bahwa harga material terendah ada pada ketebalan 40x40x3 mm dan harga material tertinggi yang terjadi pada dudukan poros dengan ukuran 50x50x5 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin tinggi harga material yang digunakan pada dudukan poros.

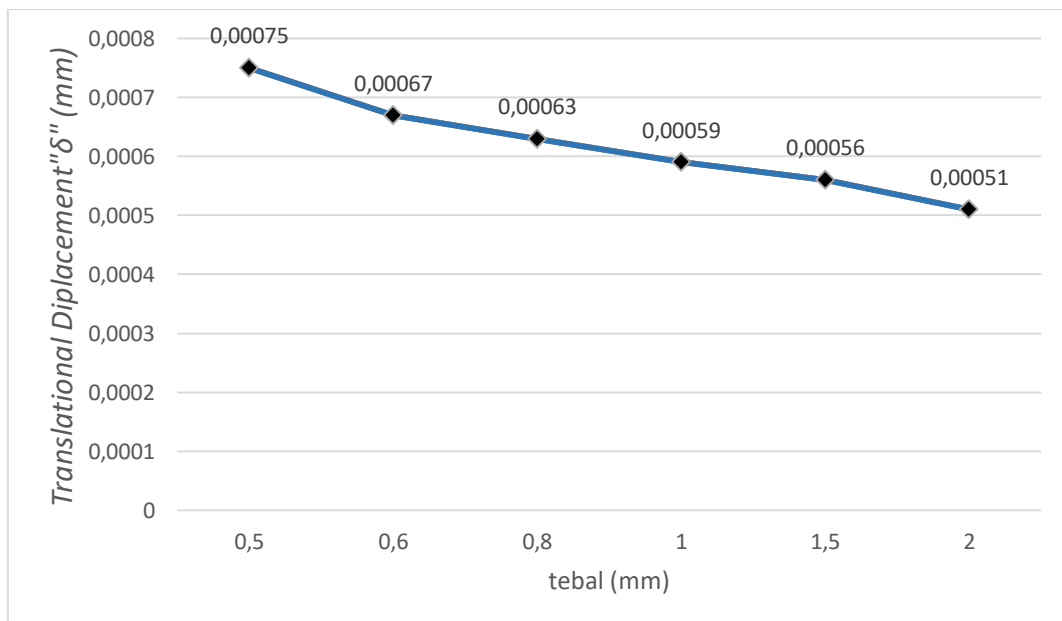
#### 4.2.4 Analisis pada Komponen Poros Ulir Helik

Hasil simulasi dari analisis metode elemen hingga pada komponen poros ulir helik yang berupa nilai tegangan dan deformasi serta perhitungan *safety factor* dan biaya material ditunjukkan dengan grafik pada gambar 4.25 s.d 4.28.



Gambar 4.25 Grafik tegangan pada poros ulir helik

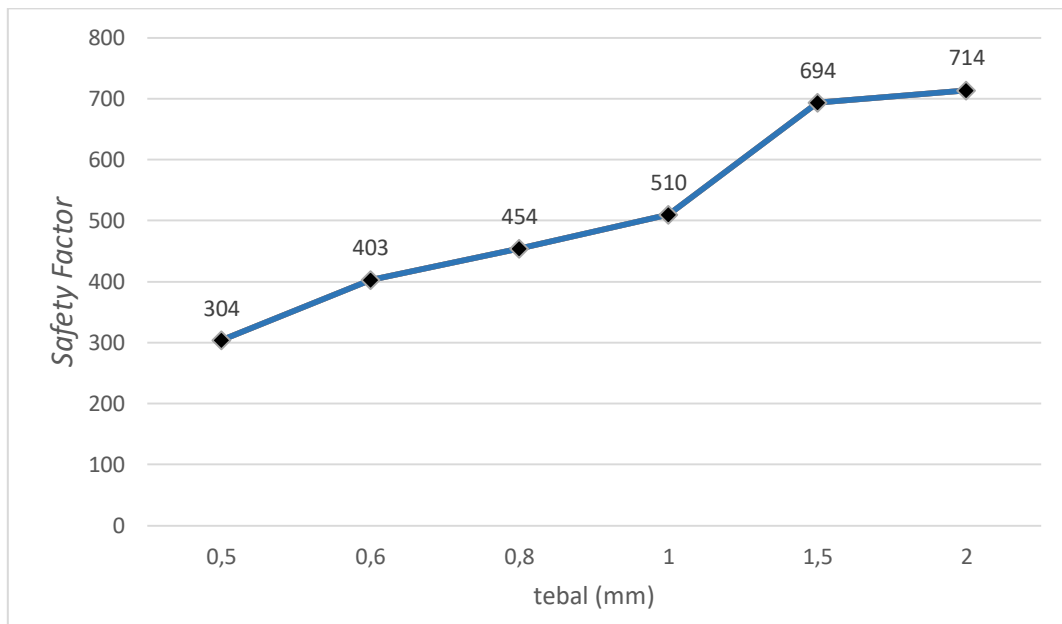
Berdasarkan gambar 4.25, grafik menunjukkan bahwa tegangan terbesar ada pada ketebalan plat 0,5 mm dan tegangan terkecil yang terjadi pada plat poros ulir helik dengan ukuran 2 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin kecil tegangan yang terjadi pada poros ulir helik.



Gambar 4.26 Grafik deformasi pada poros ulir helik

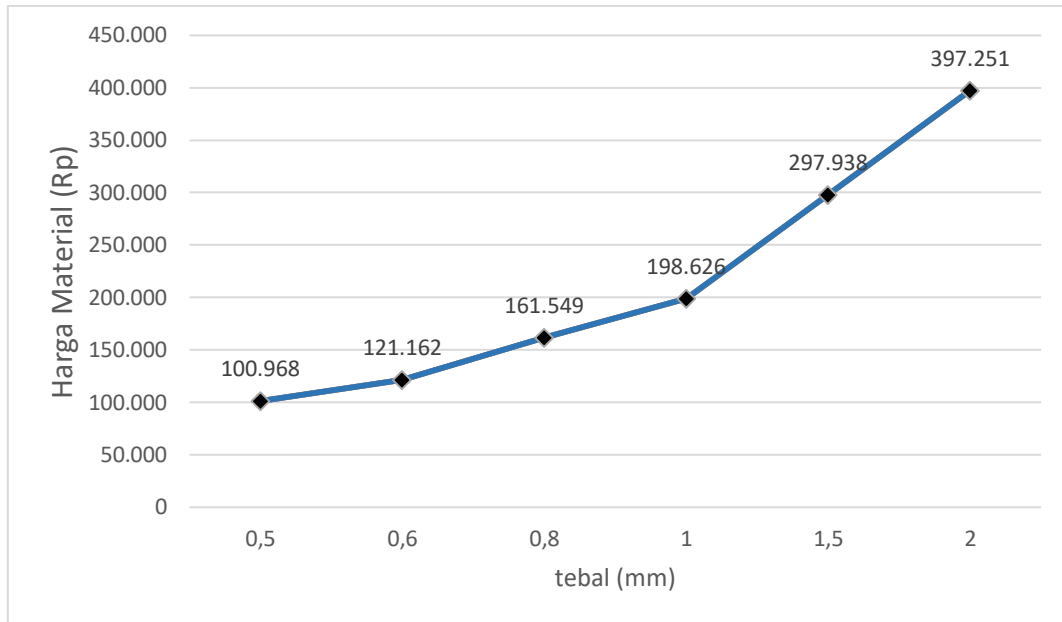


Berdasarkan gambar 4.26, grafik menunjukkan bahwa deformasi terbesar ada pada ketebalan plat 0,5 mm dan tegangan terkecil yang terjadi pada plat tabung dengan ukuran 2 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin kecil deformasi yang terjadi pada poros ulir helik.



Gambar 4.27 Grafik *safety factor* pada poros ulir helik

Berdasarkan gambar 4.27, grafik menunjukkan bahwa *safety factor* terkecil ada pada ketebalan plat 0,5 mm dan *safety factor* terbesar yang terjadi pada plat tabung dengan ukuran 2 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin besar *safety factor* yang terjadi pada poros ulir helik.



Gambar 4.28 Grafik harga material pada poros ulir helik

Berdasarkan gambar 4.28, grafik menunjukkan bahwa harga material terendah pada ketebalan plat *stainless steel* 0,5 mm dan harga material tertinggi yang terjadi pada plat *stainless steel* ukuran 2 mm. Grafik juga menunjukkan semakin tebal variasi ukuran yang digunakan maka semakin tinggi harga material yang digunakan pada poros ulir helik.

### 4.3 Pembahasan

Simulasi metode elemen hingga merupakan alat validasi dalam menentukan rancangan sebelum rancangan tersebut menjadi sebuah konstruksi nyata. Melalui simulasi ini, perancang alat tidak perlu membuat konstruksi nyata dalam pengambilan data untuk menentukan apakah kostruksi itu aman untuk digunakan. Penelitian ini dimaksud untuk mengetahui nilai keefektifan dan efisiensi sebuah rancangan sehingga nantinya hasil rancangan ini bisa diaplikasikan pada industri kecil dan menengah dengan konstruksi yang aman dan murah dalam pembelanjaan material.

Berdasarkan simulasi yang telah dilakukan didapatkan perbedaan nilai tegangan, deformasi, *safety factor*, dan harga material dari variasi ketebalan yang digunakan pada masing-masing komponen. Nilai tegangan hasil simulasi pada komponen rangka, tabung, dudukan poros, dan poros ulir helik setelah dilakukan variasi ketebalan terjadi penurunan, semakin tebal besi siku atau plat yang digunakan semakin kecil tegangan yang dihasilkan. Pada komponen rangka seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.5 diatas, peta persebaran tegangan maksimum terdapat pada dua penyangga. Tegangan ini disebabkan oleh besarnya beban tabung serta isinya yang dibebankan secara merata pada dua penyangga tersebut. Pada gambar 4.7 diatas ditunjukkan peta persebaran tegangan hasil simulasi, dengan tegangan maksimum terdapat dibawah kupingan tabung. Hal tersebut dikarenakan adanya tekanan sebesar 2241,92 Pa. Pada komponen dudukan poros seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.7 diatas, peta persebaran tegangan maksimum terdapat pada lubang sambungan *bearing*. Tegangan ini disebabkan oleh besarnya *bearing*, mur, dan baut yang dibebankan secara merata pada lubang tersebut. Pada komponen poros ulir helik tegangan terbesar terjadi pada bagian pisau rata bagian bawah yang mengalami momen yang diakibatkan perputaran saat poros berputar.

Nilai deformasi hasil simulasi pada komponen rangka, tabung, dudukan poros, dan poros ulir helik setelah dilakukan variasi ketebalan terjadi penurunan, semakin tebal besi siku dan plat yang digunakan semakin kecil deformasi yang dihasilkan. Pada komponen rangka, nilai deformasi terbesar terdapat pada besi siku ukuran 40x40x3 mm sebesar 0,0662 mm yang terdapat pada bagian penyangga dudukan poros. Bagian tersebut merupakan titik terjauh dari tumpuan komponen. Pada komponen tabung, nilai deformasi terbesar terdapat pada plat ukuran 0,5 mm

sebesar 0,00047 mm. Pada komponen dudukan poros, nilai deformasi terbesar terdapat pada besi siku ukuran 40x40x3 mm sebesar 0,00000158 mm. Pada komponen poros ulir helik, nilai deformasi terbesar terdapat pada plat ukuran 0,5 mm sebesar 0,00075 mm. Nilai deformasi dari berbagai komponen yang telah disimulasikan semua tidak melebihi 1 mm atau sangat kecil pergeseran yang terjadi.

Nilai *safety factor* hasil simulasi pada komponen rangka, tabung, dudukan poros, dan poros ulir helik setelah dilakukan variasi ketebalan terjadi penurunan, semakin tebal besi siku dan plat yang digunakan semakin kecil *safety factor* yang dihasilkan. Nilai *safety factor* tersebut dipengaruhi oleh tegangan hasil simulasi. Menurut Mott (2004: 164) suatu perancangan struktur yang menerima beban statis memiliki nilai *safety factor*  $>3$ . Secara keseluruhan hasil dari *safety factor* menunjukkan nilai lebih dari tiga sehingga komponen-komponen tersebut aman untuk digunakan.

Pada komponen rangka memerlukan bahan sepanjang 13,42 m atau dengan 1 batang besi siku dengan panjang 6 m membutuhkan 2,3 batang besi siku. Pada komponen tabung saat di lakukan penempatan proses pemotongan bahan membutuhkan 66,7% dari plat ukuran 1,2 x 2,4 m. Pada komponen dudukan poros memerlukan bahan besi siku sepanjang 1,3 m. Pada komponen poros ulir helik membutuhkan 18% dari plat ukuran 1,2 x 2,4 m. Harga material pada komponen rangka, dudukan, tabung dan poros ulir helik menunjukkan grafik yang meningkat yang disebabkan bertambahnya perbedaan harga pada setiap variasi ketebalan.

Pemilihan material pada setiap komponen yang dipakai berdasarkan hasil simulasi dan perhitungan harga yang dibutuhkan pada komponen rangka dan dudukan poros menggunakan material ASTM A36 dengan ukuran 40x40x3 mm

dari ukuran yang dipakai tersebut dapat menghemat harga sebesar 53% dibanding material ASTM A36 ukuran 50x50x5 mm. Pada komponen tabung dan poros ulir helik menggunakan plat *stainles steel* ukuran 0,5 mm dan dapat menghemat biaya material sebesar 75% dari plat ukuran 2 mm.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil penelitian dapat disimpulkan bahwa:

- a. tegangan *von mises* yang dihasilkan pada setiap komponen mesin pembubur kertas mengalami penurunan dari penambahan ukuran ketebalan. Tegangan yang terjadi masih menunjukkan *safety factor* yang aman karena lebih dari 1 atau tidak melebihi tegangan luluh material yang dipakai.
- b. deformasi yang dihasilkan pada setiap komponen mesin pembubur kertas mengalami penurunan dari penambahan ukuran ketebalan yang dilakukan. Secara keseluruhan deformasi yang terjadi masih kecil yaitu kurang dari 1 mm.
- c. dimensi komponen-komponen mesin pembubur kertas yang ekonomis ditinjau dari kekuatan dan biaya material sebagai berikut: 1) komponen rangka menggunakan dimensi besi siku 40x40x3 mm; 2) komponen tabung menggunakan dimensi plat 0,5 mm; 3) komponen dudukan poros menggunakan dimensi besi siku 40x40x3 mm; dan 4) komponen poros ulir helik menggunakan dimensi plat 0,5 mm.

#### **5.2 Saran**

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan terdapat saran-saran sebagai berikut:

- a. untuk penelitian selanjutnya perlu adanya penelitian mengenai batas usia pakai dari material.

- b. perlu adanya penambahan variasi jenis material dari yang telah diteliti untuk mengetahui biaya yang murah namun tetap kuat.
- c. perlu adanya penelitian lanjut mengenai uji performansi mesin pembubur kertas setelah mesin diproduksi.

## DAFTAR PUSTAKA

- American Society for Testing and Material (ASTM) A36/36M-05. 2005. *Standart Specification for Carbon Structural Steel*. West Conshohocken, PA: ASTM International.
- Anggono, A. D., dan Y. Bahtiar. 2018. Simulasi Pembebanan Pada Tabung Tipis Dari Aluminium Dengan Metode Elemen Hingga. *Proceeding of The URECOL*. 21-29.
- AtlasSteels. 2013. *Stainless Steel Grade Datasheets*.
- Bhandari, V.B. 1994. *Design of Machine Elements*. New Delhi: Tata McGrawHill.
- Chandru, B. T., dan P. M. Suresh. 2017. Finite Element and Experimental Modal Analysis of Car Roof with and without Damper. *Materials Today Proceedings* 4: 11237-11244.
- Gdoutos, E.E., 2005, *An Introduction of Fracture Mechanics*. Second Edition. Netherlands: Springer.
- Gere, J. M., S. P. Timoshenco. 1997. *Mechanics Of Material*. 4th Edition. Cole Publiation. California. Terjemahan B. Suryoatmono. 2000. *Mekanika Bahan*. Jakarta: Erlangga.
- Hardiputra, F., A. Djafar, dan Sulistijono. 2018. Perancangan As Roda Troli Pemanjat Tangga Berdasarkan Analisis Tegangan dan Faktor Keamanan. *Prosiding Seminar Nasional Inovasi Teknologi Terapan* 3(1). Politeknik Negeri Balikpapan. Balikpapan. 312-316.
- Kadir, A., dan S. Hardjono. 2019. Analisis Kekuatan Struktur Dermaga Apung untuk Pelabuhan Perintis. *Warta Penelitian Perhubungan* 31(1): 47-54.
- Mariudin, R., Y. Gunawan, dan Samhuddin. 2018. Perancangan dan Analisa Frame Sepeda Pengangkut Gabah. *Jurnal ENTHALPHYI* 3(4): 1-5.
- Mott, R. L. 2004. *Machine Elements In Mechanical Design*. Terjemahan Rines, A.U. Santoso, W. Kusbandono, R. Sambada, I.G.K. Puja, dan A.T. Siswanto. 2009. *Elemen-Elemen Mesin dalam Perancangan Mekanis*. Yogyakarta: ANDI.
- Mott, I. 2008. *Metode Elemen Hingga Untuk Skeletal*. Ed. 1. Jakarta: PT RajaGrafindo Persada.
- Noor, M. A. M., H. Rashid, W. M. F. W. Mahyuddin, M. A. M. Azlan, dan J. Mahmud. Stress Analysis of a Low Loader Chasis. *Proceeding Engineering* 41: 995-1001.
- Rasyid, M. K. 2017. Desain dan pengembangan Engsel Pintu Menggunakan Aplikasi Metode Elemen Hingga. *JURNAL TEKNIK MESIN ITI* 1(1): 1.



- Rosa, F., dan Rodiawan. 2017. Perhitungan Diameter Minimum dan Maksimum Poros Mobil Listrik Tarsius X3 Berdasarkan Analisa Tegangan Geser dan Faktor Keamanan. *Machine: Jurnal Teknik Mesin* 3(1): 10-14.
- Saputra, R. dan H. Nurzaen. 2017. Analisis Tegangan Connecting Rod Pada Mobil Tipe X Dengan Menggunakan Metode Numerik. *Jurnal BINA TEKNIKA* 13(2): 179-187.
- Shigley, J.E. dan L. D. Mitchell. 1984. Perencanaan Teknik Mesin. Ed.4 Jilid 1. Jakarta: Erlangga.
- Sitompul, S. A., dan A. Hanafi. 2017. Analisis Tabrak Burung Pada Leading Edge Dengan Metode Elemen Hingga. *Jurnal Teknologi Kedirgantaraan* 2(2): 24-29.
- Sucipto, C. D. (2012) *Teknologi Pengolahaana Daur Ulang Sampah*. Edisi Pertama. Yogyakarta: Gosyen Publishing.
- Sudarsana, I. K., I. G. G. wiryadi, dan I. G. A. Susila. 2017. Analisis Perilaku Hubungan Pelat-Kolom Tepi Struktur Pelat Datar menggunakan Concrete Damage Plasticity (CDP) Dalam Abaqus. *Jurnal Spektran* 5(2): 102-110.
- Sugiyono. 2015. *Metode Penelitian Kuantitatif, Kualitatif, dan R&D*. Bandung: Alfabeta.
- Sutikno, E. 2011. Analisis Tegangan Akibat Pembebanan Statis pada Desain Carbody Tec Railbus dengan Metode Elemen Hingga. *Jurnal Rekayasa Mesin* 2(1): 65-81.
- Undang-Undang Republik Indonesia Nomor 18 Tahun 2008. *Pengelolaan Sampah*. 7 Mei 2008. Lembaran Negara Republik Indonesia Tahun 2008 Nomor 69. Jakarta.
- Wibawa, L. A. N. 2017. Desain dan Analisis Tegangan Crane Hook Model Circular Section Kapasitas 5 Ton Menggunakan Autodesk Inventor 2017. *Jurnal SIMETRIS* 10(1): 27-32.
- \_\_\_\_\_. 2019. Desain Dan Analisis Kekuatan Rangka Meja Kerja (Workbench) Balai Lapan Garut Menggunakan Metode Elemen Hingga. *Jurnal Teknik Mesin ITI* 3(1): 13-17.

## LAMPIRAN

### 1. Perhitungan

Volume isi tabung

$$Vt_1 = \pi \times r_1^2 \times h$$

$$Vt_1 = 3,14 \times 0,17^2 \times 0,50$$

$$Vt_1 = 0,041 \text{ m}^3$$

$$Vt_2 = (\pi \times r_2^2 \times h) + \frac{1}{3} \pi \times h_2 \times (r_2^2 + r_1 \times r_2 + r_2^2) - Vt_1 - Vbf$$

$$Vt_2 = (3,14 \times 0,25^2 \times 0,37) + \frac{1}{3} \times 3,14 \times 0,08 \times 0,17^2 + 0,17 \times 0,25 +$$

$$0,25^2) - 0,0409 - 0,0032$$

$$Vt_2 = 0,043 \text{ m}^3$$

Beban isi tabung

$$Wt_1 = Vt_1 \times \rho_w \times g$$

$$Wt_1 = 0,041 \times 1000 \times 9,81$$

$$Wt_1 = 400,96 \text{ N}$$

$$Wt_2 = Vt_2 \times \rho_w \times g$$

$$Wt_2 = 0,043 \times 1000 \times 9,81$$

$$Wt_2 = 422,1 \text{ N}$$

Beban tabung

$$Wt_b = Wt + Wt_1 + Wt_2$$

$$Wt_b = 387,45 + 400,96 + 422,1$$

$$Wt_b = 1210,5 \text{ N}$$

Volume poros atas

$$Vsf_1 = \frac{\pi}{4} \times D_1^2 \times h_3$$

$$Vsf_1 = 3,14 \times 0,025 \times 0,955$$

$$Vsf_1 = 4,69 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Beban poros atas

$$Wsf_1 = Vsf_1 \times \rho_{ss} \times g$$

$$Wsf_1 = 4,69 \times 10^{-4} \times 7850 \times 9,81$$

$$Wsf_1 = 36,1 \text{ N}$$

Volume poros bawah

$$Vsf_2 = \frac{\pi}{4} \times D_2^2 \times h_4$$

$$Vsf_2 = 3,14 \times 0,02 \times 0,025$$

$$Vsf_2 = m^3$$

Beban poros bawah

$$Wsf_2 = Vsf_2 \times \rho_{ss} \times g$$

$$Wsf_2 = 7,86 \times 10^{-6} \times 7850 \times 9,81$$

$$Wsf_2 = 0,61 \text{ N}$$

Beban poros ulir helik

$$Wsc = Wbs + Wsf_1 + Wsf_2$$

$$Wsc = 14,98 + 36,1 + 0,61$$

$$Wsc = 51,7 \text{ N}$$

Beban *pulley*

$$W_{pl} = W_{pl_1} + W_{pl_2}$$

$$W_{pl} = 13,96 + 9,56$$

$$W_{pl} = 23,12 \text{ N}$$

Beban bearing UCF Ø20 mm = 542 gram

$$W_{bb} = 5,42 \text{ N}$$

Beban ring, mur dan baut

$$W_{fl} = 0,52 \text{ N}$$

Beban rangka bagian bawah

$$W_{bf} = W_{sc} + W_{pl} + W_{bb} + W_{fl}$$

$$W_{bf} = 51,7 + 23,12 + 5,42 + 0,52$$

$$W_{bf} = 80,76 \text{ N}$$

Torsi motor listrik

$$M_1 = W_{em} l_{em}$$

$$M_1 = 290 \times 0,1$$

$$M_1 = 29 \text{ Nm}$$

Putaran poros ulir helik

$$n_s = \frac{d_1}{d_2} n_m$$

$$n_s = \frac{3}{4} \times 1452$$

$$n_s = 1089 \text{ rpm}$$

Daya motor (4 HP)

$$P = 746 \text{ watt} \times 4$$

$$P = 2984 \text{ watt}$$

Torsi poros ulir helik

$$P = \frac{2 \pi n_s \tau}{60}$$

$$\tau = \frac{60P}{2\pi n_s}$$

$$\tau = \frac{60 \times 2984}{2 \times 3,14 \times 1089}$$

$$\tau = 19,61 \text{ Nm}$$

Gaya

$$F = \frac{\tau}{r^2}$$

$$F = \frac{19,61}{0,25}$$

$$F = 78,47 \text{ N}$$

Luas penampang

$$A = lw$$

$$A = 0,15 \times 0,112$$

$$A = 0,017 \text{ m}^2$$

Tekanan

$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \frac{78,47}{0,017}$$

$$p = 4562,3 \text{ N/m}^2$$

Beban pada dudukan poros

$$F_{tdp} = W_{bb} + W_{fl}$$

$$F_{tot} = 5,42 + 0,52$$

$$F_{tdp} = 5,94 N$$

Beban dudukan poros

$$F_{dp} = 19,3 N$$

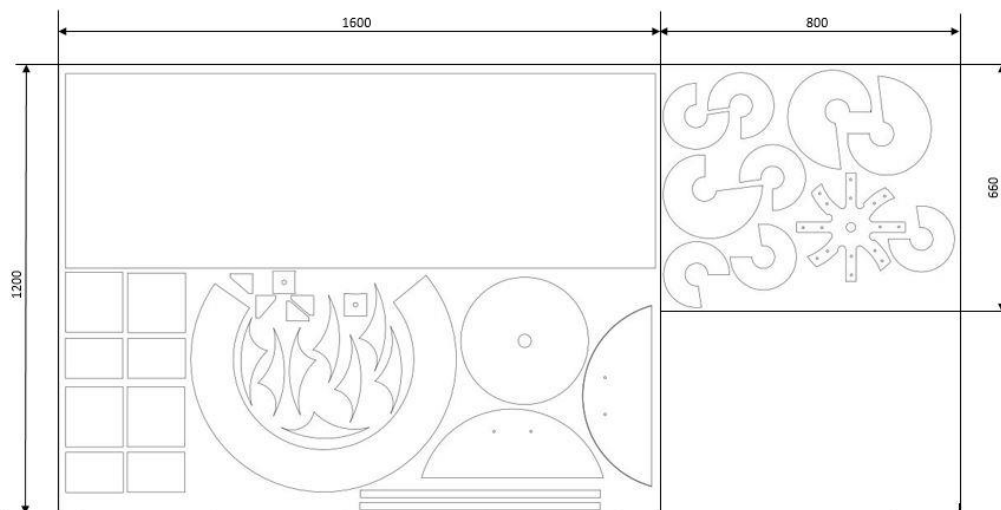
Beban penyangga dudukan poros

$$F_{pdp} = F_{tdp} + F_{dp}$$

$$F_{pdp} = 19,3 N + 5,94 N$$

$$F_{pdp} = 25,24 N$$

Kebutuhan material tabung dan poros ulir helik



$$\text{Kebutuhan plat pada tabung} = \frac{(1200 \times 1600)}{(1200 \times 2400)} 100\%$$

$$= 66,7\%$$

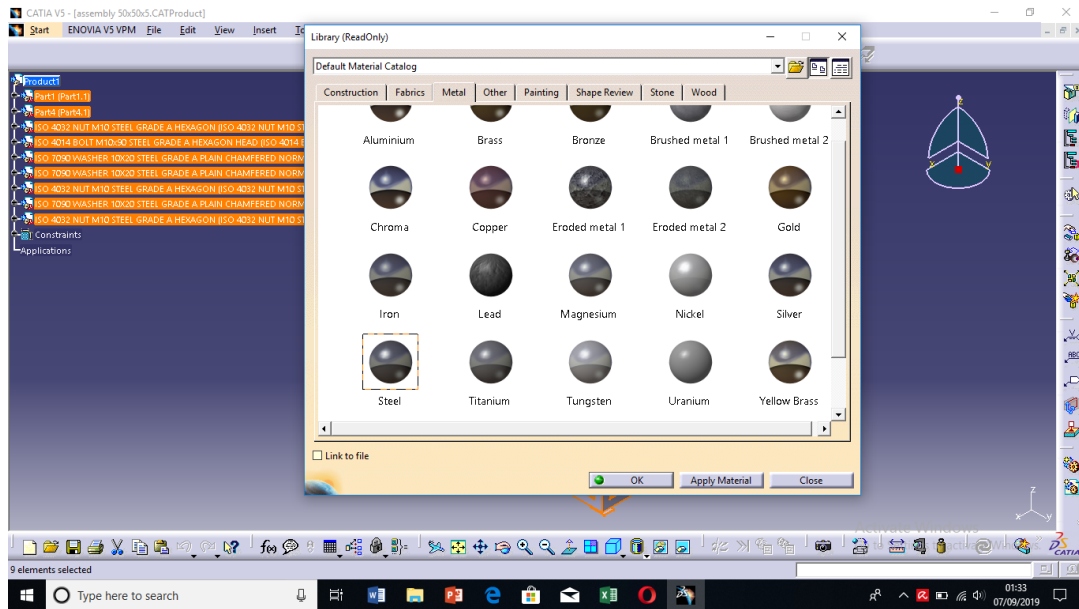
$$\text{Kebutuhan plat pada poros ulir helik} = \frac{(800 \times 660)}{(1200 \times 2400)} 100\%$$

$$= 18,3\%$$

## 2. Langkah Analisis pada Rangka Mesin Pulper

### 1. Isi rangka dengan material steel

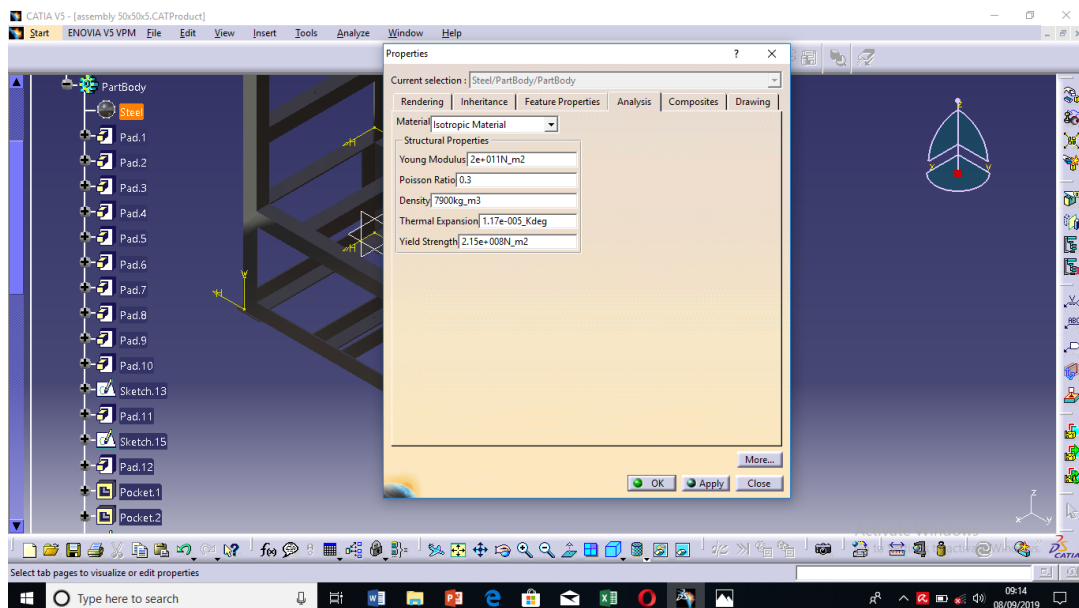
Klik semua part > klik ikon Apply Material > Pilih Metal > Steel > Klik Apply Material > OK



Gambar 1. Material steel pada rangka

### 2. Melakukan pengaturan pada material steel

Klik kanan steel > Properties > Analysis > Isi kolom Analysis dengan menyesuaikan structural properties STS 304 > Apply > OK



Gambar 2. Structural properties

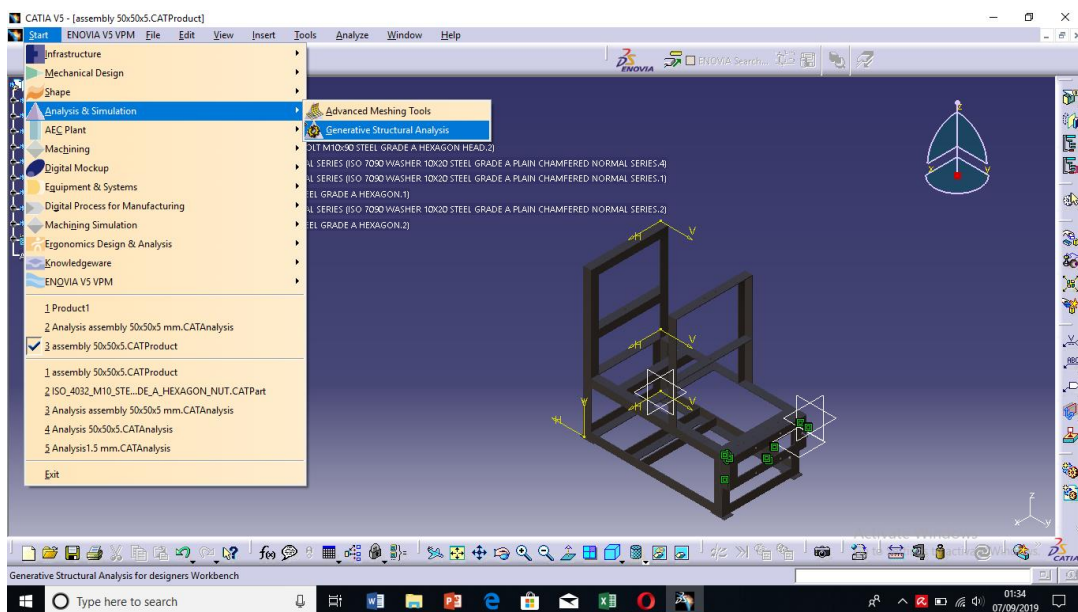
Tabel 1. Structural Properties ASTM A36

Structrural Properties Stainless steel 304	
Properties	Value
Young Modulus	$2e+011\text{N/m}^2$
Poisson Ratio	0.26
density	$7800\text{ kg/m}^3$
Thermal Expansion	$1.17e-005\_K\text{deg}$
Yield Strength	$2.5e+008\text{N/m}^2$

(Sumber: <http://www.matweb.com>)

### 3. Memulai pengaturan Analisis

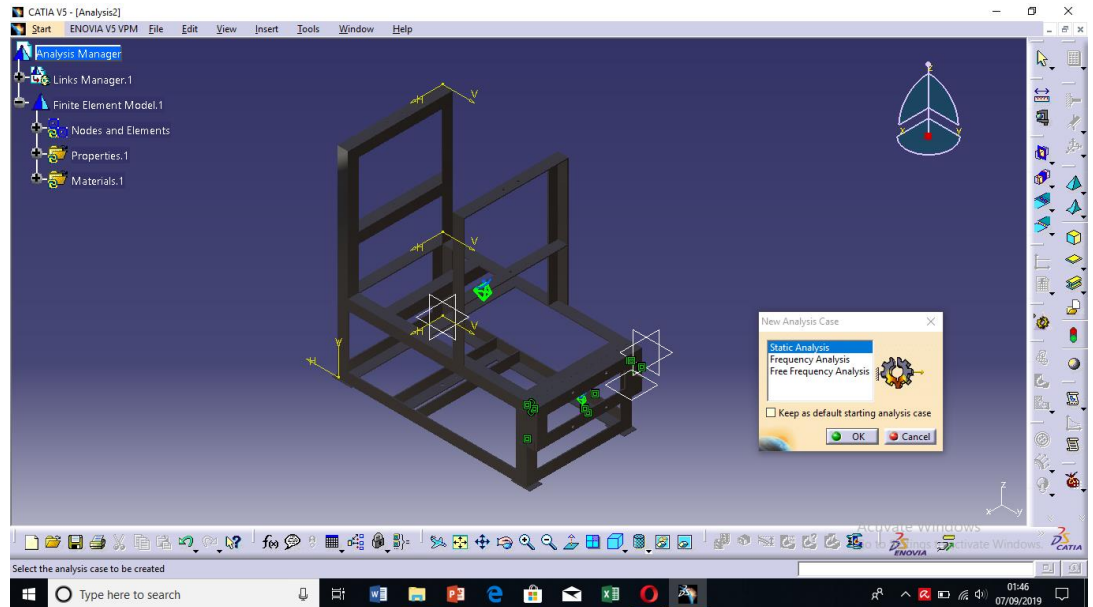
Klik Start > Analysis & Simulation > Generative Structural Analysis



Gambar 3. Generative structural properties



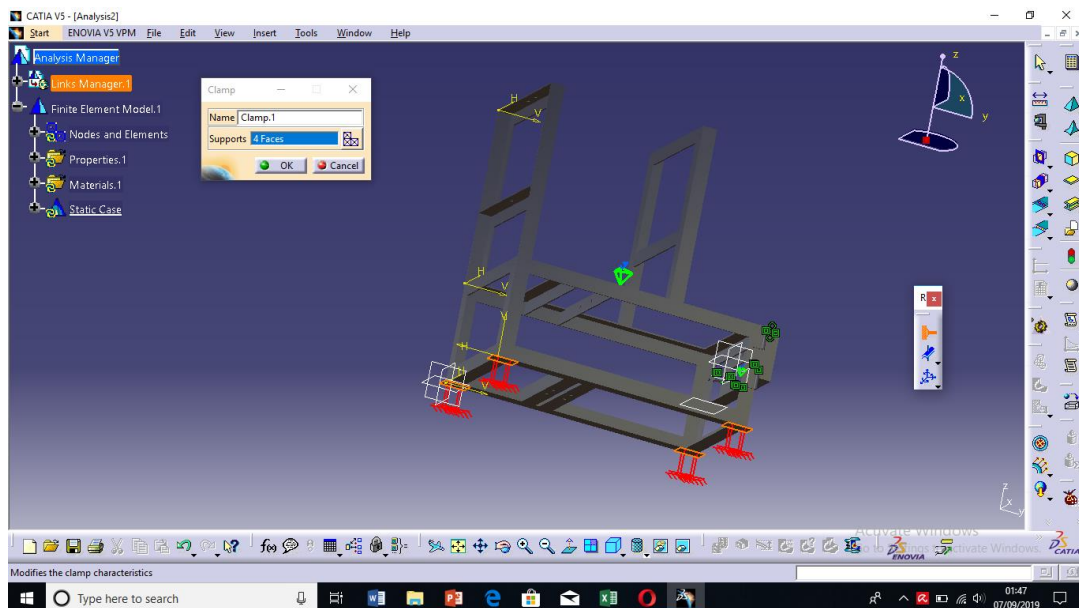
#### 4. Memilih Static Analysis



Gambar 4. Static analysis

#### 5. Menentukan titik tumpuan

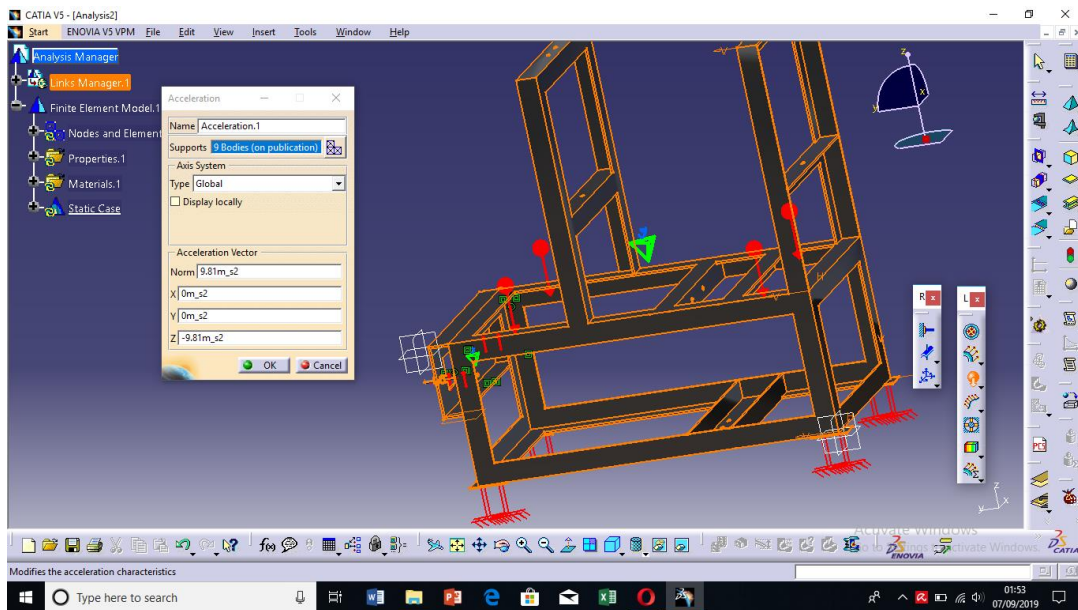
Klik ikon Clamp pada menu restraints lalu pilih titik tumpuan rangka yaitu pada kaki rangka sebanyak 4 titik > OK



Gambar 5. Clamp rangka

#### 6. Melakukan pengaturan Acceleration

Klik Acceleration > Klik semua part yang ada > Isi kolom Z dengan arah kebawah > OK

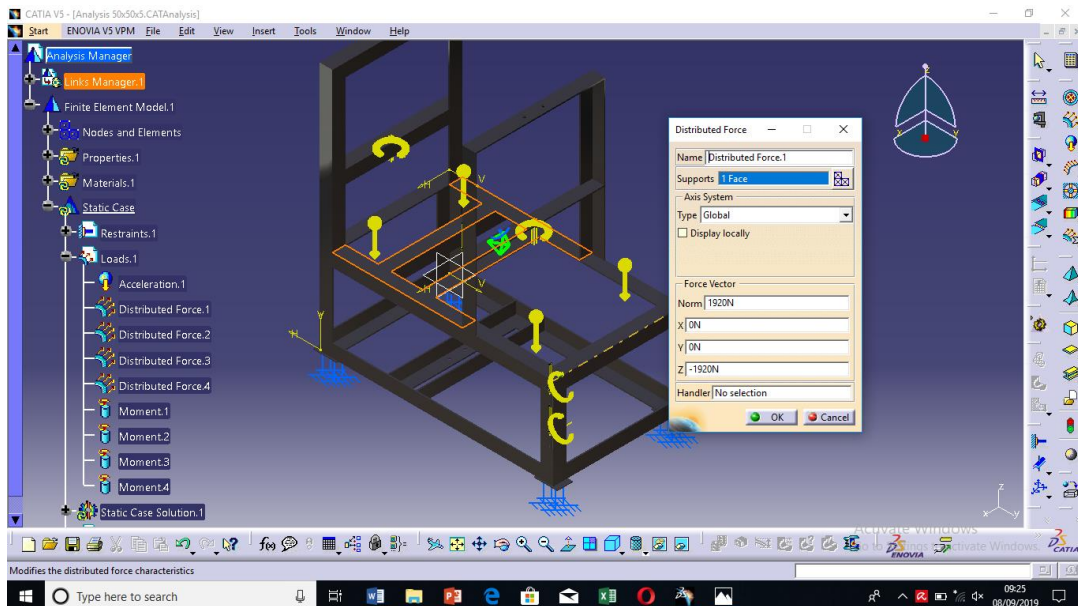


Gambar 6. Pengaturan *acceleration*

## 7. Pengaturan Distribusi Gaya

### a. Distribusi gaya pada penyangga tabung

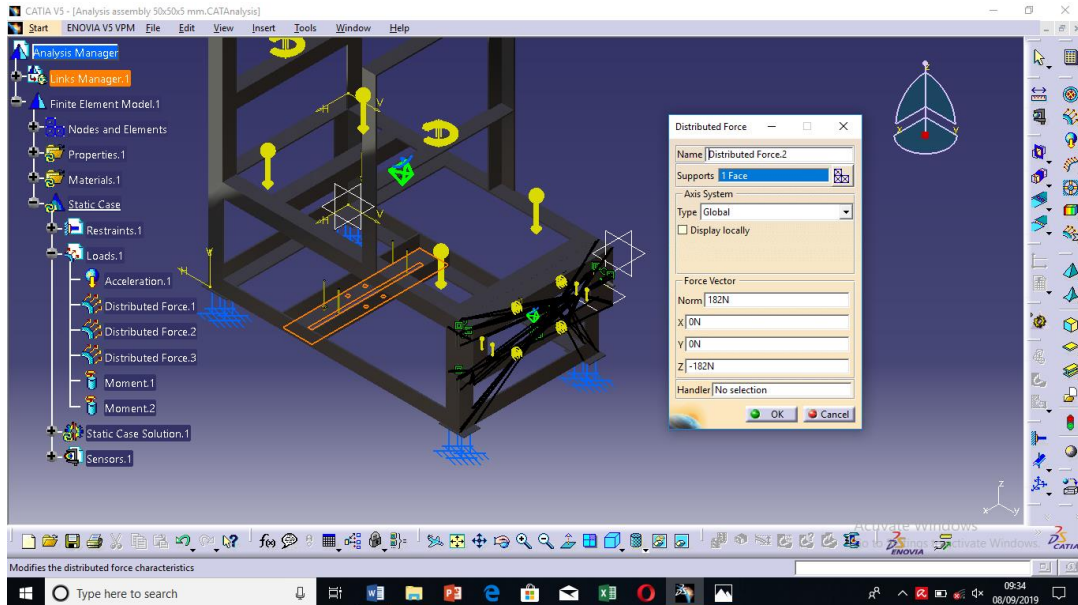
Klik Distributed Force > pilih titik pada), pada penyangga Tabung, > Isi kolom Z dengan menyesuaikan perhitungan yang telah dilakukan > OK



Gambar 7. Distribusi gaya penyangga tabung

### b. Distribusi gaya pada sambungan Bearing

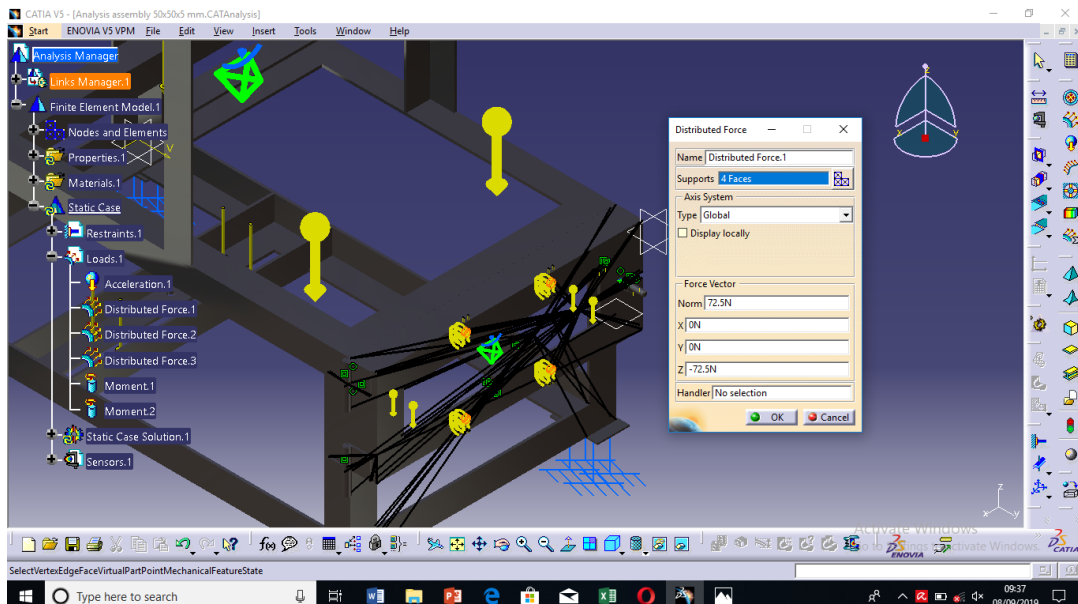
Klik Distributed Force > pilih titik pada sambungan motor listrik (4 titik), pada tumpuan Tabung > Isi kolom Z dengan menyesuaikan perhitungan yang telah dilakukan > OK



Gambar 8. Distribusi gaya sambungan bearing

c. Distribusi gaya pada sambungan Motor listrik

Klik Distributed Force > pilih titik pada sambungan motor listrik (4 titik > Isi kolom Z dengan menyesuaikan perhitungan yang telah dilakukan > OK

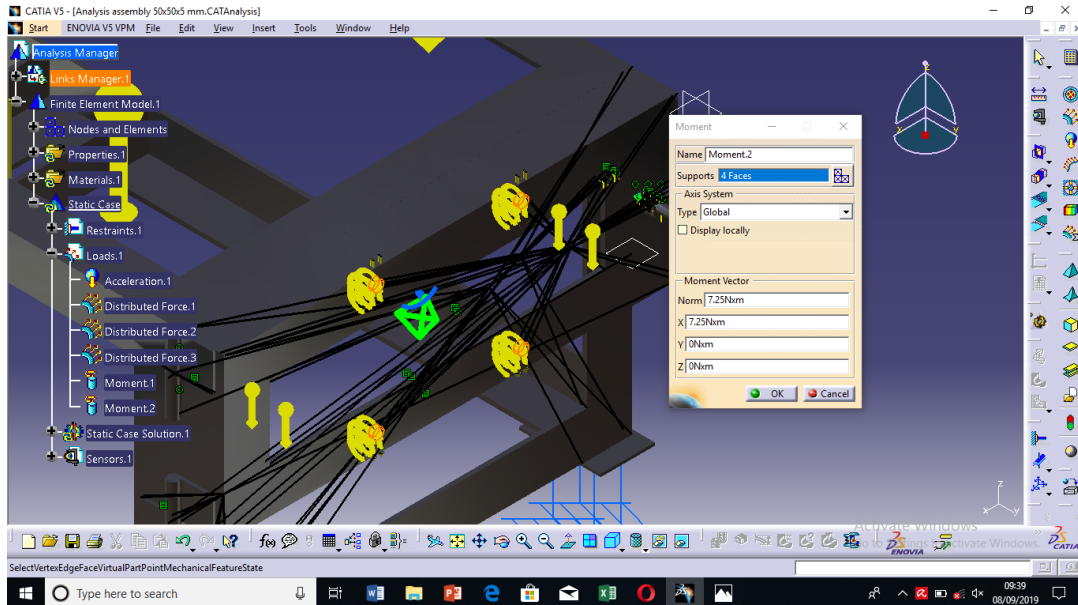


Gambar 8. Distribusi gaya sambungan motor listrik

8. Pengaturan Moment

a. Moment pada sambungan motor listrik

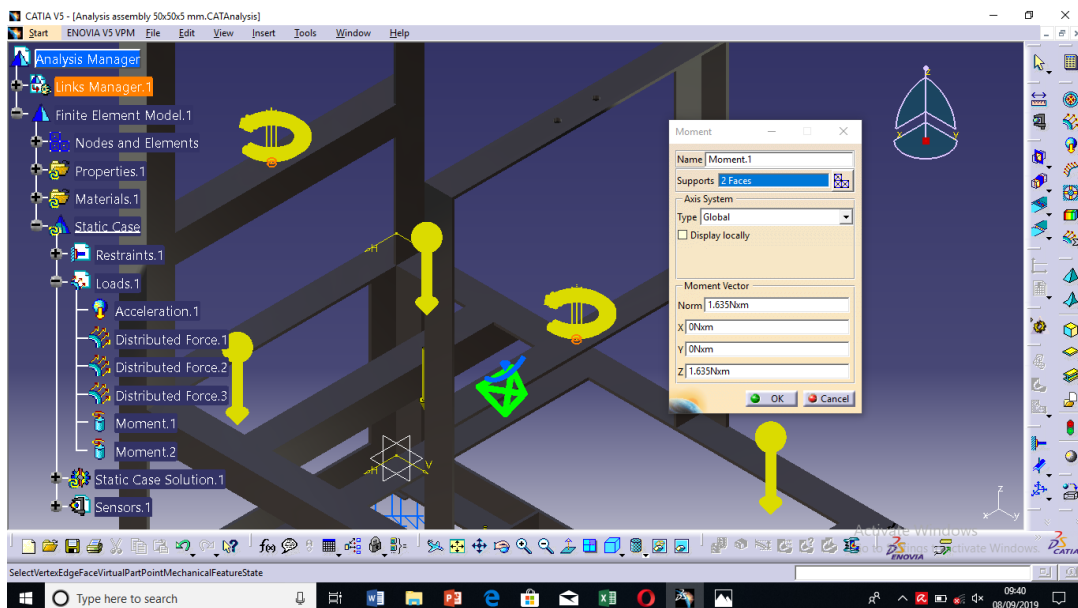
Klik anak panah dibawah Distribution Force > klik Moment > pilih titik pada sambungan motor listrik > Isi kolom Z dengan menyesuaikan masing-masing perhitungan > OK



Gambar 10. Pengaturan momen motor listrik

b. Moment pada sambungan pegangan tabung

Klik anak panah dibawah Distribution Force > klik Moment > pilih titik pada sambungan pegangan tabung, > Isi kolom Z dengan menyesuaikan masing-masing perhitungan > OK



Gambar 11. Pengaturan momen pegangan tabung



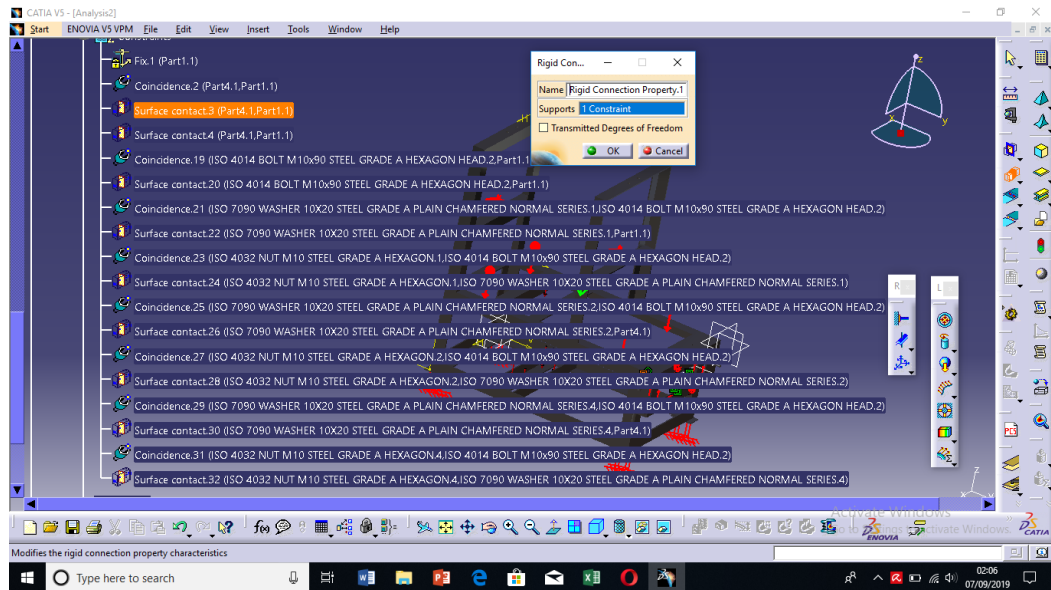
## 9. Pengaturan Connection Properties

### a. Mencari constrain yang akan disambung

Klik Links Manager > klik (+) pada Link > klik (+) pada Constraints

### b. Menghubungkan Constraints

Pilih Rigid Connection Property > pilih Surface contact secara bergantian sebanyak 9 Surface contact

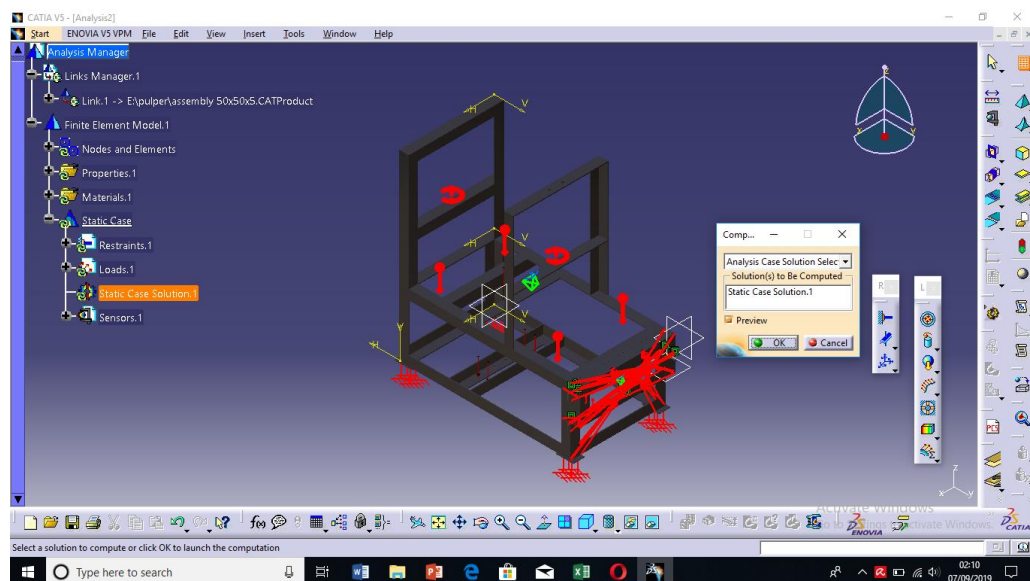


Gambar 12. Pengaturan connection properties

## 10. Melakukan perhitungan (Compute)

Klik (+) Static Case pada Finit Element Mode > pilih static Case Solution >

klik ikon Compute > pilih Analysis Case Solution Selection pada kolom > OK



Gambar 13. Perhitungan analisis

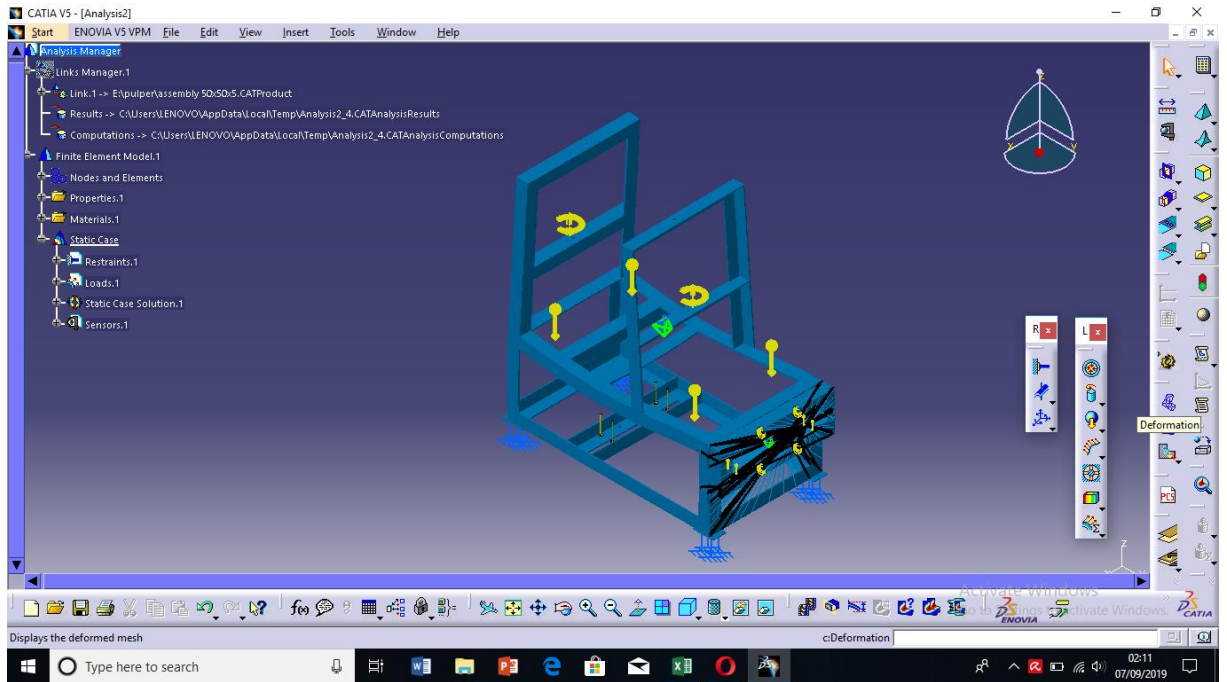
## 11. Mengetahui hasil perhitungan

- a. Deformation
- b. Von Mises Stress

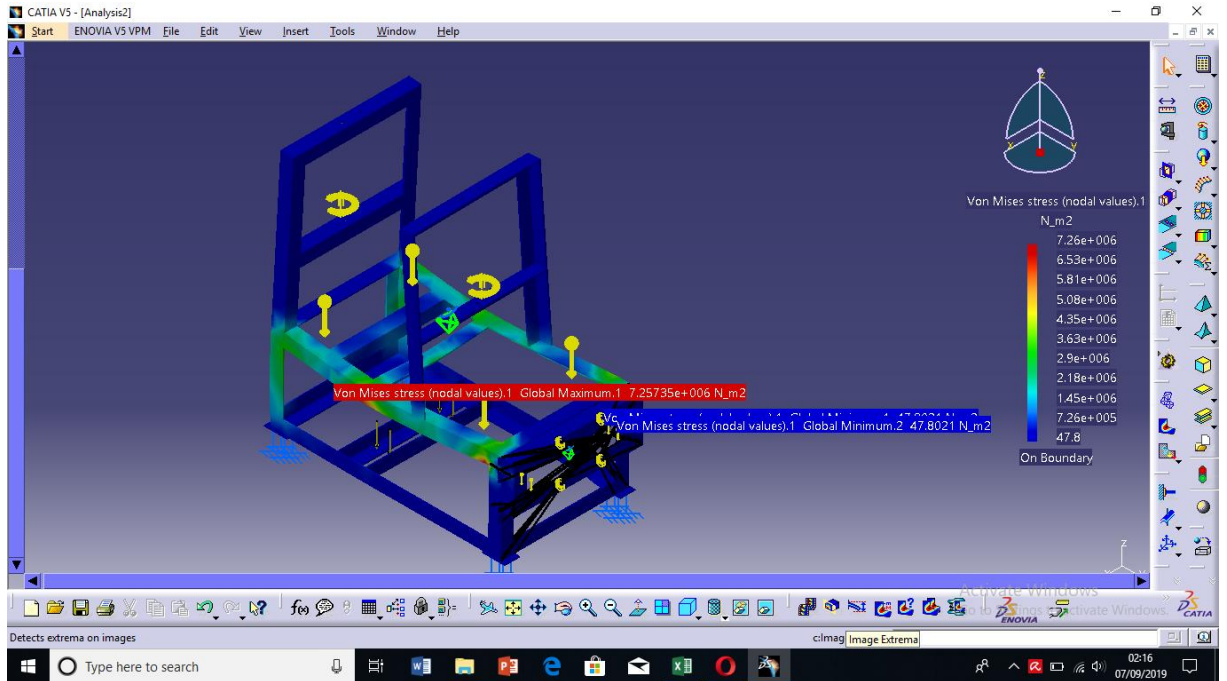
Pilih Von Mises Stress > pilih ikon Image Extrema > OK

- c. Displacement

Pilih Displacement > pilih ikon Image Extrema > OK

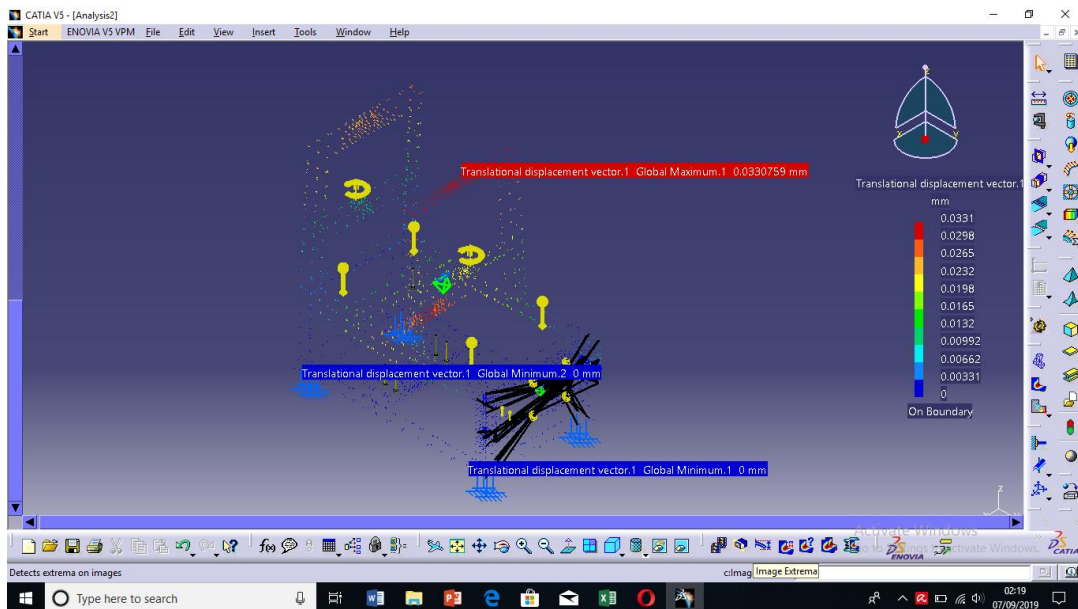


Gambar 14. Hasil deformation pada rangka



Gambar 15. Hasil Extrema von mises stress pada rangka

#



Gambar 16. Hasil extrema displacement pada rangka

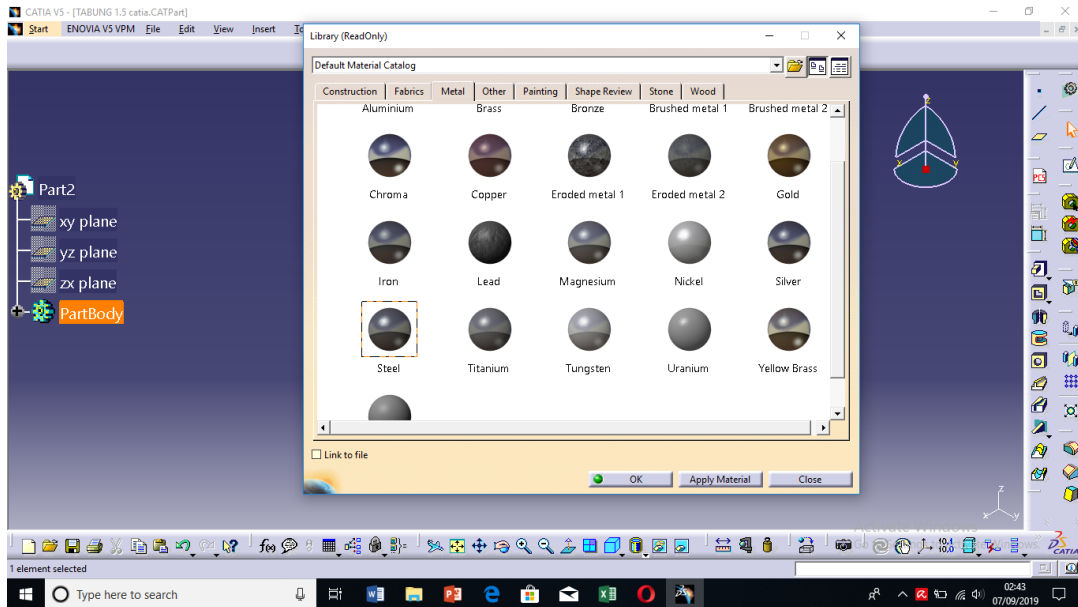




## 1. Langkah Analisis Finite Element Model pada Tabung

### 1. Isi plat tabung dengan material steel

Klik part Body > klik ikon Apply Material > Pilih Metal > Steel > Klik Apply Material > OK



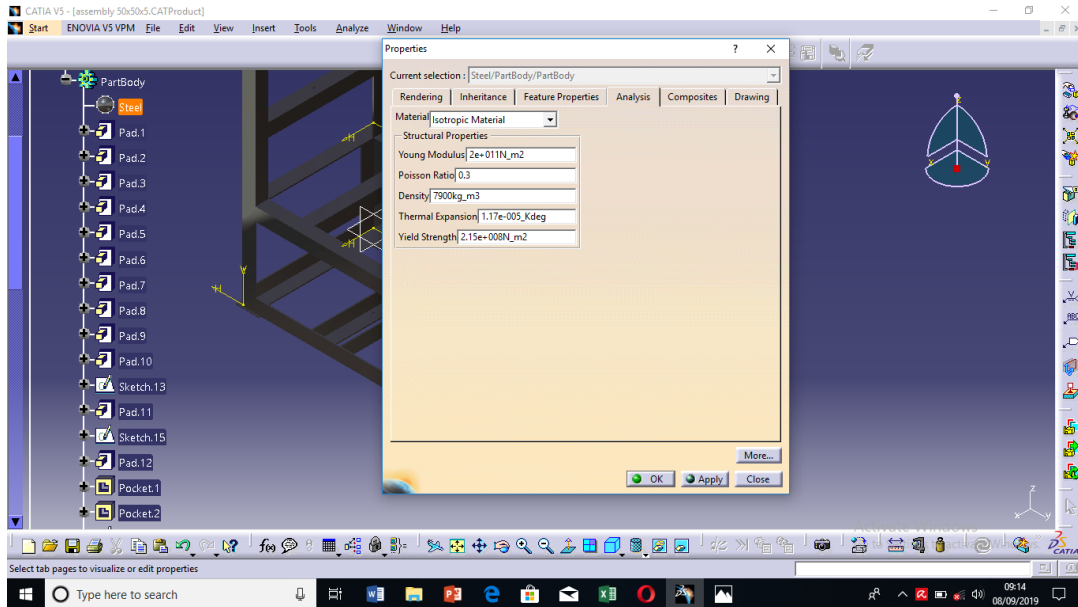
Material steel pada tabung

### 2. Melakukan pengaturan pada material steel

Klik kanan steel > Properties > Analysis > menyesuaikan structural properties STS 304 > Apply > OK

Structural Properties STS 304

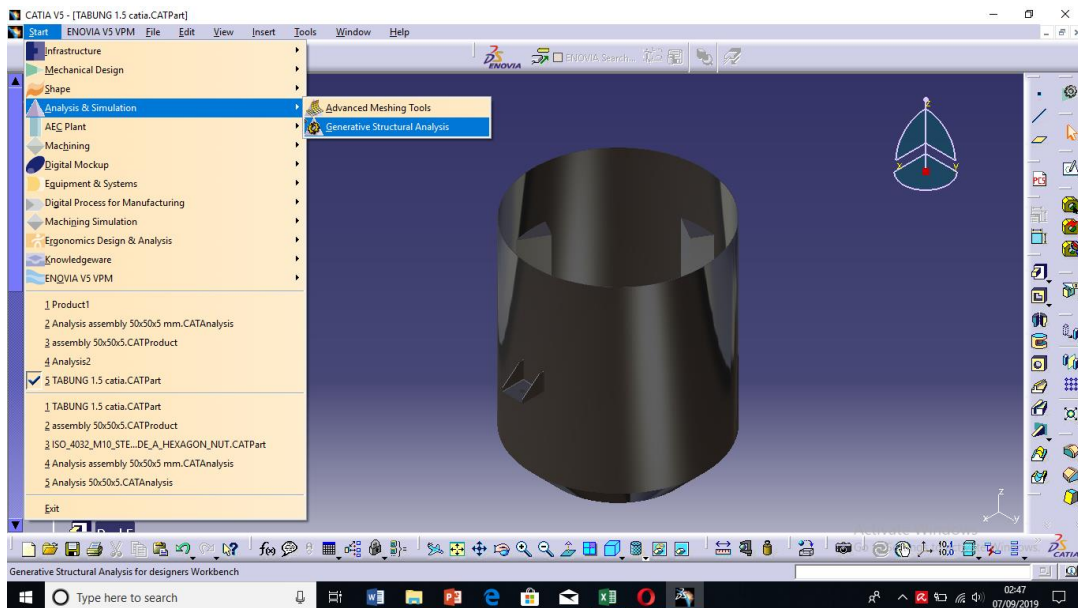
Structrual Properties Stainless steel 304	
Properties	Value
Young Modulus	$2e+011\text{N/m}^2$
Poisson Ratio	0.3
density	$7900\text{ kg/m}^3$
Thermal Expansion	$1.17e-005\text{_Kdeg}$
Yield Strength	$2.15e+008\text{N/m}^2$



Structural properties tabung

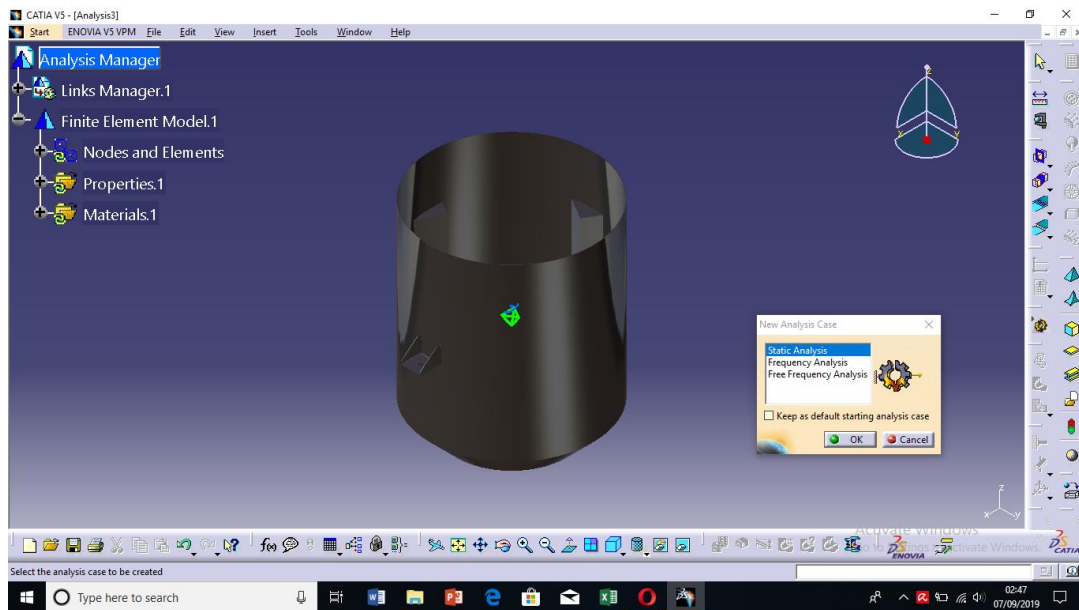
### 3. Memulai pengaturan Analisis

Klik Start > Analysis & Simulation > Generative Structural Analysis



Generative structural analysis

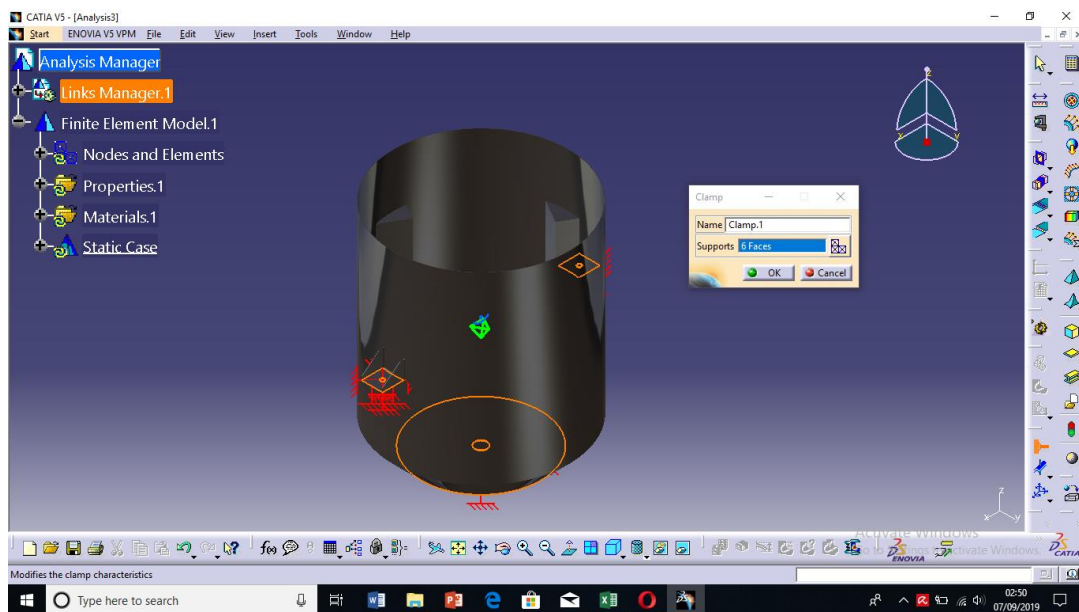
#### 4. Memilih Static Analysis



Static analysis

#### 5. Menentukan titik tumpuan

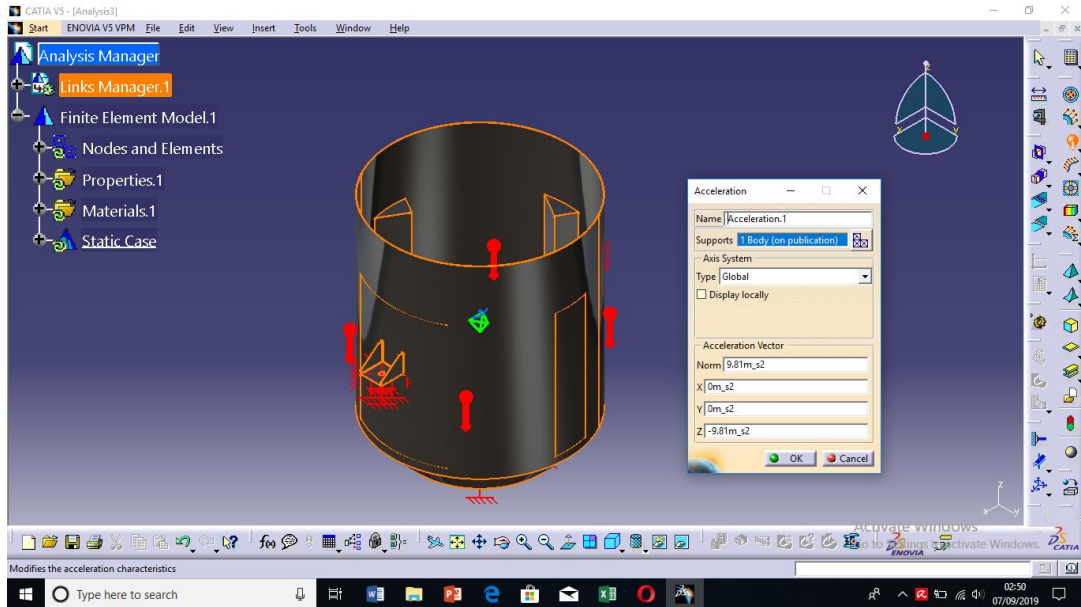
Klik ikon Clamp pada kolom Restraints lalu pilih titik tumpuan pada pegangan tabung, dan plat tabung bawah sebanyak 6 titik



Clamp tabung

#### 6. Melakukan pengaturan Acceleration

Klik Acceleration > Klik part > isi kolom Z dengan arah ke bawah > OK

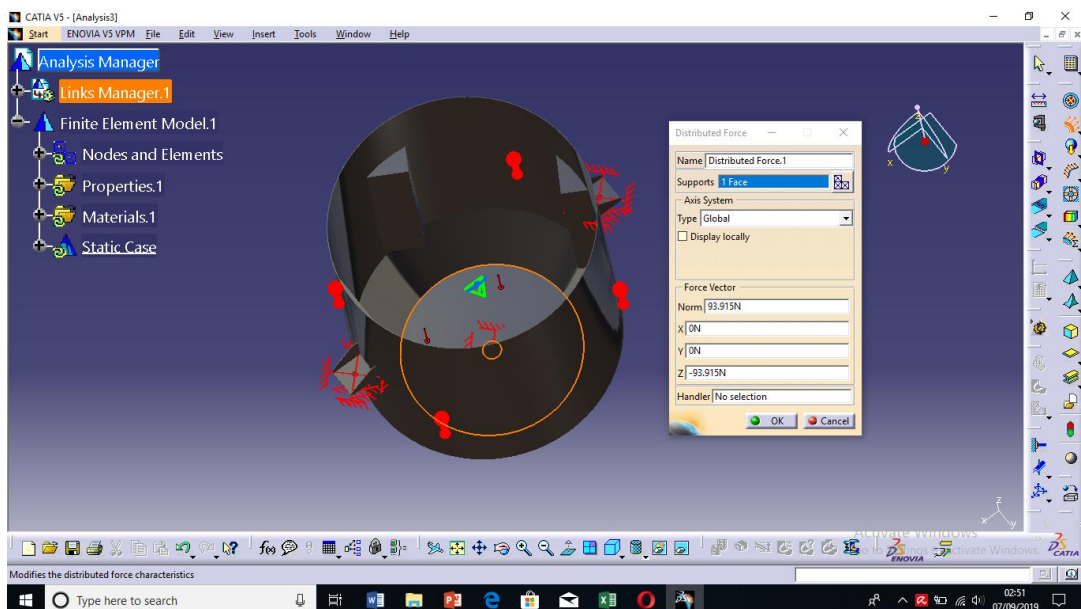


. Acceleration pada tabung

## 7. Pengaturan Distribusi Gaya

### a. Pada plat dasar

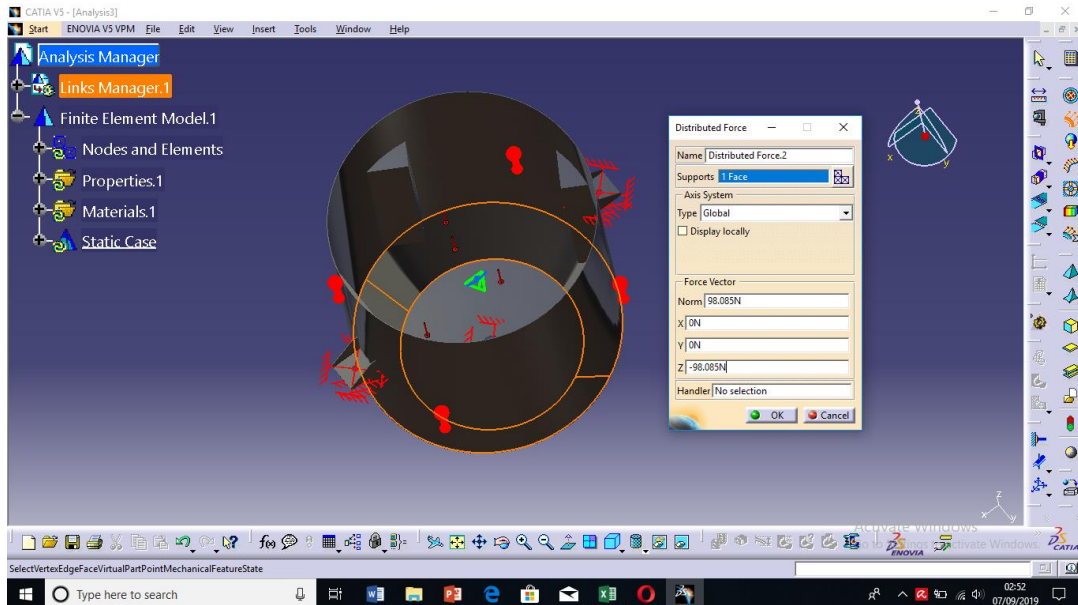
Klik Distributed Force > pilih plat dasar > Isi kolom Z dengan menyesuaikan perhitungan masing-masing titik dengan arah ke bawah > OK



Distribusi gaya plat dasar

b. Pada Plat tirus

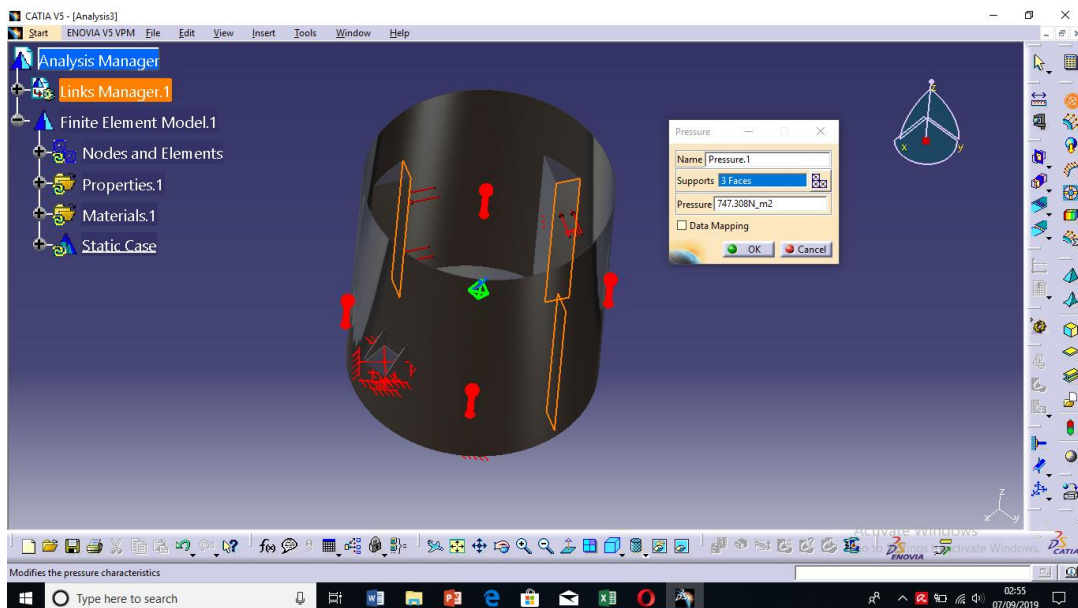
Klik Distributed Force > pilih plat tirus > Isi kolom Z dengan menyesuaikan perhitungan masing-masing titik dengan arah ke bawah > OK



Distribusi gaya plat tirus

8. Pengaturan Tekanan

Klik Pressure > pilih bidang yang terkena tekanan air > isi kolom pressure sesuai dengan perhitungan > OK

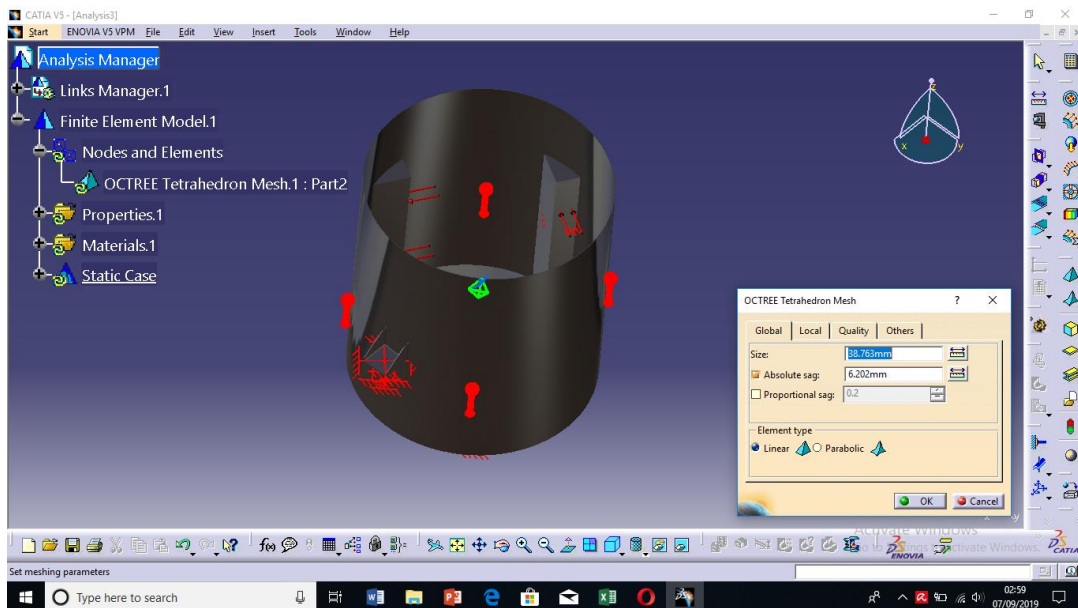


Pengaturan tekanan

9. Pengaturan Mesh



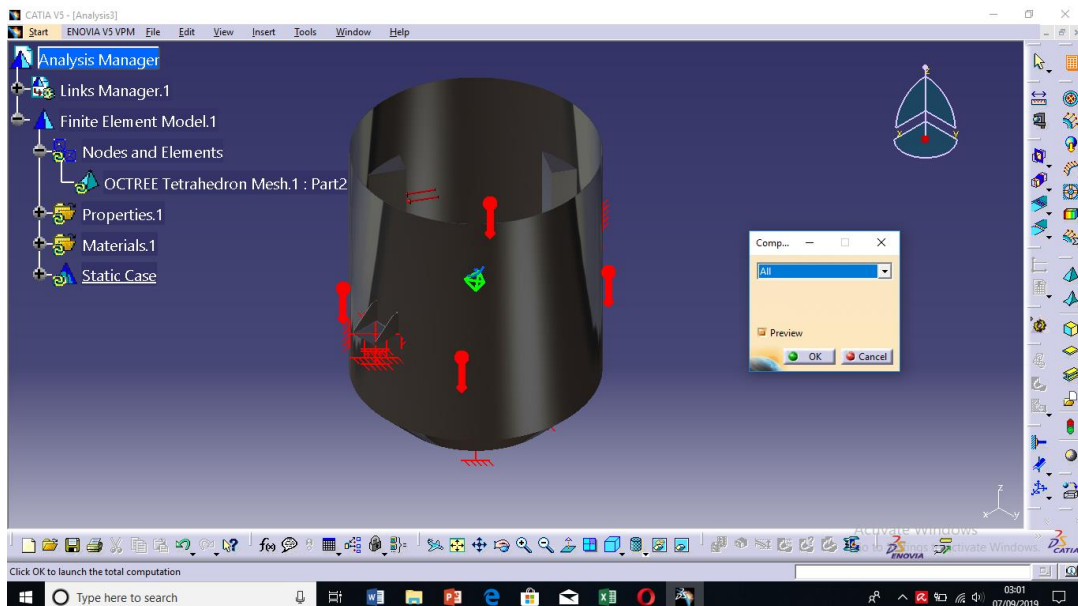
Klik 2 kali pada OCTREE Tetrahedron Mesh > isi size dan sag sesuai pengaturan default > OK



Pengaturan mesh

#### 10. Melakukan perhitungan (Compute)

Klik Finit Element Mode > klik ikon Compute > pilih All pada kolom > OK



Perhitungan analisis

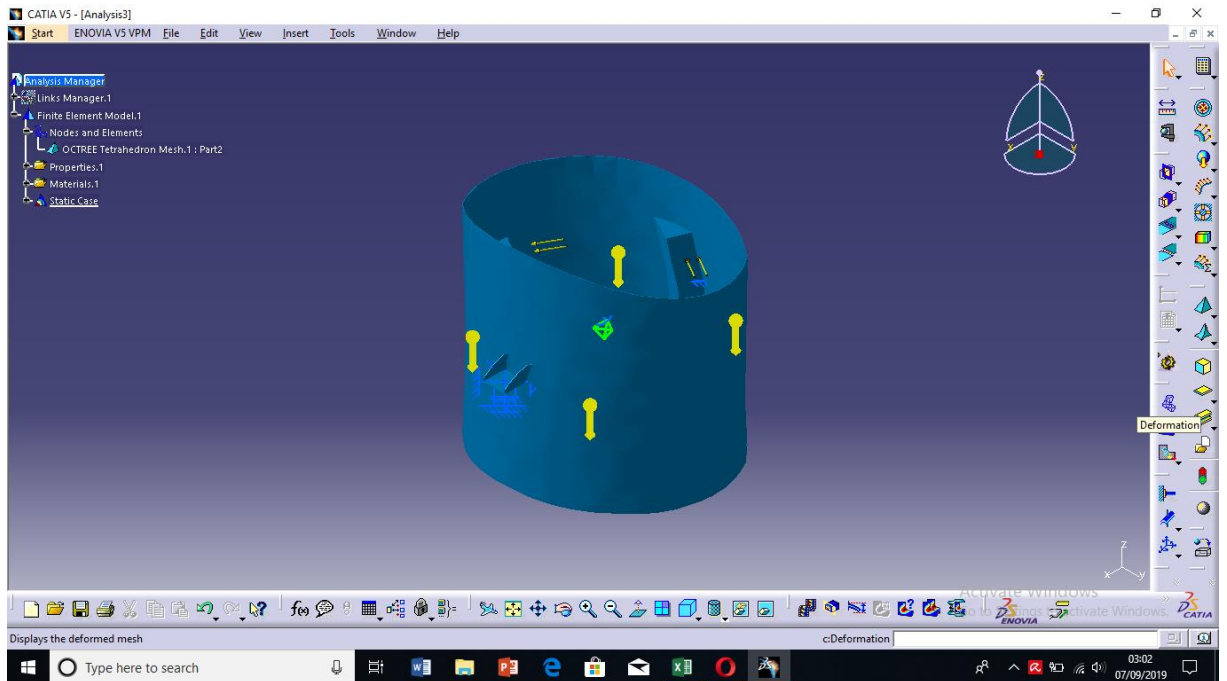
#### 11. Mengetahui hasil perhitungan

- a. Deformation
- b. Von Mises Stress

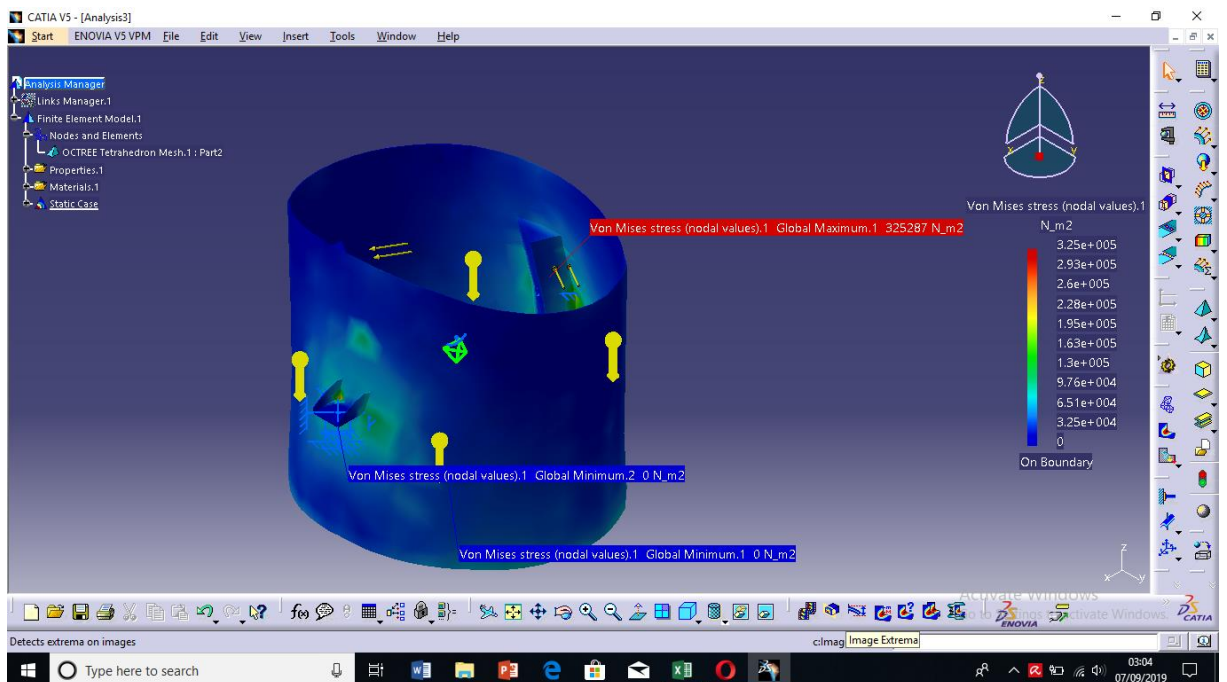
Pilih Von Mises Stress > pilih ikon Image Extrema > OK

## c. Displacement

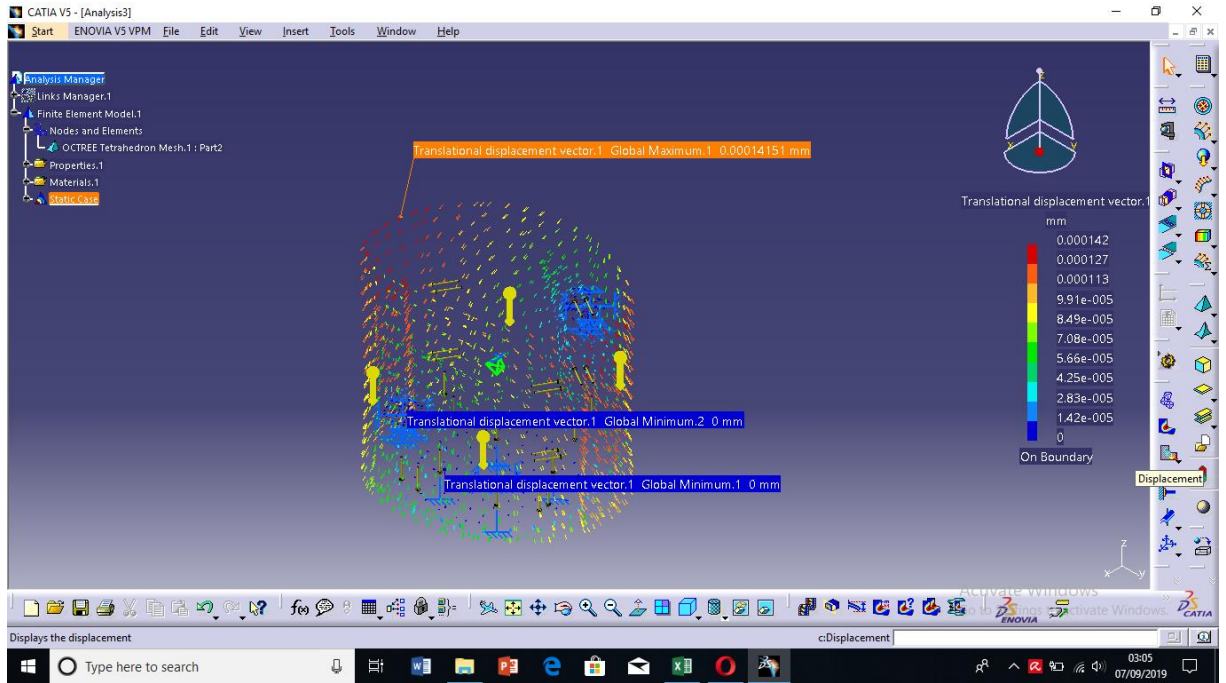
Pilih Displacement > pilih ikon Image Extrema > OK



Hasil deformation pada tabung



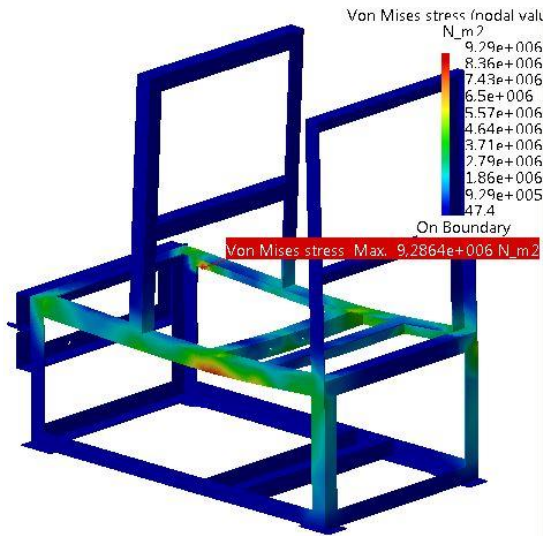
Hasil extrema von mises stress pada tabung



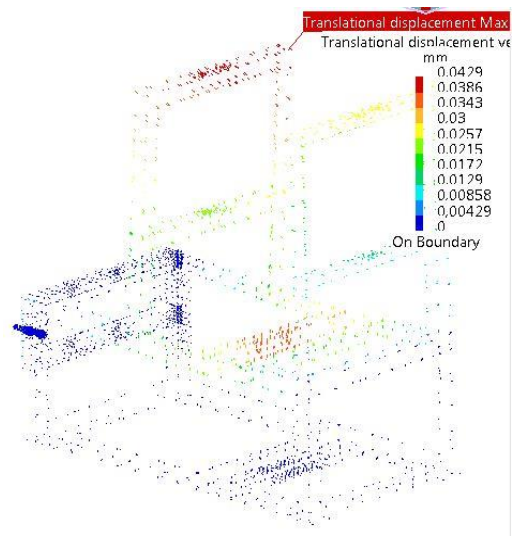
Hasil displacement pada tabung



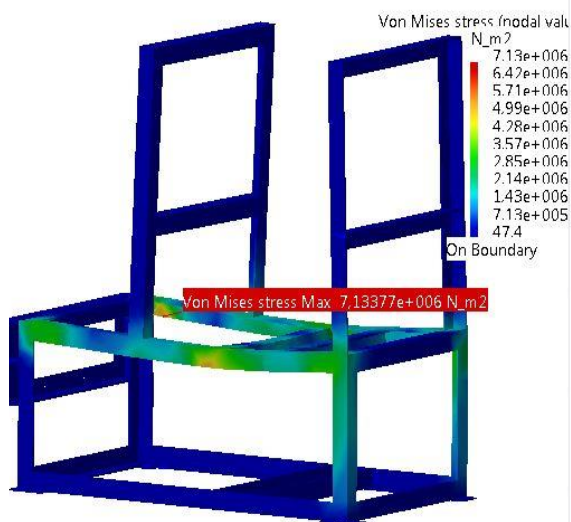
2. Hasil Simulasi



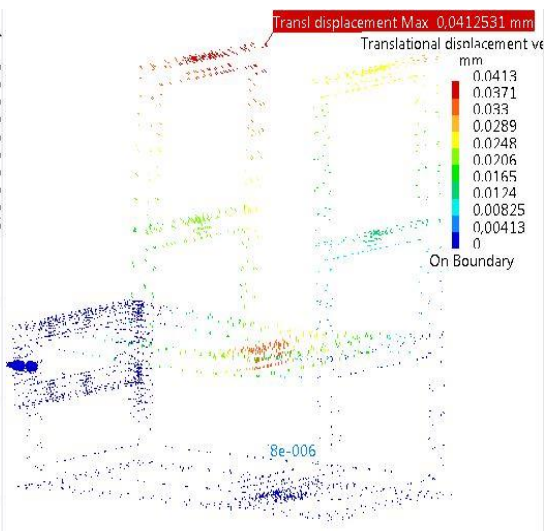
Von mises stress rangka 40x40x3



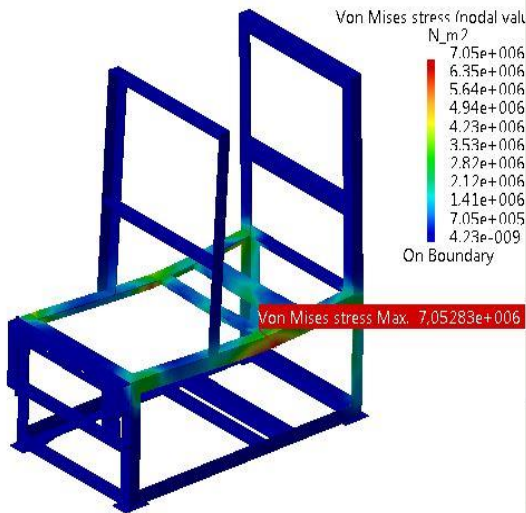
Deformasi rangka 40x40x3



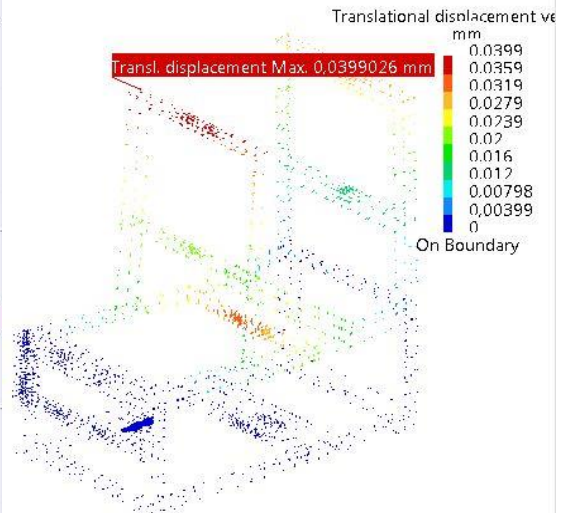
Von mises stress rangka 40x40x4



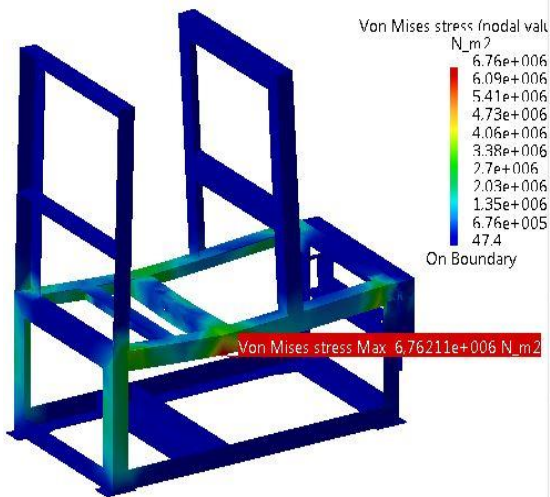
Deformasi rangka 40x40x4



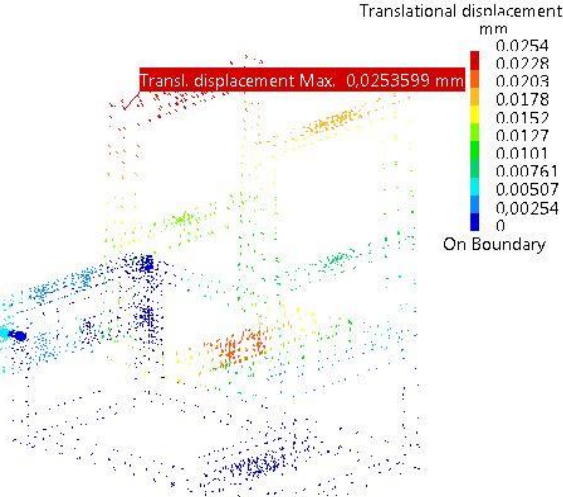
Von mises stress rangka 40x40x5



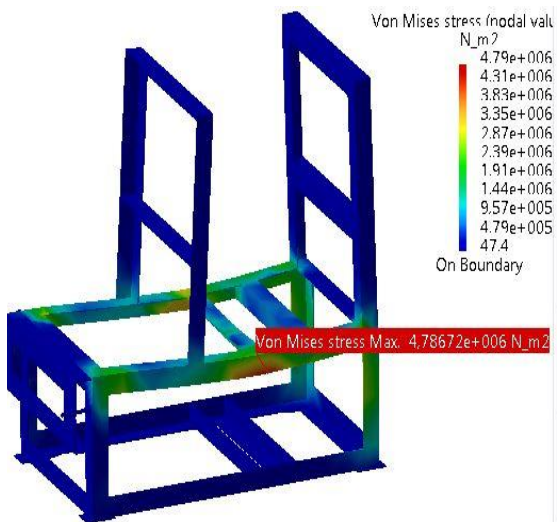
Deformasi rangka 40x40x5



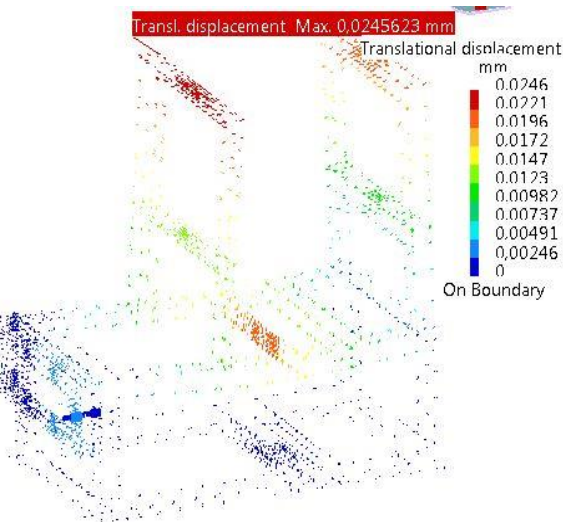
Von mises stress rangka 50x50x3



Deformasi rangka 50x50x3

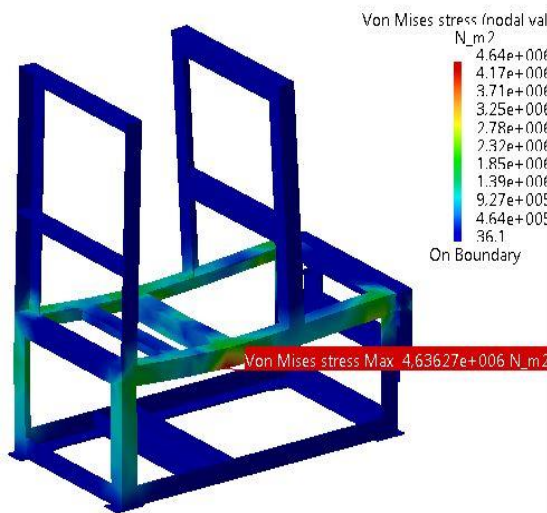


Von mises stress rangka 50x50x4

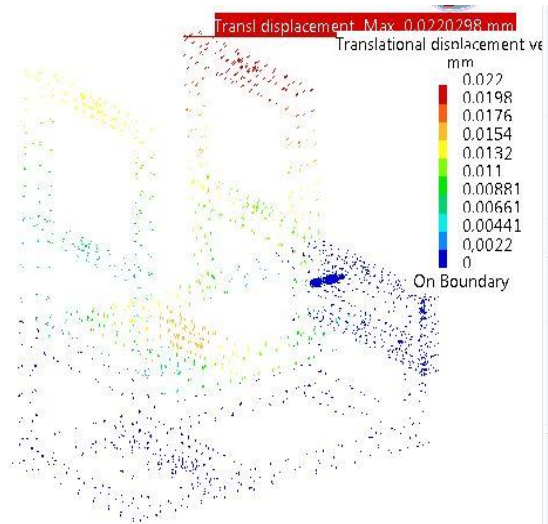


Deformasi rangka 50x50x4

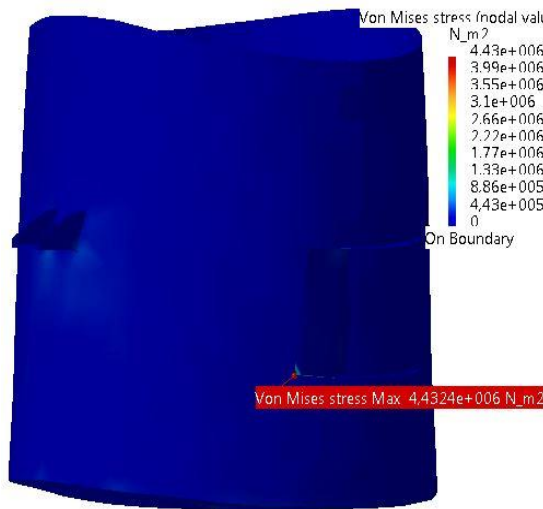




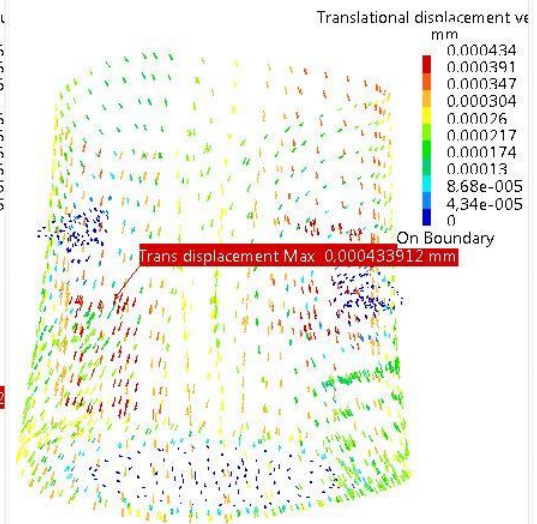
Von mises stress rangka 50x50x5



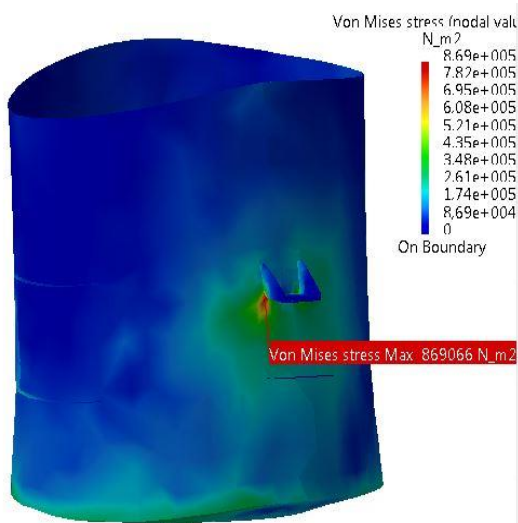
Deformasi rangka 50x50x5



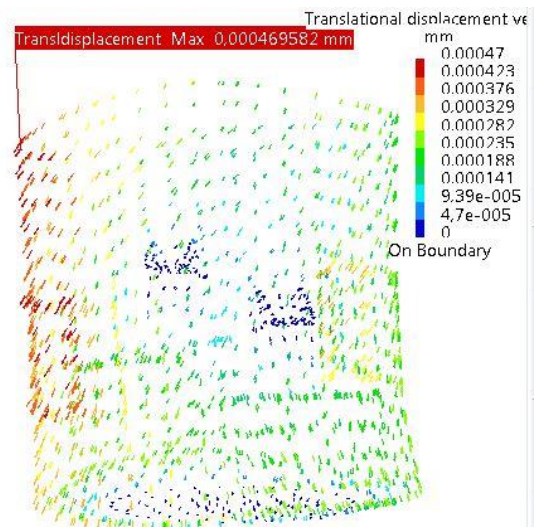
Von mises stress tabung 0,5 mm



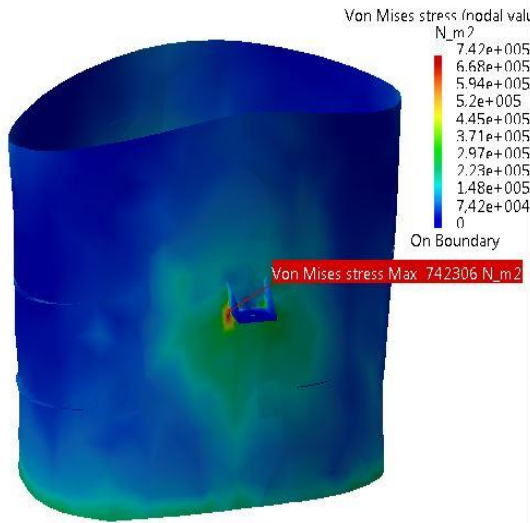
Deformasi tabung 0,5 mm



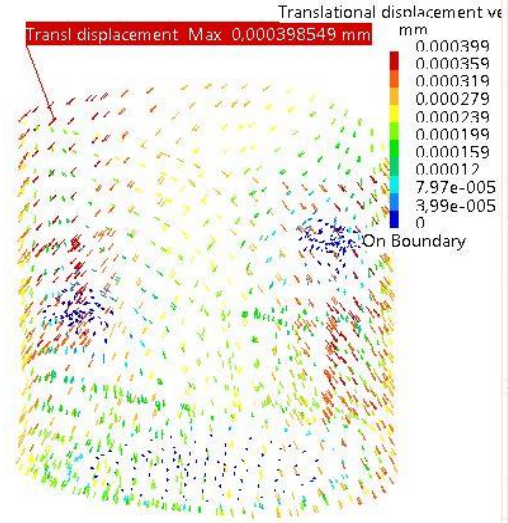
Von mises stress tabung 0,6 mm



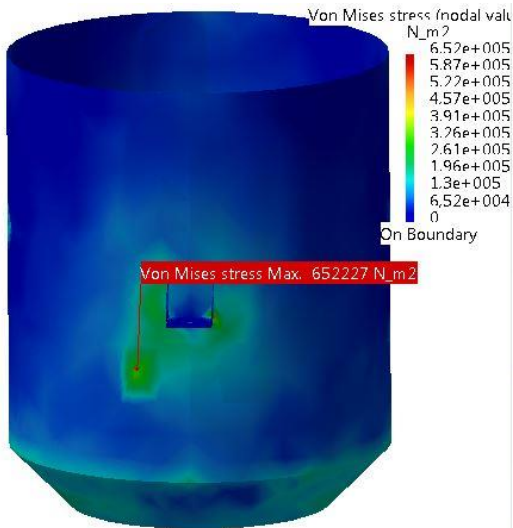
Deformasi tabung 0,6 mm



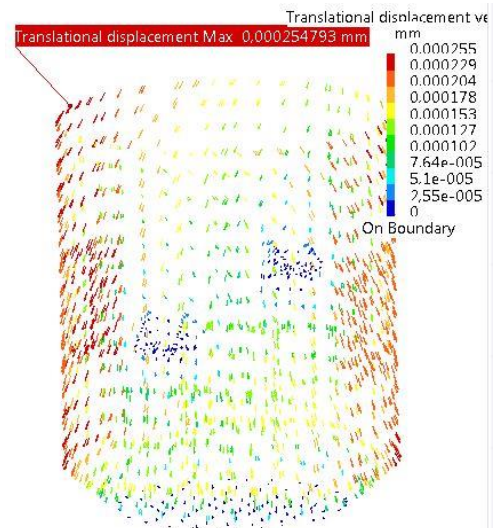
Von mises stress tabung 0,8 mm



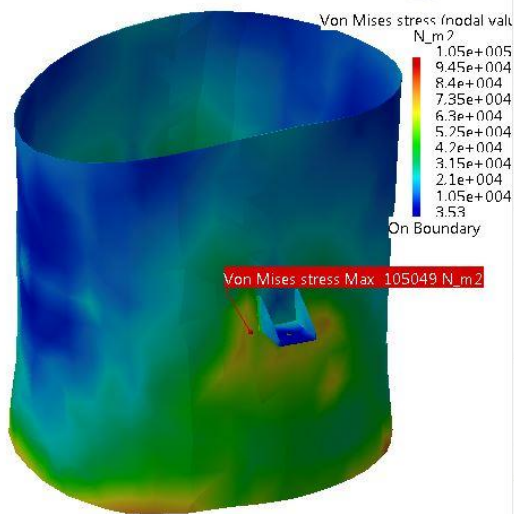
Deformasi tabung 0,8 mm



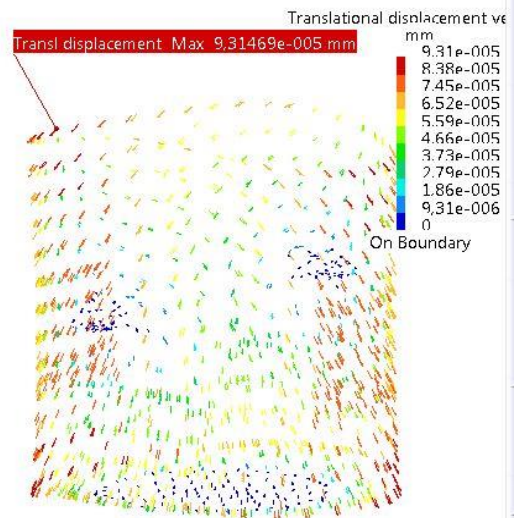
Von mises stress tabung 1 mm



Deformasi tabung 1 mm

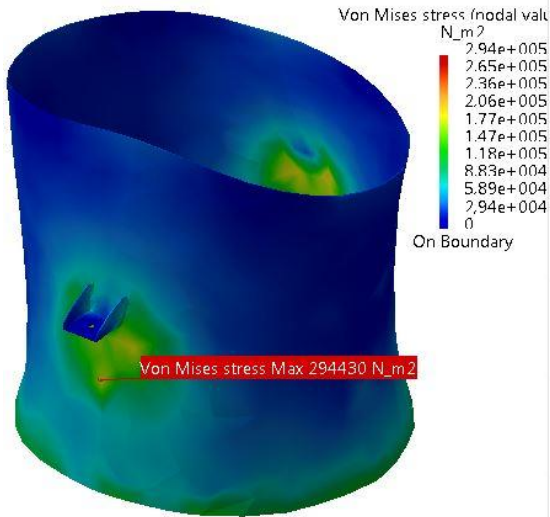


Von mises stress tabung 1,5 mm

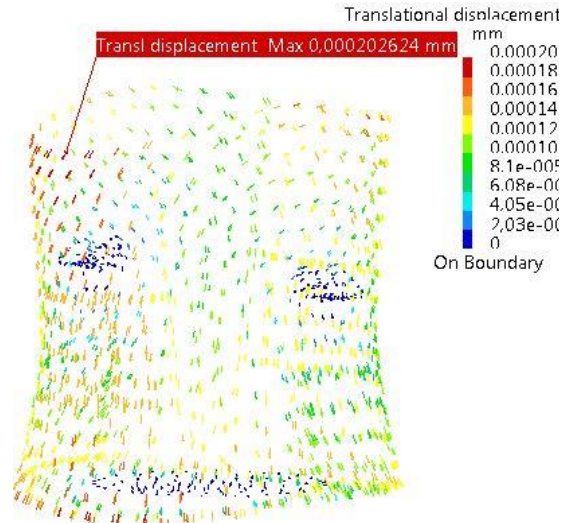


Deformasi tabung 1,5 mm

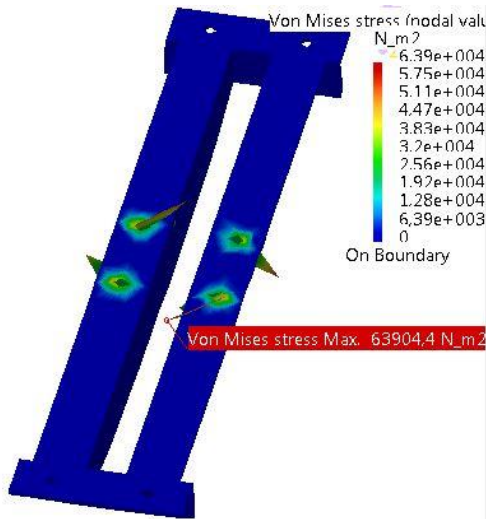




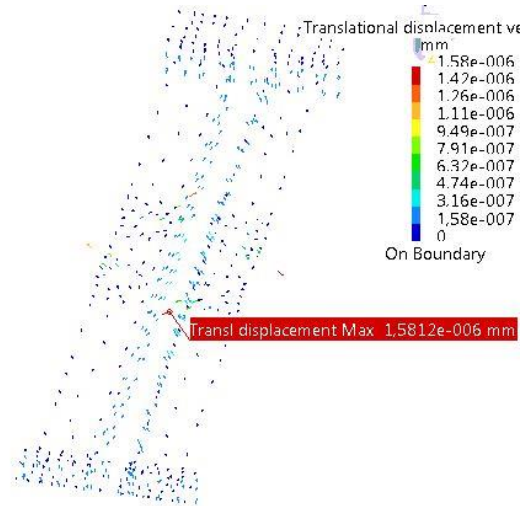
Von mises stress tabung 2 mm



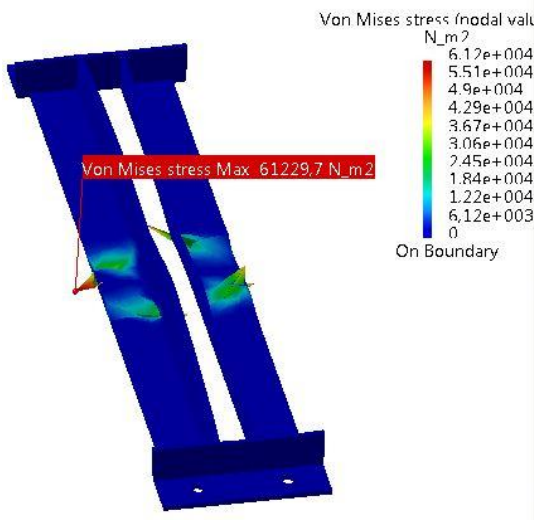
Deformasi tabung 2 mm



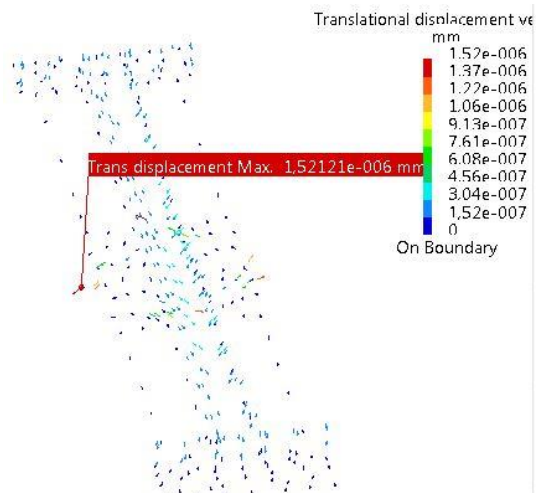
Von mises stress DP 40x40x3mm



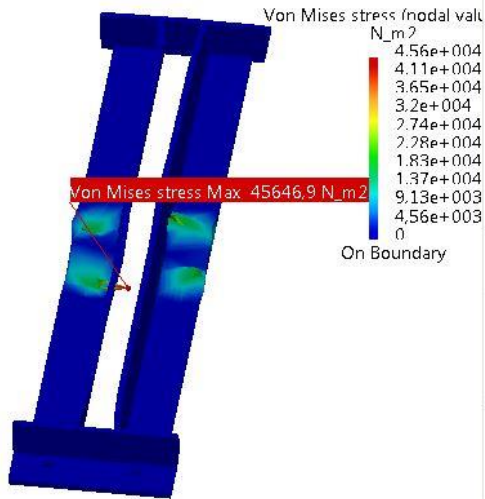
Deformasi DP 40x40x3mm



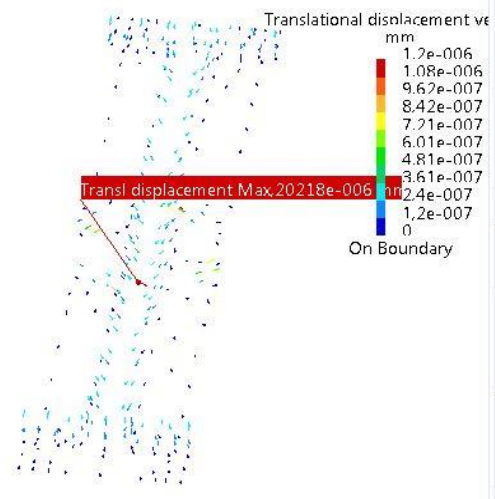
Von mises stress DP 40x40x4mm



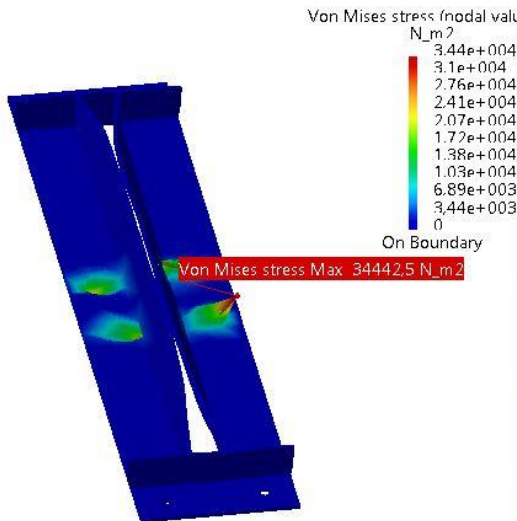
Deformasi DP 40x40x4mm



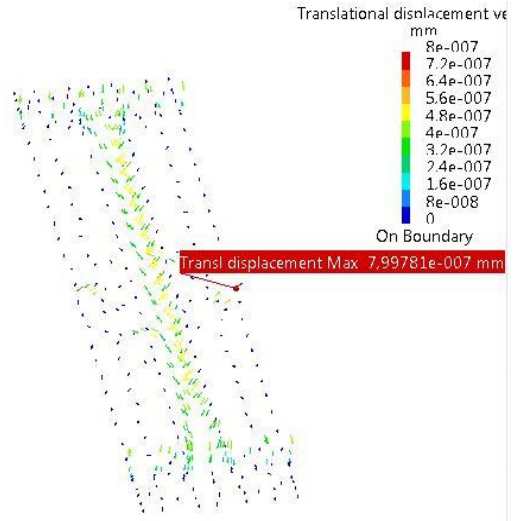
Von mises stress DP 40x40x5mm



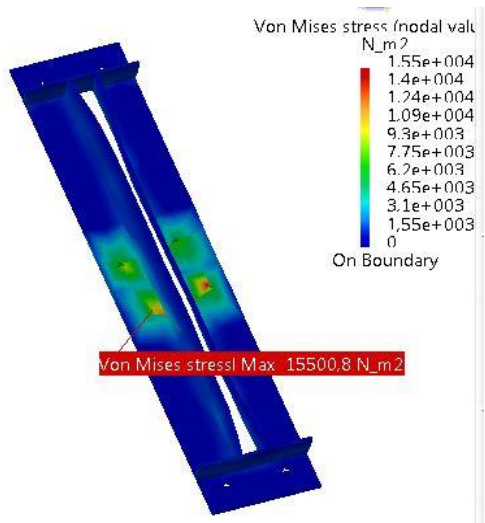
Deformasi DP 40x40x5mm



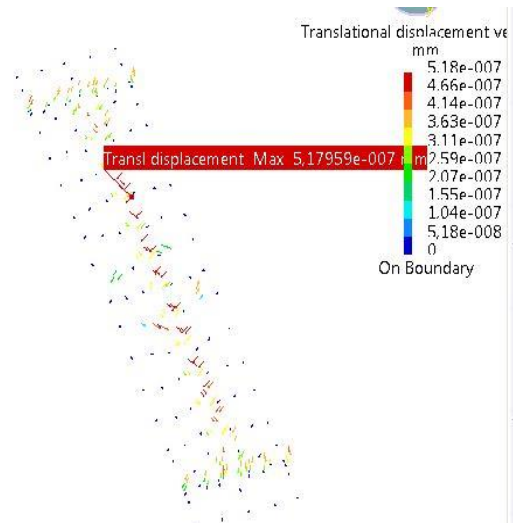
on mises stress DP 50x50x3mm



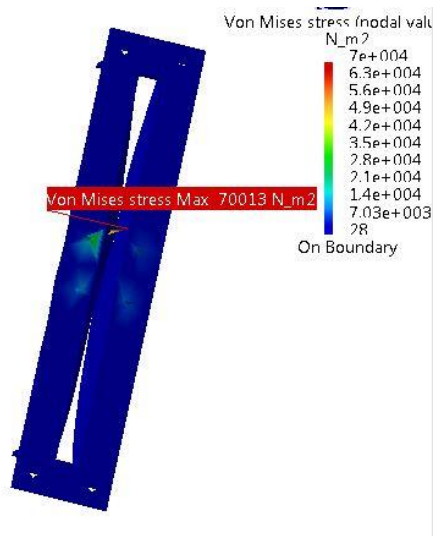
Deformasi DP 50x50x3mm



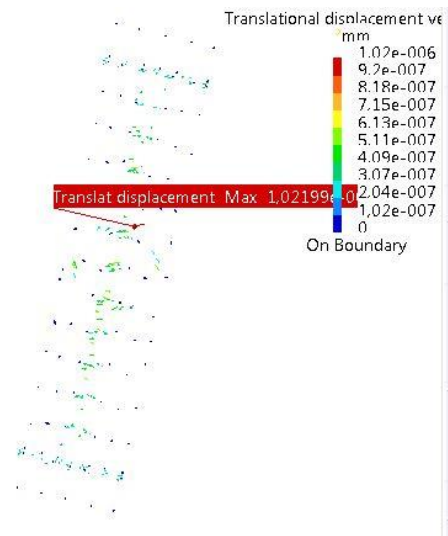
Von mises stress DP 50x50x4mm



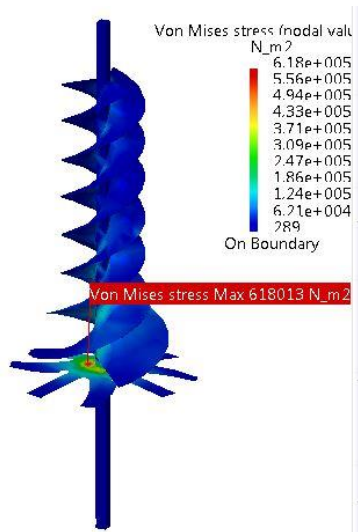
Deformasi DP 50x50x4mm



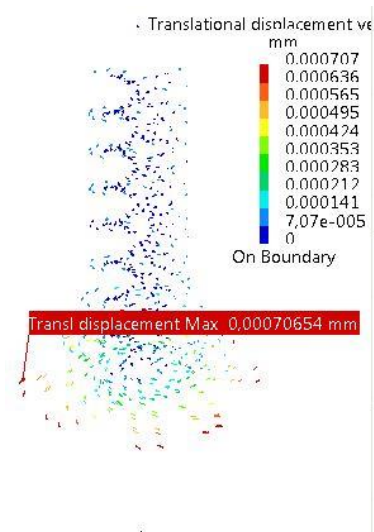
Von mises stress DP 50x50x5mm



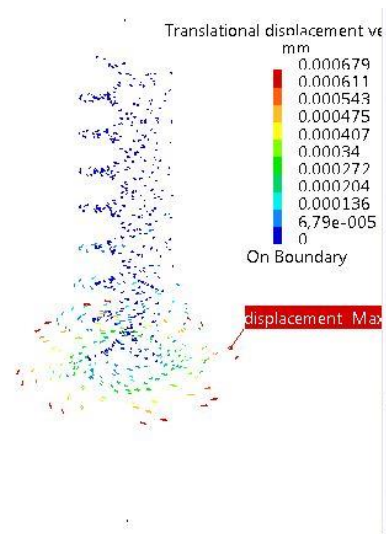
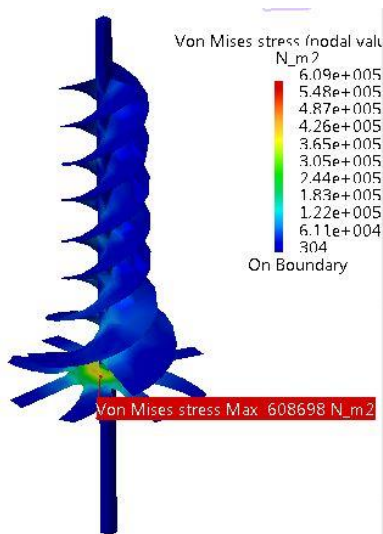
Deformasi DP 50x50x5mm



Von mises stress Hs 0,5 mm

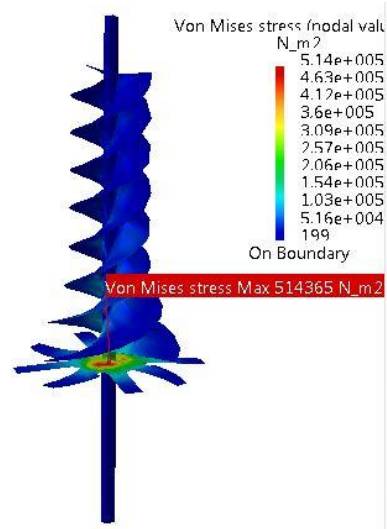


Deformasi Hs 0,5 mm

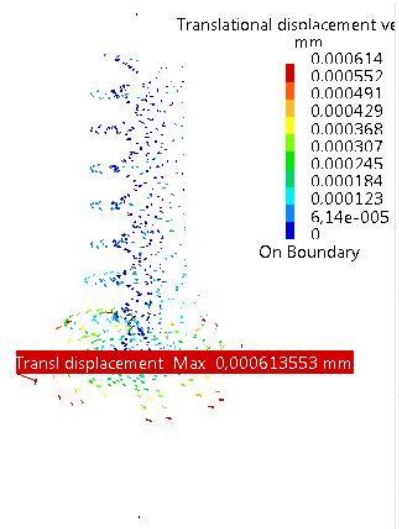




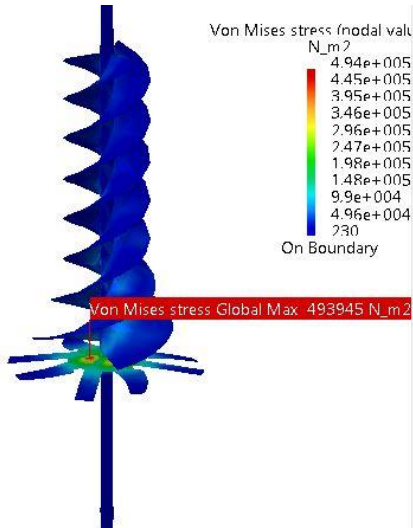
Von mises stress Hs 0,6 mm



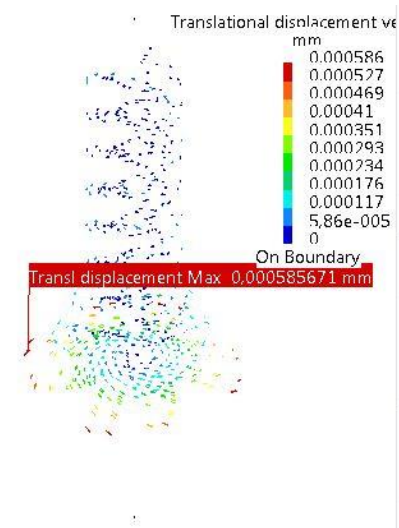
Deformasi Hs 0,6 mm



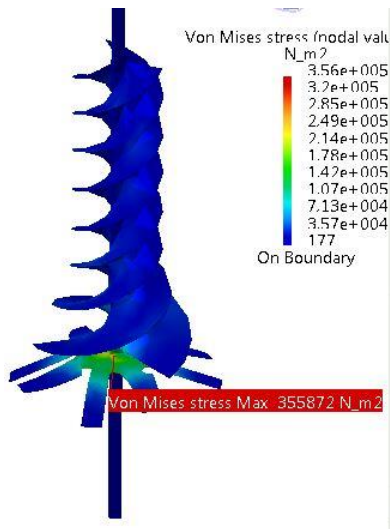
Von mises stress Hs 0,8 mm



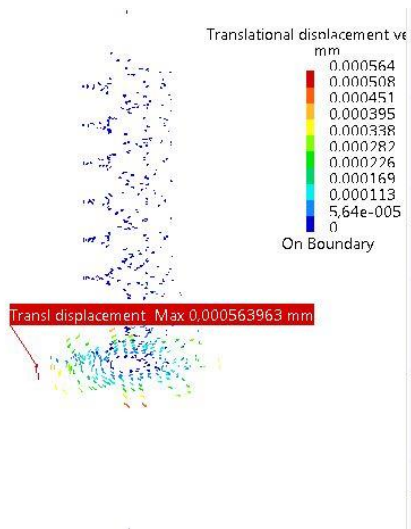
Deformasi Hs 0,8 mm



Von mises stress Hs 1 mm

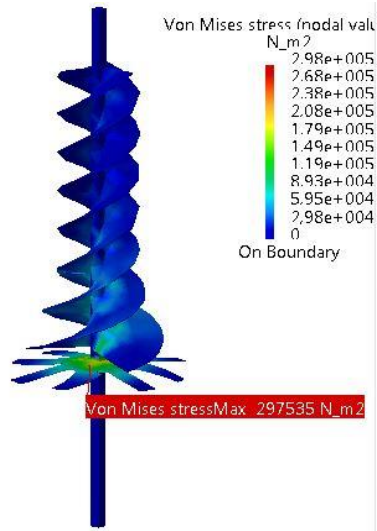


Deformasi Hs 1 mm



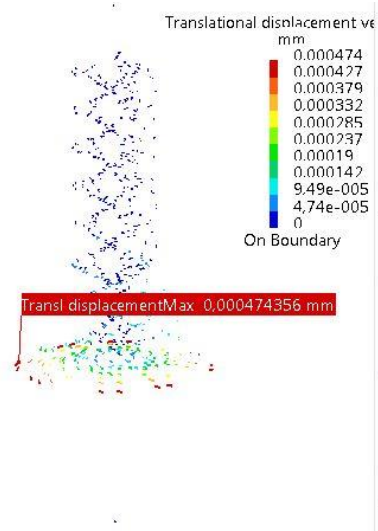


Von mises stress Hs 1,5 mm



Von mises stress Hs 2 mm

Deformasi Hs 1,5 mm



Deformasi Hs 2 mm