



UNIVERSITAS INDONESIA

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

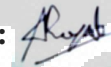
Anton Royanto Ahmad

0706266872

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPOK
JANUARI 2012**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri, dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.

Nama : Anton Royanto Ahmad
NPM : 0706266872
Tanda Tangan : 
Tanggal : 26 Januari 2012

HALAMAN PENGESAHAN

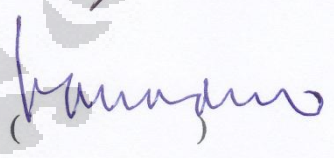
Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Anton Royanto Ahmad
NPM : 0706266872
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Pengembangan *Fin Control Actuator System*
(FCAS) Pada Roket Kendali RKX 200

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Ario Sunar Baskoro S.T., M.T., M.Eng ()

Penguji : Ir. Hendri DS. Budiono, M.Eng ()

Penguji : Dr. Ir. Danardono AS, DEA ()

Penguji : Dr. Ir. Gandjar Kiswanto, M.Eng ()

Ditetapkan di : Depok
Tanggal : 26 Januari 2012

UCAPAN TERIMA KASIH

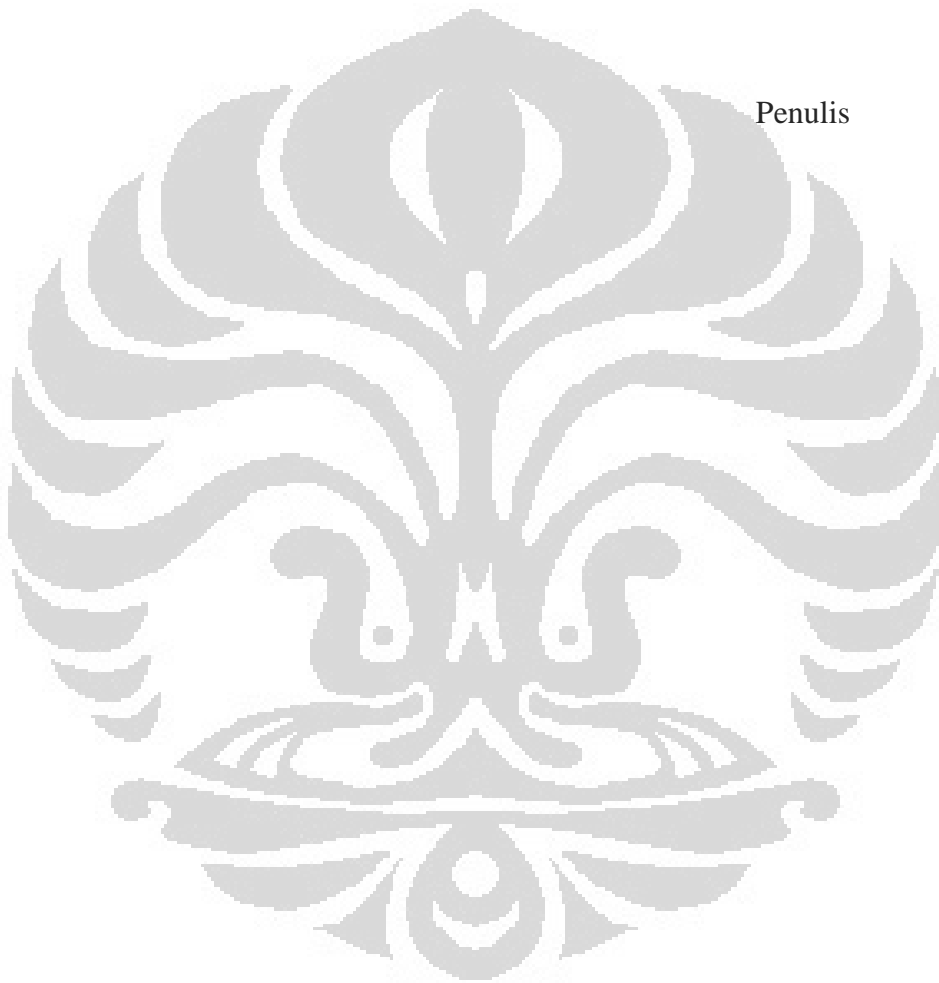
Alhamdulillah, puji syukur saya panjatkan kepada Allah Azza wa Jalla, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

1. Henny Suhaeningsih dan Ahmad Ibnu Ilmiyanto selaku orang tua dan Shera Hisitasari Ahmad dan Ilma Malyana Ahmad selaku kakak dan adik saya yang telah memberikan bantuan dukungan doa, material, dan moral,
2. Dr. Ario Sunar Baskoro S.T., M.T., M.Eng, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini,
3. Dr. Abdul Halim, M.Eng, selaku peneliti utama dalam penelitian ini yang telah memberikan dukungan baik material dan moril,
4. Ariel Yagusandri, selaku rekan peneliti yang telah membantu penelitian ini secara langsung dan memberikan pandangan ilmu yang berguna,
5. Ikmalul Huda, selaku sahabat dan tetangga yang telah meminjamkan *printer* agar penulis dapat mencetak buku ini,
6. Aisyah Iadha Nuraini, selaku calon istri yang telah banyak membantu saya dalam menyelesaikan skripsi ini, memberikan dukungan doa serta moral, dan kejora dikala gelap melanda, it will nice to be yours,
7. Tim Dosen Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia yang selama ini telah memberikan ilmu yang bermanfaat sepanjang perkuliahan,
8. Sahabat yang telah membantu saya dengan dukungan doa serta moral, yang memberikan warna selama pengerjaan skripsi ini, dan
9. Para petani, nelayan, pedagang, teknokrat, dokter, pahlawan, dan segala pihak yang telah memberikan jasanya untuk keberlangsungan hidup saya.

Akhir kata, saya berharap Allah Azza wa Jalla berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pertahanan bangsa Indonesia.

Depok, 25 Januari 2012

Penulis



**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS
AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Anton Royanto Ahmad

NPM : 0706266872

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**PENGEMBANGAN *FIN CONTROL ACTUATOR SYSTEM (FCAS)* PADA
ROKET KENDALI RKC200**

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 25 Januari 2012

Yang menyatakan



(Anton Royanto Ahmad)

ABSTRAK

Nama : Anton Royanto Ahmad
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Pengembangan *Fin Control Actuator System* (FCAS) Pada Roket
Kendali RXX 200

Fin Control Actuator System pada sebuah roket kendali merupakan hal yang penting karena pada modul ini roket dapat terbang sesuai arah yang kita inginkan dan dapat menyesuaikan diri dari keadaan sekitarnya. Pada penelitian ini, desain mekanik-elektrik pada *fin control actuator system* merupakan desain yang digunakan pada roket kendali RXX 200. Pada desain sebelumnya yang telah dilakukan masih belum mampu untuk mengendalikan roket dengan baik. Pemilihan motor, enkoder, sistem transmisi perlu dikaji ulang. Penelitian ini mencari kebutuhan torsi yang dilakukan dengan perhitungan numerik serta empiris, kemudian pemilihan motor serta sistem transmisi yang menggunakan roda gigi. Perancangan desain dilakukan dua kali untuk mendapatkan desain sesuai kebutuhan. Pembuatan *prototype* pada salah satu desain akan membantu dalam menguji performa pergerakan sirip. Hasil dari pengujian ini memperlihatkan kecepatan respon kendali sangat cepat.

Kata Kunci: Desain, FCAS, Sistem transmisi, Motor

ABSTRACT

Name : Anton Royanto Ahmad
Major : Mechanical Engineering
Title : Development Fin Control Actuator System (FCAS) on Guided
Missile RXX 200

Fin Control Actuator System on guided missile are important thing because on that module the missile can fly in direction that we wanted. Mechanical-electrical design of the fin actuator control system is basic design of RXX 200 guided missile. In fact, that existing design is still not able to properly control the rocket. Selection of the motor, encoder, and transmission system should be reviewed. Started from identifying requirement torque by numerical and empirical calculations, then selecting motor and transmission systems, such as gears, should be done. The design planning should be done twice to get best design as requirement. Prototypes Making will help in testing performance of movement fin. Result of control test show the response time of system very fast.

Keywords: Design, FCAS, Transmission System, Motor

DAFTAR ISI

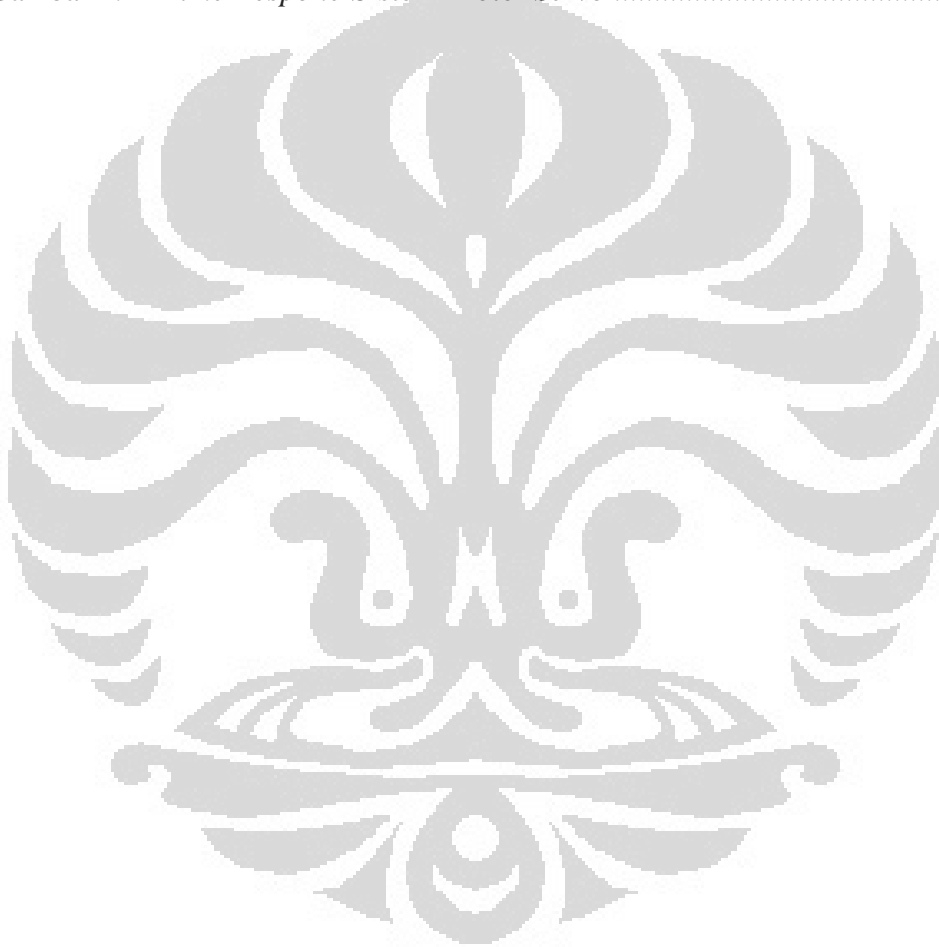
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS	vi
ABSTRAK	vii
ABSTRACT.....	viii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL.....	xiii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Metodologi Penelitian	5
1.6 Sistematika Penulisan.....	5
BAB 2 DASAR TEORI	7
2.1 Roket Kendali RKX200	7
2.1.1 Ruang pada <i>Sustainer</i>	9
2.1.2 Sirip (<i>Tail Sustainer</i>).....	11
2.1.3 Keadaan Kerja Roket	12
2.2 Roda Gigi	12
2.3 Poros	17
2.4 Aerodinamika	18
BAB 3 PERANCANGAN FCAS	19
3.1 Variabel Tetap dalam Perancangan FCAS	20
3.1.1 Batasan Dimensi Desain	20
3.1.2 Kebutuhan Torsi.....	21
3.2 Desain Pertama.....	25

3.2.1	Pemilihan Motor	27
3.2.2	Perancangan Roda Gigi.....	29
3.2.3	Perancangan Poros	31
3.2.4	Pemilihan Enkoder	33
3.3	Desain Kedua	34
3.3.1	Pemilihan Motor	36
3.3.2	Perancangan Roda gigi.....	37
3.3.3	Perancangan Poros	39
3.4	<i>Prototype</i>	41
BAB 4 PENGUJIAN FCAS		42
4.1	Pengujian Poros Desain Pertama.....	42
4.2	Pengujian Poros Desain Kedua	45
4.3	Pengujian Pergerakan sirip	48
4.3.1	Pergerakan -10° ke 10° Tidak Berbeban.....	48
4.3.2	Pergerakan 0° ke 2°	49
4.3.3	Analisis Respon Sistem Terbuka (<i>Open Loop</i>).....	50
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN		52
5.1	Kesimpulan.....	52
5.2	Saran.....	53
DAFTAR PUSTAKA		54

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Prototype</i> Roket Kendali RXX 200	8
Gambar 2.2 Modul FCAS Roket Kendali RXX 200 dari LAPAN	9
Gambar 2.3 Ukuran Roket Kendali RXX 200	10
Gambar 2.4 Bagian <i>Sustainer</i> dari Roket Kendali RXX 200.....	10
Gambar 2.5 Dimensi Ruang pada <i>Sustainer</i>	11
Gambar 2.6 Dimensi sirip <i>sustainer</i>	11
Gambar 2.7 Sistem Roda Gigi	13
Gambar 2.8 <i>Helical Gear Single</i> dan <i>Double</i>	13
Gambar 2.9 <i>Bevel Gear</i>	14
Gambar 2.10 <i>Spiral Gear</i>	14
Gambar 2.11 Transmisi Eksternal.....	15
Gambar 2.12 Transmisi Internal	16
Gambar 2.13 <i>Rack</i> dan <i>Pinion</i>	16
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Desain FCAS	19
Gambar 3.2 Ruang yang tersedia	21
Gambar 3.3 Persebaran tekanan dinamis pada sirip (<i>tail</i>).....	22
Gambar 3.4 Gaya yang Terjadi pada <i>Fin</i>	23
Gambar 3.5 Modul FCAS Desain I.....	25
Gambar 3.6 <i>Wireframe</i> Modul FCAS Desain I.....	25
Gambar 3.7 <i>Explosion Drawing</i> Modul FCAS Desain I.....	26
Gambar 3.8 <i>Flat Motor</i> tipe EC 20 351099	27
Gambar 3.9 <i>Planetary Gearhead</i> GP 22 C 143977	28
Gambar 3.10 <i>Wireframe</i> Rangkaian <i>Motor EC</i> serta <i>Planetary Gearhead</i>	28
Gambar 3.11 <i>Flowchart</i> Desain Roda Gigi	29
Gambar 3.12 <i>Anti-Backlash miter/bevel gear</i> LHX-E2-30.....	30
Gambar 3.13 <i>Stress Analysis Type Displacement Bevel Gear</i> Modul FCAS Desain I	31
Gambar 3.14 <i>Flowchart</i> Desain Poros	31
Gambar 3.15 Poros Modul FCAS Desain I.....	32
Gambar 3.16 <i>Analysis Type Displacement</i> Poros Modul FCAS Desain I	33
Gambar 3.17 <i>Rotary Sensor</i>	34
Gambar 3.18 Modul FCAS Desain II	34
Gambar 3.19 <i>Wireframe</i> Modul FCAS Desain II	35
Gambar 3.20 <i>Explosion Drawing</i> Modul FCAS Desain II	35
Gambar 3.21 <i>Motor Servo</i> HS-7980TH.....	37
Gambar 3.22 <i>Spur Gear</i> Pada Modul FCAS Desain II.....	38
Gambar 3.23 <i>Stress Analysis Type Displacement Spur Gear</i> Modul FCAS Desain II	38
Gambar 3.24 Poros Desain II FCAS	39
Gambar 3.25 <i>Stress Analysis Type Displacement</i> Poros Modul FCAS Desain II 40	
Gambar 3.26 Modul FCAS Desain II Saat Pengujian Berlangsung	41

Gambar 4.1 FBD Poros Desain I	42
Gambar 4.2 <i>Shear Force</i> pada Poros I.....	43
Gambar 4.3 <i>Bending Moment</i> pada Poros I	43
Gambar 4.4 Diameter Poros Minimal pada Desain I.....	44
Gambar 4.5 FBD Poros Desain II	45
Gambar 4.6 <i>Shear Force</i> pada Poros II.....	46
Gambar 4.7 <i>Bending Moment</i> pada Poros II.....	47
Gambar 4.8 Diameter Poros Minimal pada Desain II.....	47
Gambar 4.9 Respon Sistem <i>Servo</i> dengan Sudut Pergerakan -10° Menuju ke 10°	49
Gambar 4.10 Respon Sistem <i>Servo</i> dengan Sudut Pergerakan 0° Menuju ke 2° ..	50
Gambar 4.11 <i>Time Response</i> Sistem Motor <i>Servo</i>	51



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tipe Umum Roket.....	7
Tabel 2.2 Data Atmosferik USA 1976.....	18
Tabel 3.1 Kondisi Terbang Roket Kendali RXX 200	21
Tabel 3.2 Konversi Satuan Torsi Hasil Perhitungan Numerik.....	23
Tabel 3.3 Konversi Satuan Torsi Hasil Perhitungan Empiris	24
Tabel 3.4 <i>Bill of Material</i> Modul FCAS Desain I.....	27
Tabel 3.5 Hasil Ringkasan <i>Stress Analysis Bevel Gear</i> Pada Modul FCAS Desain I	30
Tabel 3.6 Hasil Ringkasan <i>Stress Analysis</i> Poros pada Modul FCAS Desain I ...	33
Tabel 3.7 <i>Bill of Material</i> Modul FCAS Desain II	36
Tabel 3.8 Spesifikasi Motor <i>Servo HS-7980TH</i>	37
Tabel 3.9 Hasil Ringkasan <i>Stress Analysis Spur Gear</i> Pada Modul FCAS Desain II	38
Tabel 3.10 Hasil Ringkasan <i>Stress Analysis</i> Poros pada Modul FCAS Desain II	40
Tabel 4.1 Lokasi Pembebanan pada Poros I	42
Tabel 4.2 Lokasi Tumpuan pada Poros I	43
Tabel 4.3 Lokasi Pembebanan pada Poros II.....	46
Tabel 4.4 Lokasi Tumpuan pada Poros II.....	46
Tabel 4.5 Karakteristik Respon Sistem <i>Open Loop</i>	51
Tabel 5.1 Perbedaan Dua Alternatif Desain Modul FCAS	52

DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran 1: Gambar Teknik Modul FCAS Desain I
- Lampiran 2: *Stress Analysis Report Bevel Gear* Modul FCAS Desain I
- Lampiran 3: *Stress Analysis Report Poros* Modul FCAS Desain I
- Lampiran 4: *NVM Poros* Modul FCAS Desain I
- Lampiran 5: Gambar Teknik Modul FCAS Desain II
- Lampiran 6: *Stress Analysis Report Spur Gear* Modul FCAS Desain II
- Lampiran 7: *Spur Gear Component Generator* Modul Desain II
- Lampiran 8: *Stress Analysis Report Poros* Modul FCAS Desain II
- Lampiran 9: *NVM Poros* Modul FCAS Desain II

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Data tahun 2004 menunjukkan bahwa Indonesia memiliki 173 jenis sistem persenjataan yang diimpor dari 17 negara. Lima peringkat terbesar sumber persenjataan Indonesia adalah Amerika Serikat (34%), Perancis (12%), Jerman (12%), Rusia (10%) dan Inggris (9%). Industri strategis domestik Indonesia hanya mampu menyediakan 5% dari sistem persenjataan yang dimiliki TNI. Indonesia telah melakukan diversifikasi negara pemasok. Namun, di sisi lain semakin banyaknya negara pemasok mengakibatkan membengkaknya biaya operasional dan perawatan. Untuk mengatasi hal ini, kata kuncinya adalah kemandirian. Penguasaan teknologi, pengembangan sumber daya manusia, pembuatan sistem produksi persenjataan menjadi langkah-langkah yang harus dilakukan menuju kemandirian tersebut.

Salah satu permasalahan sistem persenjataan Indonesia adalah tidak adanya produk roket dalam negeri. Produk roket yang ada masih terbatas untuk penelitian. Teknologi roket sebenarnya telah dikembangkan Indonesia sejak tahun 1960an yang ditandai peluncuran Kartika 1 pada tahun 1964 yang berbobot 220 kg. Peluncuran roket pertama ini menjadikan Indonesia sebagai negara kedua di Asia yang berhasil meluncurkan roket setelah Jepang. Pengembangan roket berikutnya dilakukan oleh LAPAN seperti RX 250 LPN dengan bobot 300 kg yang diluncurkan pada tahun 1987. Hal yang perlu dicatat dari sejarah peluncuran roket kartika ini adalah keberhasilan peluncuran roket tersebut merupakan hasil kolaborasi atau kerjasama Dinas Penelitian dan Pengembangan (Dislitbang) AURI, LAPAN dan ITB. Kerjasama inilah yang perlu dikembangkan kedepannya dengan melibatkan industri strategis seperti PINDAD.

Pengembangan teknologi roket Indonesia sudah lama dilakukan. Namun, pada kenyataannya, roket yang dikembangkan dan diluncurkan baru sampai tahap roket bebas (balistik) belum pada tahap penguasaan teknologi roket kendali.

Roket kendali adalah salah satu sistem persenjataan yang memiliki ketepatan yang cukup akurat dan jangkauan yang jauh. Roket/wahana kendali (*Guided Missile*) memiliki kemampuan menjelajah mengikuti jalur yang diinginkan. Untuk mengikuti jalur yang ditentukan, roket kendali dilengkapi dengan sistem pengatur arah gerak (*longitudinal* dan *lateral*) yang dapat berupa *canard*, *wing*, dan *tail*. Ketiga komponen ini sering disebut sirip (*fin*). Untuk menggerakannya diperlukan suatu sistem kendali otomatis yang disebut *autopilot*. Melalui *autopilot*, sinyal perintah diberikan ke masing-masing sirip melalui suatu sistem yang disebut Sistem Aktuator Kendali Sirip (*Fin Control Actuation System/FCAS*). Dengan sistem ini roket/wahana kendali dapat diarahkan menuju jalur yang diinginkan.

Sistem Aktuator Kendali Sirip (FCAS) terdiri dari sirip (*fin*) sebagai objek kendali, aktuator dan sistem kendali. Sistem aktuator *hybrid*, gabungan dari hidrolik dan elektrik, terkenal atas gaya yang dihasilkan yang cukup besar dan memiliki kecepatan respon yang baik serta keistimewaan lainnya adalah teknologi ini bersih dan memiliki efisiensi energi yang baik untuk menghasilkan gaya yang besar (Rahmfeld & M. Ivanrysynova, 2001). Pada saat ini tipe mekanik-elektrik (*electromechanic*) sudah banyak dipakai sebagai aktuator sirip roket. Beberapa kelebihan dari tipe mekanik-elektrik dibandingkan tipe hidrolik-elektrik antara lain adalah mudah pemasangan, mudah perawatan, biaya operasional yang murah, dan bobot yang lebih ringan. Disamping kelebihan, tipe mekanik-elektrik memiliki kekurangan, antara lain rangkaian elektronik yang lebih kompleks dan munculnya EMI (*Electro Magnetics Interference*). Dengan segala kekurangan yang masih ada, hal ini telah menjadi tantangan tersendiri untuk mendapatkan FCAS tipe mekanik-elektrik yang handal.

Diantara sistem kendali yang populer untuk digunakan untuk mencapai target adalah menggunakan *proportional navigasi* karena atas pertimbangan sangat efisien terutama untuk target yang memiliki kecepatan konstan dan untuk roket (Zarchan, 1990). Serta keunggulan lainnya adalah mampu menghasilkan *error estimasi* yang kecil (Hassoun & Lim, 1994). Keandalan yang tidak hanya

didukung oleh teknologi aktuator tetapi juga didukung oleh teknologi pengendaliannya. Hal inilah yang diangkat menjadi tema penelitian ini.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Permasalahan dalam penelitian ini adalah bagaimana membuat suatu sistem aktuator kendali sirip yang mampu menerima sinyal perintah dari sistem autopilot, mengeksekusi perintah dengan menggerakkan aktuator pada nilai yang diinginkan, menggerakkan sirip dan menjaga kestabilan sirip sehingga mampu mendukung roket kendali untuk terbang menuju ke suatu koordinat target tertentu dengan melalui beberapa titik lokasi dengan ketinggian dan kecepatan tertentu.

Dengan permasalahan ini maka penyelesaian yang didapatkan merupakan penyelesaian terpadu dari beberapa penyelesaian. Penyelesaiannya adalah :

- a. Pemahaman secara mendalam kebutuhan kinerja sirip sebagai alat penggerak arah pada roket kendali.
- b. Pemahaman secara mendalam terhadap komponen-komponen yang membentuk sistem aktuator kendali sirip (FCAS) yaitu sirip roket, aktuator penggerak, motor, penggerak motor (mikrokontroler), sensor (enkoder), komponen mekanik dan elektrik pendukung lainnya.
- c. Pemahaman tentang integrasi secara keseluruhan seluruh komponen dan efeknya terhadap gerak roket ketika terbang.
- d. Pemahaman tentang proses pemodelan FCAS baik dengan model analitik maupun identifikasi sistem.
- e. Pemahaman yang benar dan tepat dalam pembuatan model simulasi dan simulasinya.
- f. Pemahaman tentang motor *servo* yang digunakan untuk menggerakkan sirip, termasuk enkoder yang berfungsi sebagai pengukur sudut defleksi.
- g. Pemahaman tentang kekuatan suatu bahan dan merancang suatu komponen mekanik.
- h. Pemahaman tentang roket kendali

Dari tuntutan kephahaman yang harus ada agar dapat melakukan penelitian dengan berhasil, maka beberapa ahli harus berkolaborasi. Penyertaan tenaga ahli

Universitas Indonesia

yang tepat dalam penelitian ini dapat memperlancar proses pelaksanaan penelitian dan memperoleh hasil yang maksimal. Beberapa bidang keahlian yang sebaiknya terlibat disini adalah ahli peroketan, ahli pemodelan dan kendali, ahli perancangan komponen mekanik, ahli kendali motor, ahli elektronika.

Untuk memenuhi kebutuhan keahlian ini, maka tim peneliti didukung oleh 2 institusi, yakni LAPAN sendiri yang memang spesialis di bidang peroketan dan elektronika kedirgantaraan dan UI di bidang pemodelan, kendali, dan rancang bangun komponen mekanik. Tim peneliti tidak dilihat hanya dari spesialisasi bidangnya, tetapi juga dengan mempertimbangkan rekam jejak penelitian selama ini. Perlu ditekankan kembali bahwa penelitian ini merupakan kelanjutan tema dari penelitian sebelumnya tentang *autopilot* untuk roket kendali.

1.3 TUJUAN PENELITIAN

Penelitian ini bertujuan untuk mengembangkan modul FCAS yang lebih baik, yaitu dengan cara mendesain dua alternatif modul FCAS. Setiap modul akan dilakukan perancangan sistem transmisi gaya, perancangan poros, pemilihan motor *servo* dan enkoder, serta perancangan *casing* modul. Salah satu dari rancangan tersebut akan dibuatkan *prototype* kemudian akan dilakukan pengujian pergerakan sirip.

1.4 BATASAN MASALAH

Dalam perancangan modul tersebut ada beberapa batasan yang perlu diperhatikan, yaitu dimensi serta bentuk dari sirip (*fin*), dimensi ruangan yang tersedia untuk menampung modul, keadaan kerja roket, yang merupakan rancangan dari pihak LAPAN, tidak dirancang ulang dalam penelitian ini, dan menjadi dasar pertimbangan dalam merancang komponen-komponen lain dalam modul FCAS.

Dalam pembuatan *prototype* tersebut ada beberapa hal yang menjadi batasan yang perlu dijadikan dasar, yaitu kemampuan untuk diproduksi dalam negeri, ketersediaan komponen di pasar, dan waktu pembuatan.

Universitas Indonesia

Dalam melakukan pengujian pergerakan ada batasan yang perlu diperhatikan, yaitu kondisi tanpa adanya gangguan eksternal dan pengujian ini dibantu oleh rekan peneliti dari Departemen Teknik Elektro UI.

1.5 METODOLOGI PENELITIAN

Dalam penelitian ini, metodologi yang dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Studi Literatur

Langkah ini adalah proses pembelajaran berupa pencarian informasi dari materi yang terdapat dalam buku-buku, jurnal, maupun situs-situs internet yang terkait dengan penelitian yang dilakukan.

2. Perancangan *Fin Control Actuator System*

Proses ini dilakukan dengan mempertimbangkan bentuk, dimensi, susunan sistem, kemudahan dalam menemukan komponen-komponen yang akan digunakan di pasaran, kemudahan dalam proses produksi dan perancangan kendali siripnya.

3. Pembuatan *Prototype*

Pembuatan *prototype* dilakukan agar alat yang telah dirancang dapat diuji performanya.

4. Pengujian Performa Kendali

Sistem kendali akan diujikan langsung pada *prototype* yang telah ada untuk mendapatkan kendali yang paling sesuai untuk kondisi tanpa gangguan.

5. Analisis dan Kesimpulan Hasil Pengujian

Setelah dilakukan pengujian akan dilakukan pengambilan data tentang performa desain yang telah dibuat.

1.6 SISTEMATIKA PENULISAN

Sistematika penulisan skripsi ini dilakukan menurut bab-bab sebagai berikut :

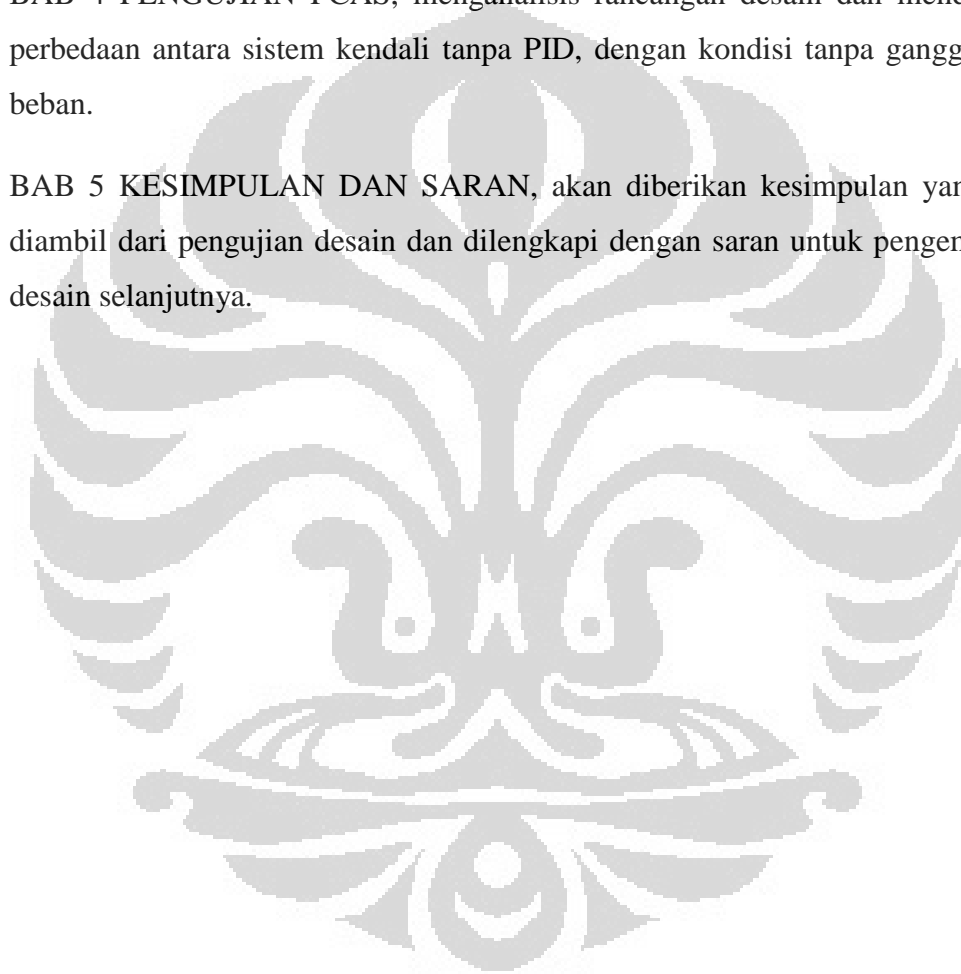
BAB 1 PENDAHULUAN, menjelaskan tentang latar belakang diadakannya penelitian dan dibuatnya skripsi ini, perumusan masalah, tujuan penelitian, pembatasan masalah, metodologi penelitian, serta sistematika penulisan.

BAB 2 DASAR TEORI, menjelaskan tentang berbagai teori yang mendasari pengembangan perancangan FCAS.

BAB 3 PERANCANGAN FCAS, menjelaskan langkah-langkah yang dilakukan dalam perancangan alat yang memperhatikan berbagai aspek.

BAB 4 PENGUJIAN FCAS, menganalisis rancangan desain dan mendapatkan perbedaan antara sistem kendali tanpa PID, dengan kondisi tanpa gangguan dan beban.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN, akan diberikan kesimpulan yang dapat diambil dari pengujian desain dan dilengkapi dengan saran untuk pengembangan desain selanjutnya.

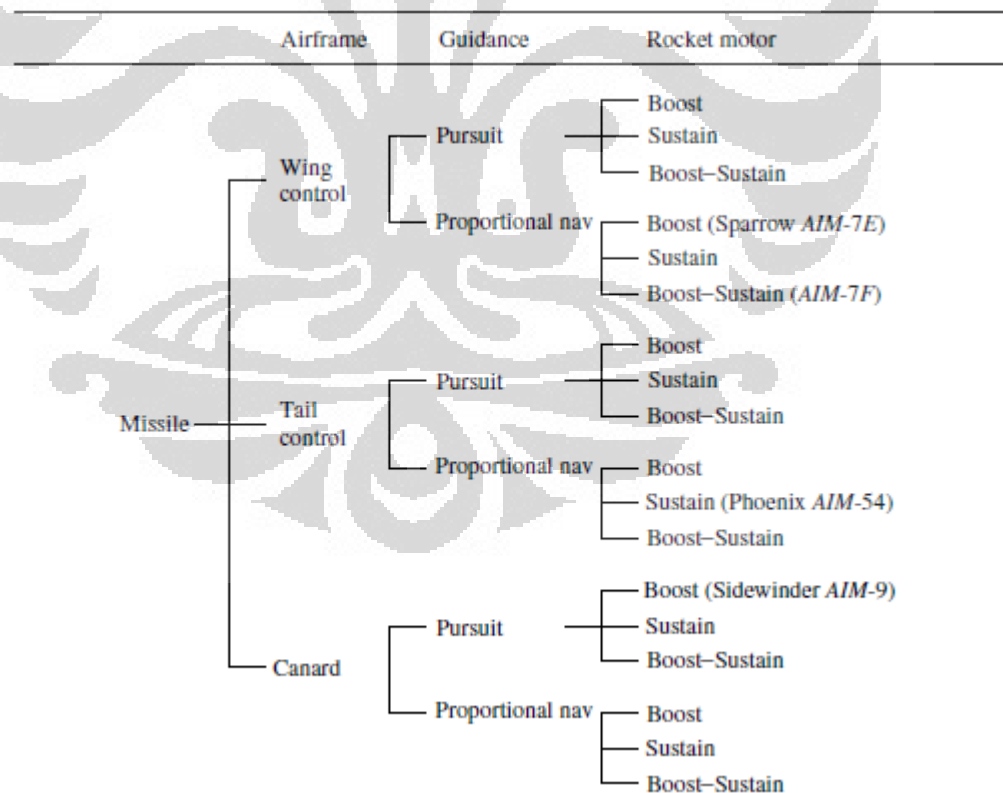


BAB 2 DASAR TEORI

2.1 ROKET KENDALI RKX200

Roket buatan Lembaga Penerbangan dan Antariksa Nasional (LAPAN) berseri RKX200 merupakan roket kendali model SSM, *Surface to Surface Missile*. RKX200 merupakan roket berjenis *subsonic* karena memiliki kecepatan di bawah 1 Mach. RKX200 memiliki *booster* serta *sustainer* sebagai tenaga pendorong. RKX200 memiliki penggerak pada ekor (*tail*) roket. RKX 200 merupakan tipe *tail control proportional navigation boost-sustain missile* apabila merujuk pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1 Tipe Umum Roket

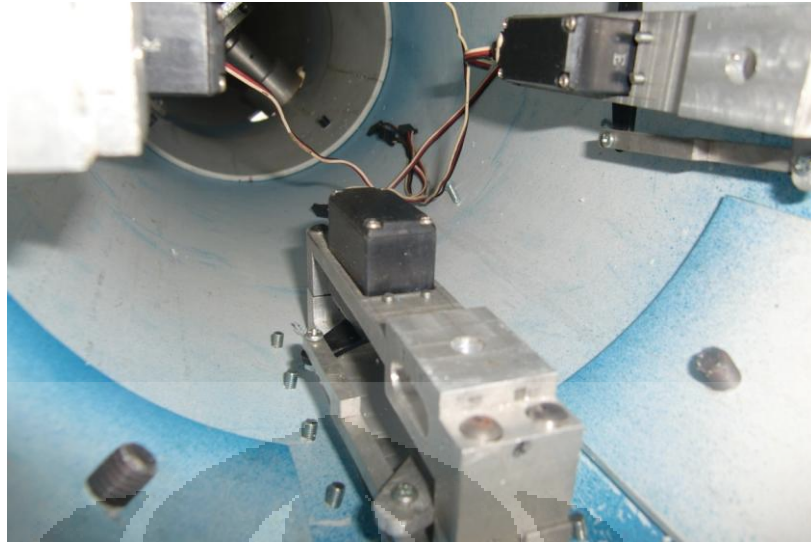


Sumber : (Sioris, 2004)



Gambar 2.1 *Prototype* Roket Kendali RXX 200

Dalam pengembangan Roket Kendali RXX 200 (lihat Gambar 2.1), pihak LAPAN telah membuat pengujian terbang selama dua kali. Pertama dilakukan mengalami *failure*, yaitu tidak tepat sasaran sehingga harus terpaksa mendarat di rumah warga. Dalam pengujian ini pihak LAPAN tidak dapat mengetahui sumber *failure* tersebut karena kondisi *prototype* roket hancur. Kemudian dalam uji terbang kedua, roket mengalami *failure* juga. Akan tetapi, sumber *failure* tersebut tidak dapat diketahui karena *prototype* tersebut tenggelam di laut.



Gambar 2.2 Modul FCAS Roket Kendali REX 200 dari LAPAN

Dalam hal ini timbul sebuah asumsi sumber *failure* salah satunya adalah karena desain modul FCAS (lihat Gambar 2.2) yang dibuat oleh pihak LAPAN kurang begitu baik. Bila diuji secara sederhana, *fin* akan mudah bergerak jika diberi gangguan oleh tangan, ini mengakibatkan akurasi modul tersebut kurang baik. Derajat perpindahan yang begitu besar mengakibatkan *fin* sulit untuk dikendalikan. Kemudian perlindungan pada motor *servo* yang tidak baik dikhawatirkan dapat mengakibatkan kerusakan pada motor *servo*. Dikatakan oleh pihak LAPAN bahwa suhu dalam ruangan tersebut diatas 500°C.

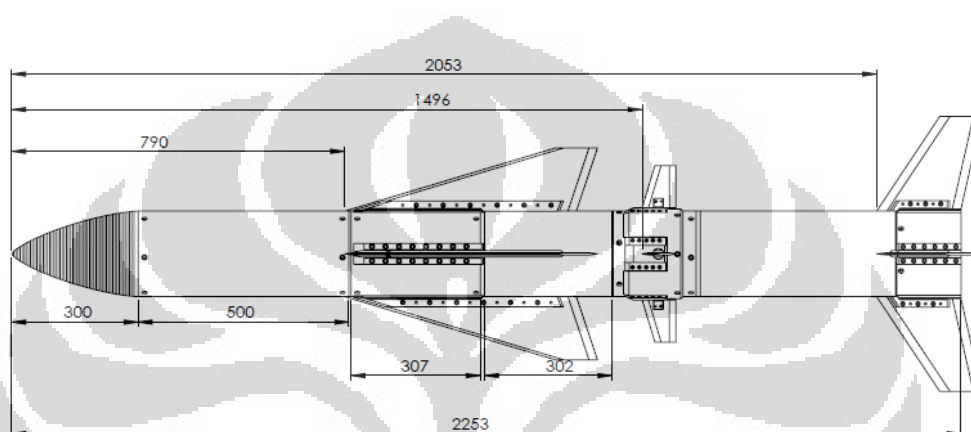
Dalam perancangan FCAS, perlu adanya batasan-batasan tetap yang menjadi acuan. Batasan-batasan itu adalah ketersediaan ruang, bentuk dari sirip yang digunakan, kecepatan terbang, serta ketinggian terbang roket.

2.1.1 Ruang pada *Sustainer*

Dalam bagian ini akan dijelaskan batasan dari segi dimensi untuk menjelaskan keterbatasan ruang yang disediakan dalam pengembangan perancangan FCAS. Batasan ini sangat penting untuk dimasukkan dalam pertimbangan perancangan FCAS karena ini akan mempengaruhi pemilihan dan perancangan komponen-komponen dari segi bentuk dan dimensi. Komponen yang

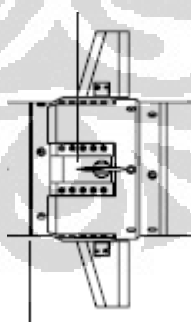
berpengaruh terhadap ketersediaan ruang adalah jenis motor yang digunakan dan jenis transmisi yang akan dipakai.

Secara umum ukuran luar roket kendali dapat dilihat pada Gambar 2.3, memiliki panjang total lebih dari 2 meter. Bagian *sustainer* (lihat Gambar 2.4) terletak pada pertengahan roket tersebut, yaitu 1,5 meter dari kepala roket.



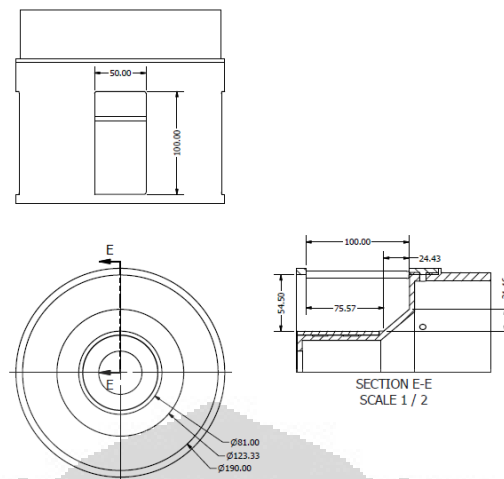
Gambar 2.3 Ukuran Roket Kendali RKX 200

Sumber : (Div., 2010)



Gambar 2.4 Bagian *Sustainer* dari Roket Kendali RKX 200

Sumber : (Div., 2010)

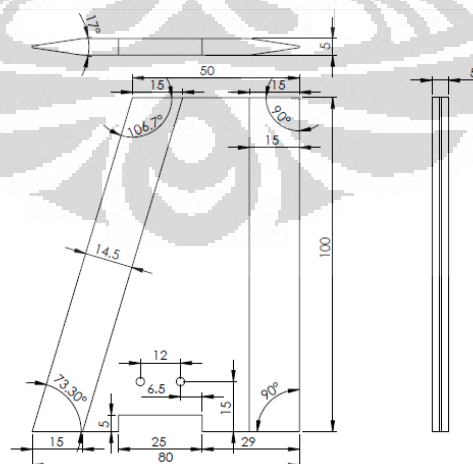


Gambar 2.5 Dimensi Ruang pada *Sustainer*

Dimensi ruangan yang tersedia didalam *sustainer* tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.5. Dimensi ini yang akan menjadi batasan dalam perancangan modul FCAS.

2.1.2 Sirip (*Tail*) *Sustainer*

Selain ketersediaan ruang yang tidak dapat diubah, dimensi sirip *sustainer* (lihat Gambar 2.6) pun menjadi batasan tetap. Dimensi dan bentuk dari sirip ini akan mempengaruhi desain pemilihan komponen lainnya dalam FCAS. Sirip ini dirancang oleh pihak LAPAN yang memiliki C_D (*coefficient drag*) = 0,265.



Gambar 2.6 Dimensi sirip *sustainer*

Sumber : (Div., 2010)

Universitas Indonesia

2.1.3 Keadaan Kerja Roket

Kecepatan roket saat menggunakan *booster* adalah 0,7 Mach dan kecepatan roket saat menggunakan *sustainer* adalah 0,9 Mach. Sudut elevasinya 60° dengan ketinggian maksimal adalah 2 km di atas permukaan laut.

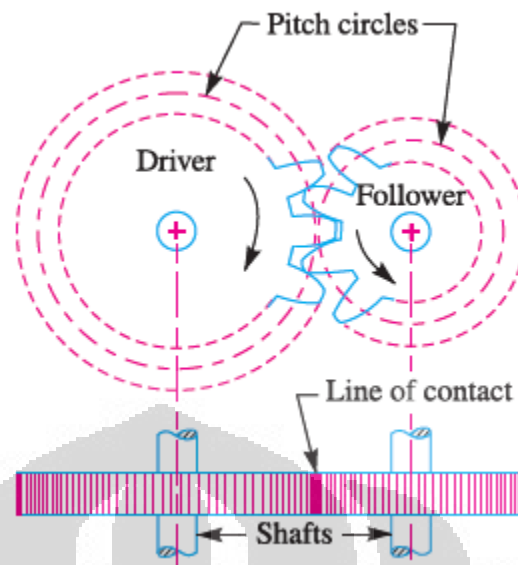
2.2 RODA GIGI

Roda gigi adalah suatu elemen mesin yang berguna untuk mentransmisikan daya. Kelebihan roda gigi dibandingkan dengan penerus daya yang lain seperti sabuk (*belt*) dan rantai (*chain*) adalah tidak terjadinya slip sehingga transmisi daya dapat berlangsung dengan baik. Hal ini karena adanya gigi-gigi yang saling mengikat.

Roda gigi dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis: (Khurmi & Gupta, 2005)

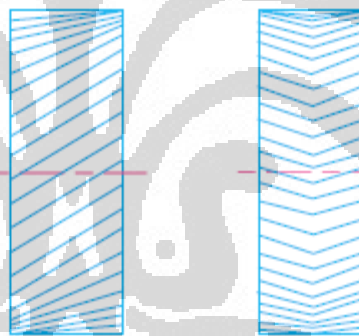
1. Berdasarkan posisi sumbu dari poros
 - a. *Parallel*

Jika dua poros saling dihubungkan secara paralel maka roda gigi yang dibutuhkan untuk mentransmisikan daya adalah *spur gear* (lihat Gambar 2.7). Terdapat dua jenis roda gigi ini, yaitu gigi dengan posisi melintang (*spur gear*) dan gigi dengan posisi miring (*helical gear*). Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 2.8.



Gambar 2.7 Sistem Roda Gigi

Sumber : (Khurmi & Gupta, 2005)

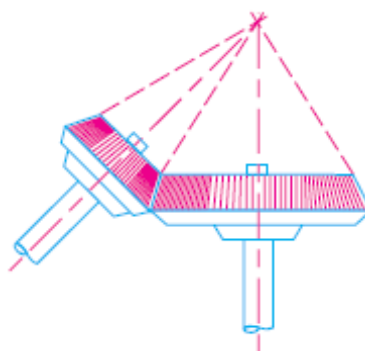


Gambar 2.8 *Helical Gear Single* dan *Double*

Sumber : (Khurmi & Gupta, 2005)

b. *Intersecting*

Jenis yang kedua ini menggambarkan bahwa dua buah poros tidak dalam posisi paralel, tetapi sumbu dari kedua poros akan bertemu pada satu titik yang sama. Untuk mentransmisikan daya dalam kondisi seperti ini, sistem roda gigi yang cocok adalah *bevel gear* (lihat Gambar 2.9).

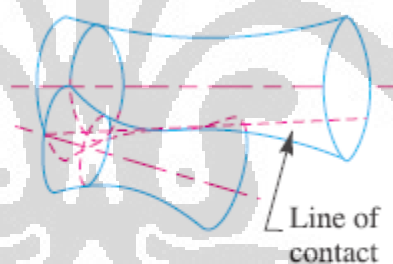


Gambar 2.9 *Bevel Gear*

Sumber : (Khurmi & Gupta, 2005)

c. *Non Parallel dan Non Intersecting*

Untuk jenis yang ketiga ini dua buah poros tidak saling paralel dan sumbu kedua poros tidak saling bertemu dalam satu titik yang sama. Untuk mentransmisikan daya pada kondisi seperti ini digunakan sistem roda gigi yang disebut *spiral gear* (lihat Gambar 2.10).



Gambar 2.10 *Spiral Gear*

Sumber : (Khurmi & Gupta, 2005)

2. Berdasarkan kecepatan roda gigi

a. Kecepatan rendah

Roda gigi yang memiliki kecepatan kurang dari 3 m/s termasuk dalam kategori roda gigi dengan kecepatan rendah.

b. Kecepatan sedang

Roda gigi gigi dengan kecepatan sedang dengan kecepatan antara 3 m/s sampai 15 m/s.

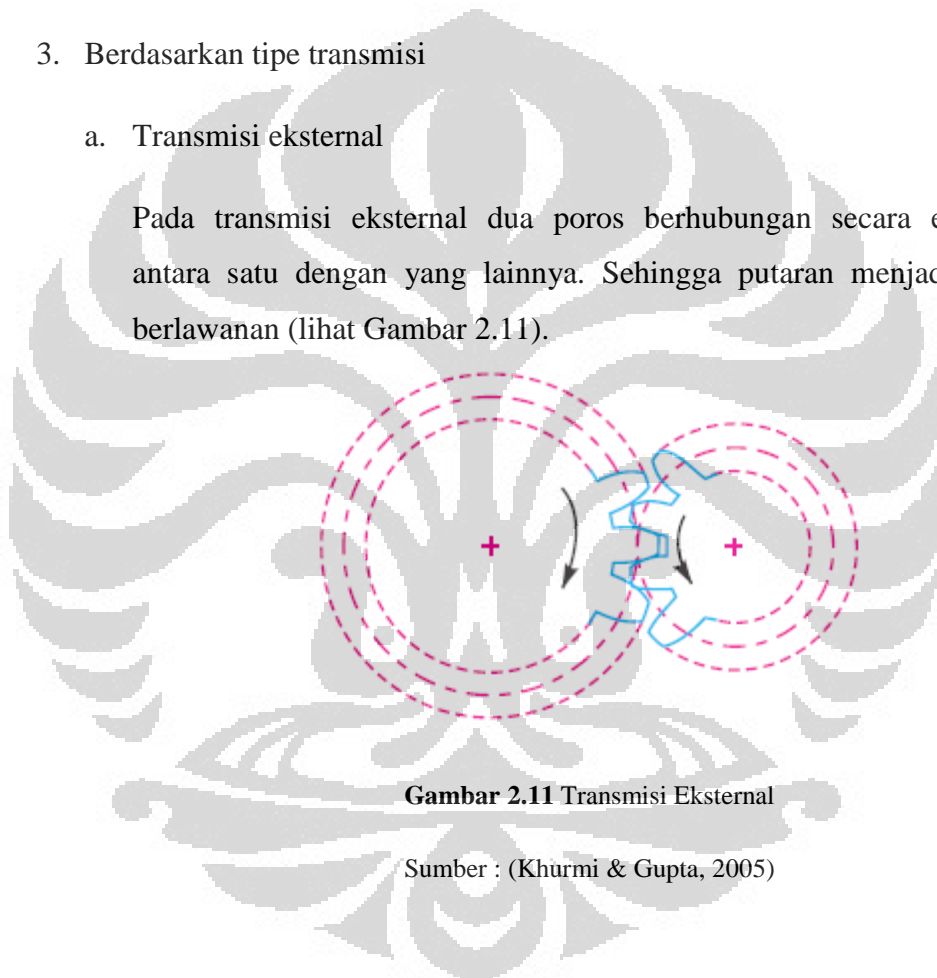
c. Kecepatan tinggi

Untuk kecepatan lebih dari 15 m/s termasuk ke dalam kategori roda gigi dengan kecepatan tinggi.

3. Berdasarkan tipe transmisi

a. Transmisi eksternal

Pada transmisi eksternal dua poros berhubungan secara eksternal antara satu dengan yang lainnya. Sehingga putaran menjadi saling berlawanan (lihat Gambar 2.11).

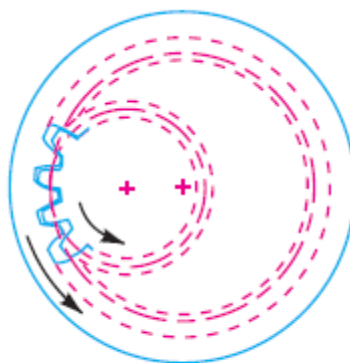


Gambar 2.11 Transmisi Eksternal

Sumber : (Khurmi & Gupta, 2005)

b. Transmisi internal

Pada transmisi internal, dua buah gigi yang saling bersinggungan memiliki arah putaran yang sama karena dua buah gigi yang saling bersinggungan tersebut terhubung seperti pada Gambar 2.12.

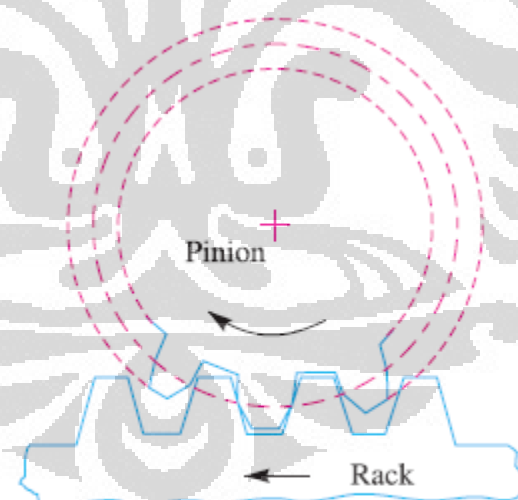


Gambar 2.12 Transmisi Internal

Sumber : (Khurmi & Gupta, 2005)

c. *Rack dan pinion*

Pada jenis ini roda gigi pada poros berhubungan dengan sebuah *rack* (gigi-giginya terletak secara horizontal). Gambar 2.13 merupakan ilustrasi dari jenis ini.



Gambar 2.13 *Rack dan Pinion*

Sumber : (Khurmi & Gupta, 2005)

Dalam perancangan sistem transmisi gigi yang ingin digunakan, ada beberapa hal yang perlu diperhatikan agar sistem transmisi ini berjalan dengan

baik. Hal yang pertama adalah profil gigi harus sama, *spur* dengan *spur*, *helical* dengan *helical*. Kedua adalah modul gigi harus sama. Ketiga sudut tekanan harus sama.

Modul gigi merupakan bilangan yang didapatkan dari besar diameter *pitch* dibagi dengan jumlah gigi.

$$m = \frac{D}{T} \quad (2.1)$$

Dengan:

D = Diameter *pitch*

T = Jumlah gigi

Sudut tekanan atau yang sering disebut *pressure angle* adalah sudut yang dibentuk antara garis singgung dua roda gigi dan garis perpindahan gaya antar dua gigi yang bersinggungan.

Sudut tekanan (α) sudut yang dibentuk dari garis horisontal dengan garis normal di persinggungan antar gigi. Sudut tekanan sudah di standarkan yaitu: $\alpha = 20^\circ$. Akibat adanya sudut tekanan ini, maka gaya yang dipindahkan dari roda gigi penggerak (*pinion*) ke roda gigi yang digerakkan (*wheel*), akan diuraikan menjadi dua gaya yang saling tegak lurus (vektor gaya), gaya yang sejajar dengan garis singgung disebut: gaya tangensial, sedang gaya yang tegak lurus garis singgung (menuju titik pusat roda gigi) disebut gaya radial. Gaya tangensial merupakan gaya yang dipindahkan dari roda gigi satu ke roda gigi yang lain. Gaya radial merupakan gaya yang menyebabkan kedua roda gigi saling mendorong.

2.3 POROS

Poros adalah sebuah elemen mesin yang berputar dan berguna untuk mentransmisikan daya dari satu tempat ke tempat yang lain. Bentuk dari poros adalah silinder. Daya yang ditransmisikan kepada poros dapat berupa gaya tangensial atau berupa torsi. (Khurmi & Gupta, 2005)

2.4 AERODINAMIKA

Setiap benda yang bergerak melalui sebuah fluida maka dapat dipastikan bahwa benda tersebut akan mengalami gaya yang disebut *drag*. *Drag* merupakan gaya yang terjadi akibat pergeseran fluida dengan permukaan dan akibat dari tekanan yang terjadi pada permukaan benda tersebut. (Munson, Young, & Okiishi, 2002)

Dalam perhitungan *drag* dibutuhkan *coefficient drag*, kecepatan, kerapatan fluida, dan luas permukaan.

$$D = \frac{1}{2} \rho V^2 S C_D \quad (2.4)$$

Dengan:

ρ = Density of air

V = Velocity

S = Reference Area

Cd = Coefficient Drag

Tidak hanya *Drag* yang dialami oleh benda yang bergerak dalam fluida, akan tetapi benda tersebut akan mengalami gaya angkat atau yang disebut dengan *Lift*.

Setiap ketinggian dalam bumi memiliki karakteristik tekanan dan kerapatan udara yang berbeda beda. Hal ini dapat dilihat pada Tabel 2.2.

Tabel 2.2 Data Atmosferik USA 1976

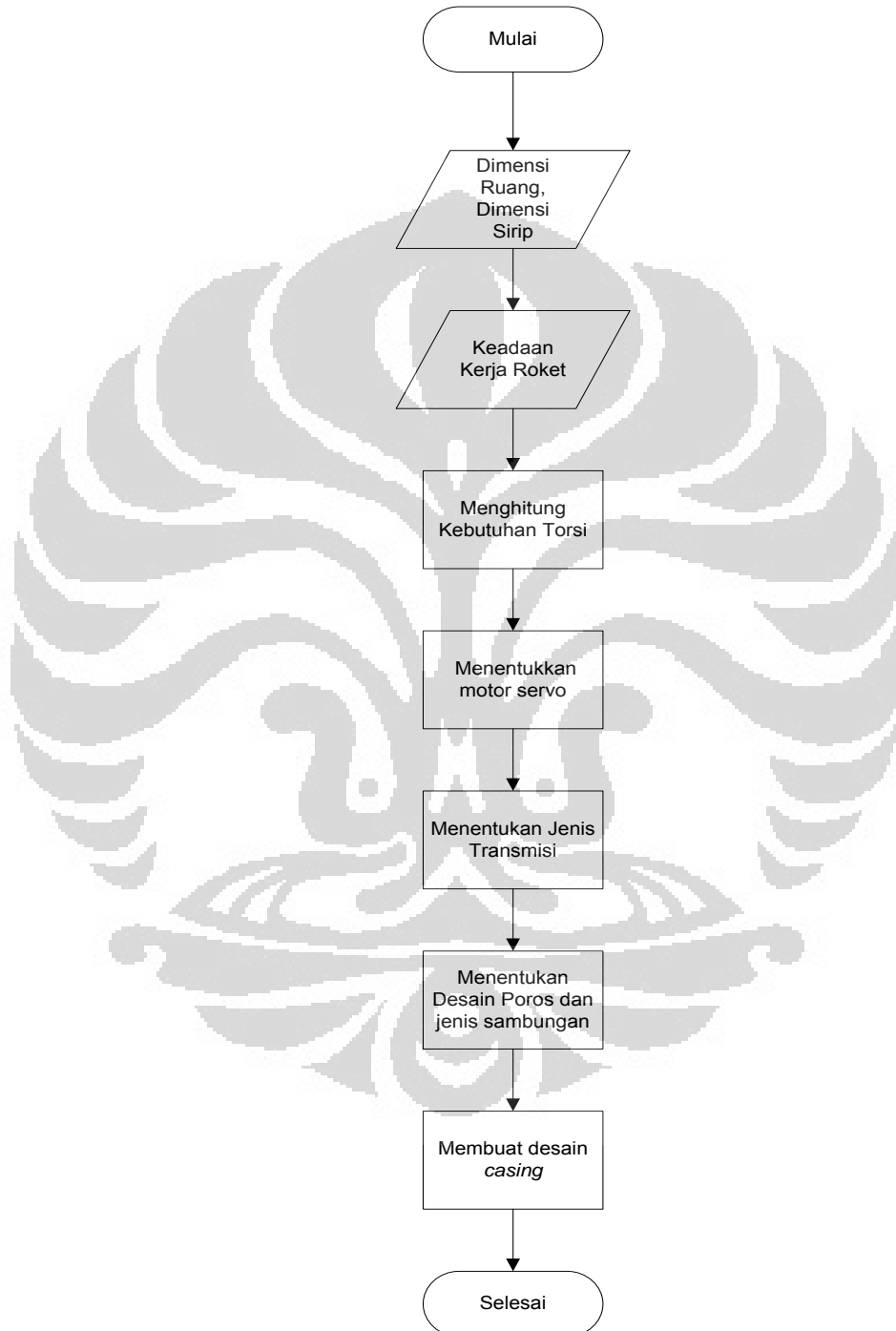
Geopotential Altitude [m]	Pressure [N/m ²]	Density [kg/m ³]	Speed of Sound [m/sec]	Temperature [K]
0.0	101,325.0	1.2250	340.3	288.2
5,000.0	54,019.0	0.73612	320.5	255.7
10,000.0	26,436.0	0.41271	299.5	223.2
15,000.0	12,044.0	0.19367	295.1	216.7
20,000.0	5,475.0	0.088035	295.1	216.7

Sumber: (Sioris, 2004)

Universitas Indonesia

BAB 3

PERANCANGAN FCAS



Gambar 3.1 Flowchart Desain FCAS

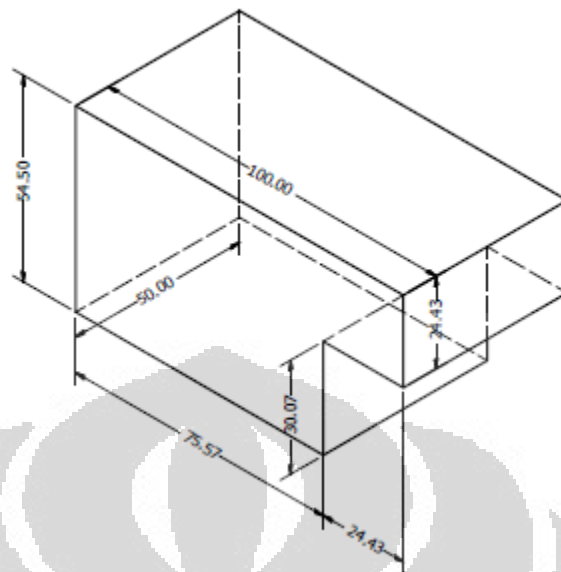
Langkah yang diambil dalam merancang modul FCAS pada roket kendali RKX 200 ini dimulai dengan menetapkan batasan rancangan yang menjadi acuan perancangan. Acuan tersebut adalah dimensi ruang, dimensi sirip, serta keadaan kerja roket. Setelah memiliki data acuan tersebut maka dalam perancangan ini dimulai dengan menghitung kebutuhan torsi untuk menggerakkan sirip dan mempertahankan sirip pada posisinya. Kebutuhan torsi tersebut akan menjadi pertimbangan dalam memilih motor. Dalam pemilihan motor pula harus mempertimbangkan ukuran yang tersedia (Gambar 2.5). Jenis transmisi akan ditentukan setelah menentukan jenis motor. Setelah itu semua maka akan dibuatkan rancangan *casing* agar modul tersebut dapat terlindungi dengan baik. Diagram alir perancangan ini dapat dilihat pada Gambar 3.1.

3.1 VARIABEL TETAP DALAM PERANCANGAN FCAS

Dalam mendesain *Fin Control Actuator System* pada RKX200 milik LAPAN, diperlukan beberapa batasan batasan tetap dalam penentuan dan pemilihan komponen-komponen dalam FCAS ini. Batasan dimensi dan kebutuhan torsi menjadi patokan utama dalam merancang FCAS ini.

3.1.1 Batasan Dimensi Desain

Seperti yang dijelaskan dalam Gambar 2.5 total ruangan yang dapat dipakai adalah $5340450,153 \text{ mm}^3$. Namun untuk mempermudah pemasangan modul FCAS maka ruangan akan dipersempit menjadi $75,57 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 54,50 \text{ mm}$ dan $24,43 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} \times 33,36 \text{ mm}$ (lihat Gambar 3.2).



Gambar 3.2 Ruang yang tersedia

Dalam mendesain modul FCAS tidak boleh melebihi ruang yang tersedia. Ruangan tersebut diisi oleh komponen modul berupa motor, sistem transmisi, enkoder, serta kerangka/*casing* modul.

3.1.2 Kebutuhan Torsi

Mengetahui kebutuhan torsi untuk menggerakkan sirip pada kondisi roket sedang terbang pada kecepatan 0,9 Mach berguna untuk menentukan jenis motor yang akan dipakai serta sistem transmisinya. Kondisi terbang roket kendali RKX 200 seperti dalam Tabel 3.1.

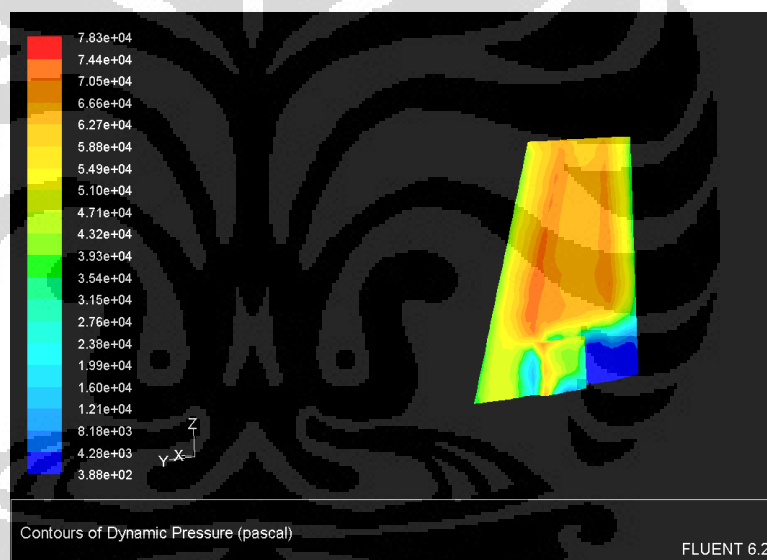
Tabel 3.1 Kondisi Terbang Roket Kendali RKX 200

Kecepatan dengan menggunakan booster	0,7 Mach
Kecepatan dengan menggunakan sustainer	0,9 Mach
Ketinggian terbang (<i>Altitude</i>)	Maks. 2 km dari atas permukaan air laut
Sudut Elevasi	60°

Dalam kajian *engineering* maka dilakukan dua metode perhitungan yaitu dengan numerik dan empiris. Dua metode ini digunakan untuk bisa membandingkan hasil perhitungan tersebut.

3.1.2.1 Perhitungan Numerik

Dengan menggunakan *software* FLUENT, salah satu *software* *Computational Fluid Dynamic* (CFD), dapat diketahui besar dari tekanan dinamis pada sirip (Gambar 3.3). Tekanan dinamis pada sirip (*tail*) berkisar pada 387,947 Pa sampai 78262,18 Pa.



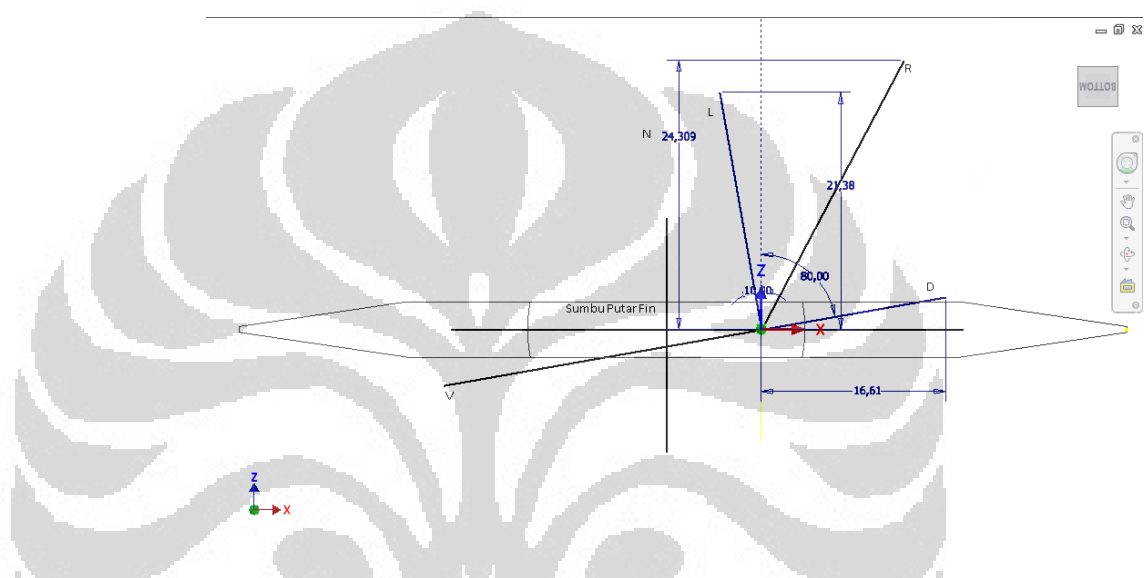
Gambar 3.3 Persebaran tekanan dinamis pada sirip (*tail*)

Dengan mengetahui persebaran tekanan pada sirip ini maka dengan menggunakan *software* Autodesk Inventor akan didapatkan kebutuhan torsi pada poros yang berdiameter 25 mm, yaitu sebesar 0,236 N m. Untuk melihat konversi kebutuhan torsi yang telah dilakukan dapat dilihat pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Konversi Satuan Torsi Hasil Perhitungan Numerik

Torsi	0,236	Nm
	0,0243	Kgfm
	33,76	oz in
	2,43	KgfcM

3.1.2.2 Perhitungan Empiris

**Gambar 3.4** Gaya yang Terjadi pada *Fin*

Langkah pertama untuk menentukan torsi yang dibutuhkan untuk menggerakkan sirip adalah dengan menentukan gaya apa saja yang terjadi pada sirip tersebut (Gambar 3.4).

Apabila menggunakan perhitungan empiris dengan menggunakan rumus (2.4), akan didapatkan besar $Drag = 16,87\text{ N}$

$$\rho = \text{Density of air} = 1,225\text{ kg/m}^3$$

$$V = \text{Speed} = 306,27\text{ m/s}$$

$$S = \text{Reference Area} = 0,00111\text{ m}^2$$

$$C_D = \text{Coefficient Drag} = 0,265$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 306,27^2 \cdot 0,00111 \cdot 0,265$$

$$D = 16,87 \text{ N}$$

Dengan *Coefficient Lift*, $C_L=0,341$, maka didapatkan gaya *lift* sebesar 21,71 N.

$$L = \frac{1}{2} \cdot 1,225 \cdot 306,27^2 \cdot 0,00111 \cdot 0,341$$

$$L = 21,71 \text{ N}$$

Sehingga R, resultan gaya antara D dan L, dapat ditentukan.

$$R = (D^2 + L^2)^{0,5} = 27,49 \text{ N}$$

Nilai R tersebut kemudian ditransformasikan terhadap sumbu N dari CoG (*center of gravity*) sehingga didapatkan nilai $N= 24,309 \text{ N}$.

Bila jarak CoG *fin* serta sumbu *axis* dari poros adalah 8,558 mm maka didapatkan nilai torsi sebesar 0,21 Nm dari persamaan 3.1.

$$T = F \times r \quad (3.1)$$

$$T = 24,309 \text{ N} \times 0,0086 \text{ m}$$

$$T = 0,21 \text{ Nm}$$

Tabel 3.3 Konversi Satuan Torsi Hasil Perhitungan Empiris

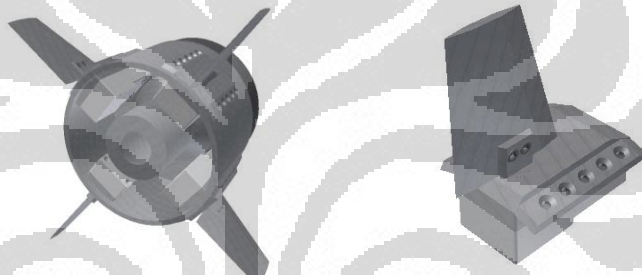
Torsi	0,21	Nm
	0,021	Kgfcm
	29,89	oz in
	2,1	kgfcm

Kebutuhan torsi perhitungan empiris ini dikonversikan seperti pada Tabel 3.3 agar kemudahan dalam menentukan jenis motor.

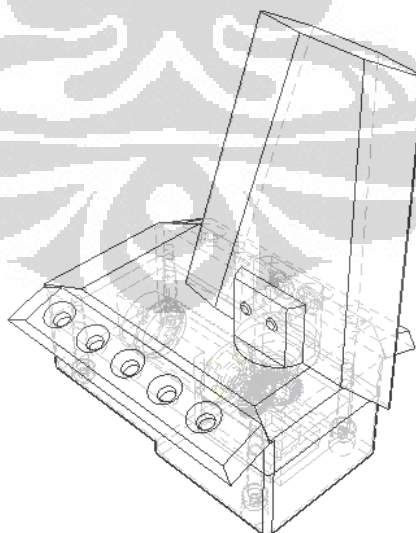
Menurut perhitungan numerik dan empiris torsi yang dibutuhkan sekitar 0,21-0,236 Nm. Maka yang akan dipakai untuk menjadi patokan perhitungan adalah hasil dari perhitungan numerik karena perhitungan hasil numerik lebih besar.

3.2 DESAIN PERTAMA

Dalam penelitian kali ini desain mekanik FCAS banyak sekali mengalami perkembangan dan banyak alternatifnya. Akan dijelaskan pada sub bab ini mengenai alternatif desain pertama (lihat Gambar 3.5 dan Gambar 3.6).

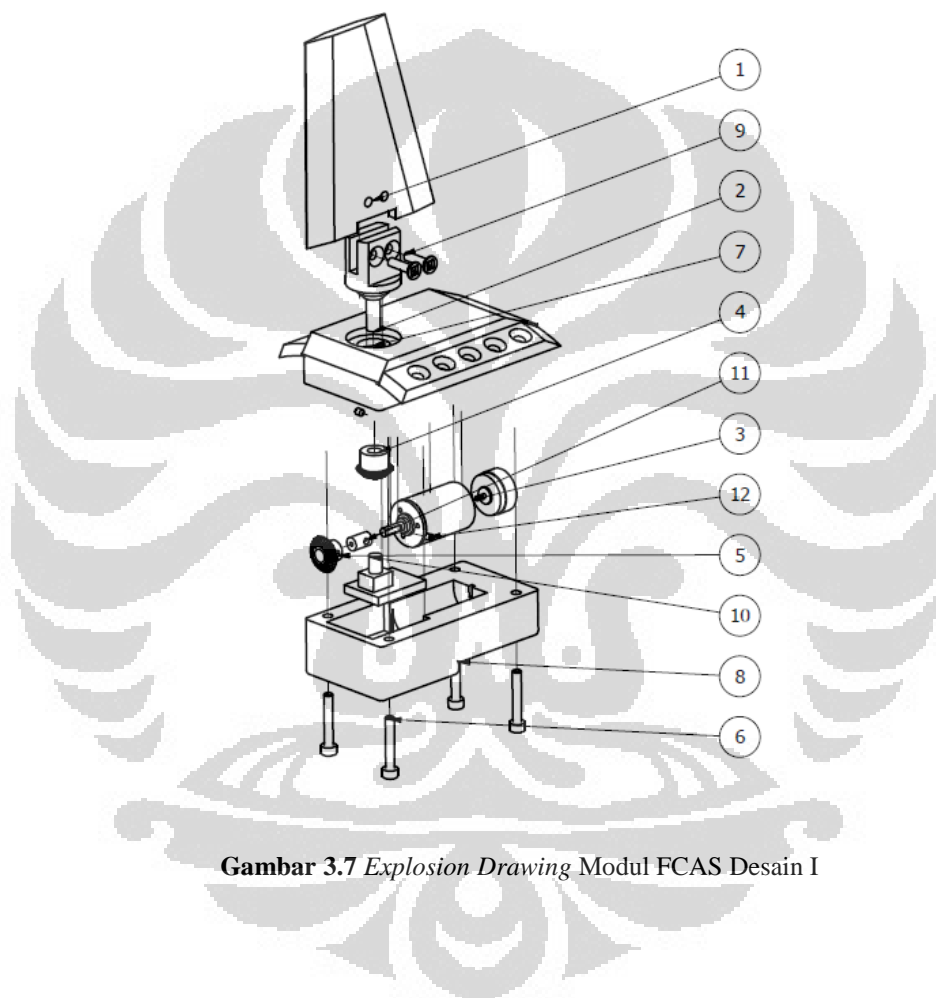


Gambar 3.5 Modul FCAS Desain I



Gambar 3.6 Wireframe Modul FCAS Desain I

Desain pertama memiliki beberapa komponen yang dijelaskan dalam Gambar 3.7 dan Tabel 3.4, sedangkan untuk gambar teknik komponen akan dijelaskan dalam Lampiran 1.



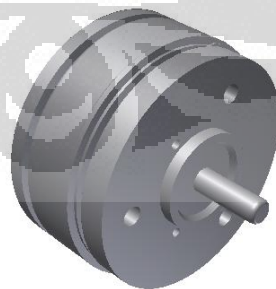
Gambar 3.7 *Explosion Drawing* Modul FCAS Desain I

Tabel 3.4 *Bill of Material* Modul FCAS Desain I

Item	Part Number	BOM Structure	Unit QTY	QTY	Description
1	finasli	Normal	1	1	
2	pegangan fin2	Normal	1	1	
3	designfin2	Normal	1	1	
4	Bevel Gear1	Normal	1	1	
5	Bevel Gear2	Normal	1	1	
6	IS 2269 - M4 x 25	Purchased	1	4	Hexagon Socket Head Cap Screws
7	design2finholder1	Normal	1	1	
8	bawahan1	Normal	1	1	
9	IFI 513 - M4x0,7 x 16	Purchased	1	2	Cross Recessed Flat Countersunk Head Machine Screw - Type III - Metric
10	encoder	Normal	1	1	
11	tambahandesain1	Normal	1	1	
12	AS 1421 - M3 x 4 Cup Point	Purchased	1	2	ISO metric hexagon socket set screws

3.2.1 Pemilihan Motor

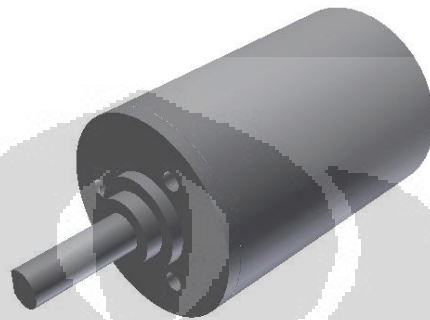
Motor yang digunakan harus memiliki torsi minimal 0,24 N m dan ukuran yang tidak besar. Motor yang dipilih pada desain pertama ini adalah Motor *type* EC 20 *flat motor*, 3w, bermerk Maxon (lihat Gambar 3.8).



Gambar 3.8 *Flat Motor* tipe EC 20 351099

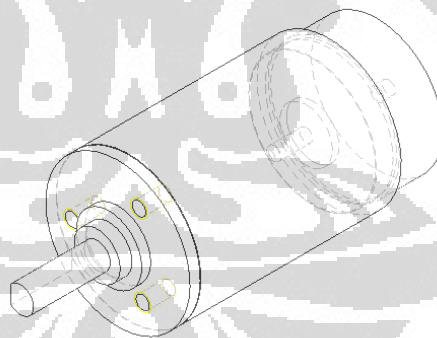
Sumber: (Maxon Motor, 2010/2011, hal. 183)

Motor yang digunakan tidak dapat mencukupi kebutuhan torsi. Oleh karena itu, untuk mendapatkan torsi yang dibutuhkan maka digunakan *Planetary gearhead* GP 22 C, bermerk Maxon (lihat Gambar 3.9).



Gambar 3.9 *Planetary Gearhead* GP 22 C 143977

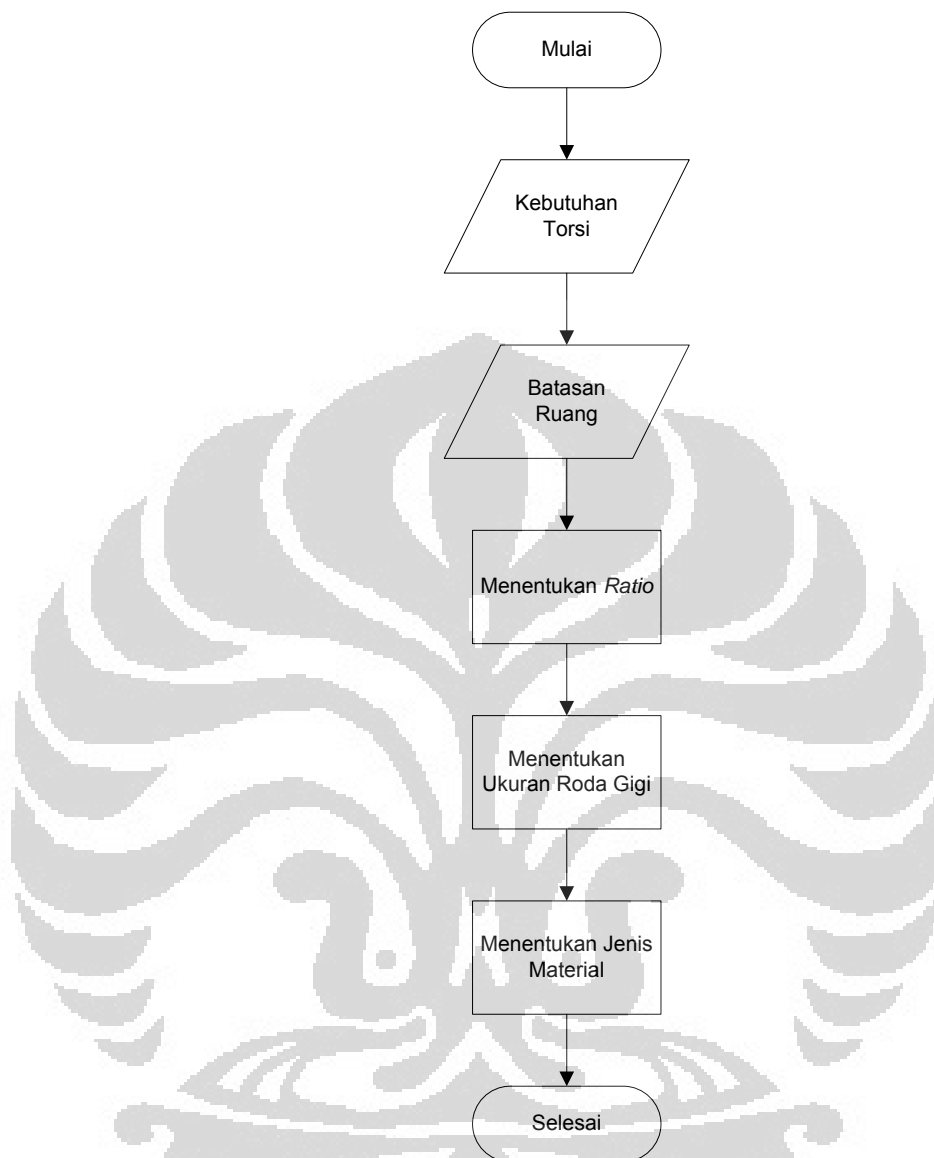
Sumber: (Maxon Motor, 2010/2011, hal. 224)



Gambar 3.10 *Wireframe* Rangkaian *Motor EC* serta *Planetary Gearhead*

Rangkaian motor serta *planetary gearhead* meningkatkan torsi motor yang awalnya 3,91 mNm menjadi 0,6Nm-0,9Nm karena ratio dari *planetary gearhead* yang dipilih adalah 20:1. Gambar 3.10 menggambarkan kedua komponen itu disatukan.

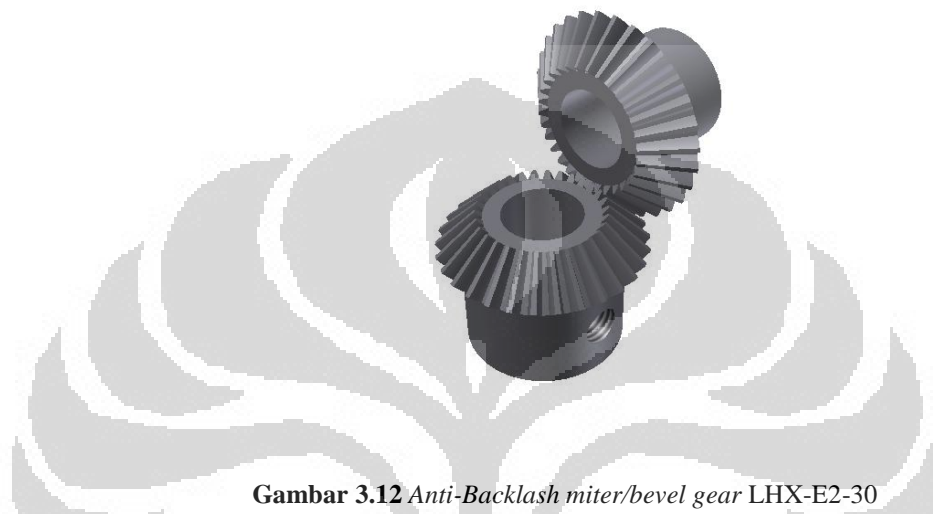
3.2.2 Perancangan Roda Gigi



Gambar 3.11 Flowchart Desain Roda Gigi

Dalam merancang sistem transmisi roda gigi untuk modul FCAS RKX 200 harus melewati beberapa tahap seperti yang dijelaskan pada Gambar 3.11. Kebutuhan torsi dan dimensi ruang menjadi batasan pemilihan sistem transmisi yang digunakan. Jenis motor pun akan menjadi pertimbangan dalam pemilihan roda gigi ini. Setelah itu menentukan rasio roda gigi agar kebutuhan torsi terpenuhi dari torsi motor. Ukuran serta jenis material ditentukan setelah itu semua dilakukan.

Pemilihan sistem transmisi untuk desain pertama adalah *Anti-Backlash miter/bevel gear* LHX-E2-30 dengan ratio 1:1 (Gambar 3.12). Dipilih yang *anti-backlash* adalah untuk meningkatkan akurasi kontrol dan menghindari adanya pergeseran derajat yang terjadi pada *fin*. Dipilih yang jenis *bevel* dikarenakan untuk mengoptimalkan ruangan yang tersedia.



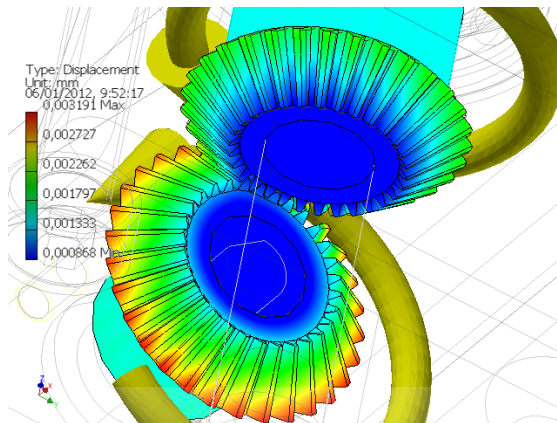
Gambar 3.12 *Anti-Backlash miter/bevel gear* LHX-E2-30

Sumber: (Nordex)

Bila roda gigi ini disimulasikan untuk didapatkan *stress analysis* dalam *software* Autodesk Inventor maka akan didapatkan hasil dari simulasi tersebut sesuai dengan Tabel 3.5. *Yield strength* pada material yang dipilih harus melebihi nilai *von mises stress* agar rancangan ini tidak mengalami kerusakan. Gambar 3.13 adalah contoh dari persebaran perubahan material yang terjadi pada roda gigi ini. Untuk hasil yang lebih lengkap dapat dilihat pada bagian Lampiran 2.

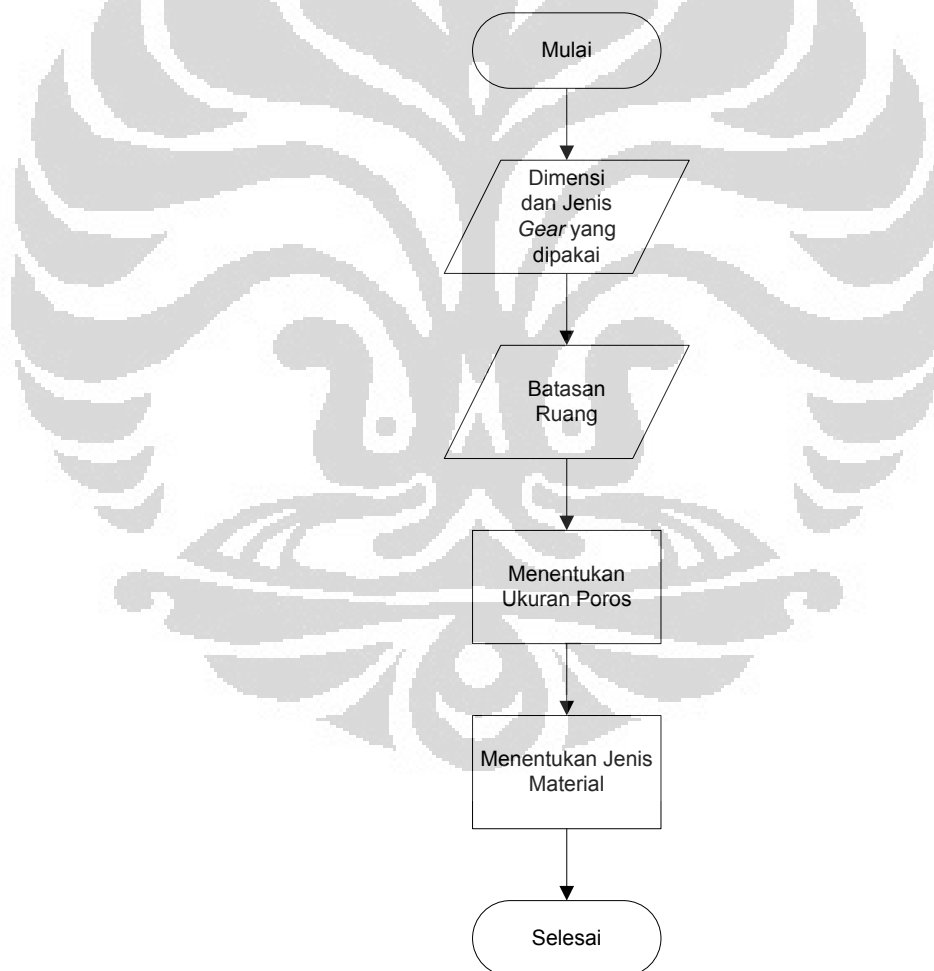
Tabel 3.5 Hasil Ringkasan *Stress Analysis Bevel Gear* Pada Modul FCAS Desain I

Name	Minimum	Maximum
Volume	223555 mm ³	
Mass	0,0139251 kg	
Von Mises Stress	0,00296552 MPa	94,9548 MPa
1st Principal Stress	-22,6311 MPa	113,297 MPa
3rd Principal Stress	-102,707 MPa	27,7554 MPa
Displacement	0,000868301 mm	0,00319126 mm
Safety Factor	2,40114 ul	15 ul



Gambar 3.13 *Stress Analysis Type Displacement Bevel Gear Modul FCAS Desain I*

3.2.3 Perancangan Poros



Gambar 3.14 *Flowchart Desain Poros*

Poros pada modul FCAS RXX 200 harus mengalami beberapa tahapan rancangan sesuai diagram alir seperti pada Gambar 3.14. Dimensi dan jenis roda gigi menjadi acuan dalam rancangan poros, sedangkan untuk batasan rancangan adalah dimensi ruang yang tersedia. Bentuk, ukuran, dan jenis material poros akan dirancang sesuai acuan dan batasan tersebut.

Poros pada desain pertama berbentuk seperti Gambar 3.15. Untuk kepala poros berbentuk sama seperti desain yang dibuat oleh LAPAN, sedangkan untuk bagian lainnya dilakukan perancangan ulang. Panjang serta diameter poros tersebut disesuaikan oleh ketersediaan ruang serta diameter roda gigi yang telah dipilih sebelumnya.

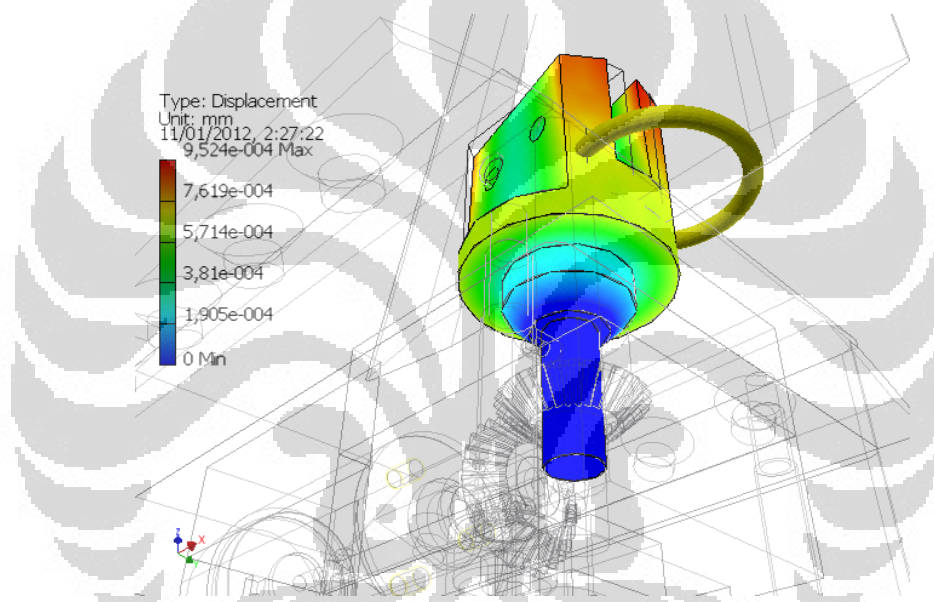
Simulasi *analysis stress* pada poros tersebut dilakukan untuk melihat apakah desain poros ini *compliance* atau tidak. Simulasi tersebut menggunakan *software* Autodesk Inventor. Hasil simulasi tersebut secara ringkas dapat dilihat dalam Tabel 3.6. Gambar 3.16 adalah contoh dari persebaran perubahan material yang terjadi pada poros ini dan untuk lebih lengkapnya dapat dilihat pada bagian Lampiran 3.



Gambar 3.15 Poros Modul FCAS Desain I

Tabel 3.6 Hasil Ringkasan *Stress Analysis* Poros pada Modul FCAS Desain I

Name	Minimum	Maximum
Volume	237906 mm ³	
Mass	0,0222729 kg	
Von Mises Stress	0,000000000245864 MPa	5,80287 MPa
1st Principal Stress	-0,0427631 MPa	3,81541 MPa
3rd Principal Stress	-3,5743 MPa	0,0355324 MPa
Displacement	0 mm	0,000952385 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul

Gambar 3.16 *Analysis Type Displacement* Poros Modul FCAS Desain I

Yield strength pada material yang dipilih harus melebihi nilai *von mises stress* agar rancangan ini tidak mengalami kerusakan. Pemilihan material pada poros ini, menggunakan Aluminium biasa karena bentuknya ringan dan kekuatannya cukup untuk menerima beban yang terjadi. Aluminium memiliki nilai *yield strength* sebesar 275 MPa.

3.2.4 Pemilihan Encoder

Pada desain pertama ini encoder yang dipilih adalah jenis *Rotary Sensor*. Encoder yang dipilih memiliki prinsip kerja yang memanfaatkan perubahan

hambatan dari potensiometer jika posisinya diubah. Pada desain yang pertama ini *rotary sensor* yang digunakan adalah *rotation sensor* buatan DF Robot (lihat Gambar 3.17). Bentuknya yang kecil mampu untuk mengoptimalkan ketersediaan ruang dan diameter poros yang sesuai dengan diameter poros *fin* yang telah dirancang sebelumnya.



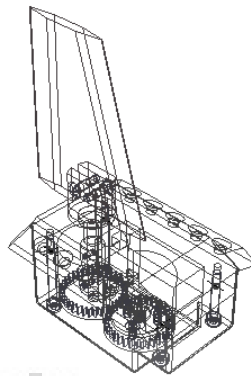
Gambar 3.17 *Rotary Sensor*

3.3 DESAIN KEDUA

Desain kedua ini dibuat untuk memberikan alternatif desain. Melihat desain yang pertama membutuhkan waktu pemesanan motor yang cukup lama. Maka desain kedua ini dirancang dengan menggunakan motor *servo* yang sudah ada dan mudah untuk didapatkan. Akan dijelaskan pada sub bab ini mengenai alternatif desain kedua (lihat Gambar 3.18 dan Gambar 3.19).

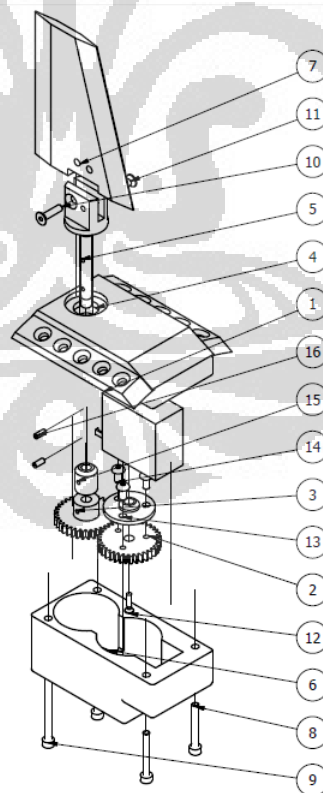


Gambar 3.18 Modul FCAS Desain II



Gambar 3.19 *Wireframe* Modul FCAS Desain II

Desain kedua memiliki beberapa komponen yang dijelaskan seperti pada Gambar 3.20 dan Tabel 3.7, sedangkan untuk gambar teknik komponen akan dijelaskan lebih lengkap pada Lampiran 5.



Gambar 3.20 *Explosion Drawing* Modul FCAS Desain II

Universitas Indonesia

Tabel 3.7 *Bill of Material* Modul FCAS Desain II

<i>Item</i>	<i>Part Number</i>	<i>Unit</i> <i>QTY</i>	<i>QTY</i>	<i>Description</i>
1	Motor	1	1	
2	Spur Gear1	1	1	
3	Spur Gear2	1	1	
4	Design3finholder	1	1	
5	Design3pegangan fin2	1	1	
6	Tutupdesign3	1	1	
7	Finasli	1	1	
8	ISO 4762 - M4 x 30	1	2	Hexagon Socket Head Cap Screw
9	CNS 3932 - M 4 x 45	1	2	Hexagon Socket Head Cap Screw
10	IS 6761 - M4 x 16	1	1	Fasteners - Countersunk Head Screws with Hexagon Socket - Specification
11	ISO 10642 - M4 x 16	1	1	Hexagon Socket Countersunk Head Screw-1 - Product grade A
12	NF E 25-107 - M3 x 12	1	1	Screws. Six lobes recessed countersunk head. Product grade A. Symbol FX.
13	Tambahan	1	1	
14	ISO 7380 - M4 x 8	1	3	Hexagon Socket Button Head Screw - Product grade A
15	Tambahan1	1	1	
16	DIN 916 - M3 x 8	1	2	Hexagon Socket Set Screw

3.3.1 Pemilihan Motor

Motor *Servo* yang dipakai adalah motor *servo* digital dengan torsi yang dihasilkan adalah 3,495 Nm (lihat Gambar 3.21). Motor jenis ini dipilih karena memiliki keistimewaan. Keistimewaan motor ini adalah mampu dikontrol dan memiliki ketepatan derajat yang baik. Spesifikasi motor ini dapat dilihat pada Tabel 3.8. Kemudahan dalam mendapatkan motor ini menjadikan alasan dalam pememilihan desain kedua ini yang dibuatkan *prototype* untuk dilakukan pengujian pergerakan sirip.



Gambar 3.21 Motor *Servo* HS-798OTH

Sumber: (Hitec, 2007)

Tabel 3.8 Spesifikasi Motor *Servo* HS-798OTH

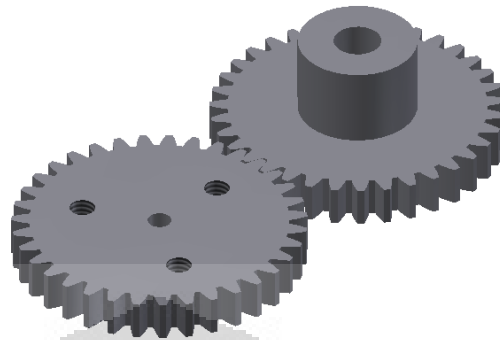
	AT 6,0 Volt	AT 7,4 Volt
Operating Speed	0,21 sec/ 60°	0,17 sec/ 60°
Output Torque	36,0 kg-cm (500 oz-in)	44,0 kg-cm (611 Oz-in)
Weight	78,2 g (2,76oz)	
Size	43,8 x 22,4 x 40,0mm (1,72x0,88x1,57in)	

Sumber: (Hitec, 2007)

3.3.2 Perancangan Roda gigi

Pada desain kedua ini sistem transmisi yang dipakai adalah *spur gear*. *Spur gear* memiliki keistimewaan dapat mentransmisikan daya tanpa adanya slip. Dirancang dengan ratio 1:1 dan memiliki jenis material A322-4340 dengan proses *heat treatment* berupa *nitrited* (lihat Gambar 3.22).

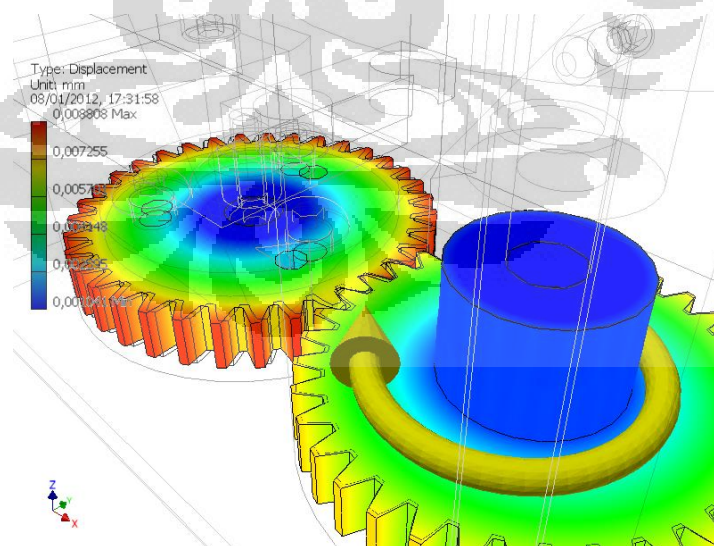
Simulasi *analysis stress* pada roda gigi tersebut dilakukan untuk melihat apakah desain ini *compliance* atau tidak. Simulasi tersebut menggunakan *software* Autodesk Inventor. Hasil simulasi tersebut secara ringkas dapat dilihat dalam Tabel 3.9. Gambar 3.23 adalah contoh dari persebaran perubahan material yang terjadi pada roda gigi ini dan untuk lebih lengkapnya dapat dilihat pada bagian Lampiran 6 dan 7.



Gambar 3.22 *Spur Gear* Pada Modul FCAS Desain II

Tabel 3.9 Hasil Ringkasan *Stress Analysis Spur Gear* Pada Modul FCAS Desain II

Name	Minimum	Maximum
Volume		277243 mm ³
Mass		0,0833134 kg
Von Mises Stress	0,00148643 MPa	128,945 MPa
1st Principal Stress	-30,066 MPa	136,806 MPa
3rd Principal Stress	-141,034 MPa	30,6126 MPa
Displacement	0,00104134 mm	0,00880813 mm
Safety Factor	1,60533 ul	15 ul



Gambar 3.23 *Stress Analysis Type Displacement Spur Gear* Modul FCAS Desain II

Yield strength pada material yang dipilih harus melebihi nilai *von mises stress* agar rancangan ini tidak mengalami kerusakan. Material yang dipilih memiliki *yield strength* sebesar 750 MPa.

3.3.3 Perancangan Poros

Poros pada desain kedua ini berbentuk hampir sama seperti Gambar 3.15. Akan tetapi, panjang serta diameter poros tersebut disesuaikan kembali oleh ketersediaan ruang serta diameter roda gigi yang telah dirancang sebelumnya. Poros desain kedua ini diilustrasikan seperti pada Gambar 3.24.

Simulasi *analysis stress* pada poros tersebut dilakukan untuk melihat apakah desain poros ini *compliance* atau tidak. Simulasi tersebut menggunakan *software* Autodesk Inventor. Hasil simulasi tersebut secara ringkas dapat dilihat dalam Tabel 3.10. Gambar 3.25 adalah contoh dari persebaran perubahan material yang terjadi pada poros ini dan untuk lebih lengkapnya dapat dilihat pada bagian Lampiran 8.

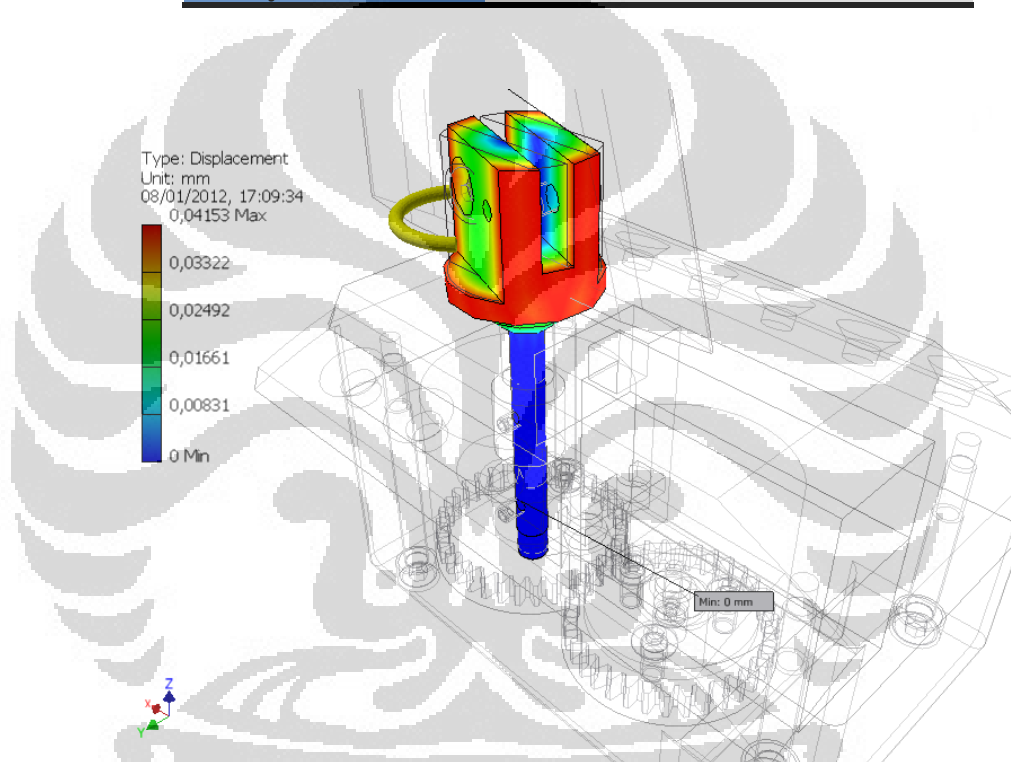


Gambar 3.24 Poros Desain II FCAS

Universitas Indonesia

Tabel 3.10 Hasil Ringkasan *Stress Analysis* Poros pada Modul FCAS Desain II

Name	Minimum	Maximum
Volume	277243 mm ³	
Mass	0,024755 kg	
Von Mises Stress	0,000027069 MPa	19,6332 MPa
1st Principal Stress	-3,07913 MPa	22,0024 MPa
3rd Principal Stress	-19,1213 MPa	4,26805 MPa
Displacement	0 mm	0,0415277 mm
Safety Factor	14,0069 ul	15 ul



Gambar 3.25 *Stress Analysis Type Displacement* Poros Modul FCAS Desain II

Yield strength pada material yang dipilih harus melebihi nilai *von mises stress* agar rancangan ini tidak mengalami kerusakan. Pemilihan material pada poros ini, menggunakan Aluminium biasa karena bentuknya ringan dan kekuatannya cukup untuk menerima beban yang terjadi. Aluminium memiliki nilai *yield strength* sebesar 275 MPa.

3.4 *PROTOTYPE*

Dalam penelitian ini dipilih desain yang kedua untuk dibuatkan *prototype* karena faktor kemudahan dalam mendapatkan motor dan kemudahan dalam pembuatan roda gigi. Pembuatan *prototype* dilakukan dalam tempo yang cukup lama, yaitu sekitar satu bulan. Pembuatan ini dilakukan disebuah workshop di daerah Tangerang.



Gambar 3.26 Modul FCAS Desain II Saat Pengujian Berlangsung

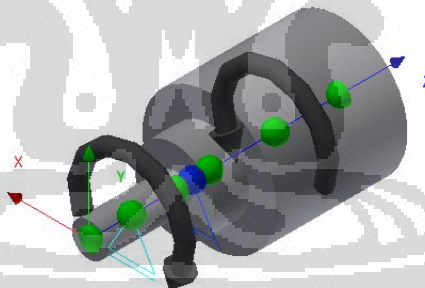
Prototype ini kemudian akan digunakan dalam pengujian pergerakan fin (lihat Gambar 3.26). Dikarenakan dalam desain ini tidak menggunakan *enkoder* maka modul ini di modifikasi agar dapat menggunakan enkoder. Enkoder berupa *rotary sensor* berguna untuk melihat kondisi *real* posisi *fin*. Posisi yang dilihat adalah derajat arah *radial*. Enkoder tersebut dipasang satu sumbu bersama poros.

BAB 4 PENGUJIAN FCAS

4.1 PENGUJIAN POROS DESAIN PERTAMA

Poros desain pertama akan dilakukan pengujian secara empiris. Hal yang pertama dilakukan adalah membuat *free body diagram* (lihat Gambar 4.1), peletakan posisi pembebanan (lihat Tabel 4.1) dan posisi tumpuan (lihat Tabel 4.2) harus tepat. Pembebanan yang terjadi pada poros ini adalah torsi sebesar 0,25 Nm.

Sepanjang poros ini akan dicari *shear force* (lihat Gambar 4.2) serta *bending moment* (lihat Gambar 4.3) untuk melihat letak pembebanan tertinggi. Gaya momen paling tinggi terletak pada posisi 19,25 mm dengan besar 0,005 Nm.



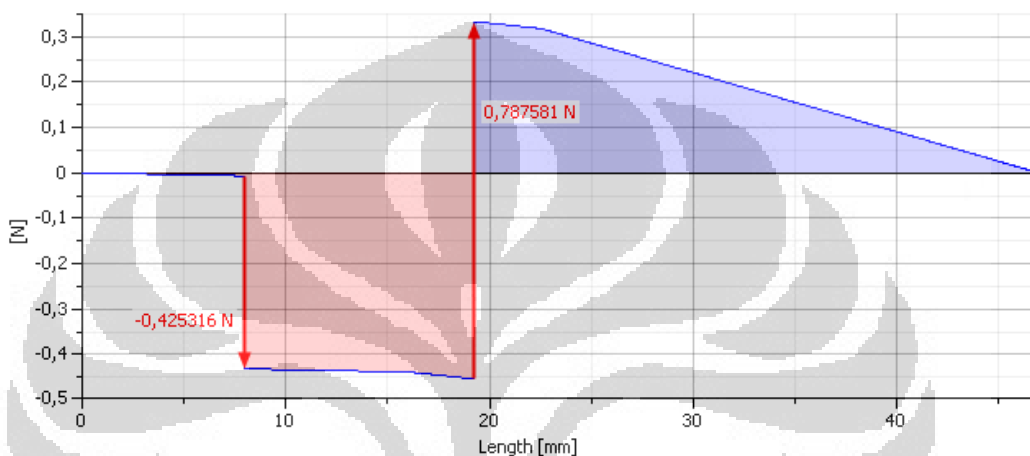
Gambar 4.1 FBD Poros Desain I

Tabel 4.1 Lokasi Pembebanan pada Poros I

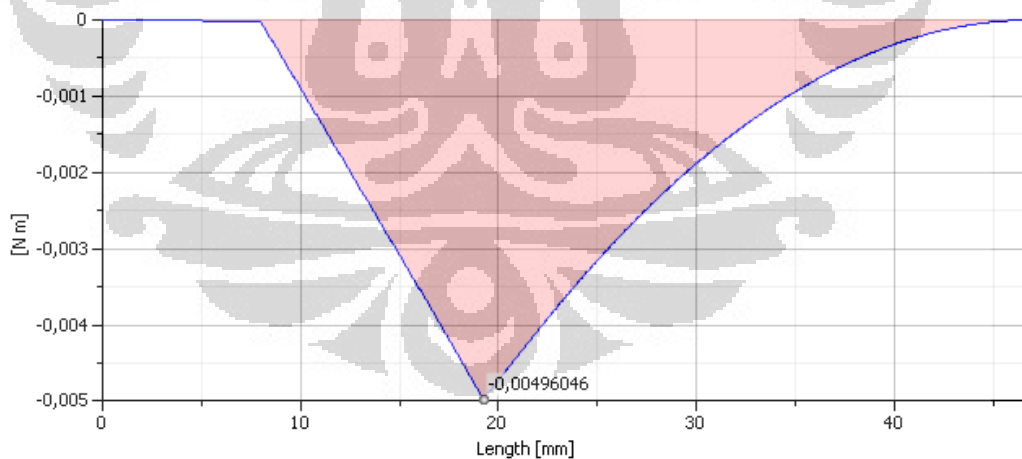
Indeks	Lokasi	Torsi
1	8 mm	-0,250 N m
2	34,75 mm	0,250 N m

Tabel 4.2 Lokasi Tumpuan pada Poros I

Indeks	Tipe	Lokasi	Gaya				
			Y	X	Besar	Arah	Gaya Aksial
1	Bebas	8 mm	-0,425 N		0,425 N	180,00 deg	
2	Fixed	19,25 mm	0,788 N		0,788 N		



Gambar 4.2 Shear Force pada Poros I



Gambar 4.3 Bending Moment pada Poros I

Dengan pendekatan Von Mises dapat diperoleh diameter minimal yang dibutuhkan poros tersebut untuk menerima pembebanan seperti yang telah dijelaskan. Perhitungan ini diperlukan agar mengetahui apakah rancangan tersebut

baik atau tidak. Persamaan 4.1 merepresentasikan pendekatan Von Mises (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 1999). Dengan menggunakan persamaan 4.1 maka akan didapatkan minimal diameter seperti pada Gambar 4.4.

$$d = \left(\frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3T^2}{4}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.1)$$

Dengan:

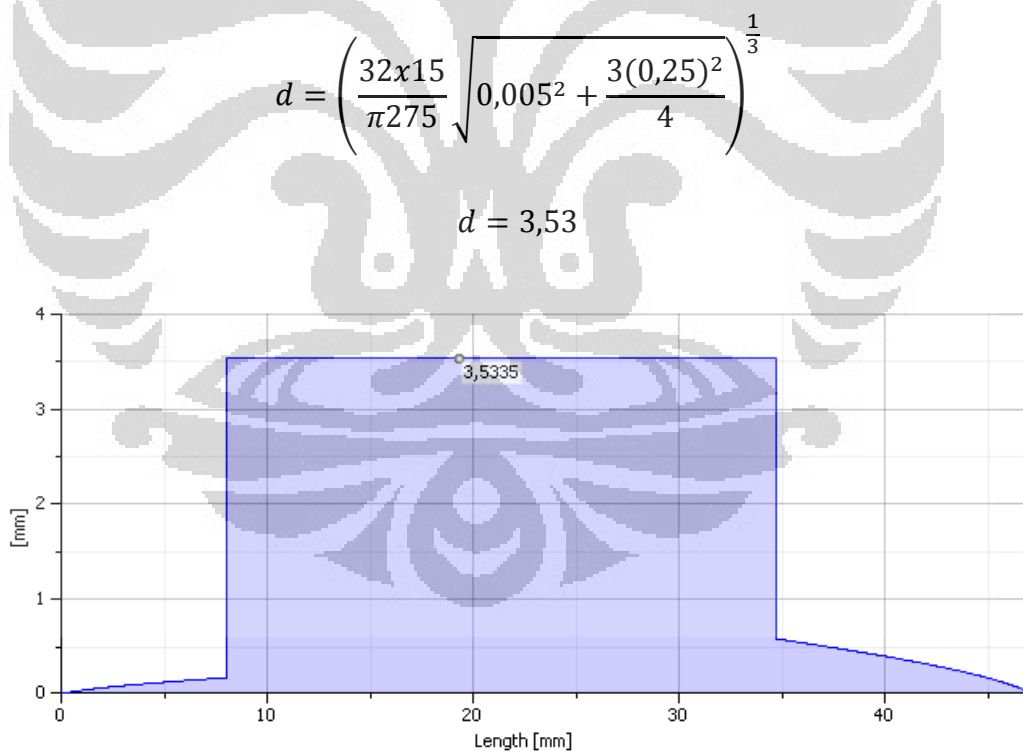
n_s = safety factor

S_y = Yield Strength

M= Momen

T= Torsi

d= diameter poros



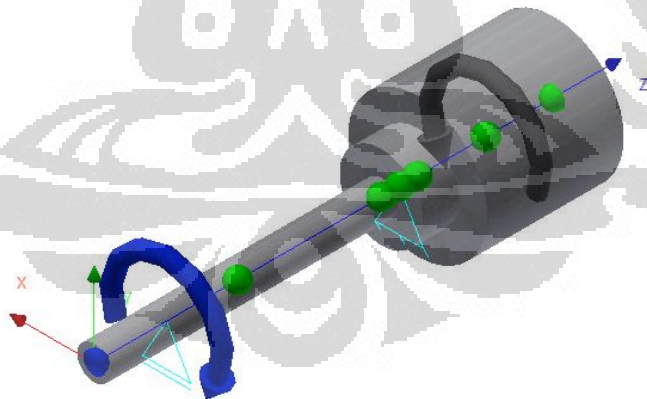
Gambar 4.4 Diameter Poros Minimal pada Desain I

Dari hasil perhitungan tersebut dapat disimpulkan bahwa ukuran poros rancangan pertama ini mampu untuk menerima beban yang terjadi. Ini didukung dengan simulasi yang telah dilakukan dalam Bab 3. Untuk hasil perhitungan lebih lengkap dapat dilihat dalam Lampiran 4.

4.2 PENGUJIAN POROS DESAIN KEDUA

Poros desain kedua akan dilakukan pengujian secara empiris. Hal yang pertama dilakukan adalah membuat *free body diagram* (lihat Gambar 4.5), peletakan posisi pembebanan (lihat Tabel 4.3) dan posisi tumpuan (lihat Tabel 4.4) harus tepat. Pembebanan yang terjadi pada poros ini adalah torsi sebesar 0,25 Nm.

Sepanjang poros ini akan dicari *shear force* (lihat Gambar 4.6) serta *bending moment* (lihat Gambar 4.7) untuk melihat letak pembebanan tertinggi. Gaya momen paling tinggi terletak pada posisi 54,75 mm dengan besar 0,005 Nm.



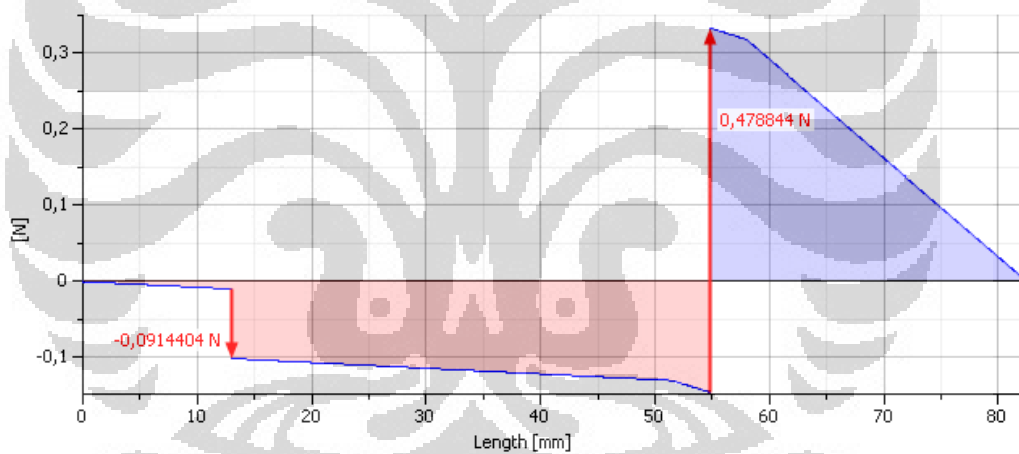
Gambar 4.5 FBD Poros Desain II

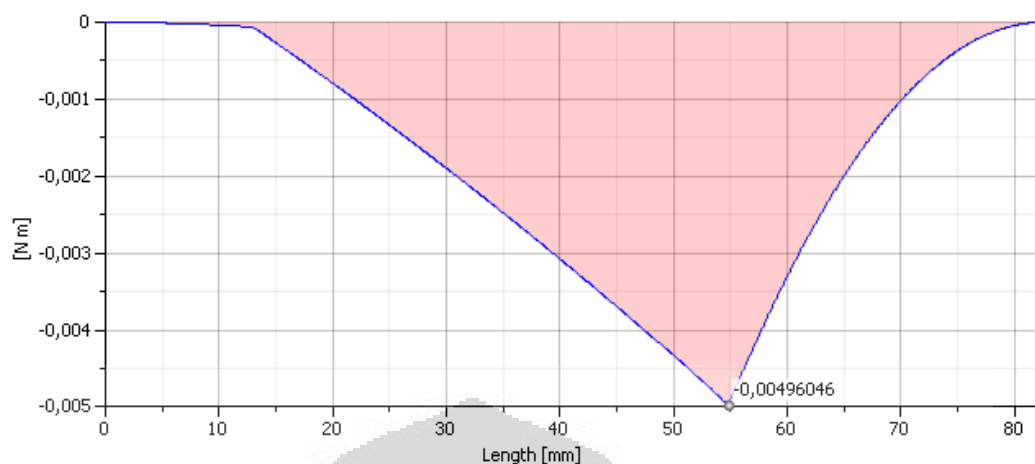
Tabel 4.3 Lokasi Pembebanan pada Poros II

Indeks	Lokasi	Torsi
1	13 mm	-0,250 N m
2	70,25 mm	0,250 N m

Tabel 4.4 Lokasi Tumpuan pada Poros II

Indeks	Tipe	Lokasi	Gaya				Gaya Aksial
			Y	X	Besar	Arah	
1	Free	13 mm	-0,091 N	0,091 N	180,00 deg		
2	Fixed	54,75 mm	0,479 N	0,479 N			

**Gambar 4.6** *Shear Force* pada Poros II

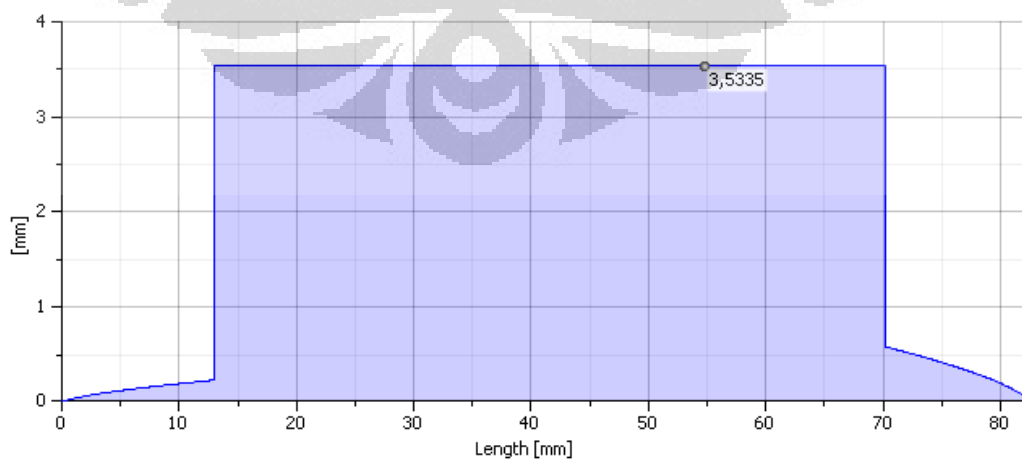


Gambar 4.7 Bending Moment pada Poros II

Seperti yang telah dilakukan pada rancangan pertama, rancangan kedua dilakukan pendekatan Von Mises pula, yaitu dengan mencari diameter minimal yang diperlukan. Dengan menggunakan persamaan 4.1 maka akan didapatkan minimal diameter seperti pada Gambar 4.8.

$$d = \left(\frac{32 \times 15}{\pi \times 275} \sqrt{0,005^2 + \frac{3(0,25)^2}{4}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 3,53$$



Gambar 4.8 Diameter Poros Minimal pada Desain II

Universitas Indonesia

Dari hasil perhitungan tersebut dapat disimpulkan bahwa ukuran poros rancangan kedua ini mampu untuk menerima beban yang terjadi. Ini didukung dengan simulasi yang telah dilakukan dalam Bab 3. Untuk hasil perhitungan lebih lengkap dapat dilihat dalam Lampiran 9.

4.3 PENGUJIAN PERGERAKKAN SIRIP

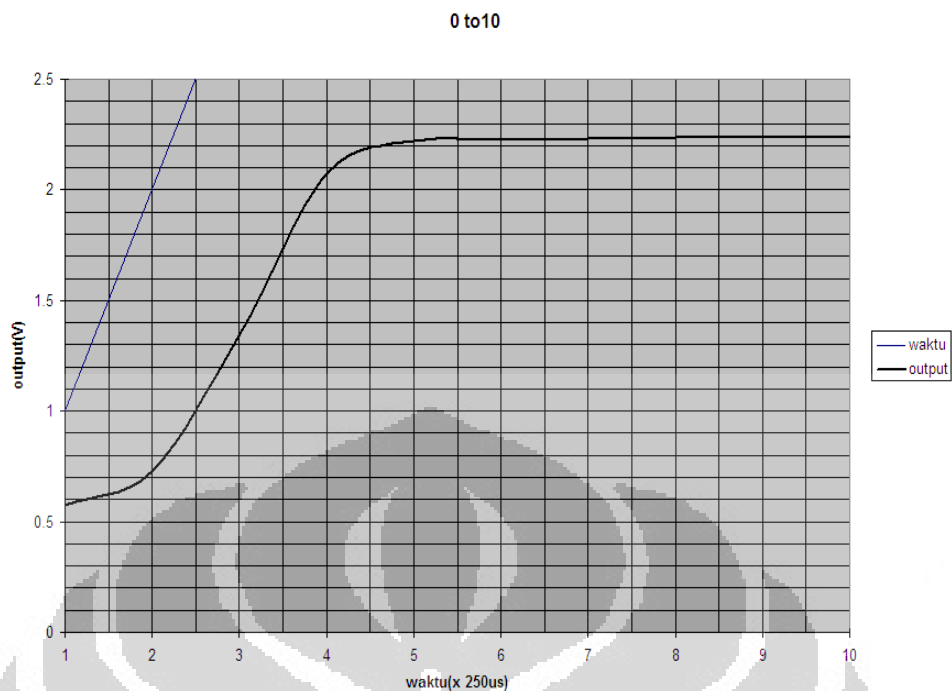
Pengujian ini dilakukan pada motor *servo* dengan menggunakan sistem *open loop* yang berarti percobaan dilakukan tanpa menggunakan kontrol. Pada sistem *open loop* ini akan dilakukan percobaan dengan beberapa kondisi, diantaranya:

1. Pergerakan motor *servo* dengan pergerakan sudut dari -10° menuju ke 10° tanpa menggunakan beban.
2. Pergerakan motor *servo* dengan pergerakan sudut dari 0° menuju ke 2° .

Percobaan dilakukan pada dua kondisi pergerakan sudut berbeda, yaitu: pada pergerakan sudut maksimal (-10° menuju ke 10°) dan pergerakan sudut minimal (0° menuju ke 2°). Hal ini dilakukan untuk mengetahui perbandingan tingkat kesalahan (*error*) pada kedua kondisi sudut yang berbeda tersebut.

4.3.1 Pergerakan -10° ke 10° Tidak Berbeban

Respon sistem pergerakan motor *servo* tanpa menggunakan kontrol sangat tergantung dengan sumber tegangan yang digunakan pada sistem minimum kontroler. Suatu sistem akan sangat sulit untuk dikendalikan apabila sumber tegangan untuk sistem itu kurang stabil atau banyak terdapat *ripple*. Untuk itu diperlukan sumber tegangan atau baterai yang benar-benar stabil dan sedikit mengandung *ripple*.

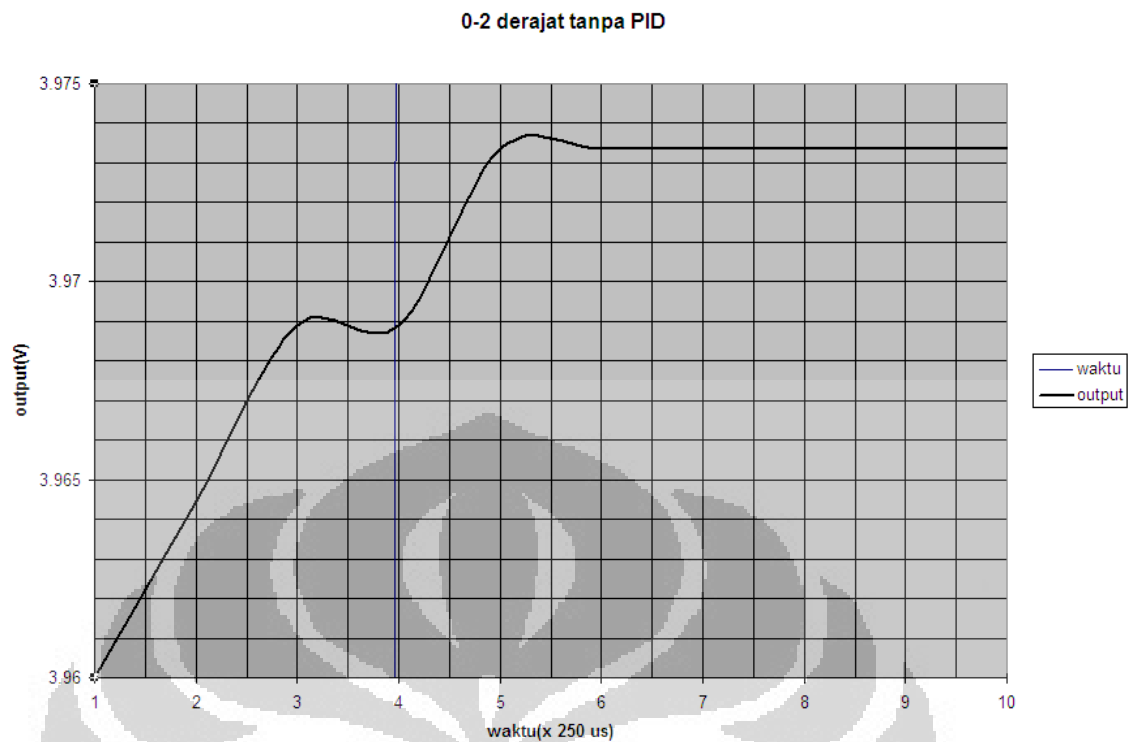


Gambar 4.9 Respon Sistem *Servo* dengan Sudut Pergerakan -10° Menuju ke 10°

Waktu respon dapat digambarkan grafik dari respon sistem motor *servo* seperti yang diperlihatkan pada Gambar 4.9.

4.3.2 Pergerakan 0° ke 2°

Tingkat error respon motor *servo* pada saat motor *servo* bergerak dengan sudut pergerakan yang besar akan berbeda dengan pada saat motor *servo* bergerak dengan sudut pergerakan yang kecil. Semakin besar sudut pergerakan motor *servo*, maka respon sistem motor *servo* tersebut akan semakin lambat respon sistemnya. Sebaliknya, semakin kecil sudut pergerakan motor *servo* maka respon sistem motor *servo* akan semakin cepat.

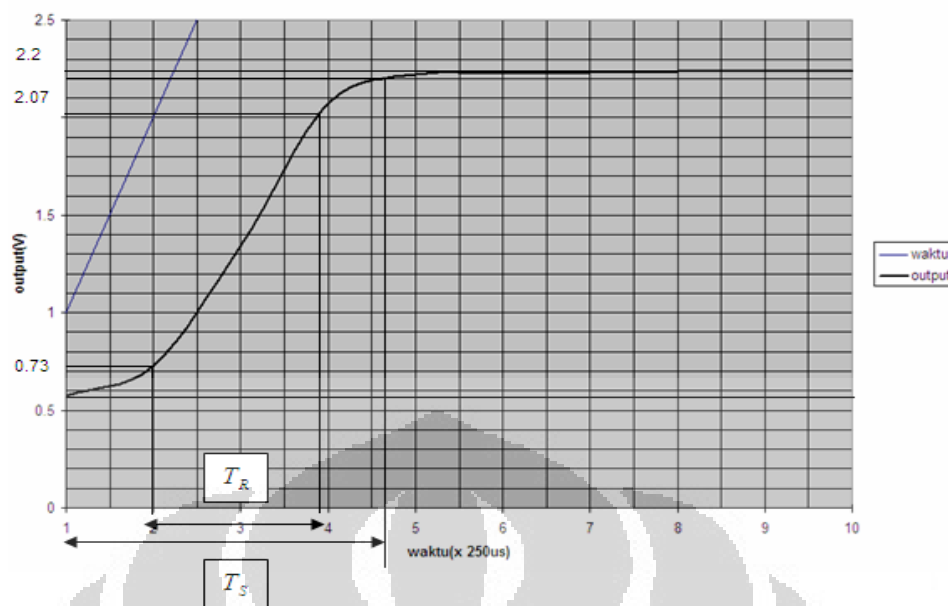


Gambar 4.10 Respon Sistem *Servo* dengan Sudut Pergerakan 0° Menuju ke 2°

Dari Gambar 4.10 respon sistem dari pergerakan motor *servo* dengan sudut pergerakan 0° menuju ke 2° dapat dilihat bahwa *error* perubahan tegangan yang terjadi sangat kecil, hal ini dikarenakan perubahan sudut yang terjadi juga sangat kecil yaitu dari 0° menuju ke 2° .

4.3.3 Analisis Respon Sistem Terbuka (*Open Loop*)

Dari grafik respon sistem pada Gambar 4.9 dapat dilihat waktu respon yang terjadi pada pergerakan motor *servo* seperti pada Gambar 4.11.



Gambar 4.11 Time Response Sistem Motor Servo

Dari Gambar 4.11 dapat dilihat nilai dari waktu naik (T_R) dan waktu perubahan (T_S) dari respon sistem motor *servo*. Waktu naik (T_R) adalah waktu yang diperlukan untuk bergerak dari 0,1 sampai 0,9 dari nilai akhir, sedangkan waktu perubahan (T_S) adalah waktu yang diperlukan untuk bergerak dari *set point* awal sampai 0,98 dari nilai akhirnya. Selain waktu naik (T_S) dan waktu perubahan (T_S).

Tabel 4.5 Karakteristik Respon Sistem *Open Loop*

Gerak Servo	T_R (μs)	T_S (μs)
-10° ke 10°	483,87	911,29
0° ke 2°	870,03	911,29

Dari percobaan respon sistem terbuka (*open loop*) dan dianalisis beberapa hal dari respon sistem yang dihasilkan, dapat diketahui bahwa semakin kecil pergerakan sudut motor *servo* (0° ke 2°) akan menghasilkan kemungkinan *error* yang lebih kecil dibandingkan dengan pergerakan sudut yang lebih besar (-10° ke 10°). Secara ringkas dapat dilihat pada Tabel 4.5.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Dua buah alternatif desain modul FCAS untuk roket kendali RKX 200 telah dibuat seperti yang telah dipaparkan dalam Bab 3 dan Bab 4. Kedua alternatif desain tersebut *compliance* bila disimulasikan dalam *software* Autodesk Inventor. Dari kedua alternatif tersebut yang menjadi perbedaan adalah pemilihan motor yang mengakibatkan perbedaan sistem transmisi yang digunakan, serta enkodernya. Secara ringkas ditunjukkan seperti pada Tabel 5.1.

Tabel 5.1 Perbedaan Dua Alternatif Desain Modul FCAS

	Desain Pertama	Desain Kedua
Motor	Motor EC Flat	Motor <i>Servo</i>
Sistem Transmisi	<i>Anti-Backlash Bevel Gear</i>	<i>Spur Gear</i>
Enkoder	<i>Rotary Sensor</i>	-

Desain yang dipilih untuk dibuat *prototype* adalah desain alternatif yang kedua karena motor *servo* lebih cepat datangnya dari pada motor EC pada alternatif desain yang pertama. Dengan demikian *prototype* ini diuji dengan sistem kendalnya dengan sedikit modifikasi pada desain ini.

Dalam pengujian *prototype* desain kedua disimpulkan bahwa desain kedua sudah baik dalam hal pengujian gerakan. Kondisi pengujian kendali adalah tanpa adanya gangguan dan tanpa beban. Waktu tercepat yang dicapai untuk stabil mencapai 911 μ s.

5.2 SARAN

Hasil pengujian pergerakan sirip dari sistem tersebut sudah tergolong cepat. Namun dikarenakan pengujian ini belum menggunakan beban dan gangguan, disarankan agar pengujian ini menggunakan sistem kendali PID serta diberikan beban dan gangguan. Pada rancangan kedua lebih baik dimodifikasi ulang karena peletakkan enkoder masih kurang baik.

Penelitian yang akan datang disarankan untuk membuat *prototype* dari desain pertama untuk dilakukan pengujian sistem kendali. Serta dilakukan pengujian sistem kendali untuk gerakan roket *pitch*, *yaw*, and *roll* dari kedua desain tersebut.



DAFTAR PUSTAKA

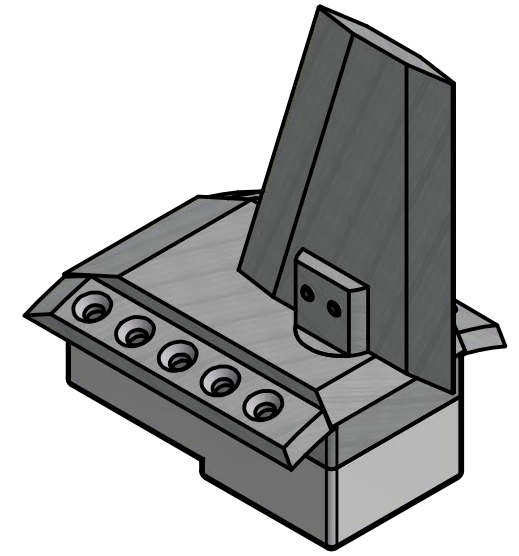
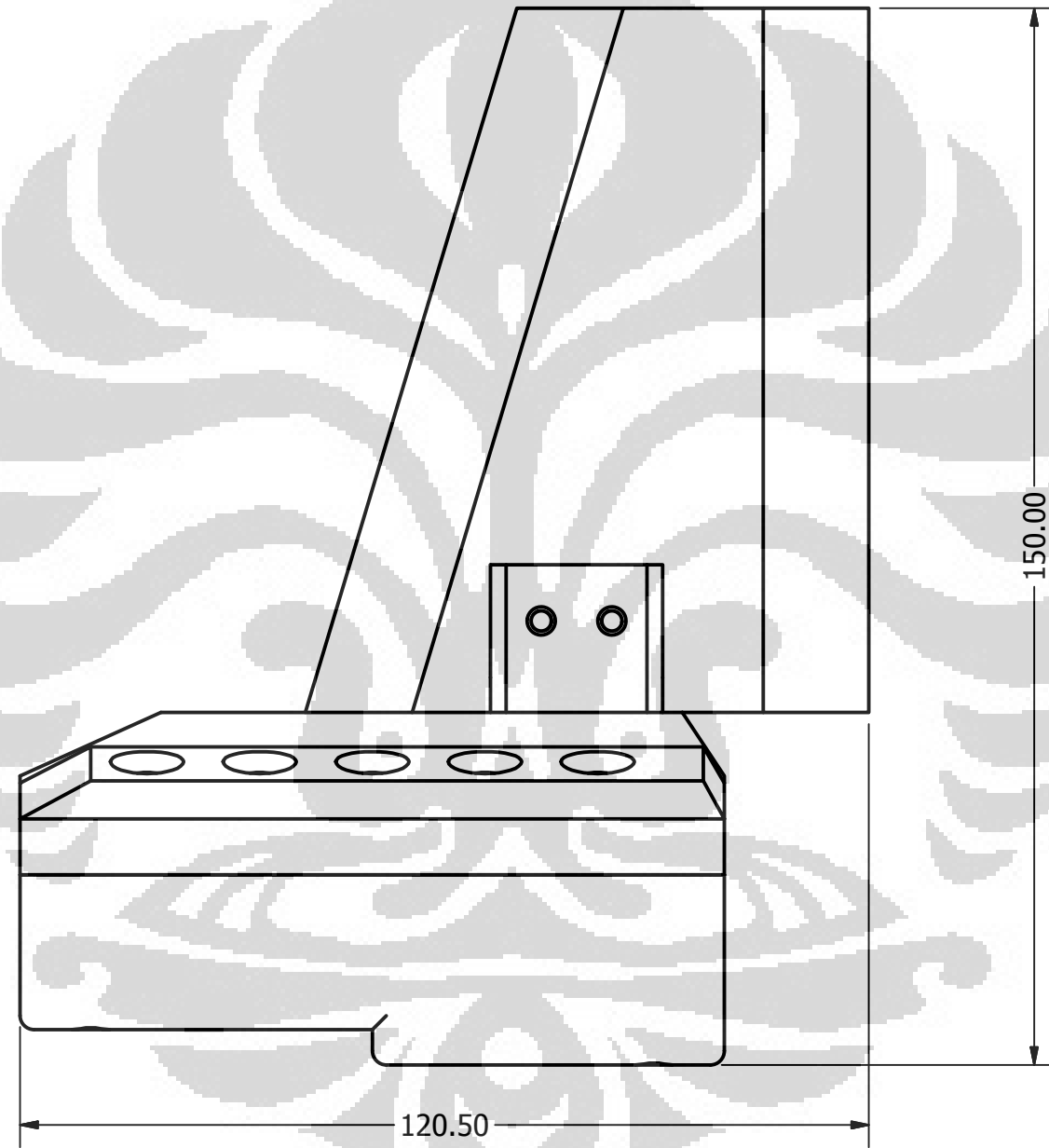
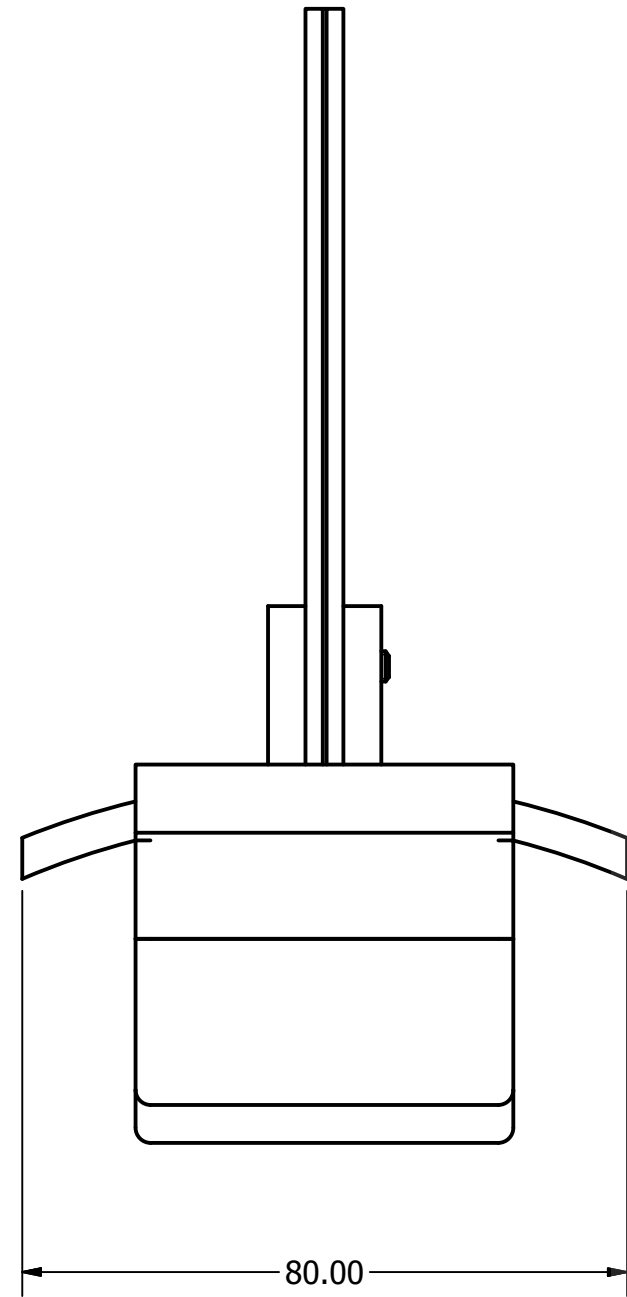
- Div., S. a. (2010, September 9). Desain RKX 200. LAPAN.
- Hamrock, B. J., Jacobson, B., & Schmid, S. R. (1999). *Fundamentals of Machine Elements*. Singapore: McGraw-Hill.
- Hassoun, G. E., & Lim, C.-C. (1994). Advanced Guidance Control System Design for Homing Missiles with Bearings-Only Measurements.
- Hitec. (2007). *HS-5955TG Servo Motor*. (Hitec) Dipetik Maret 18, 2011, dari imagesco: <http://www.imagesco.com/servo/motors/HS-5955TG.html>
- Khurmi, R. S., & Gupta, J. K. (2005). *First Multicolour Edition: A Text Book of Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House.
- Maxon Motor. (2010/2011). Maxon Catalogue.
- Munson, B. R., Young, D. F., & Okiishi, T. H. (2002). *Fundamentals of Fluid Mechanics 'Fourth Edition'*. New York: John Wiley & Sons, Inc.
- Nordex. (t.thn.). ANTI-BACKLASH MITER GEARS 48 TO 72. Nordex.
- Ogata, K. (1997). *Modern Control Engineering 'Third Edition'*. New Jersey: Prentice-Hall, Inc.
- Rahmfeld, R., & M. Ivanrysynova. (2001). Displacement controlled linear actuator with differential cylinder a way to save primary energy in mobile machines. *In Proc. of the 5th Int. Conf. on Fluid Power Transmission and Control (ICFP)*.
- Sioris, G. M. (2004). *Missile Guidance and Control Systems*. New York: Springer.


Team, E. C. (2011, April 18). *REALISASI KONTROL PID (PROPORSIONAL INTEGRAL DERIVATIF) KEDALAM BAHASA PEMROGRAMAN BAHASA C*. Dipetik September 15, 2011, dari <https://electrocontrol.wordpress.com/tag/pid-digital/feed/>

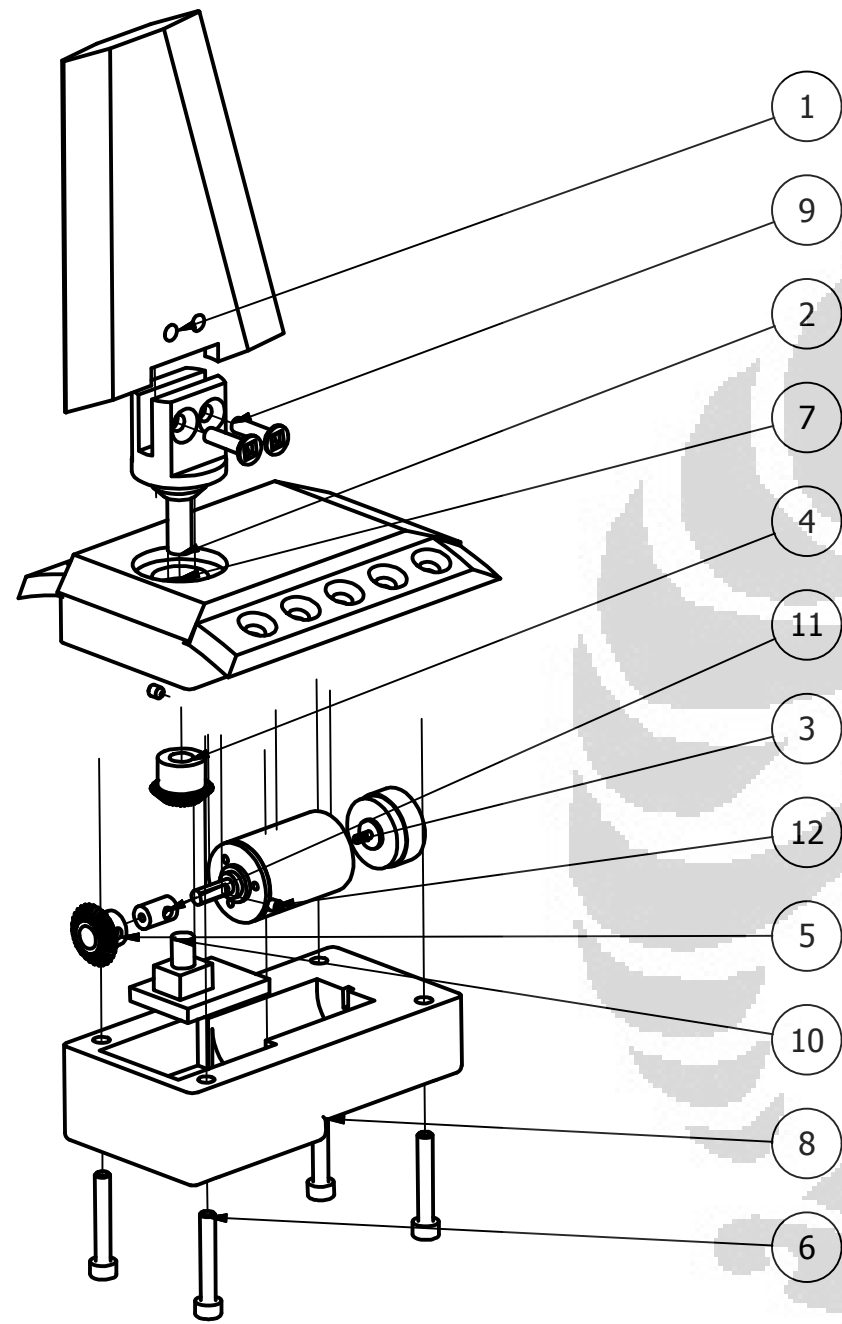
Yagusandri, A. (2012). *Rancang Bangun Prototipe Sistem Aktuator Sirip Roket Menggunakan Motor Servo*. Depok: UI.

Zarchan, P. (1990). Progress in Astronautics and Aeronautics. *Tactical and Strategic Missile Guidance*, vol. 124 of *AIAA Tactical Missile*.

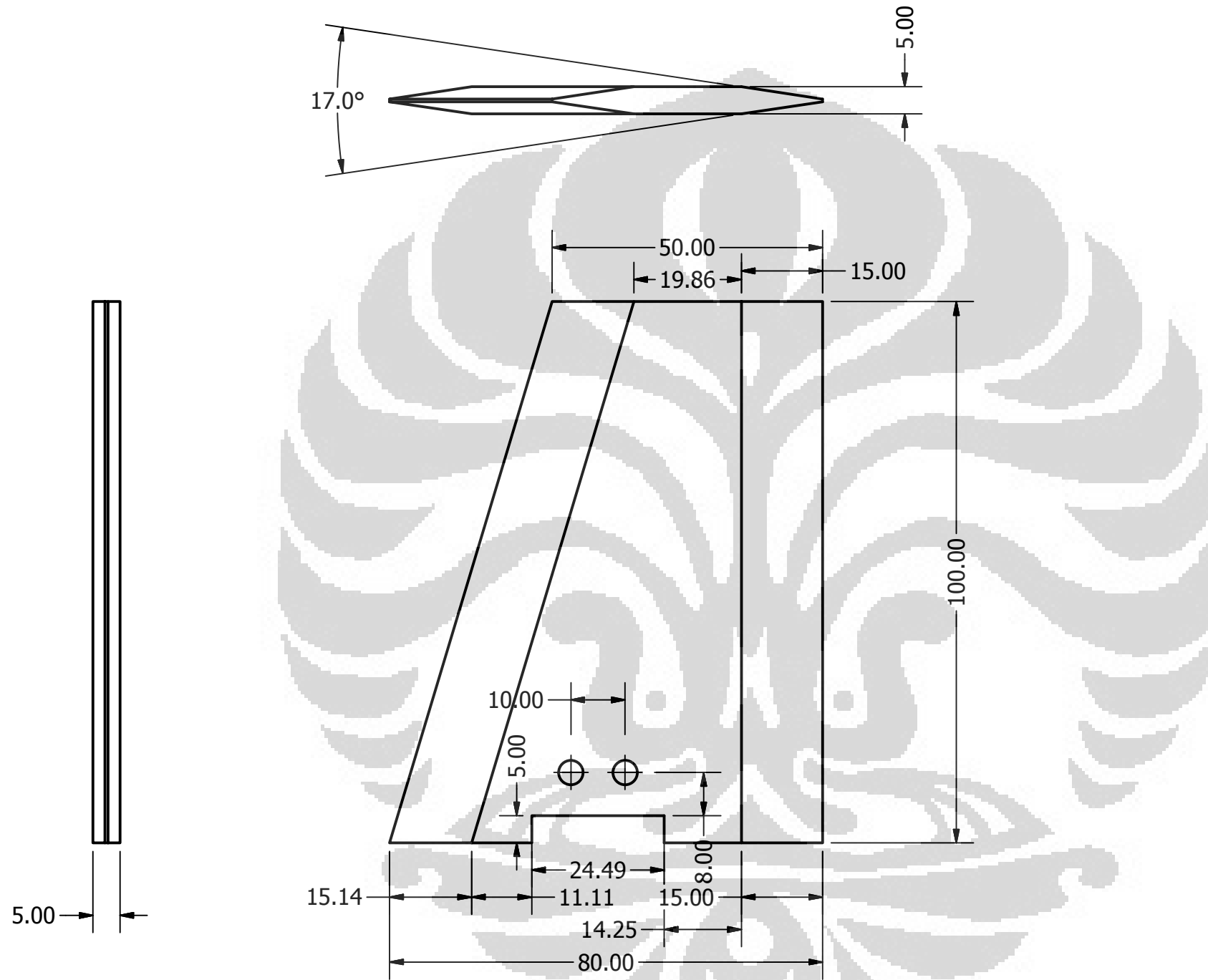




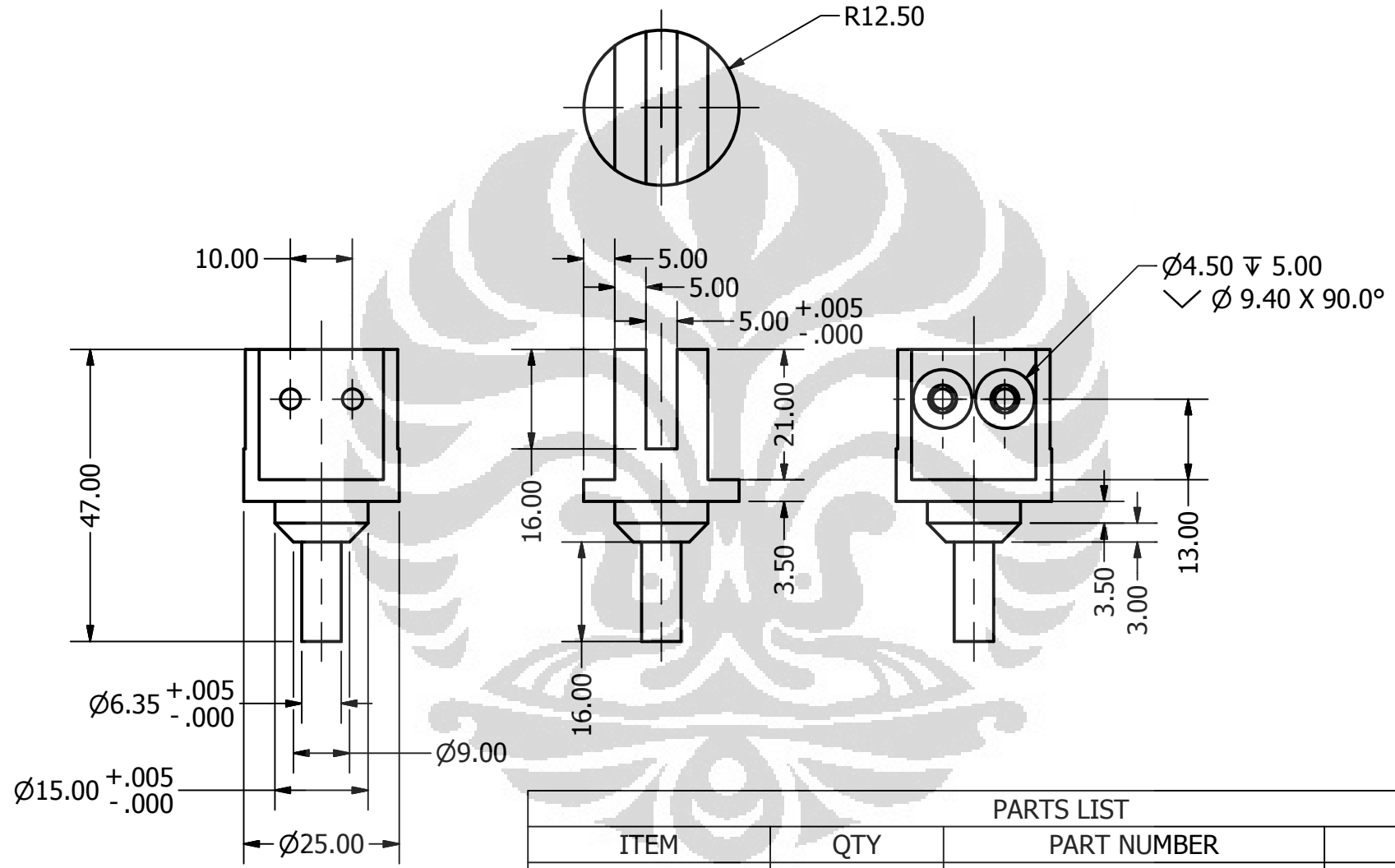
	Skala : 1:1	Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm	NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012	Diperiksa	
MESIN-FTUI	Modul FCAS Desain I	1 / 7	A3



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	finasli	
2	1	pegangan fin2	
3	1	designfin2	
4	1	Bevel Gear1	
5	1	Bevel Gear2	
6	4	IS 2269 - M4 x 25	Hexagon Socket Head Cap Screws
7	1	design2finholder1	
8	1	bawahan1	
9	2	IFI 513 - M4x0,7 x 16	Cross Recessed Flat Countersunk Head Machine Screw - Type III - Metric
10	1	encoder	
11	1	tambahandesain1	
12	2	AS 1421 - M3 x 4 Cup Point	ISO metric hexagon socket set screws
		Skala : 1:1	Digambar : Anton Royanto
		Satuan : mm	NPM : 0706266872
		Tanggal : 11 Januari 2012	Diperiksa
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain I	
		2 / 7	A3

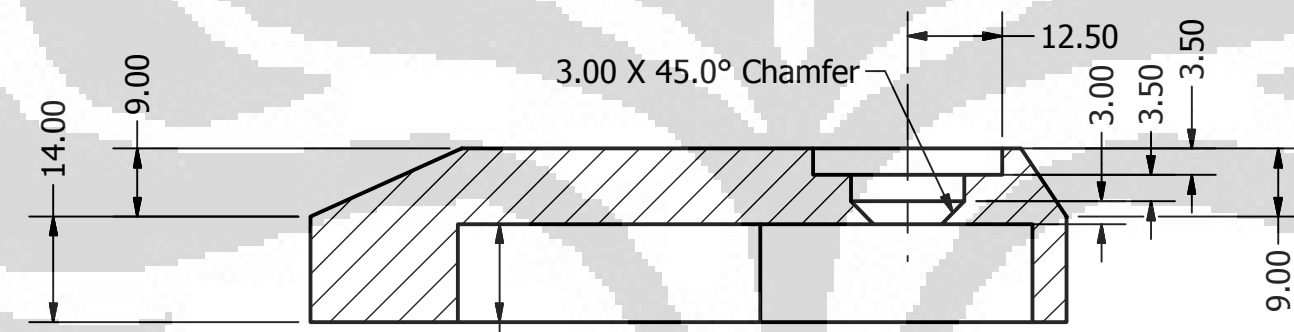
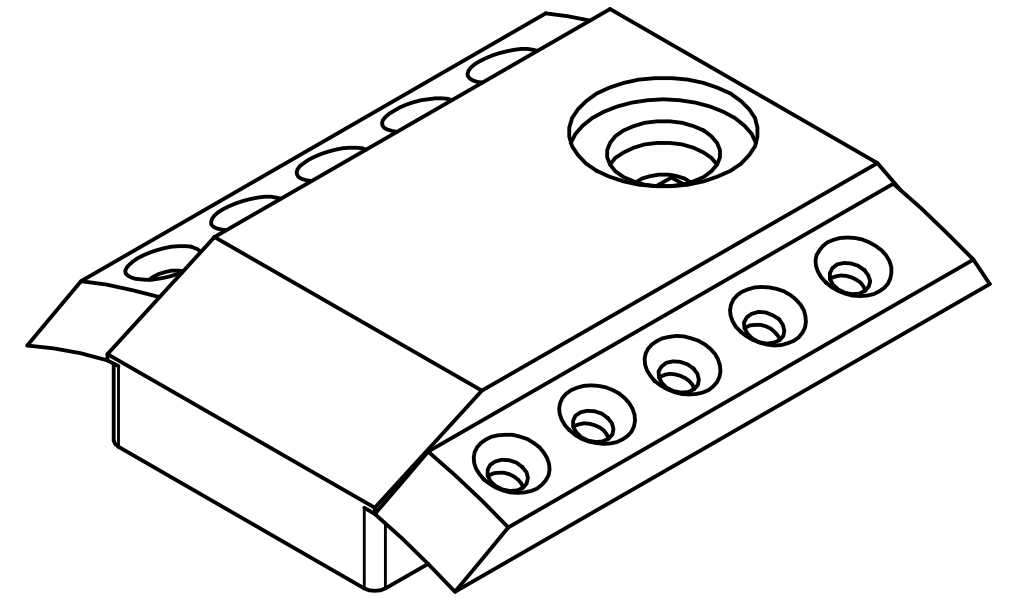
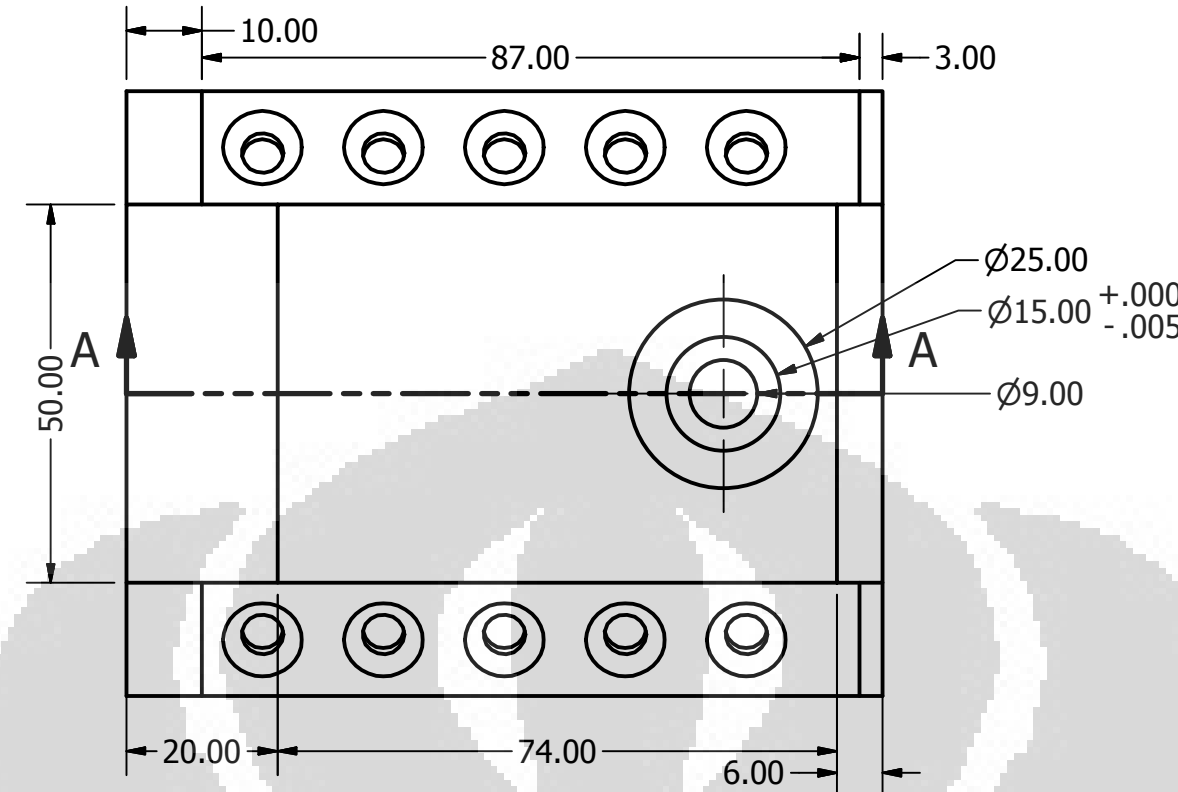
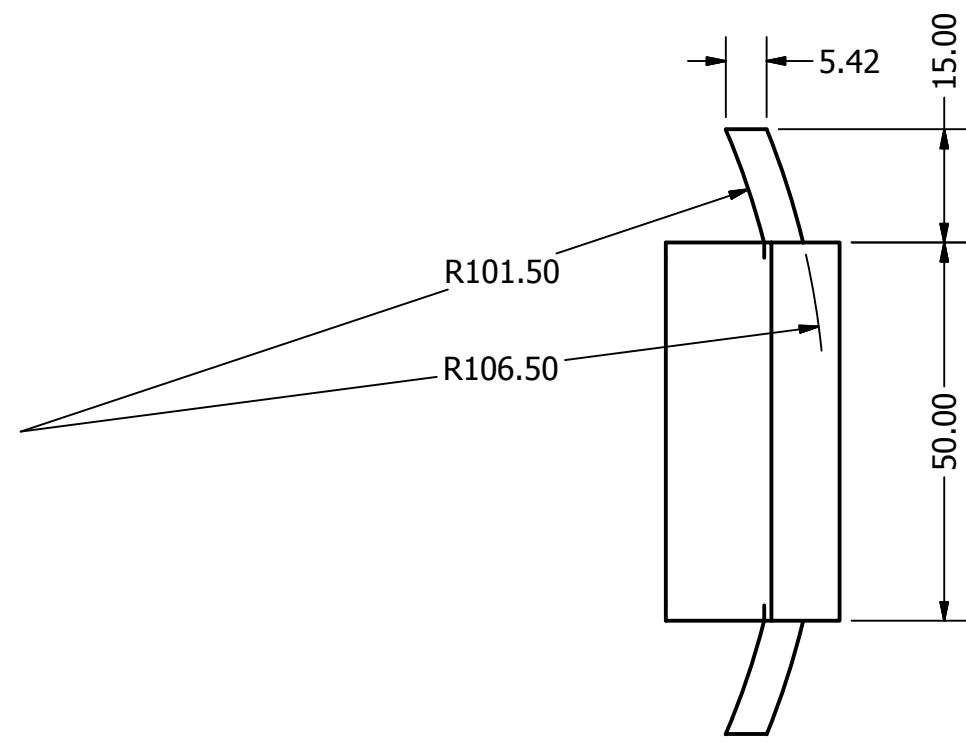


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	finasli	Aluminum-6061-AHC
	Skala : 1:1		Digambar : Anton Royanto
	Satuan : mm		NPM : 0706266872
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain I	3 / 7 A3

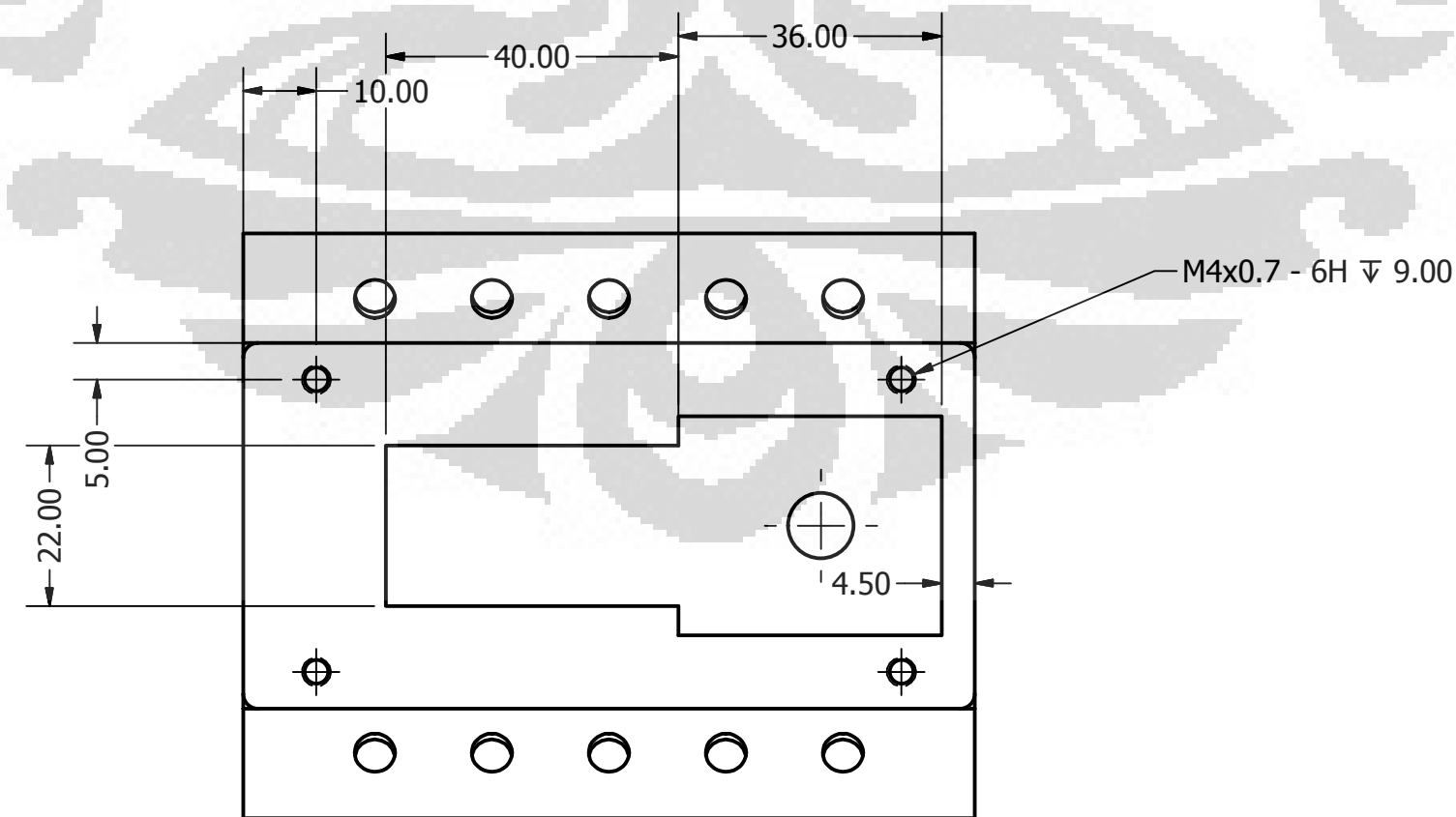
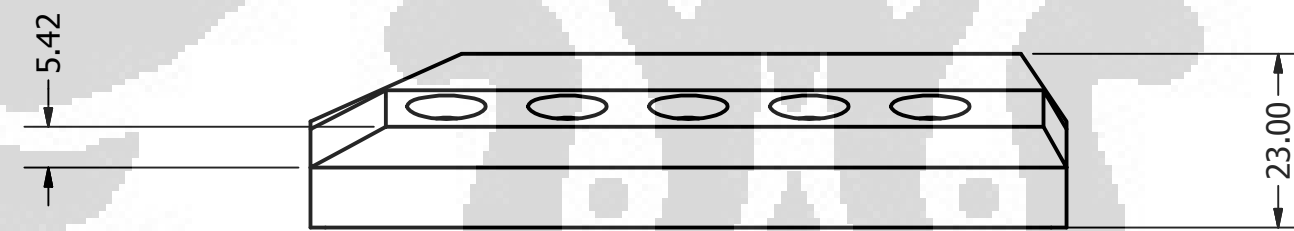


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	pegangan fin2	Aluminum-6061
	Skala : 1:1		Digambar : Anton Royanto
	Satuan : mm		NPM : 0706266872
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain I	4 / 7
A4			

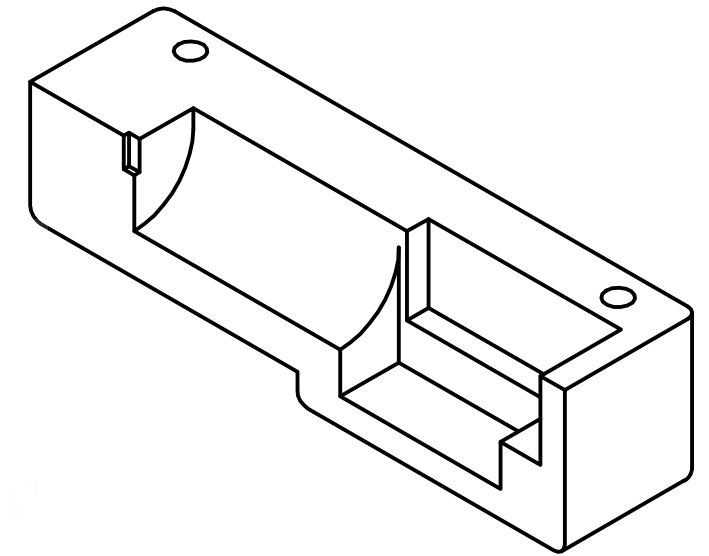
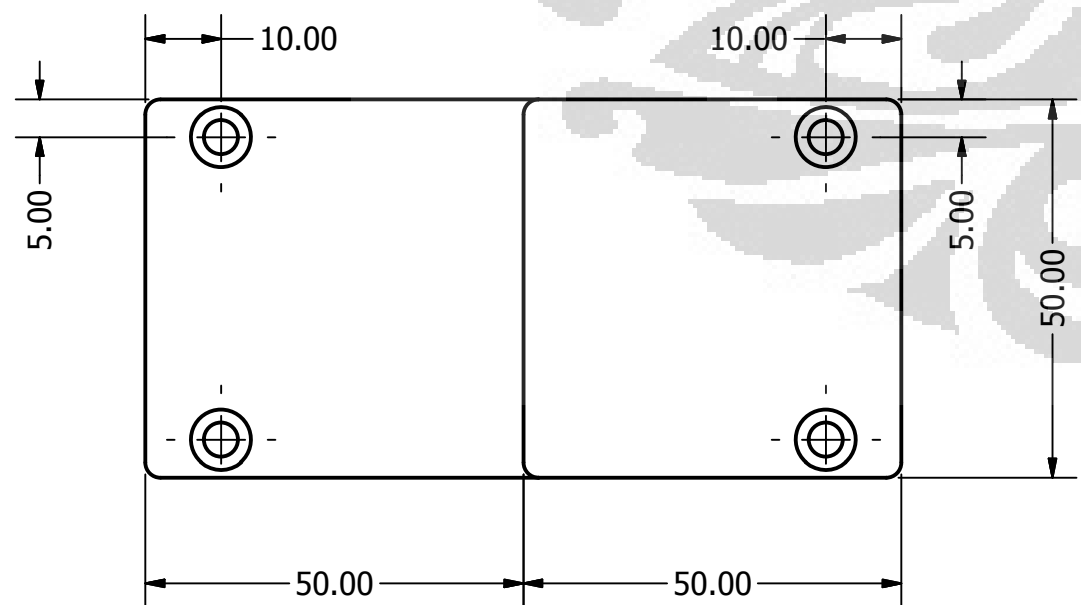
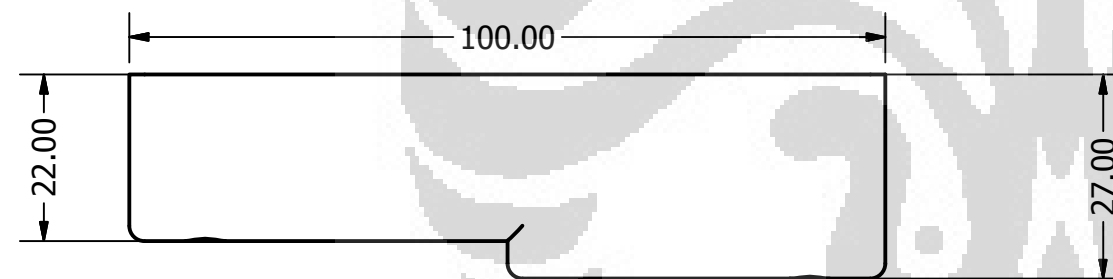
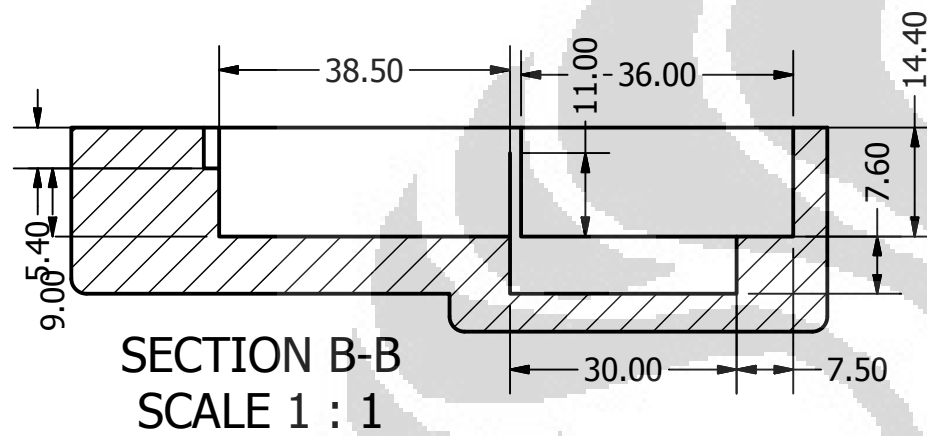
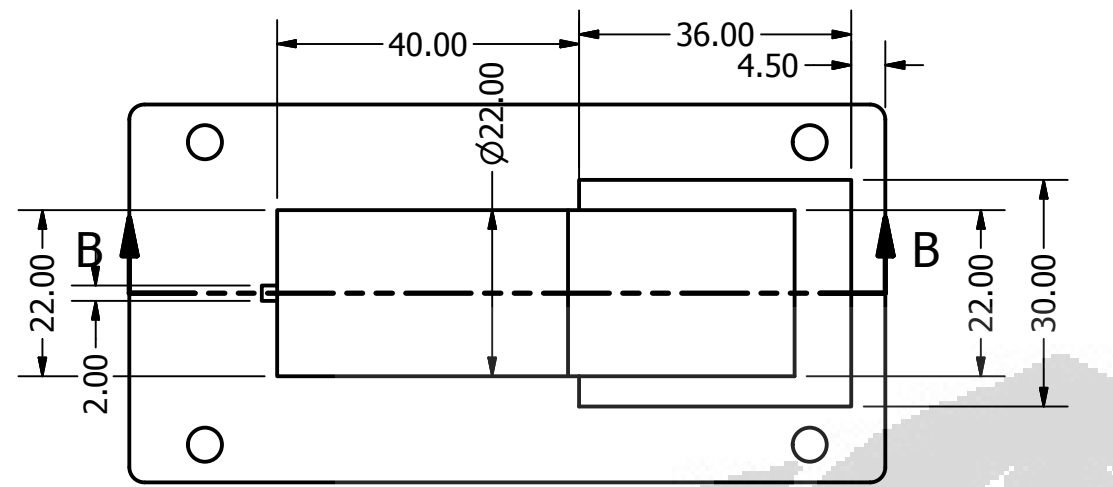
Pengembangan fin..., Anton Royanto Ahmad, FT UI, 2012



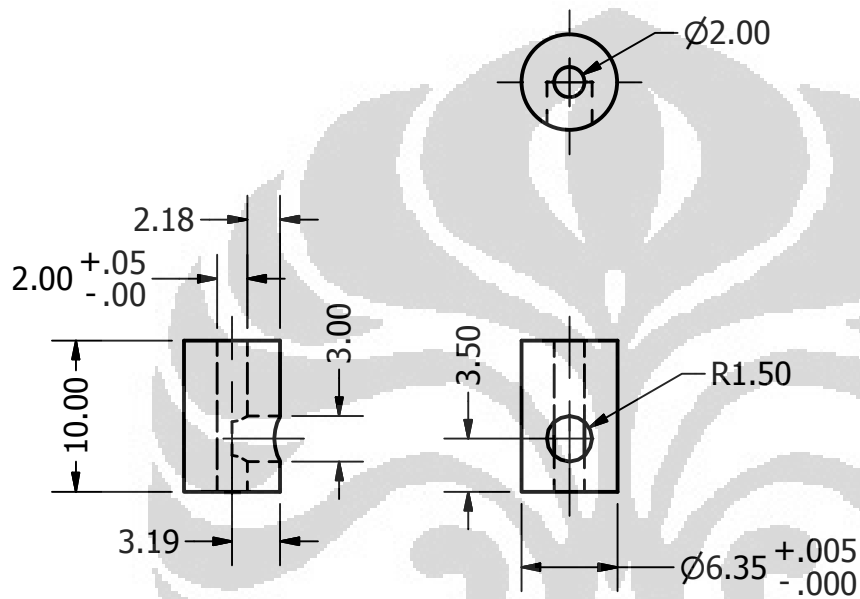
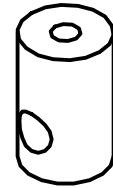
SECTION A-A
SCALE 1 : 1



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	design2finholder1	Aluminium 6061
	Skala : 1:1		Digambar : Anton Royanto
	Satuan : mm		NPM : 0706266872
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa
MESIN-FTUI	Modul FCAS Desain I		5 / 7 A2



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	bawahan1	Aluminum-6061
	Skala : 1:1		Digambar : Anton Royanto
	Satuan : mm		NPM : 0706266872
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain I	6 / 7 A3



PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL	
1	1	tambahandesain1	Aluminum-6061	
	Skala : 2:1		Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm		NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa	
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain I		7 / 7
				A4

Pengembangan fin..., Anton Royanto Ahmad, FT UI, 2012

Stress Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File:	whatever1.iam
Autodesk Inventor Version:	2011 (Build 150239000, 239)
Creation Date:	06/01/2012, 9:52
Simulation Author:	Anton
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author Anton

Project

Part Number	whatever1
Designer	Anton
Cost	Rp0
Date Created	22/03/2011

Status

Design Status WorkInProgress

Physical

Mass	0,299546 kg
Area	76369,3 mm ²
Volume	223562 mm ³
Center of Gravity	x=-7,09574 mm y=22,5787 mm z=25,2556 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Simulation:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	06/01/2012, 9:48
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

Advanced settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg

Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

Name	Aluminum-6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	0 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,0000236 ul/c
	Thermal Conductivity	167 W/(m K)
	Specific Heat	1256,1 J/(kg c)
Part Name(s)	EC-20-flat-351098.ipt	
Name	Stainless Steel, Austenitic	
General	Mass Density	8,03 g/cm ³
	Yield Strength	228 MPa
	Ultimate Tensile Strength	540 MPa
Stress	Young's Modulus	190,3 GPa
	Poisson's Ratio	0,305 ul
	Shear Modulus	0 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,0000174 ul/c
	Thermal Conductivity	14 W/(m K)
	Specific Heat	456 J/(kg c)
Part Name(s)	Bevel Gear1 Bevel Gear2	

Operating conditions

Pressure:1

Load Type	Pressure
Magnitude	0.058 MPa

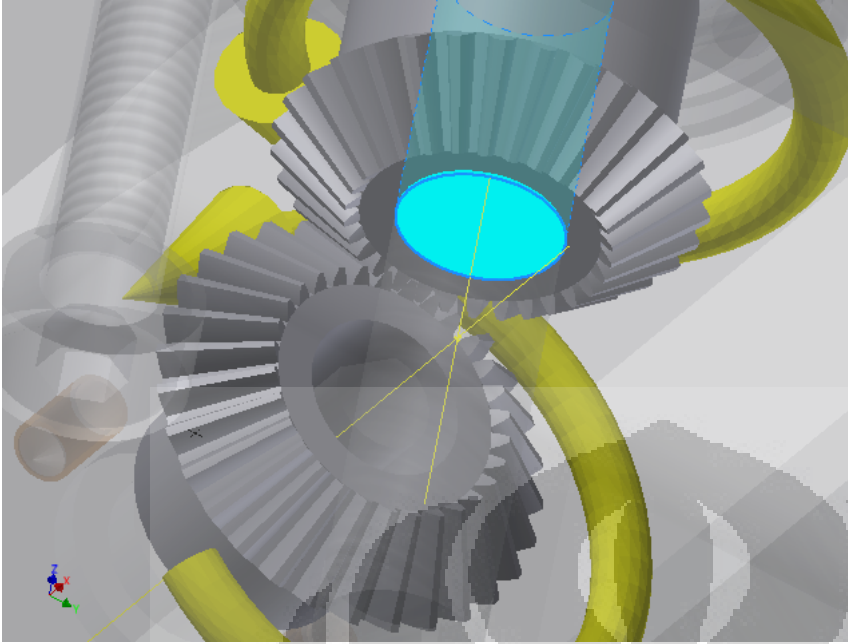
Selected Face(s)



Moment:1

Load Type	Moment
Magnitude	211.000 N mm

☐ **Selected Face(s)**



☐ **Moment:2**

Load Type	Moment
Magnitude	600.000 N mm

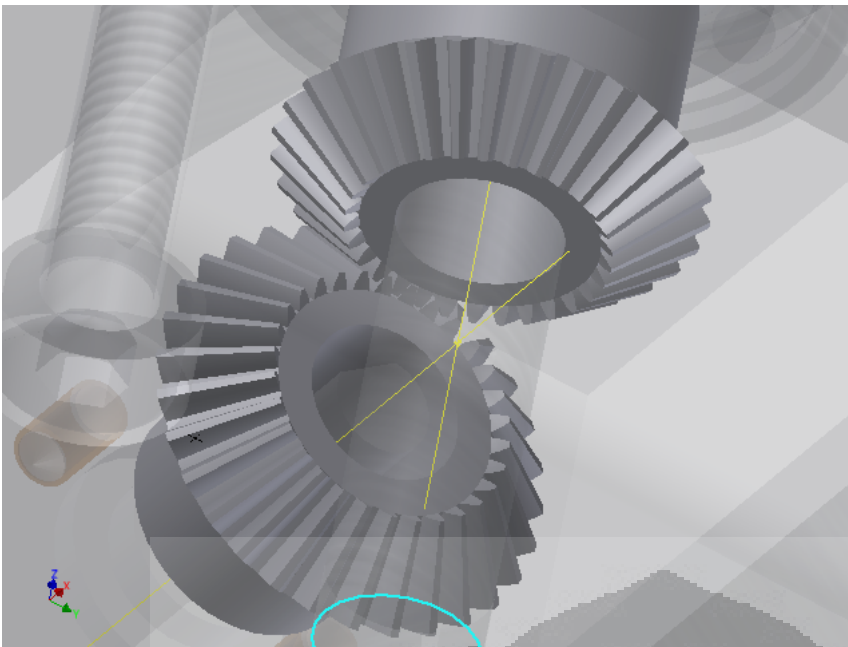
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Fixed Constraint:1**

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

☐ **Selected Face(s)**



☐ **Pin Constraint:1**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

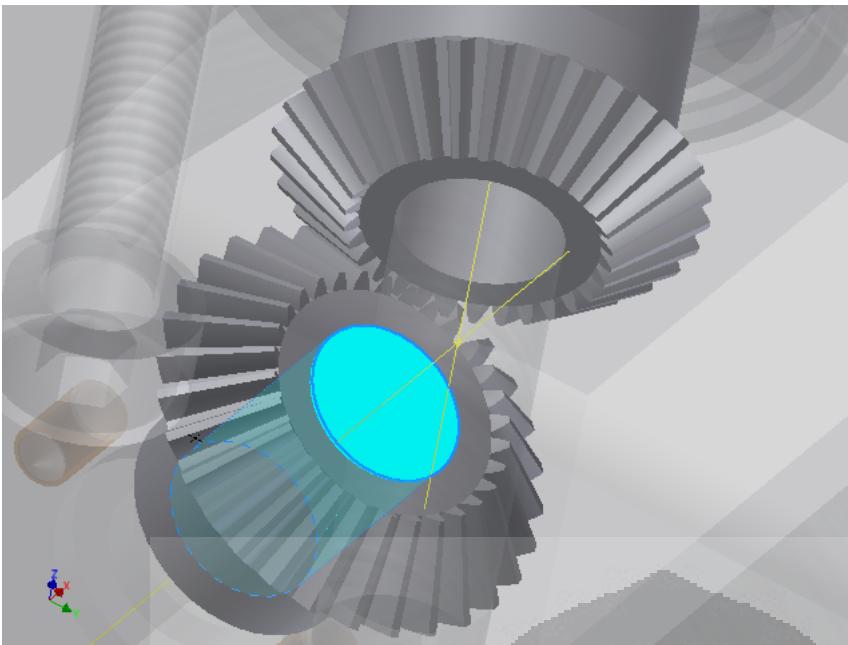
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Pin Constraint:2**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

☐ **Selected Face(s)**



Results

Reaction Force and Moment on Constraints

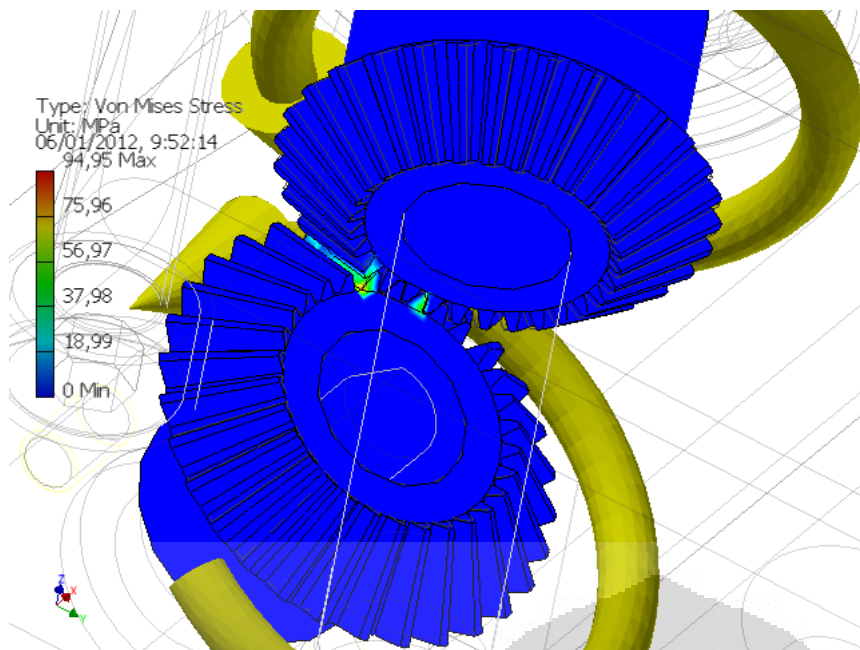
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	0 N	0 N	0 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		0 N		0 N m
Pin Constraint:1	57,866 N	7,77434 N	0,0359668 N m	0,0349894 N m
		56,6476 N		0,00832761 N m
		8,89235 N		-0,0000057193 N m
Pin Constraint:2	57,866 N	-7,7681 N	0,352529 N m	0,00000622737 N m
		-56,6481 N		-0,00563611 N m
		-8,89509 N		-0,352484 N m

Result Summary

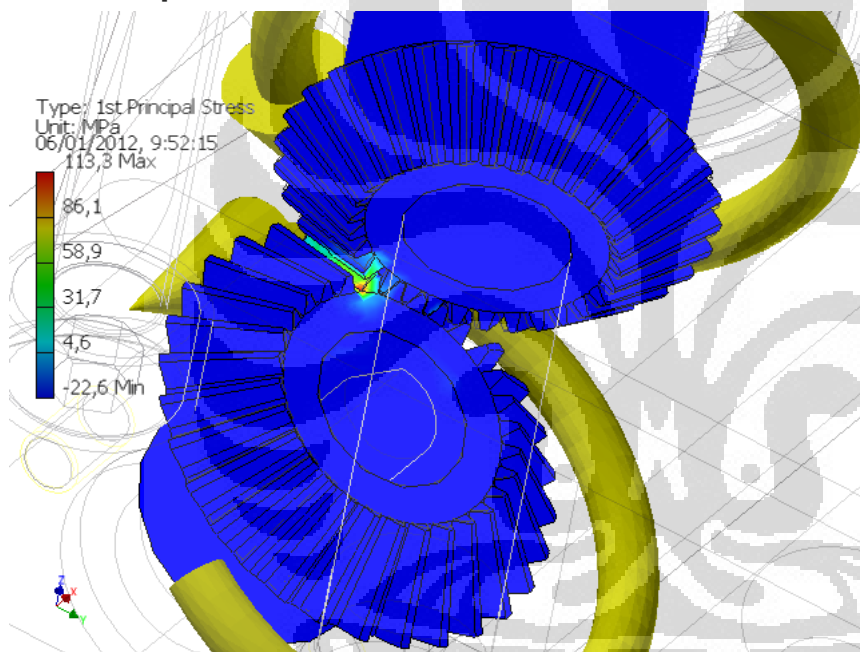
Name	Minimum	Maximum
Volume	223555 mm ³	
Mass	0,0139251 kg	
Von Mises Stress	0,00296552 MPa	94,9548 MPa
1st Principal Stress	-22,6311 MPa	113,297 MPa
3rd Principal Stress	-102,707 MPa	27,7554 MPa
Displacement	0,000868301 mm	0,00319126 mm
Safety Factor	2,40114 ul	15 ul

Figures

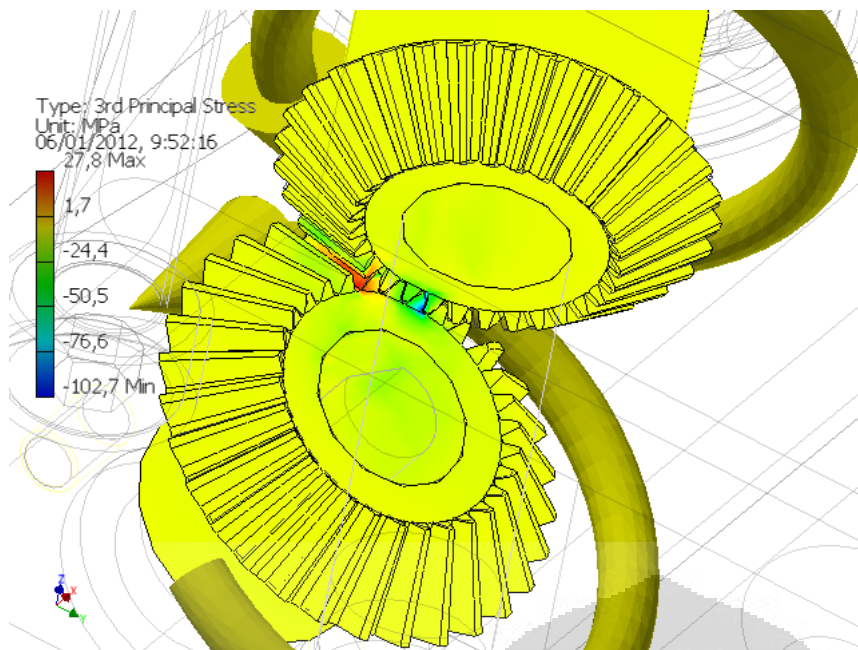
Von Mises Stress



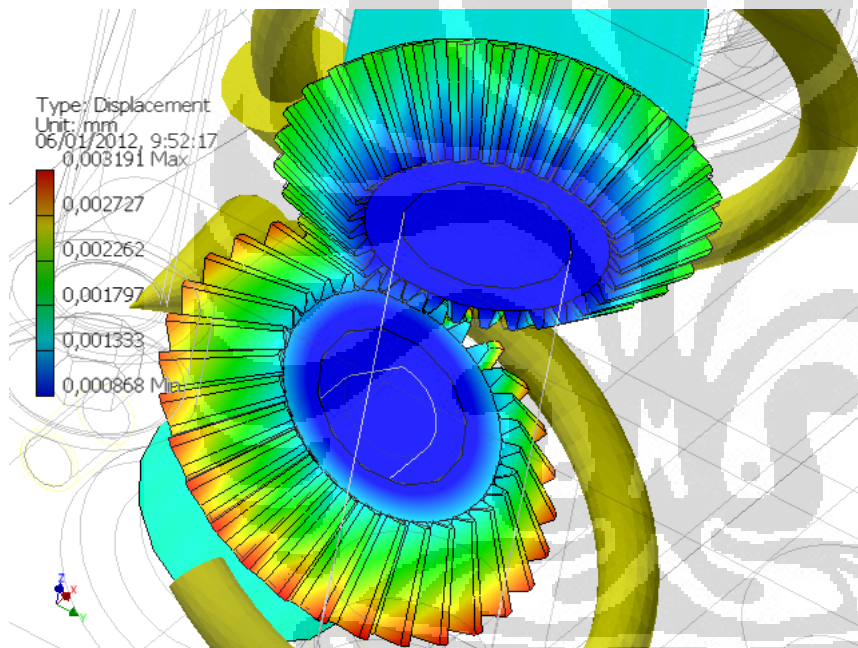
☐ **1st Principal Stress**



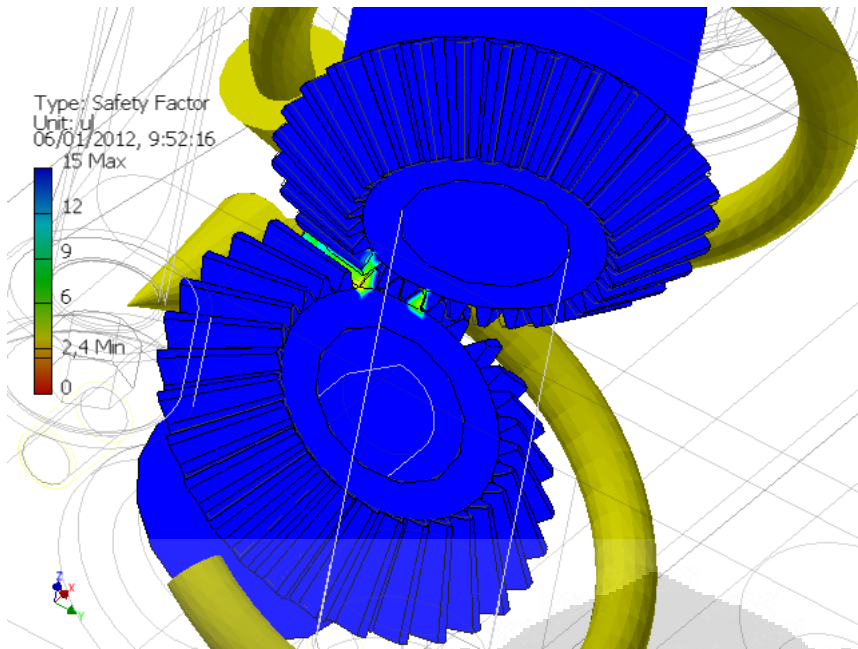
☐ **3rd Principal Stress**



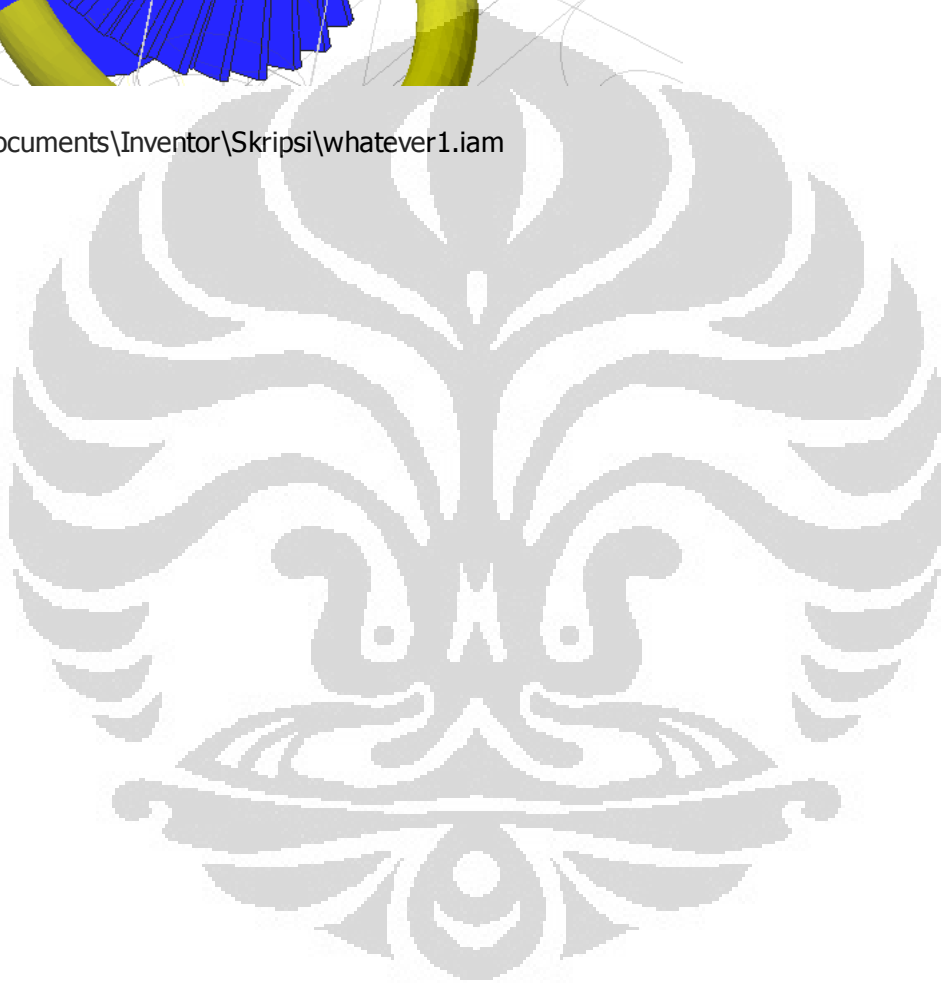
☐ **Displacement**



☐ **Safety Factor**



C:\Users\Anton\Documents\Inventor\Skripsi\whatever1.iam



Stress Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File:	whatever1.iam
Autodesk Inventor Version:	2011 (Build 150239000, 239)
Creation Date:	11/01/2012, 2:27
Simulation Author:	Anton
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author Anton

Project

Part Number	whatever1
Designer	Anton
Cost	Rp0
Date Created	22/03/2011

Status

Design Status WorkInProgress

Physical

Mass	0,30801 kg
Area	78306 mm ²
Volume	237914 mm ³
Center of Gravity	x=-7,23766 mm y=22,6316 mm z=23,6012 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Simulation:2

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	11/01/2012, 2:26
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

Advanced settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg

Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

Name	Aluminum-6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,0000236 ul/c
	Thermal Conductivity	167 W/(m K)
	Specific Heat	1256,1 J/(kg c)
Part Name(s)	pegangan fin2.ipt	

Operating conditions

Moment:1

Load Type	Moment
Magnitude	236,100 N mm

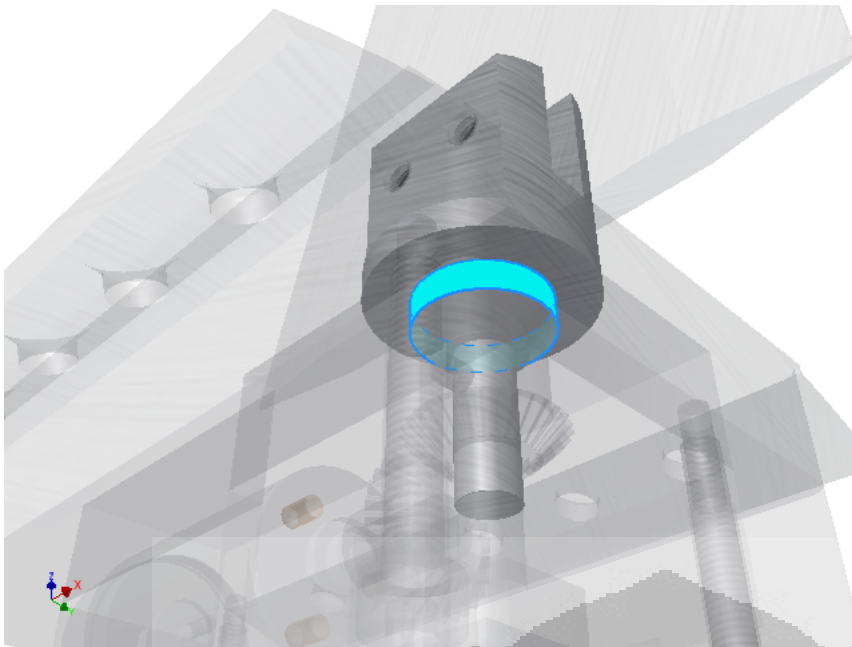
Selected Face(s)



Pin Constraint:1

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

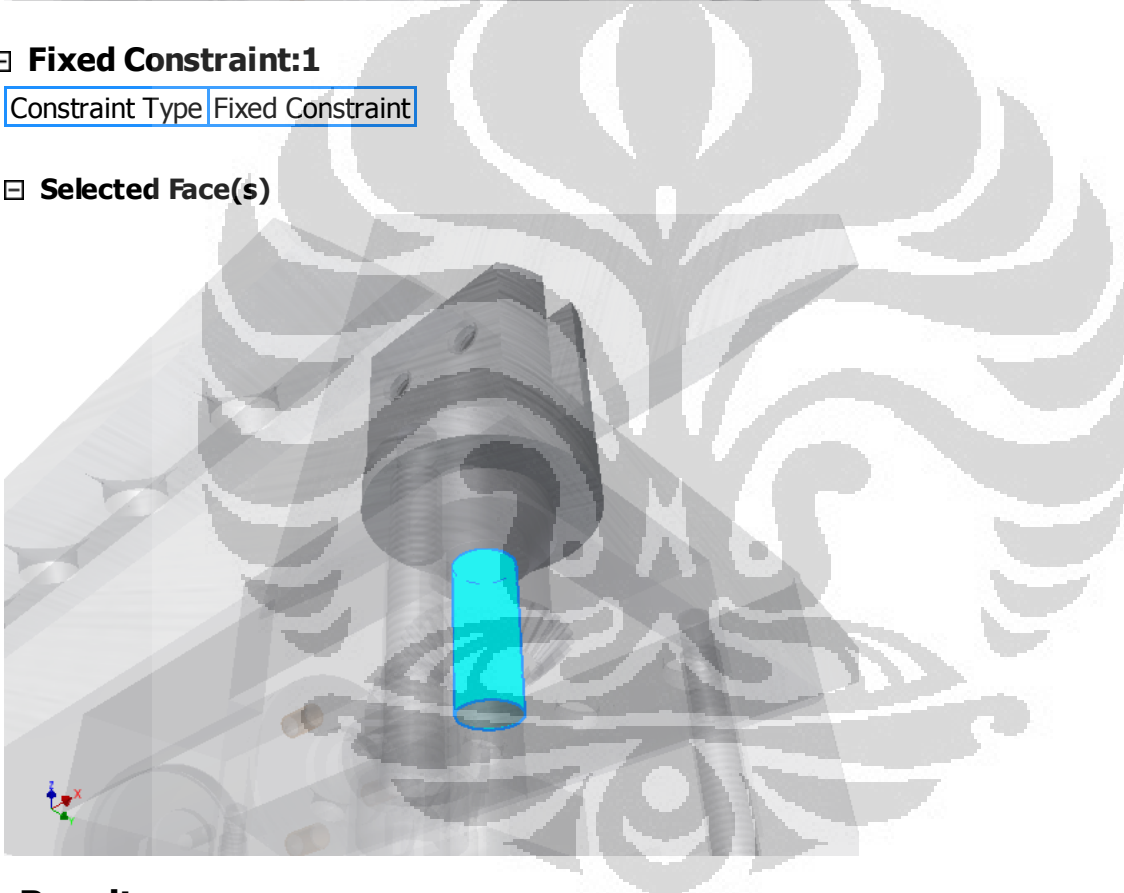
Selected Face(s)



[-] **Fixed Constraint:1**

Constraint Type Fixed Constraint

[-] **Selected Face(s)**



[-] **Results**

[-] **Reaction Force and Moment on Constraints**

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:1	0,302721 N	-0,0907824 N	0,000776906 N m	0,000673871 N m
		0,146445 N		0,000380791 N m
		0,248902 N		0,000066933 N m
Fixed Constraint:1	0,302014 N	0,096531 N	0,228692 N m	0,00121848 N m
		-0,150849 N		0,000970968 N m
		-0,243185 N		0,228687 N m

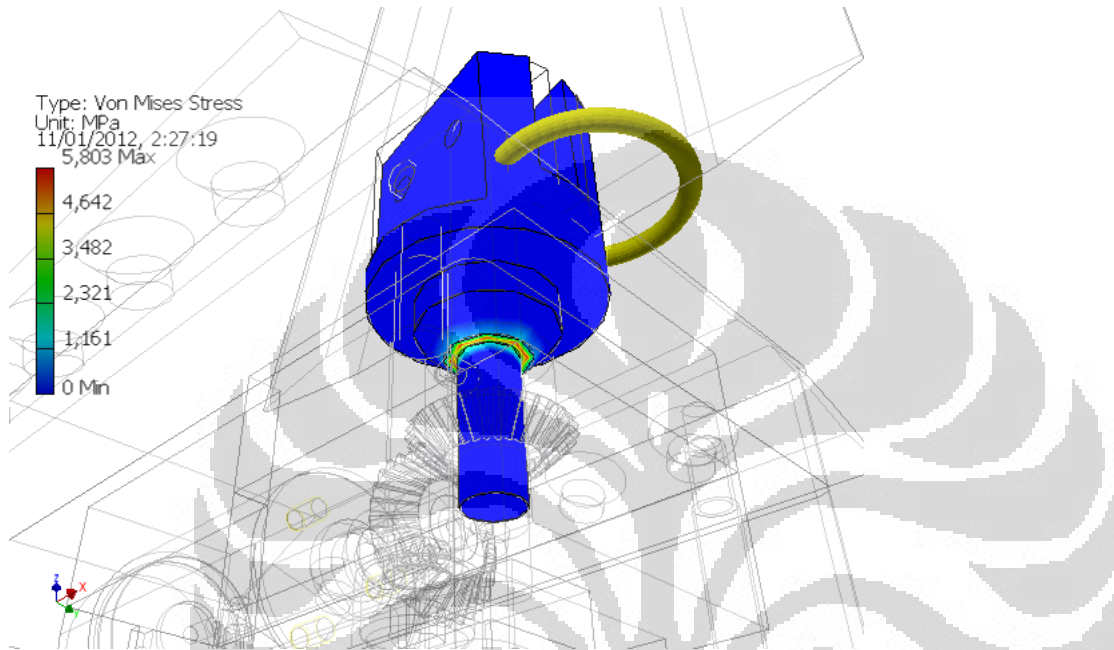
[-] **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
------	---------	---------

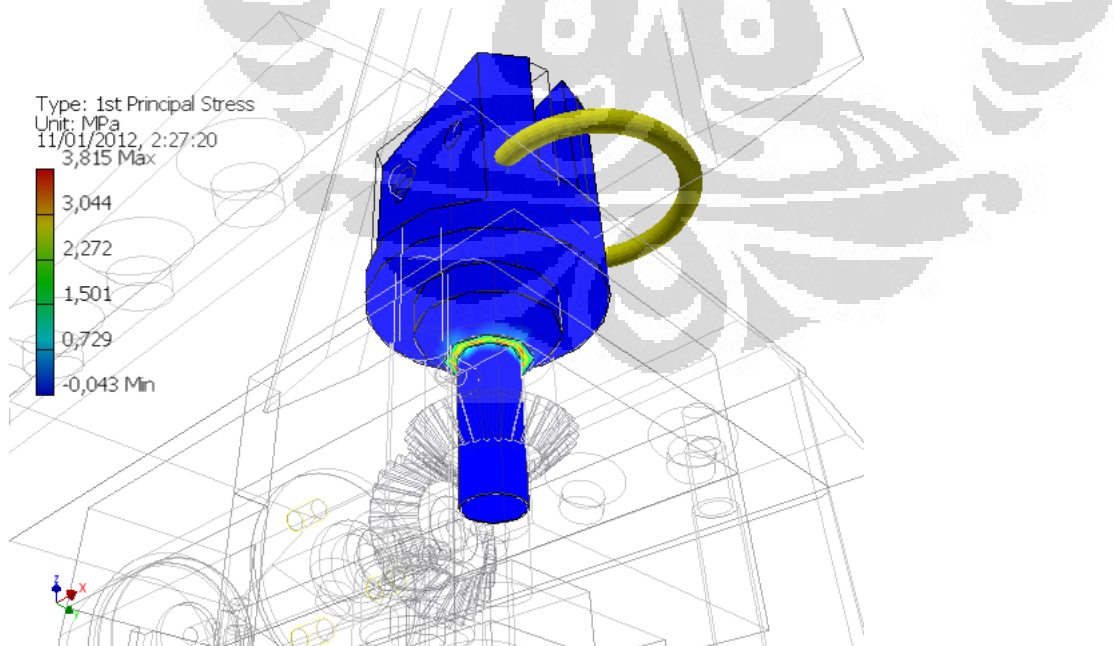
Volume	237906 mm ³	
Mass	0,0222729 kg	
Von Mises Stress	0,000000000245864 MPa	5,80287 MPa
1st Principal Stress	-0,0427631 MPa	3,81541 MPa
3rd Principal Stress	-3,5743 MPa	0,0355324 MPa
Displacement	0 mm	0,000952385 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul

Figures

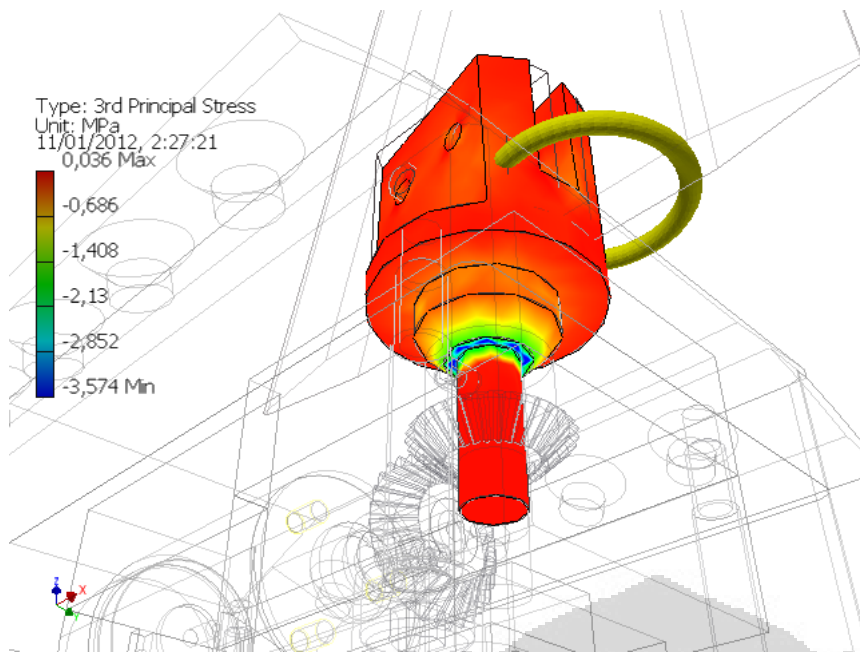
Von Mises Stress



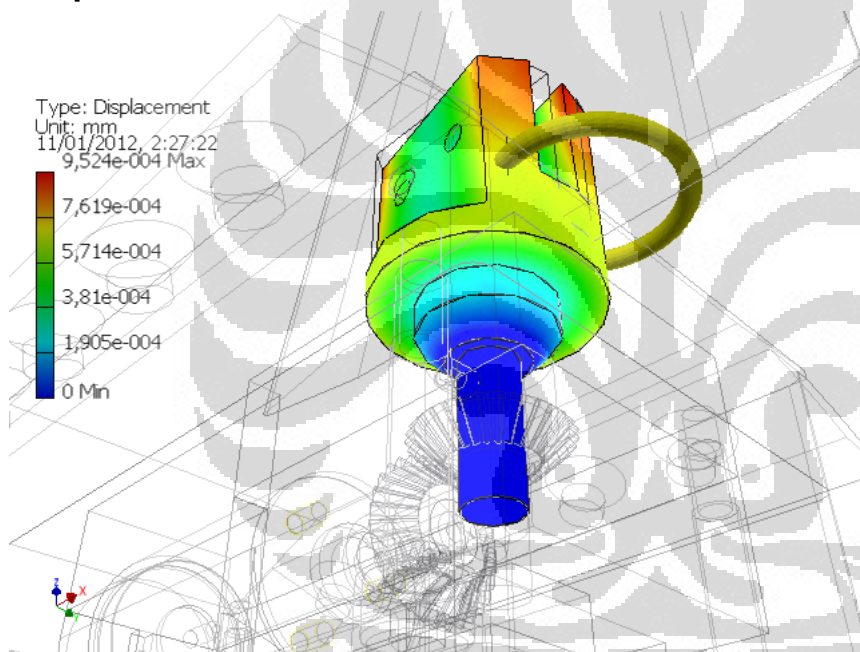
1st Principal Stress



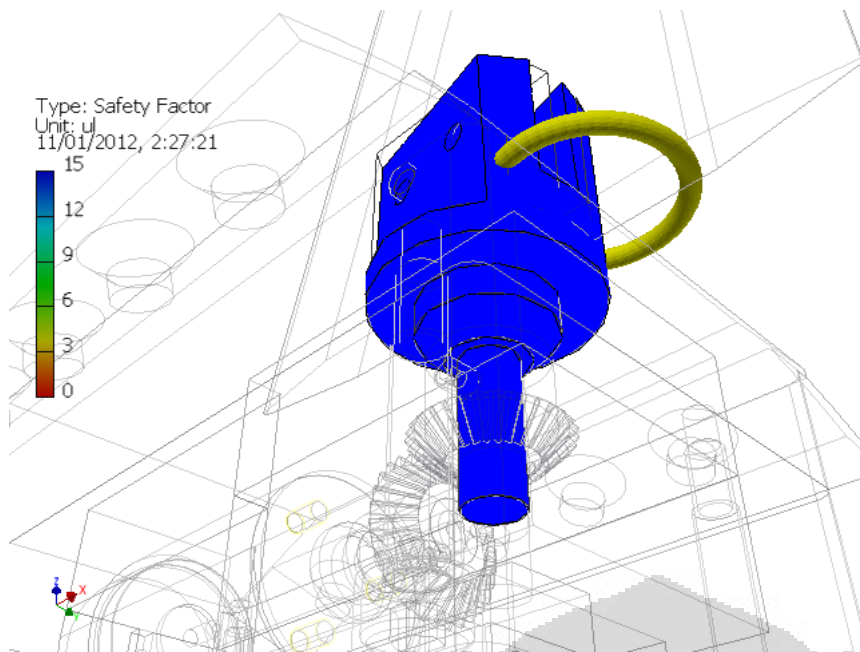
3rd Principal Stress



☐ Displacement



☐ Safety Factor



C:\Users\Anton\Documents\Inventor\Skripsi\whatever1.iam



Shaft Component Generator (Version: 2011 (Build 150239000, 239))

25/01/2012

Project Info

Calculation

Material

Material	Aluminum, alloy
Modulus of Elasticity E	73000 MPa
Modulus of Rigidity G	26000 MPa
Density	ρ 2700 kg/m ³

Calculation Properties

Include		
Yes	Density	ρ 2700 kg/m ³
Yes	Shear Displacement Ratio β	1,188 ul
	Number of Divisions	1000 ul
	Mode of reduced stress	HMH

Loads

Index	Location	Radial Force				Bending Moment				Continuous Load				Axial Force	Torque	Deflection				Deflection Angle
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction			Length	Y	X	Size	
1	8 mm														-0,250 N m	-0,000 microm	0,000 microm	180,00 deg	0,00 deg	
2	34,75 mm														0,250 N m	-0,028 microm	0,028 microm	180,00 deg	0,00 deg	

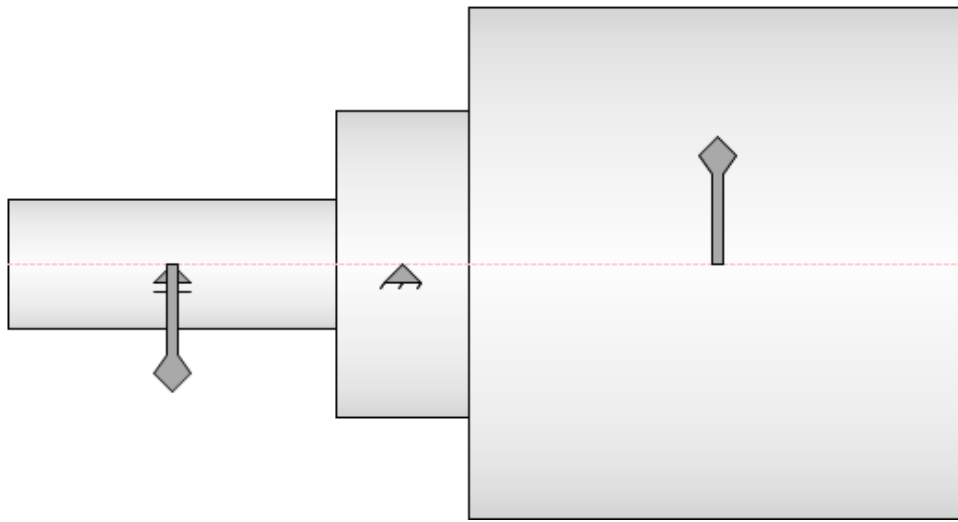
Supports

Index	Type	Location	Reaction Force				Axial Force	Yielding	Type	Deflection				Deflection Angle
			Y	X	Size	Direction				Y	X	Size	Direction	
1	Free	8 mm	-0,425 N		0,425 N	180,00 deg			User	-0,000 microm		0,000 microm	180,00 deg	0,00 deg
2	Fixed	19,25 mm	0,788 N		0,788 N				User	-0,000 microm		0,000 microm	180,00 deg	0,00 deg

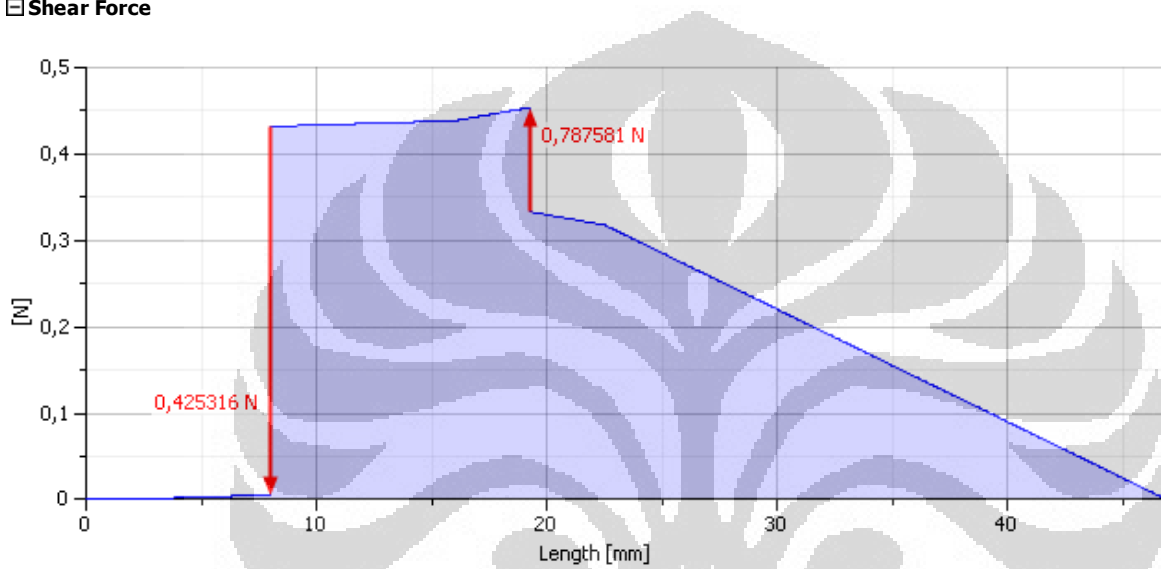
Results

Length	L	47,000 mm
Mass	Mass	0,037 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	0,140 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	0,014 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	4,973 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0,000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	8,614 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	0,050 microm
Angle of Twist	φ	-0,03 deg

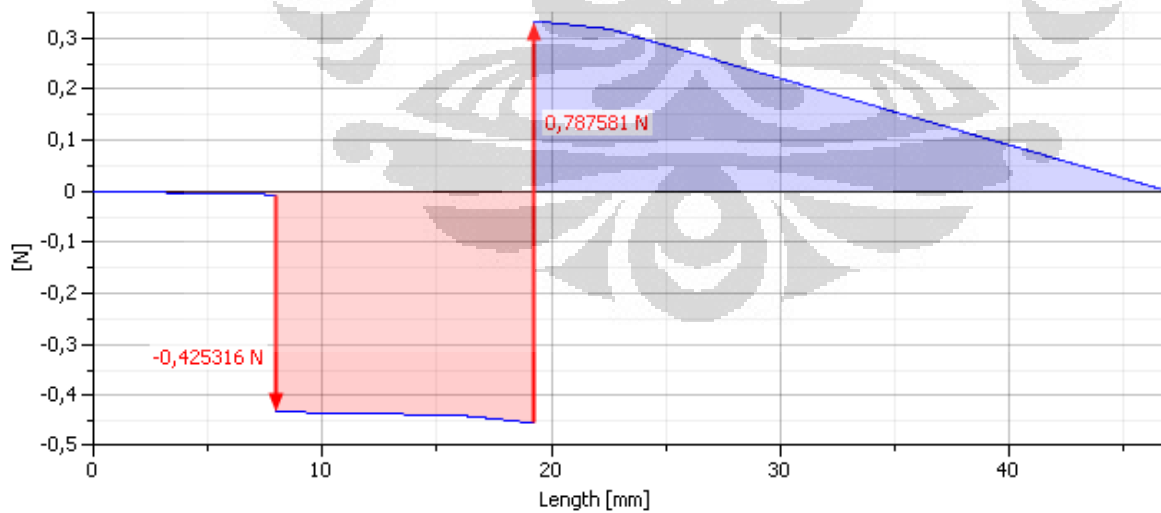
Preview



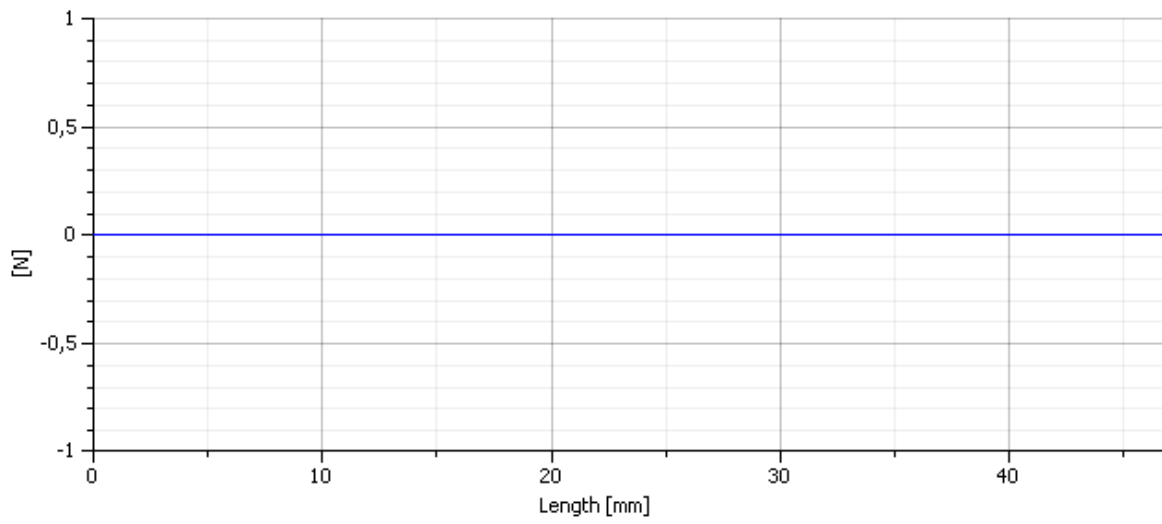
☐ Shear Force



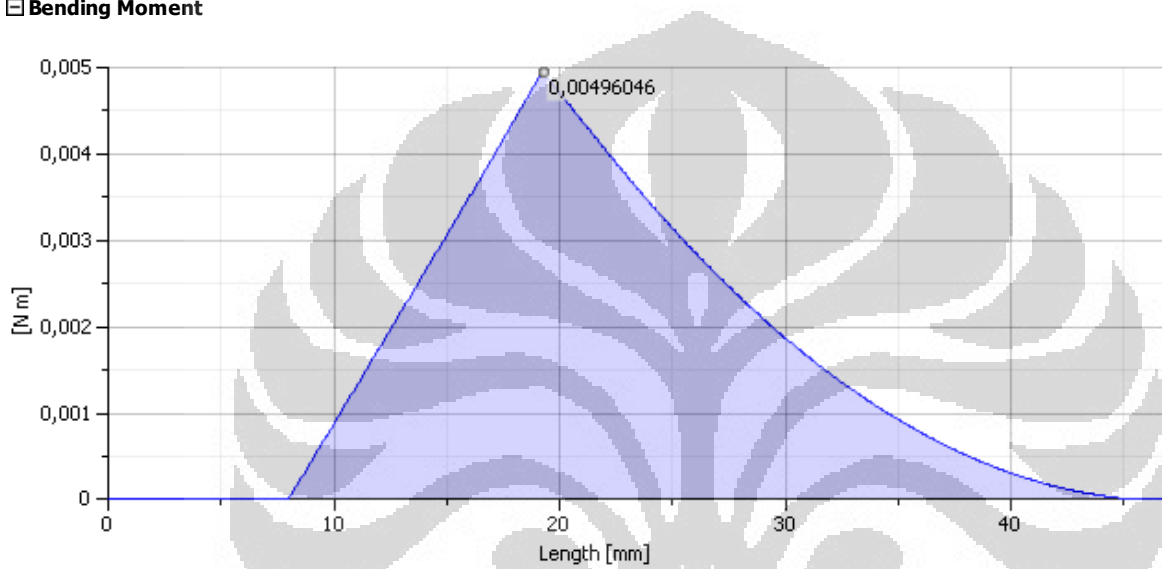
☐ Shear Force, YZ Plane



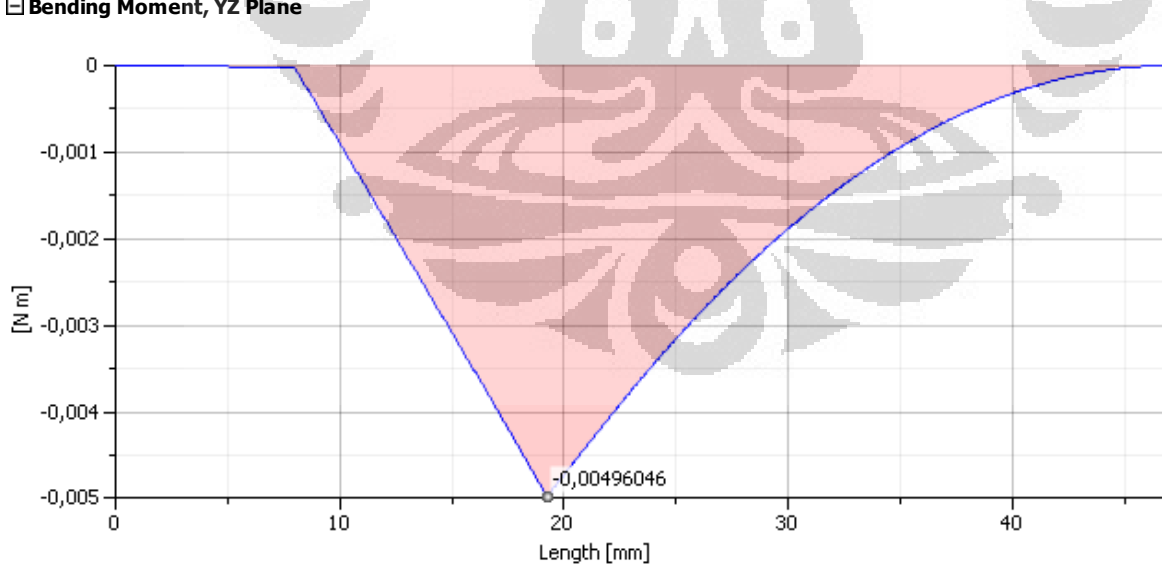
☐ Shear Force, XZ Plane



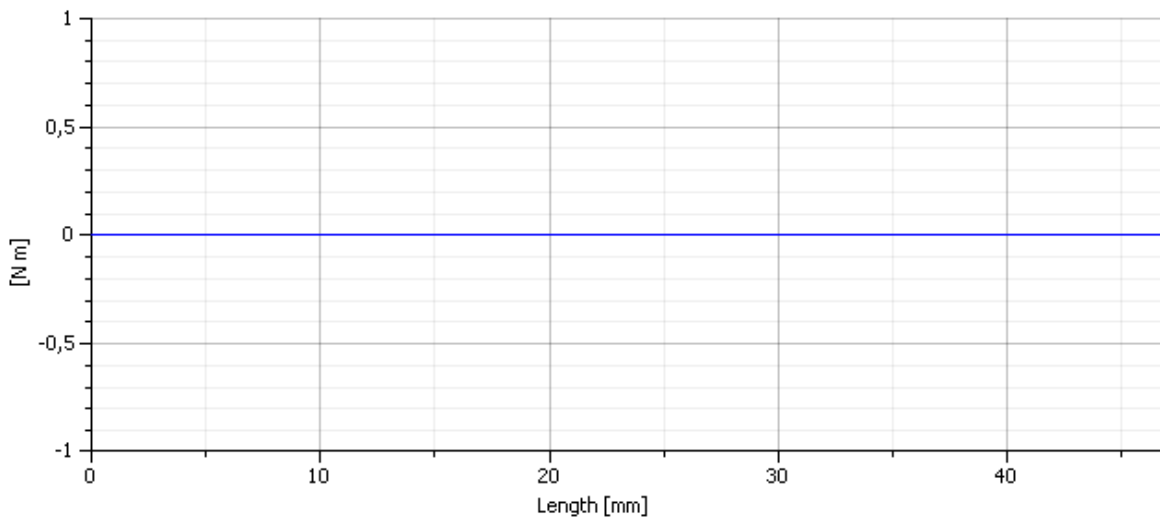
Bending Moment



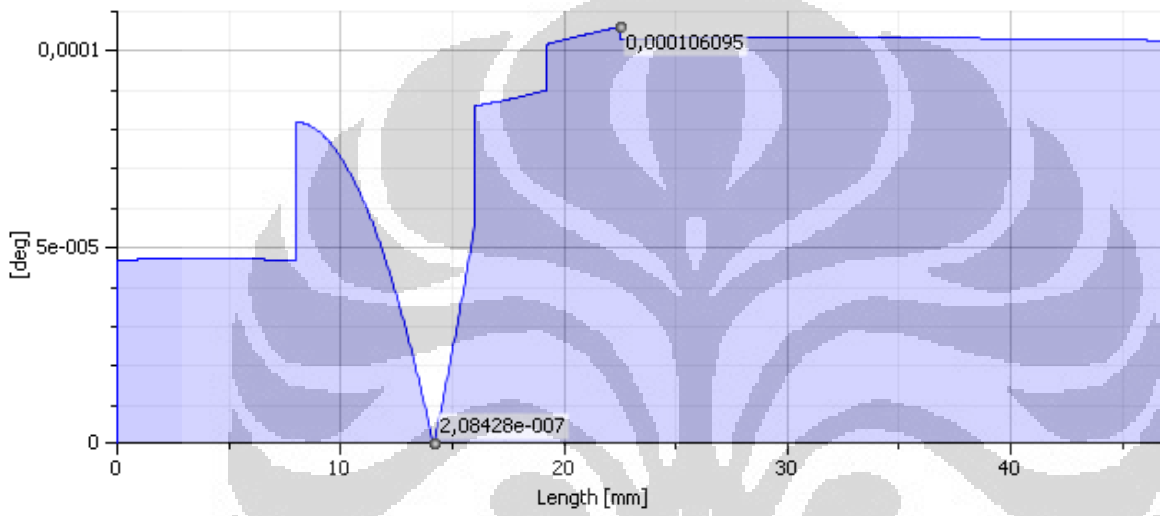
Bending Moment, YZ Plane



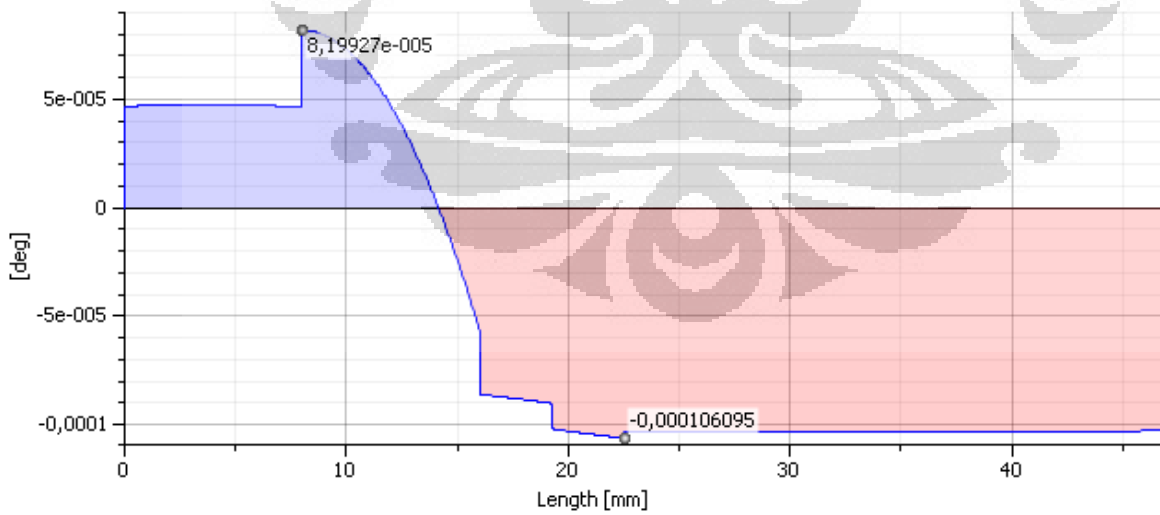
Bending Moment, XZ Plane



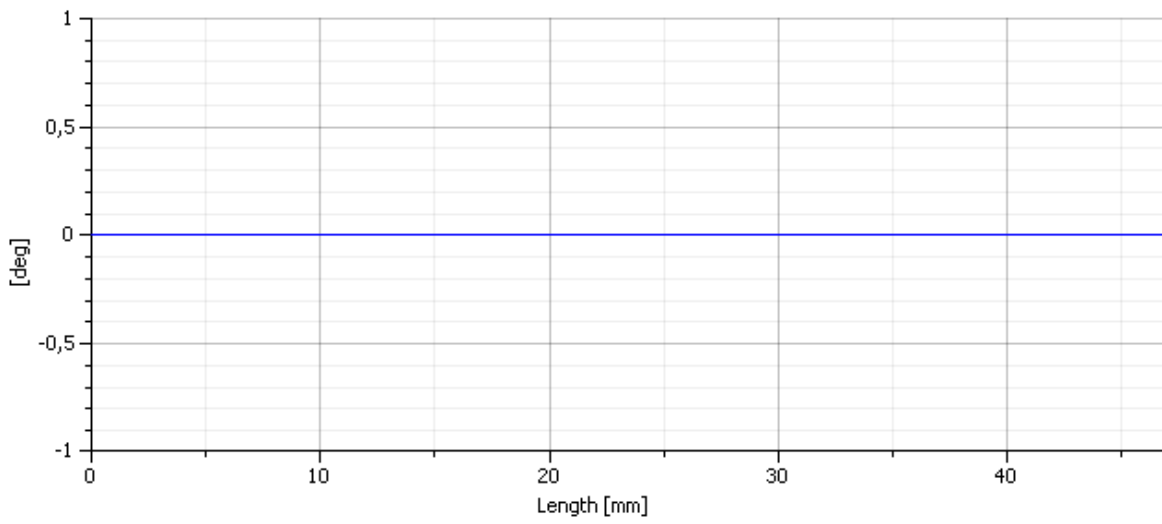
Deflection Angle



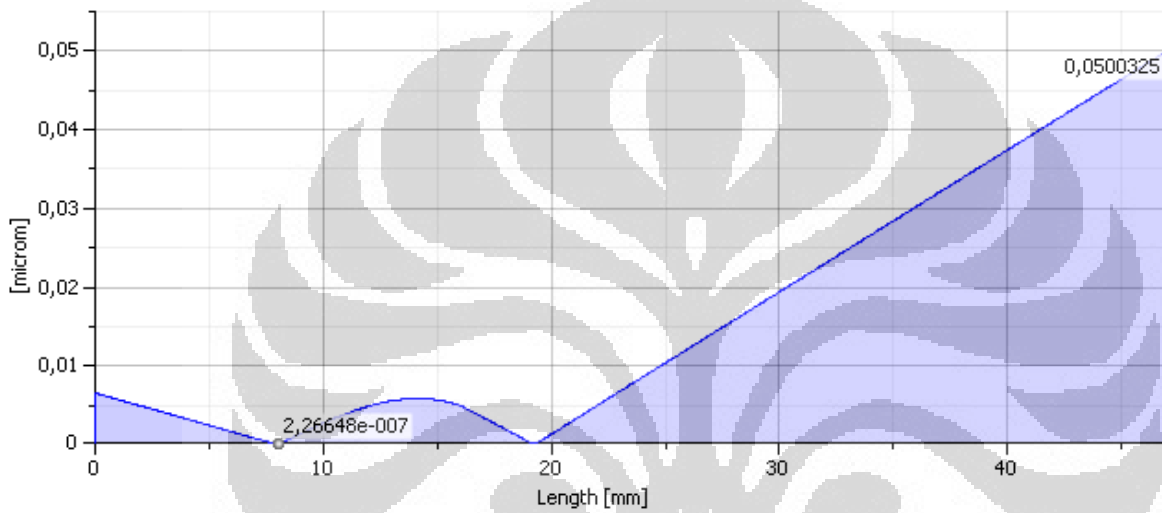
Deflection Angle, YZ Plane



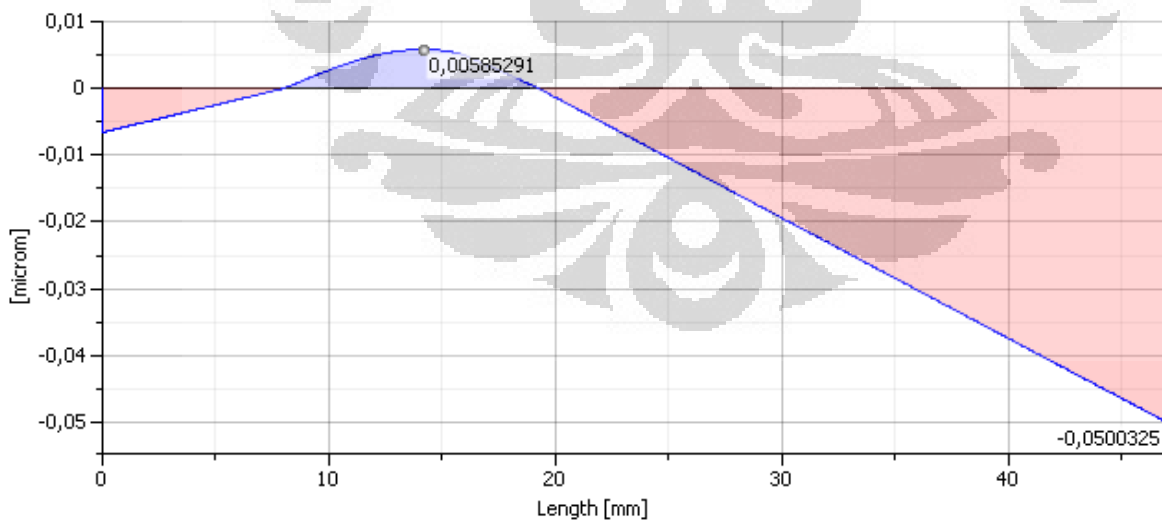
Deflection Angle, XZ Plane



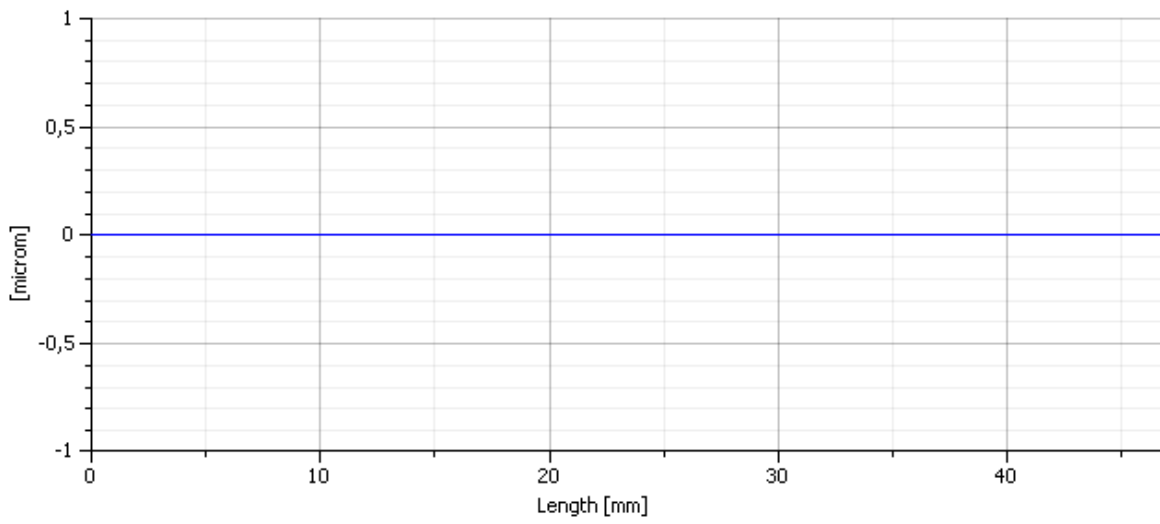
Deflection



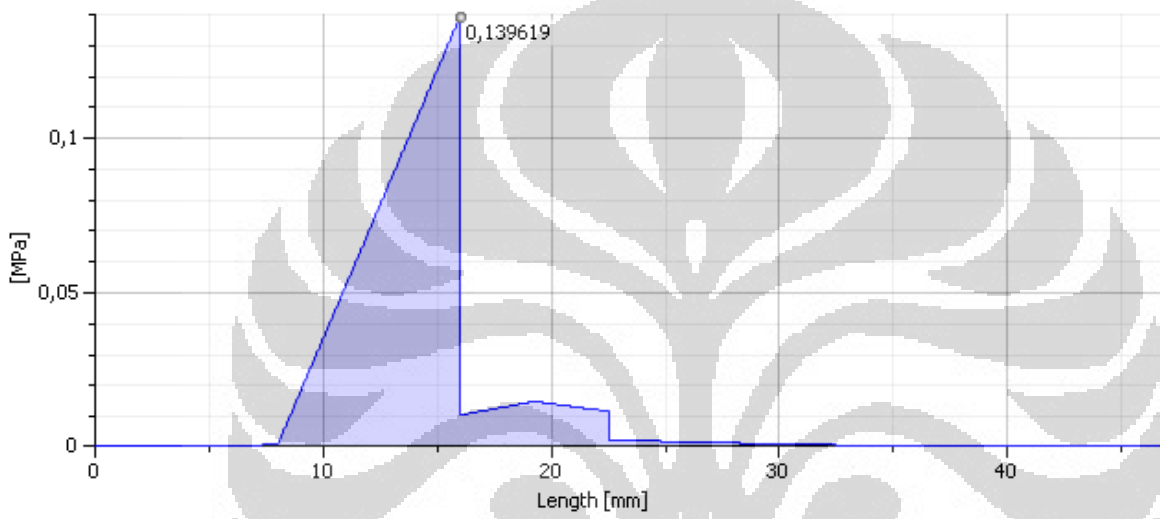
Deflection, YZ Plane



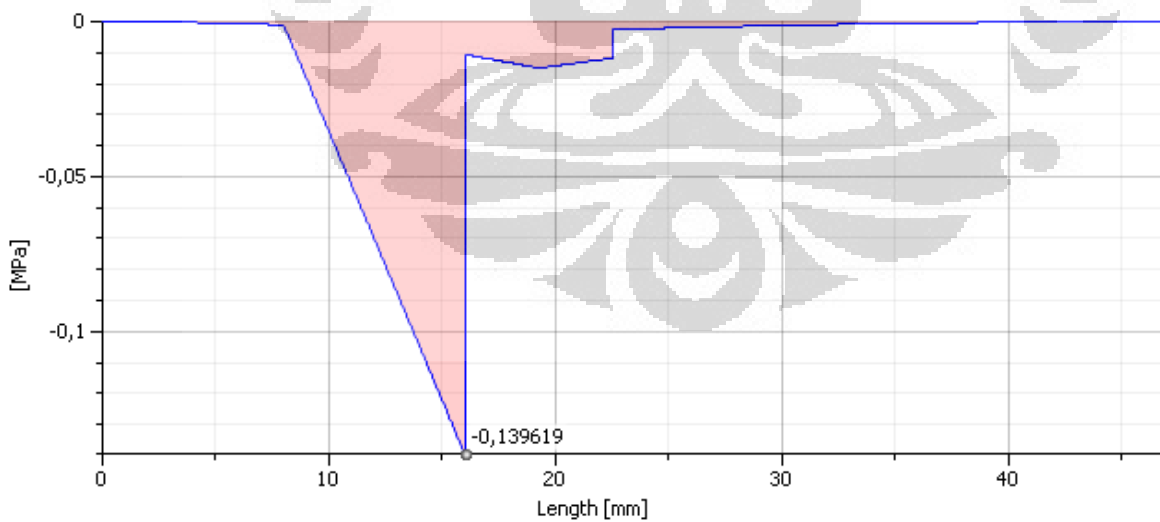
Deflection, XZ Plane



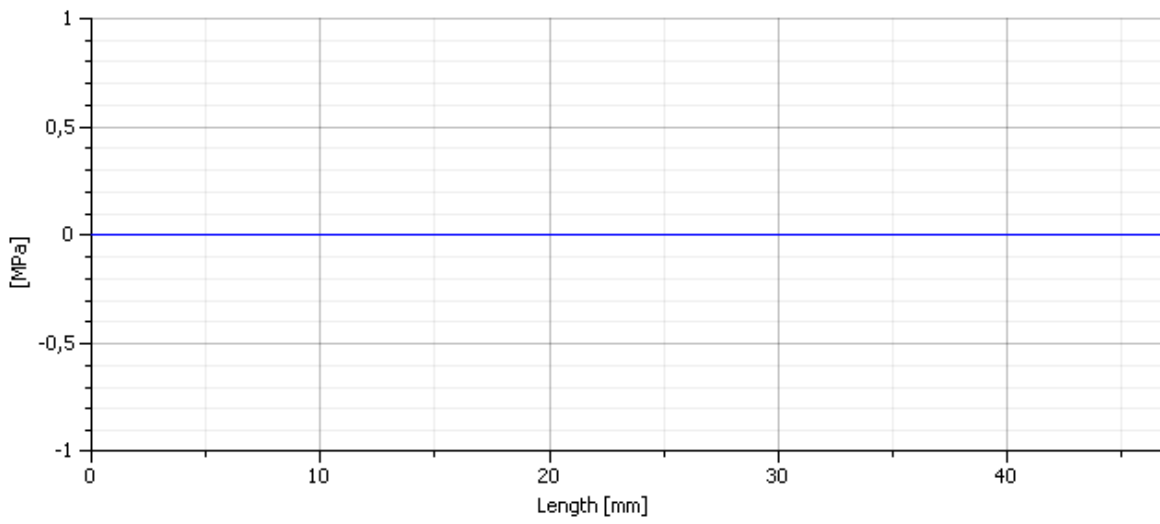
Bending Stress



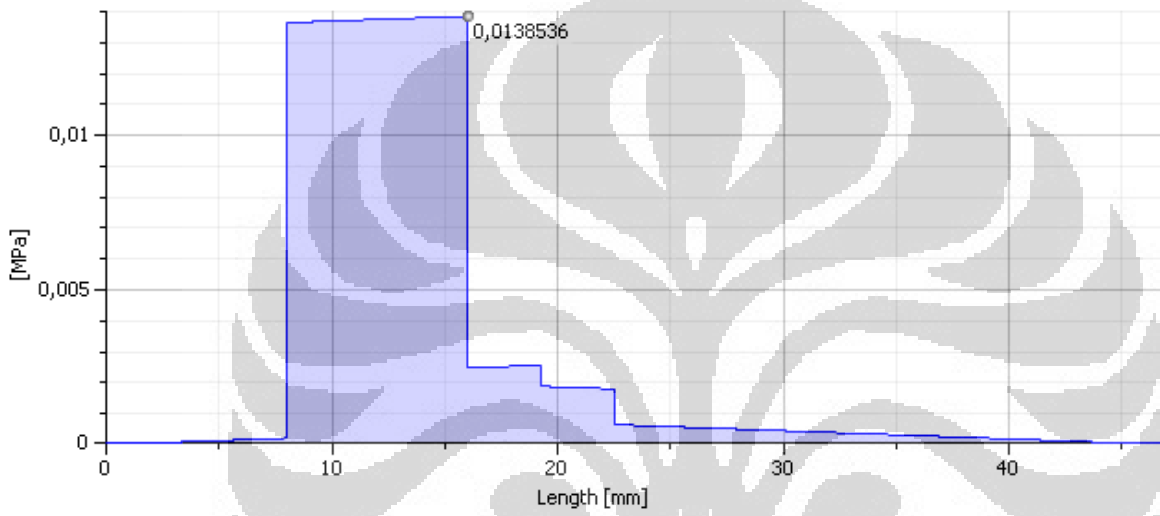
Bending Stress, YZ Plane



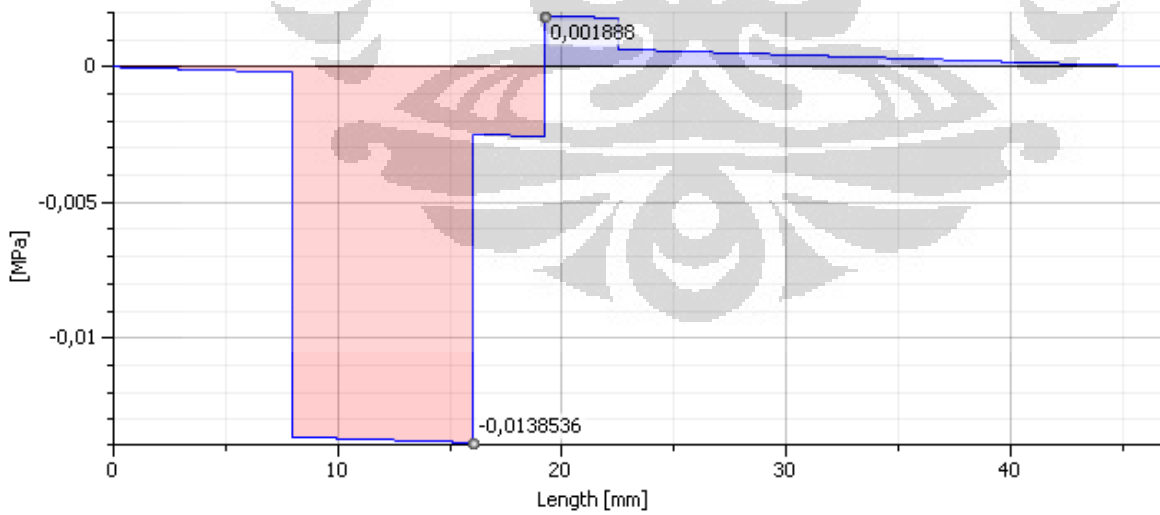
Bending Stress, XZ Plane



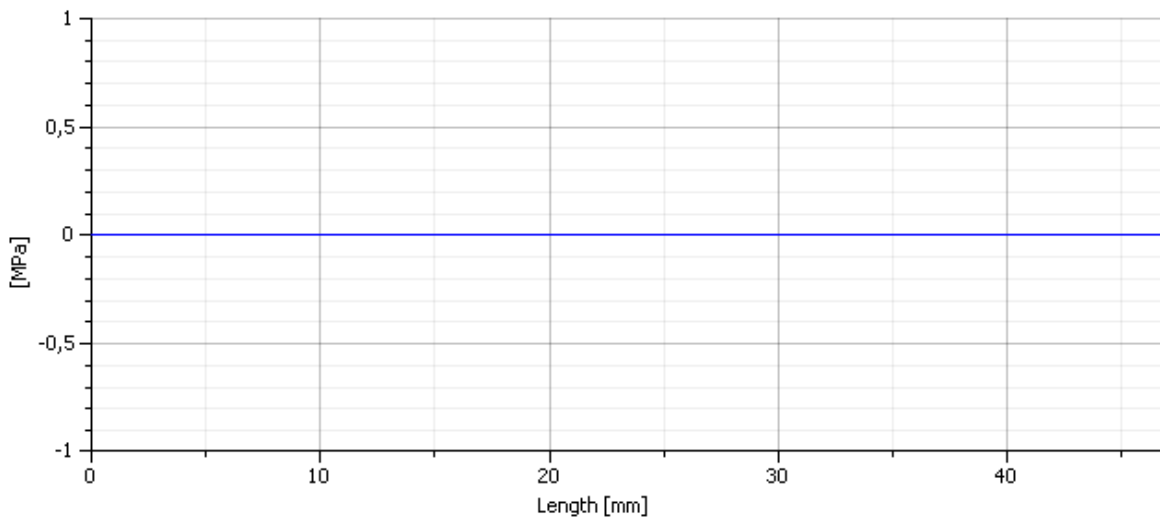
Shear Stress



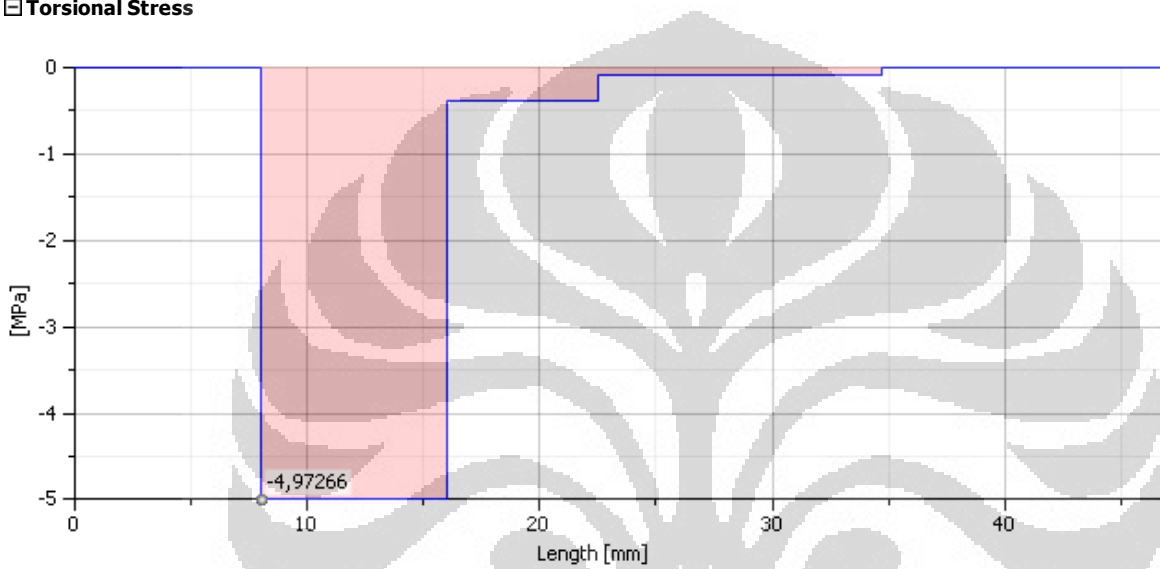
Shear Stress, YZ Plane



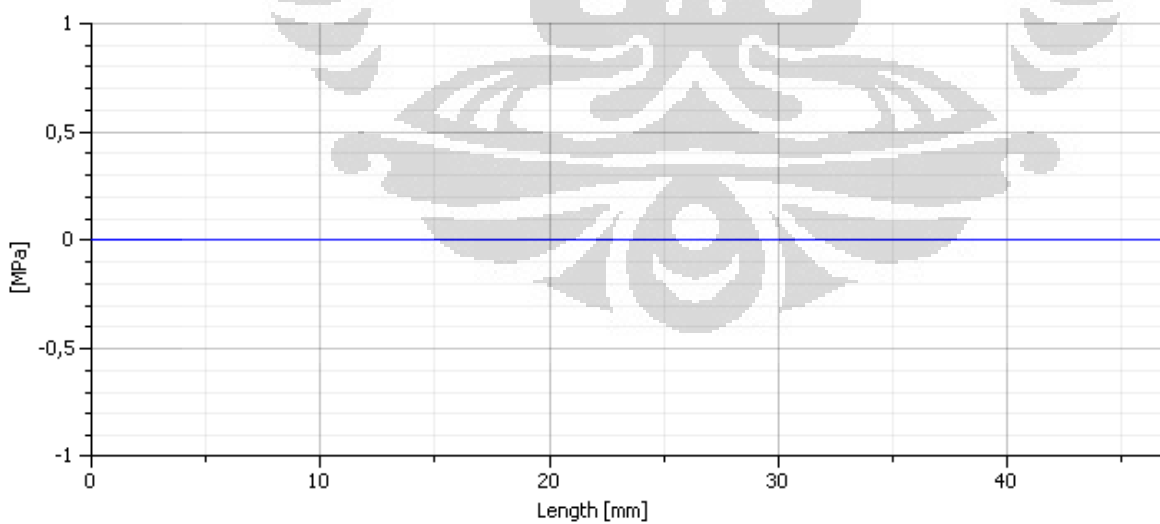
Shear Stress, XZ Plane



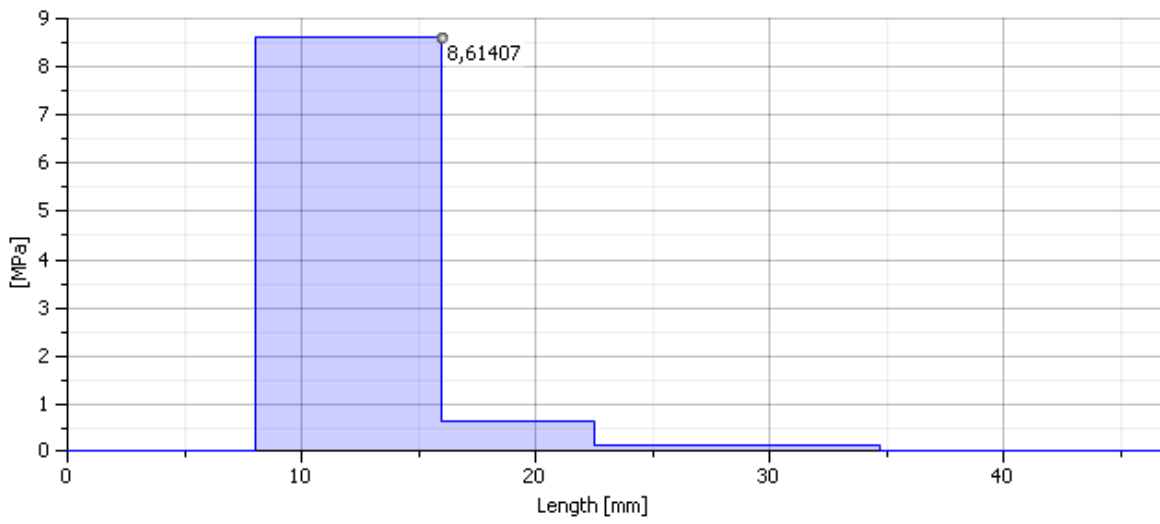
Torsional Stress



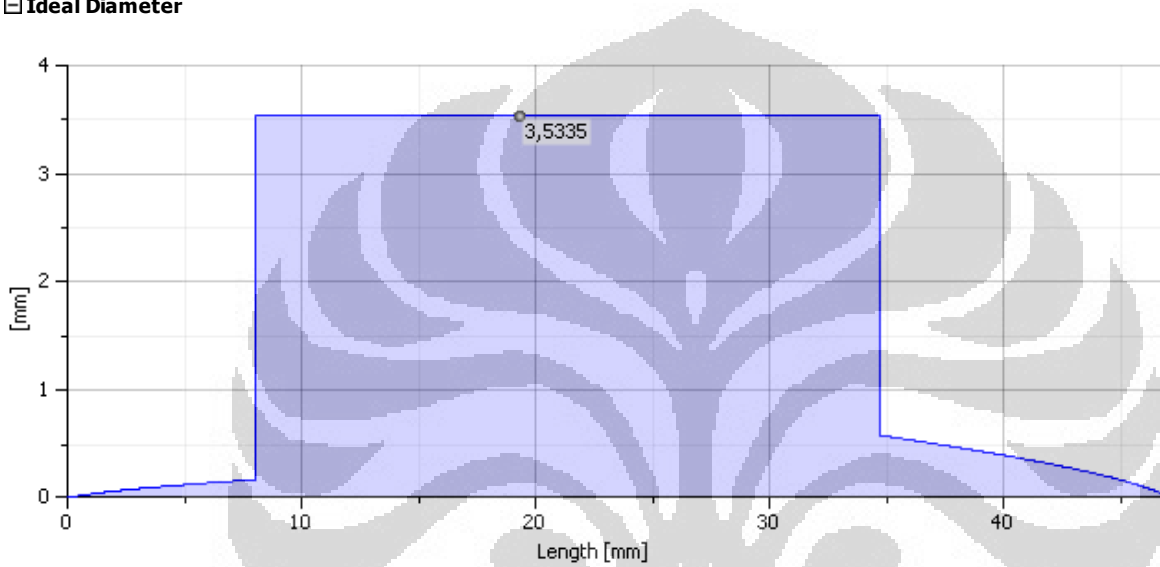
Tension Stress



Reduced Stress

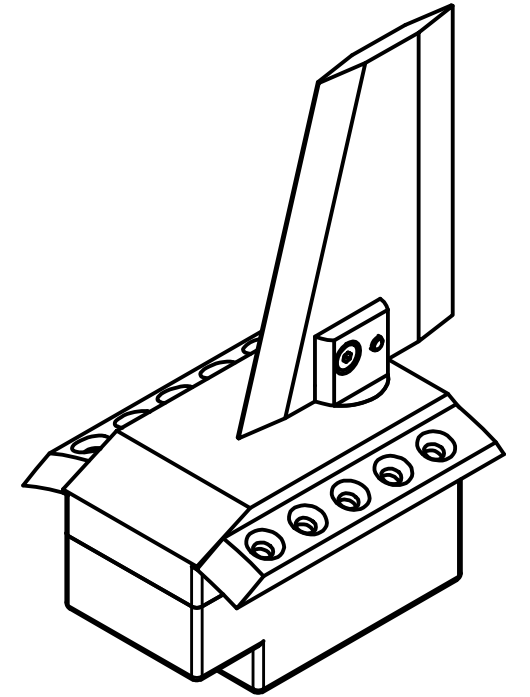
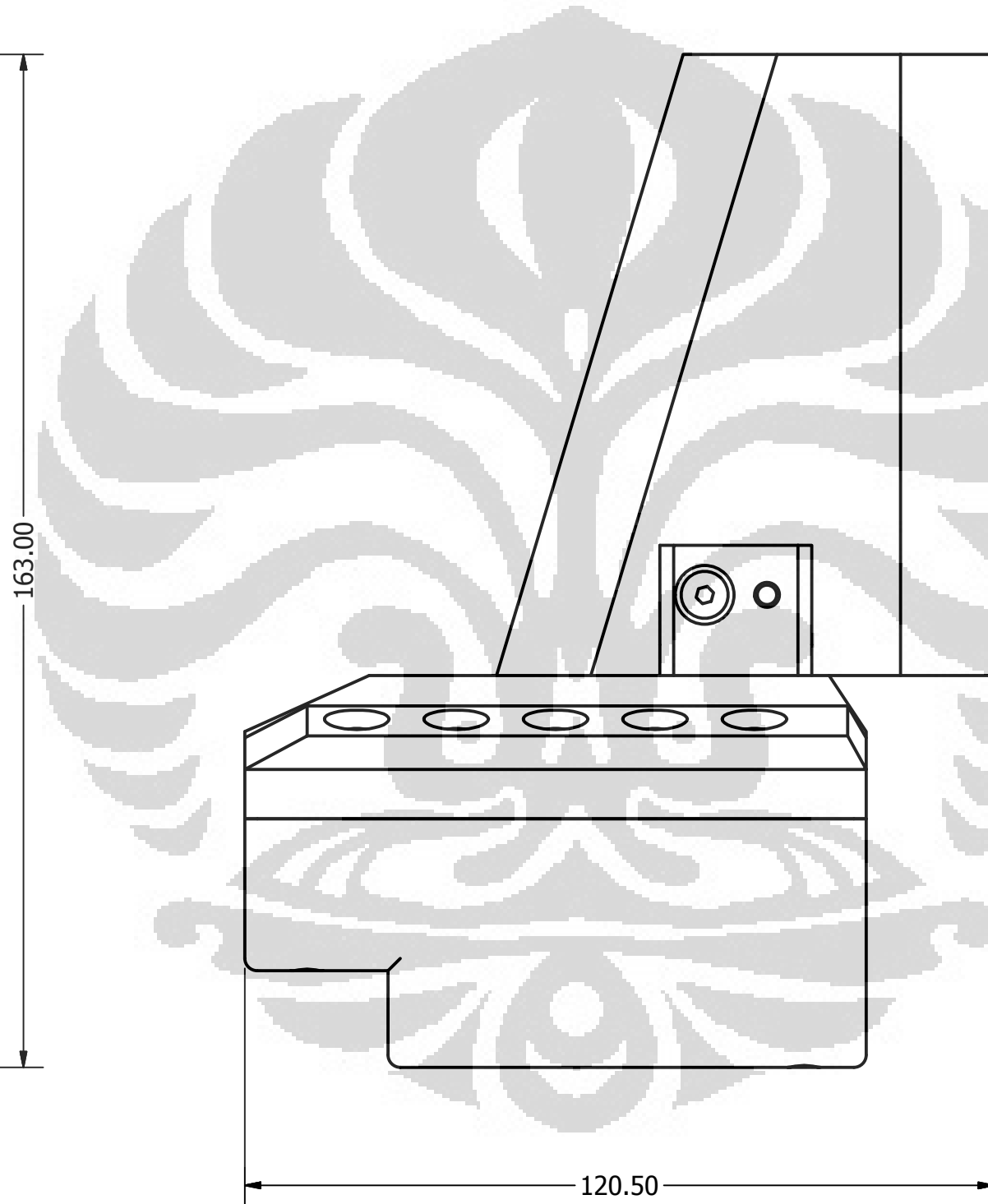
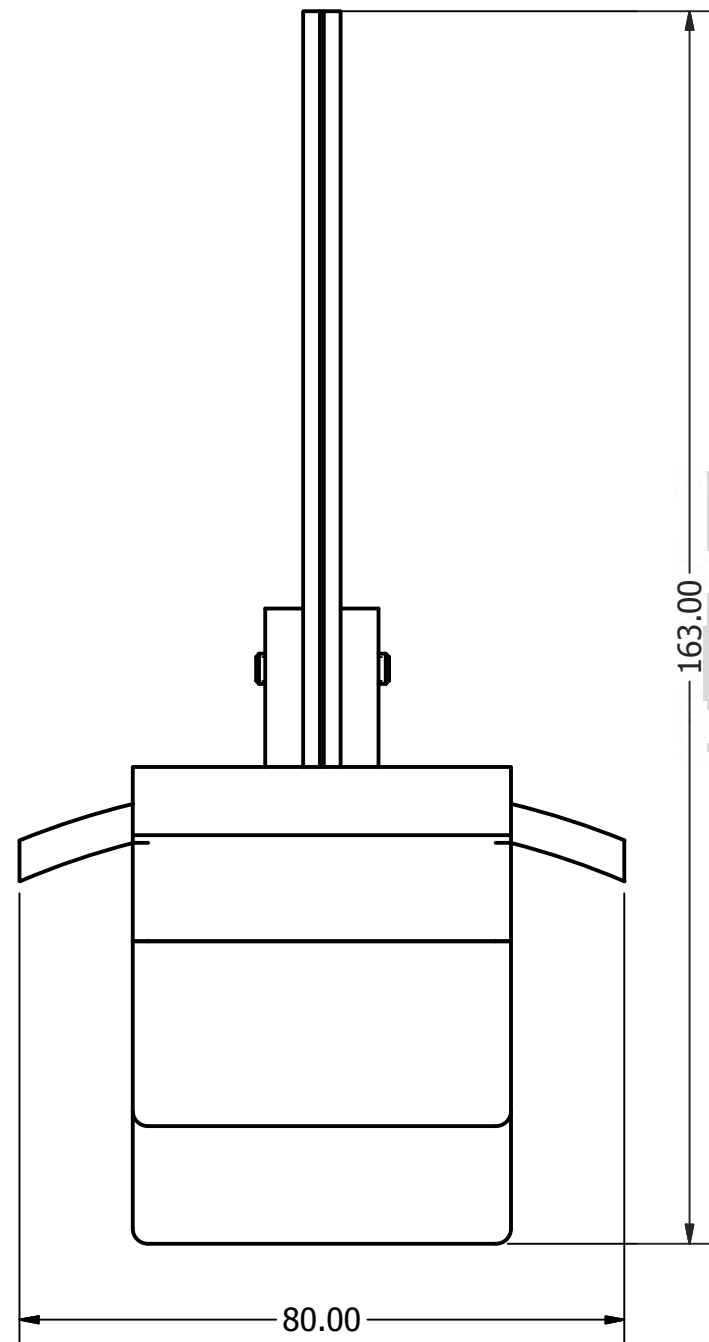



Ideal Diameter

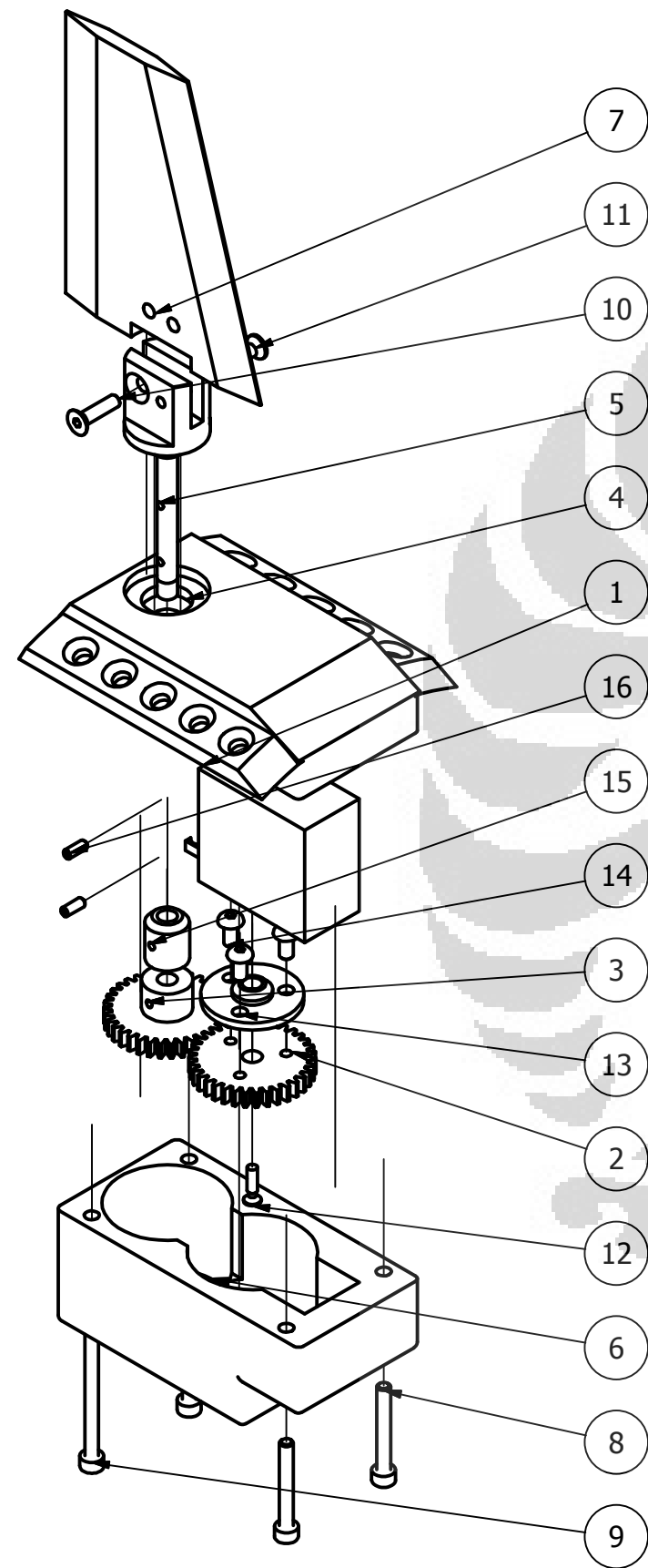


Summary of Messages

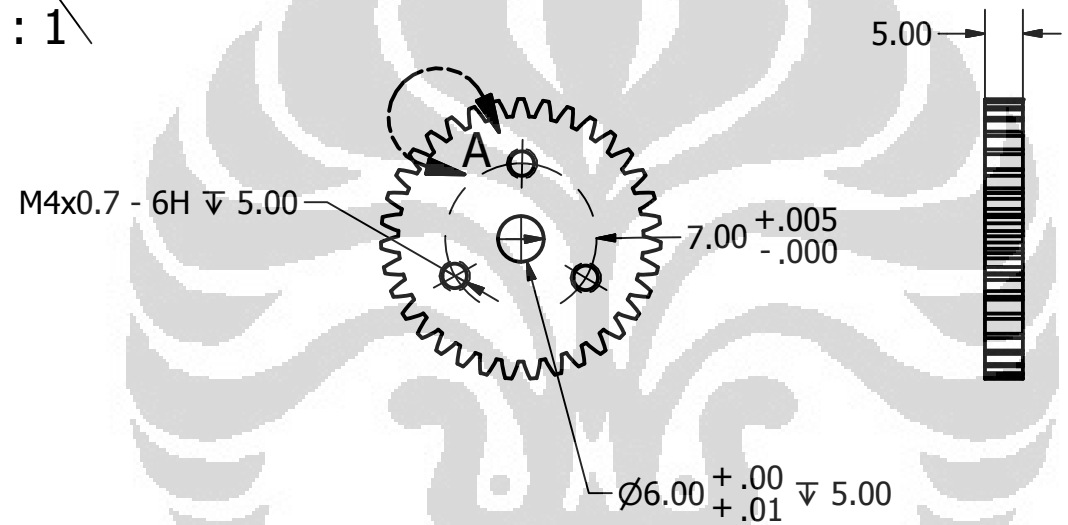
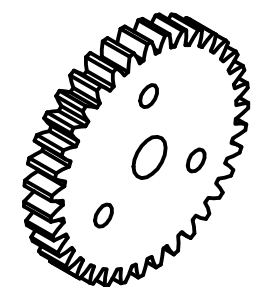
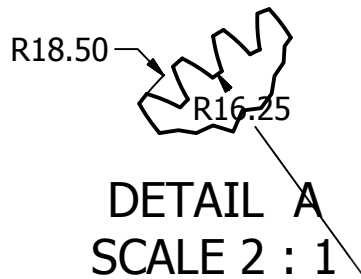
7:11:13 Calculation: Calculated.



 	Skala : 1:1	Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm	NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012	Diperiksa	
MESIN-FTUI	Modul FCAS Desain II	1 / 10	A3

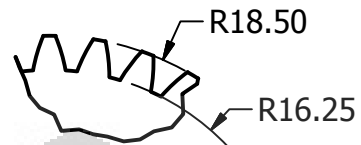
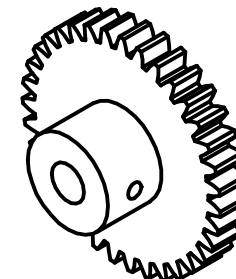


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	motor1	
2	1	Spur Gear1	
3	1	Spur Gear2	
4	1	design3finholder	
5	1	design3pegangan fin2	
6	1	tutupdesign3	
7	1	finasli	
8	2	ISO 4762 - M4 x 30	Hexagon Socket Head Cap Screw
9	2	CNS 3932 - M 4 x 45	Hexagon Socket Head Cap Screw
10	1	IS 6761 - M4 x 16	Fasteners - Countersunk Head Screws with Hexagon Socket - Specification
11	1	ISO 10642 - M4 x 16	Hexagon Socket Countersunk Head Screw-1 - Product grade A
12	1	NF E 25-107 - M3 x 12	Screws. Six lobes recessed contersunk head. Product grade A. Symbol FX.
13	1	tambahan	
14	3	ISO 7380 - M4 x 8	Hexagon Socket Button Head Screw - Product grade A
15	1	tambahan1	
16	2	DIN 916 - M3 x 8	Hexagon Socket Set Screw
		Skala : 1:1	Digambar : Anton Royanto
		Satuan : mm	NPM : 0706266872
		Tanggal : 11 Januari 2012	Diperiksa
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain II	
		2 /10	A3

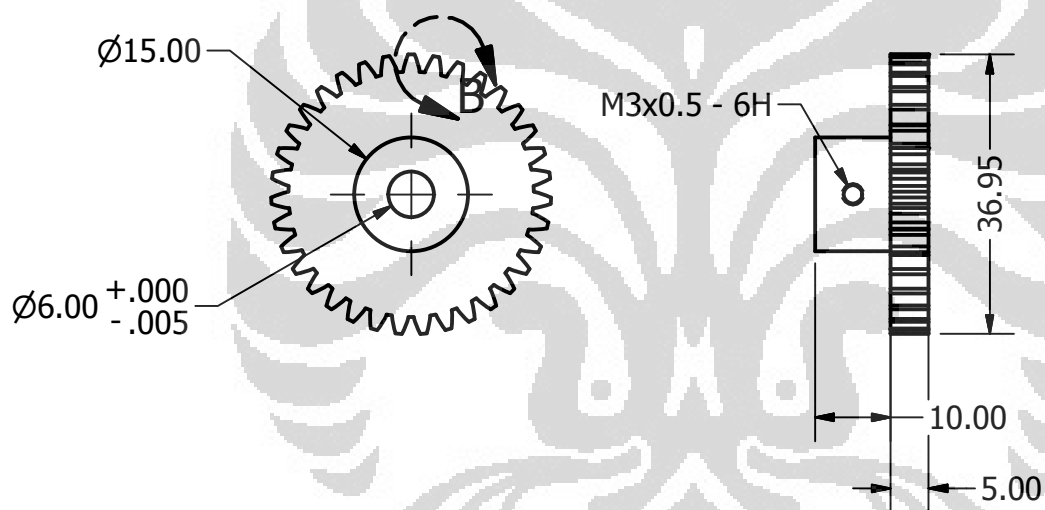


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	Spur Gear1	Steel
	Skala : 1:1	Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm	NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012	Diperiksa	
MESIN-FTUI	Modul FCAS Desain II		3 / 10
A4			

Pengembangan fin..., Anton Royanto Ahmad, FT UI, 2012

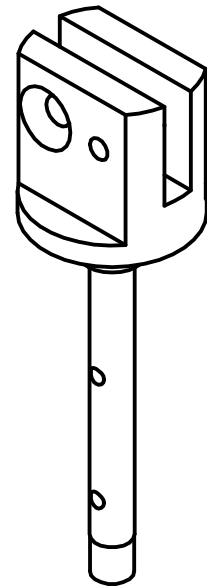
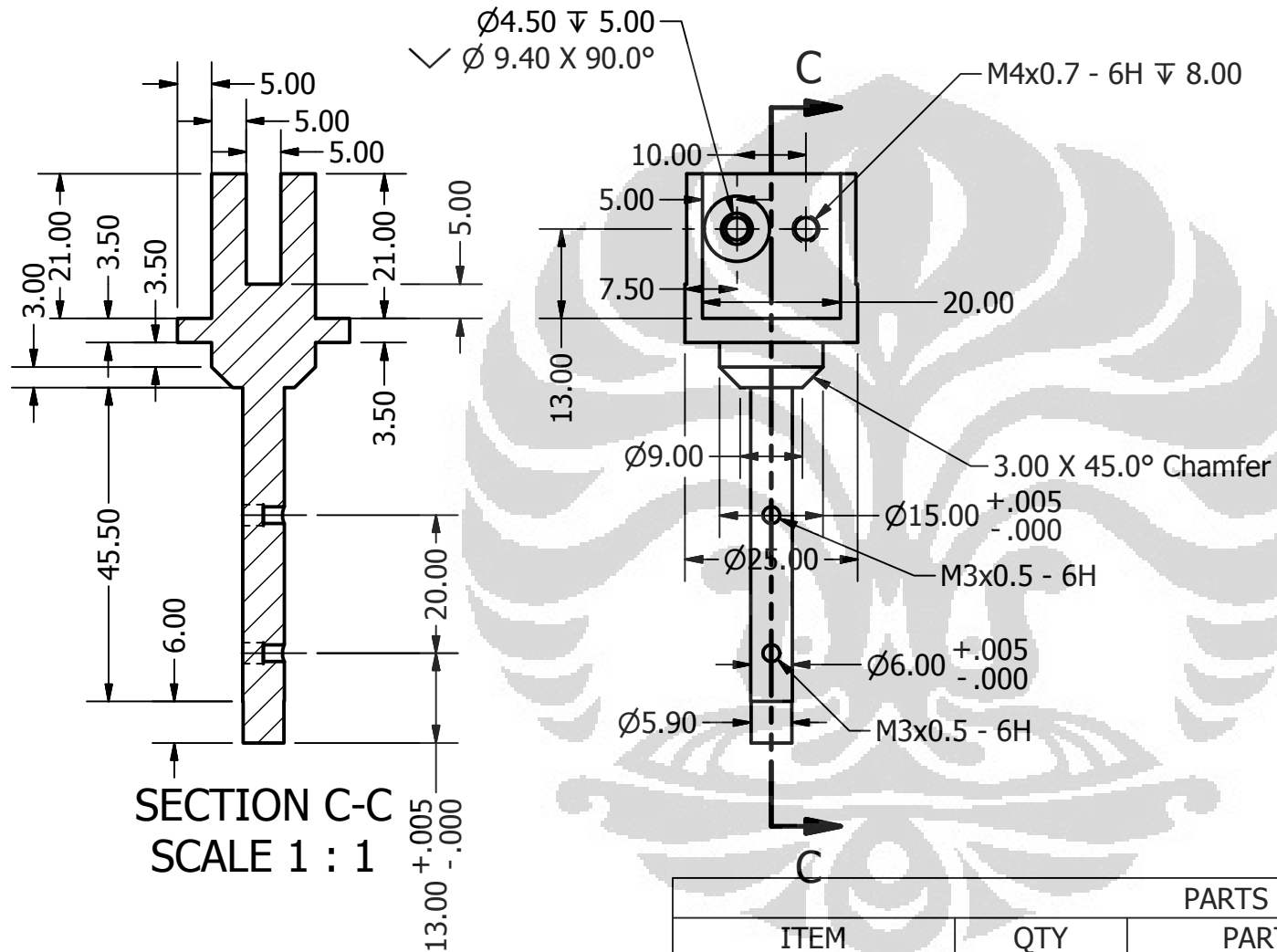


DETAIL B
SCALE 2 : 1



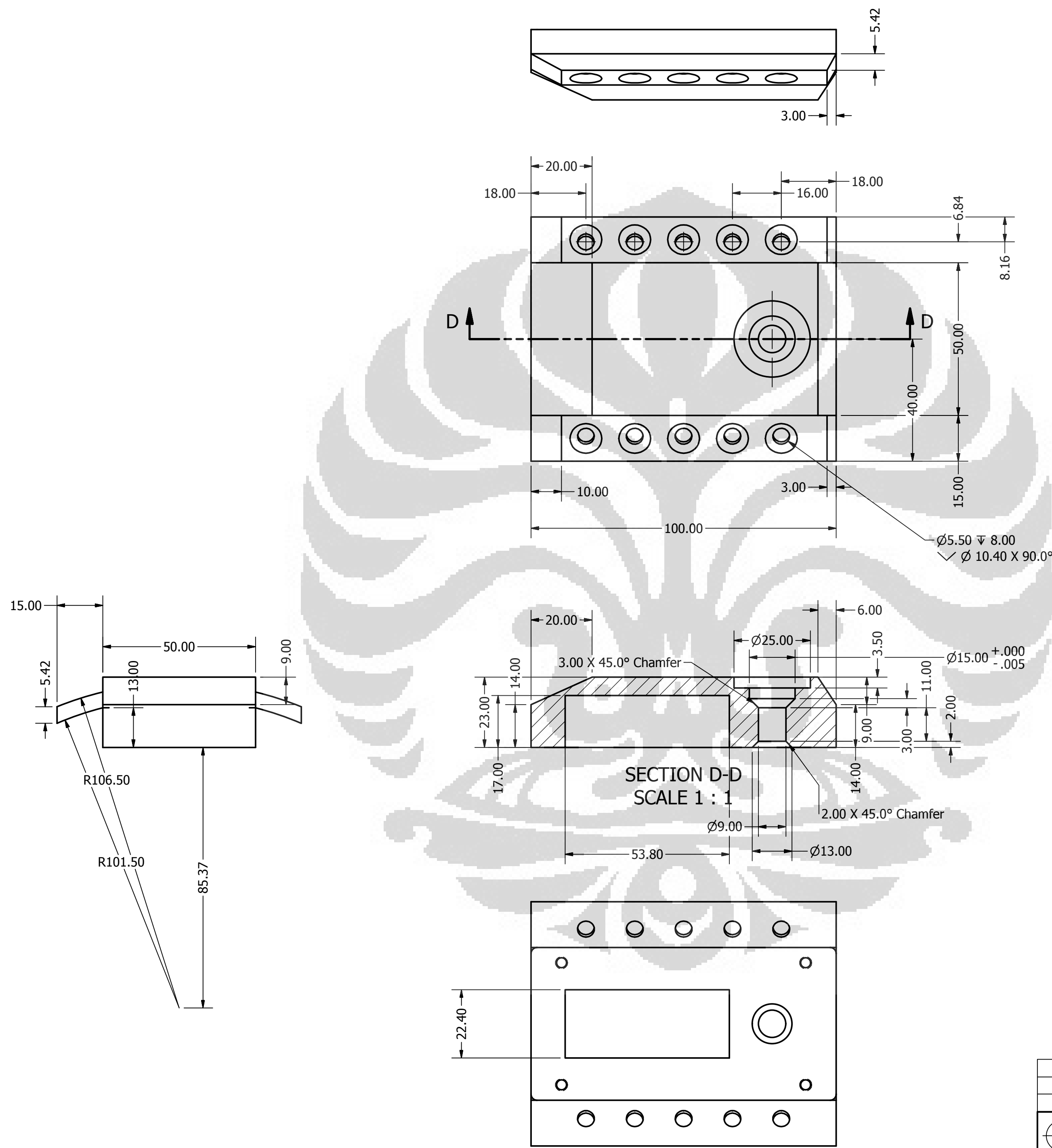
PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL	
1	1	Spur Gear2	Steel	
	Skala : 1:1		Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm		NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa	
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain II		4 / 10
				A4

Pengembangan fin..., Anton Royanto Ahmad, FT UI, 2012



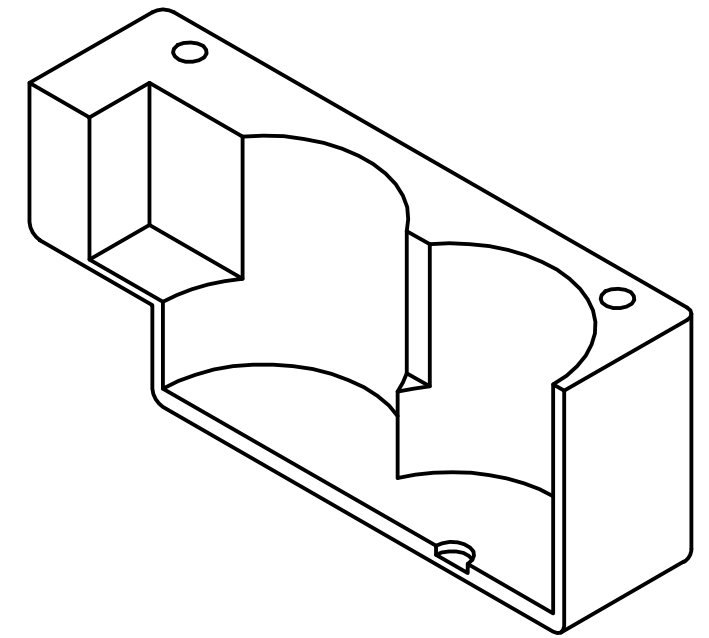
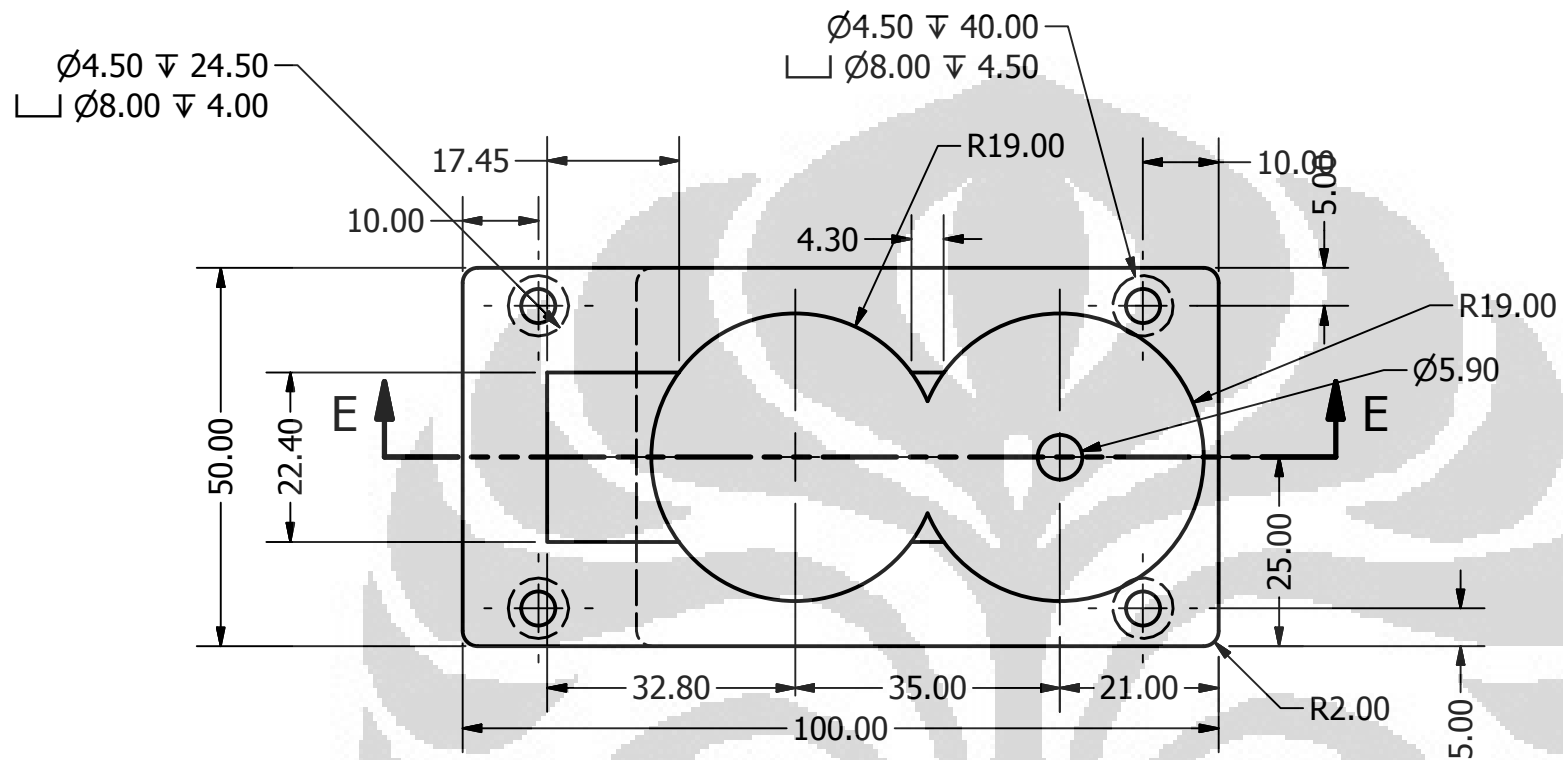
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	design3pegangan fin2	Aluminum-6061-AHC
	Skala : 1:1	Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm	NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012	Diperiksa	
MESIN-FTUI	Modul FCAS Desain II		5 / 10
A4			

Pengembangan fin..., Anton Royanto Ahmad, FT UI, 2012

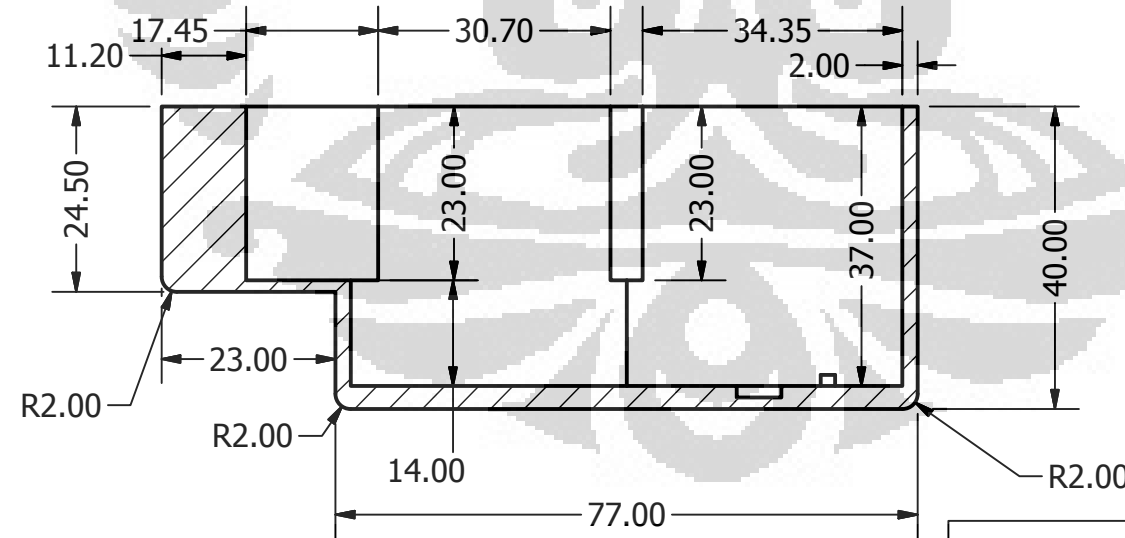


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	design3finholder	Aluminum-6061-AHC
	Skala : 1:1	Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm	NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012	Diperiksa	
MESIN-FTUI	Modul FCAS Desain II		6 / 10 A2

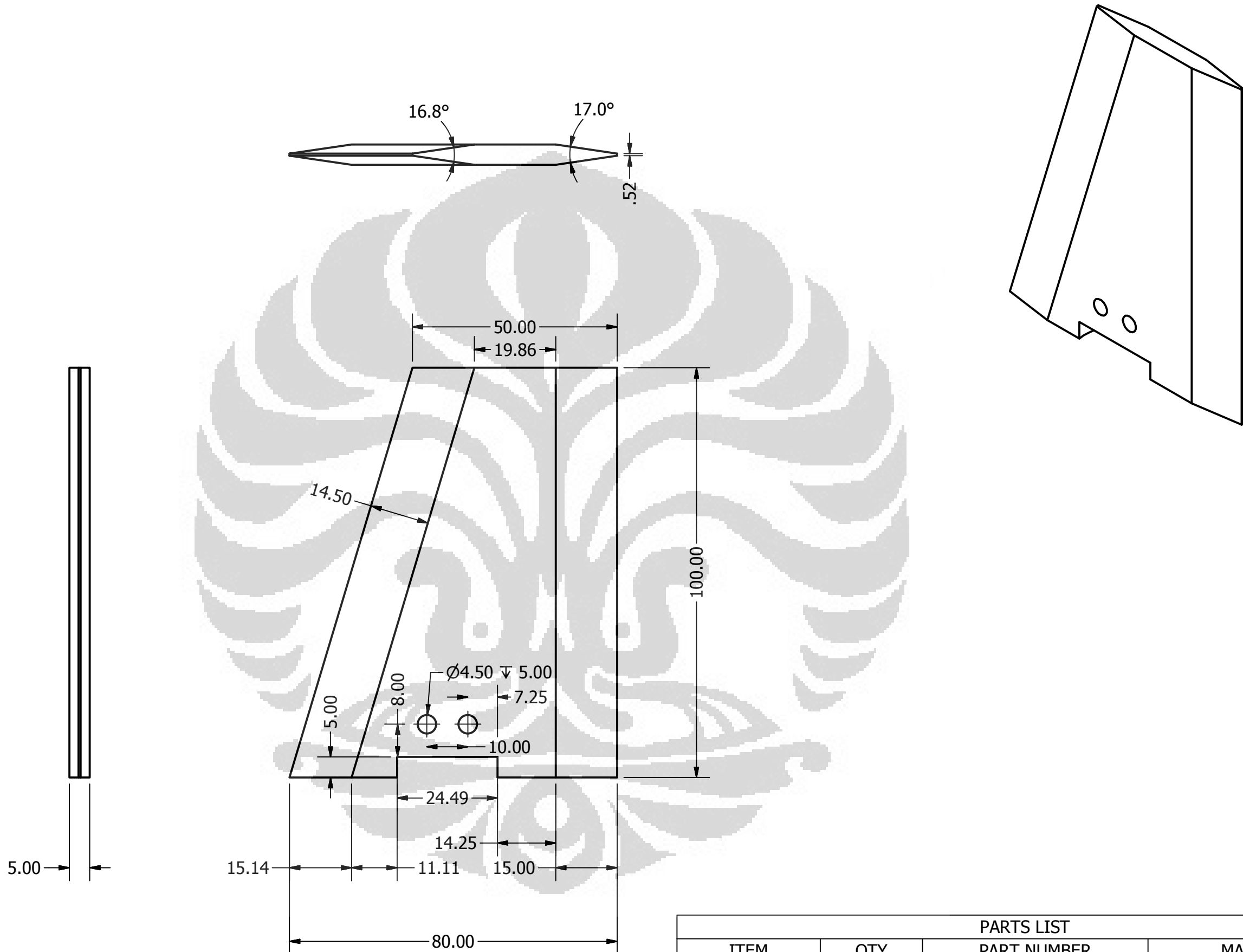
Pengembangan fin holder Anton Royanto Ahmad, FT UII, 2012




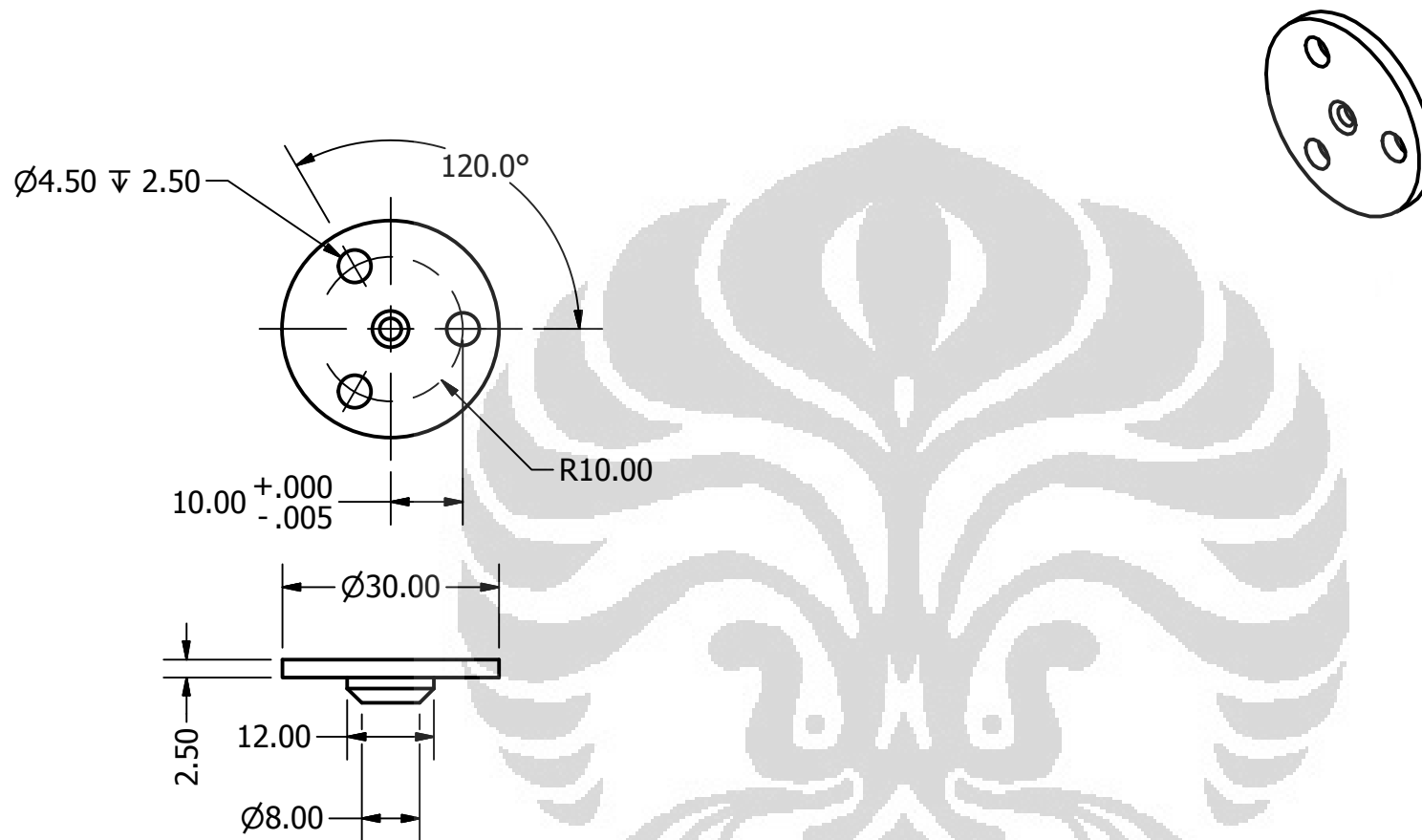
SECTION E-E
SCALE 1 : 1



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	tutupdesign3	Aluminum-6061-AHC
	Skala : 1:1	Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm	NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012	Diperiksa	
MESIN-FTUI	Modul FCAS Desain II		7 / 10 A3

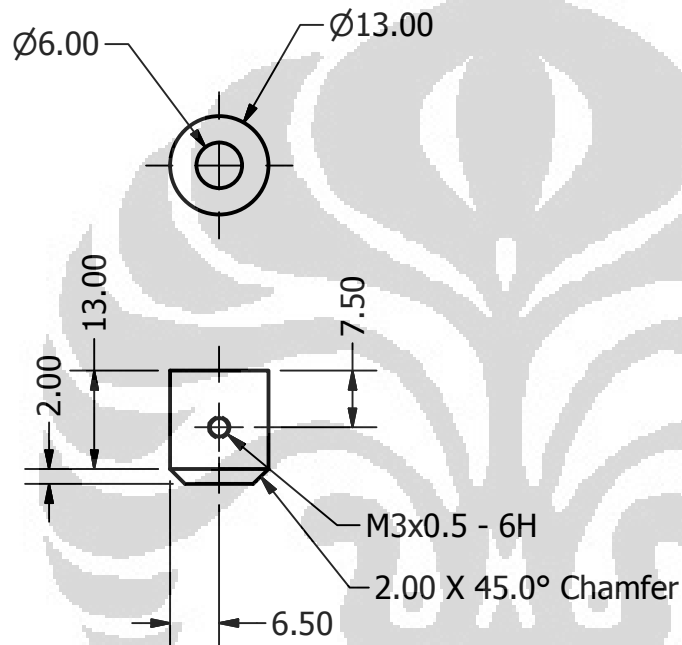


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL
1	1	finasli	Aluminum-6061-AHC
 	Skala : 1:1		Digambar : Anton Royanto
	Satuan : mm		NPM : 0706266872
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain II	8 / 10 A3



PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL	
1	1	tambahan	Polycarbonate, Smoke	
	Skala : 1:1		Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm		NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa	
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain II		9 / 10
				A4

Pengembangan fin..., Anton Royanto Ahmad, FT UI, 2012



PARTS LIST				
ITEM	QTY	PART NUMBER	MATERIAL	
1	1	tambahan1	Aluminum-6061-AHC	
	Skala : 1:1		Digambar : Anton Royanto	
	Satuan : mm		NPM : 0706266872	
	Tanggal : 11 Januari 2012		Diperiksa	
MESIN-FTUI		Modul FCAS Desain II		10 / 10
				A4

Stress Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File:	design3.iam
Autodesk Inventor Version:	2011 (Build 150239000, 239)
Creation Date:	08/01/2012, 17:31
Simulation Author:	Anton
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author Anton

Project

Part Number	design3
Designer	Anton
Cost	Rp0
Date Created	15/08/2011

Status

Design Status WorkInProgress

Physical

Mass	0,753342 kg
Area	97856,8 mm ²
Volume	277251 mm ³
Center of Gravity	x=6,32478 mm y=0,000781213 mm z=37,6059 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Simulation:1

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	08/01/2012, 17:19
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

Advanced settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg

Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

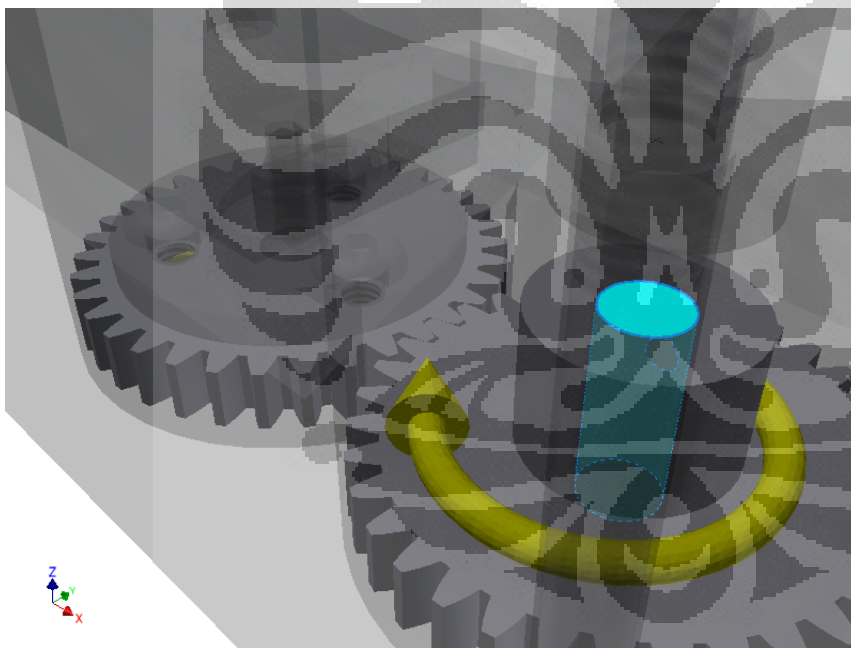
Name	Steel	
General	Mass Density	7,85 g/cm ³
	Yield Strength	207 MPa
	Ultimate Tensile Strength	345 MPa
Stress	Young's Modulus	210 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	80,7692 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,000012 ul/c
	Thermal Conductivity	56 W/(m K)
	Specific Heat	460 J/(kg c)
Part Name(s)	Spur Gear1 Spur Gear2	

Operating conditions

Moment:3

Load Type	Moment
Magnitude	211,000 N mm

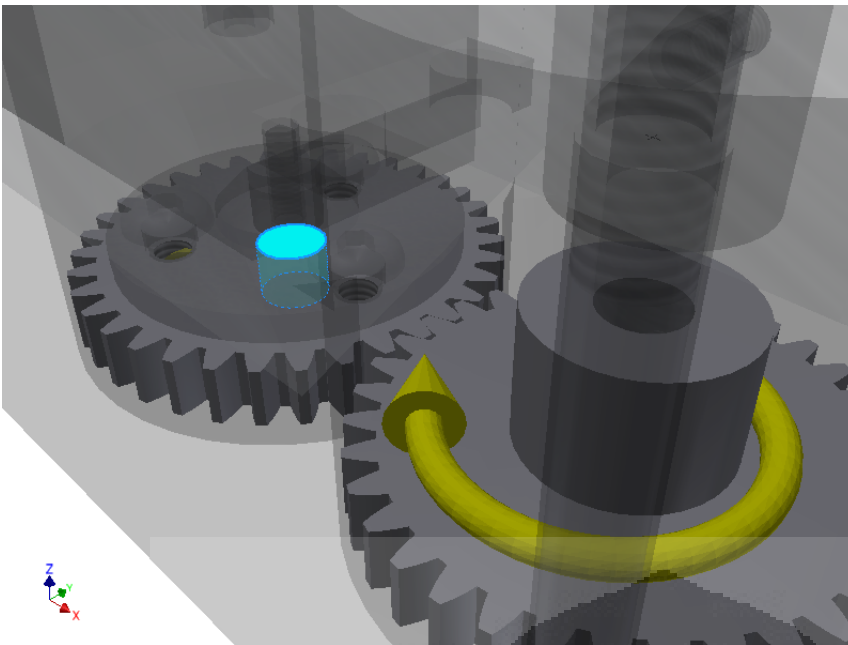
Selected Face(s)



Moment:4

Load Type	Moment
Magnitude	3495,000 N mm

Selected Face(s)



Pin Constraint:4

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

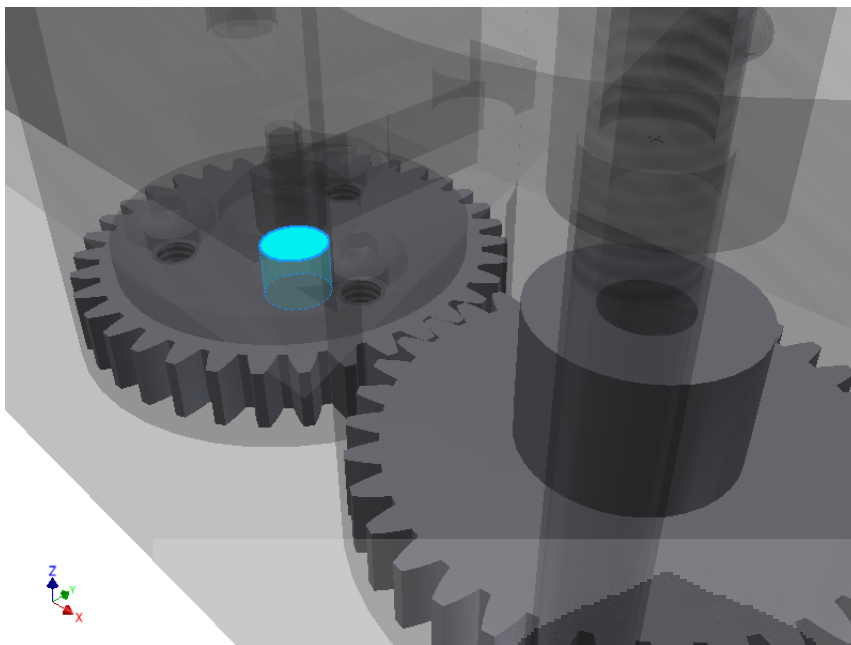
Selected Face(s)



Pin Constraint:5

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

Selected Face(s)



☐ **Results**

☐ **Reaction Force and Moment on Constraints**

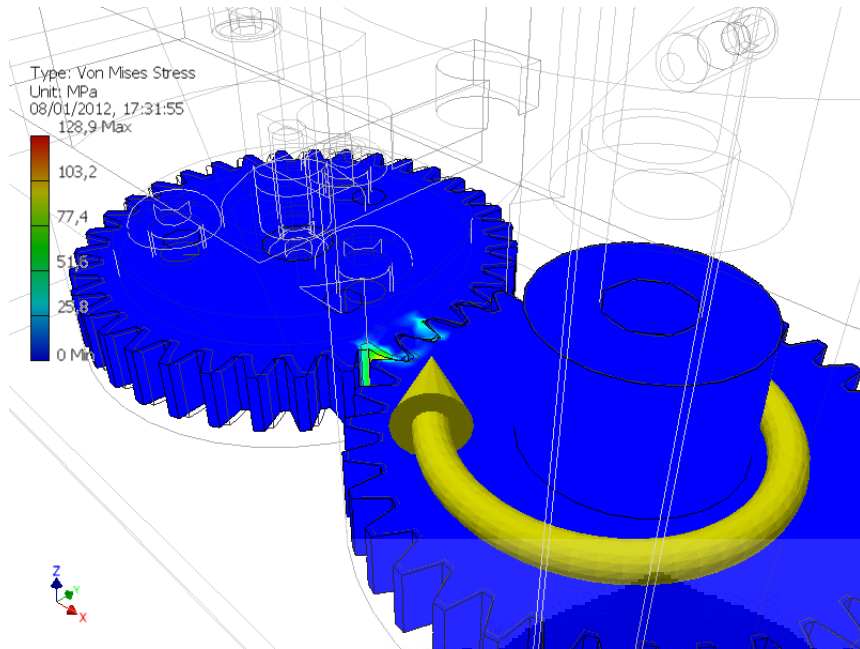
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:4	100,774 N	-7,48277 N	0,491879 N m	0,491056 N m
		100,495 N		0,0284266 N m
		-0,142616 N		0 N m
Pin Constraint:5	100,717 N	7,2991 N	0,00871826 N m	0,0083085 N m
		-100,452 N		0,00264139 N m
		0 N		0 N m

☐ **Result Summary**

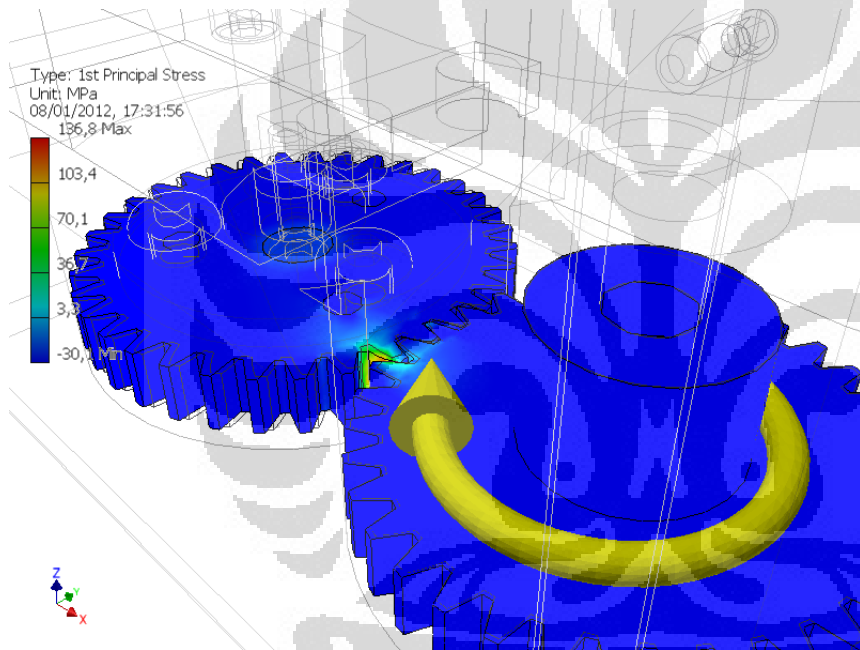
Name	Minimum	Maximum
Volume	277243 mm ³	
Mass	0,0833134 kg	
Von Mises Stress	0,00148643 MPa	128,945 MPa
1st Principal Stress	-30,066 MPa	136,806 MPa
3rd Principal Stress	-141,034 MPa	30,6126 MPa
Displacement	0,00104134 mm	0,00880813 mm
Safety Factor	1,60533 ul	15 ul

☐ **Figures**

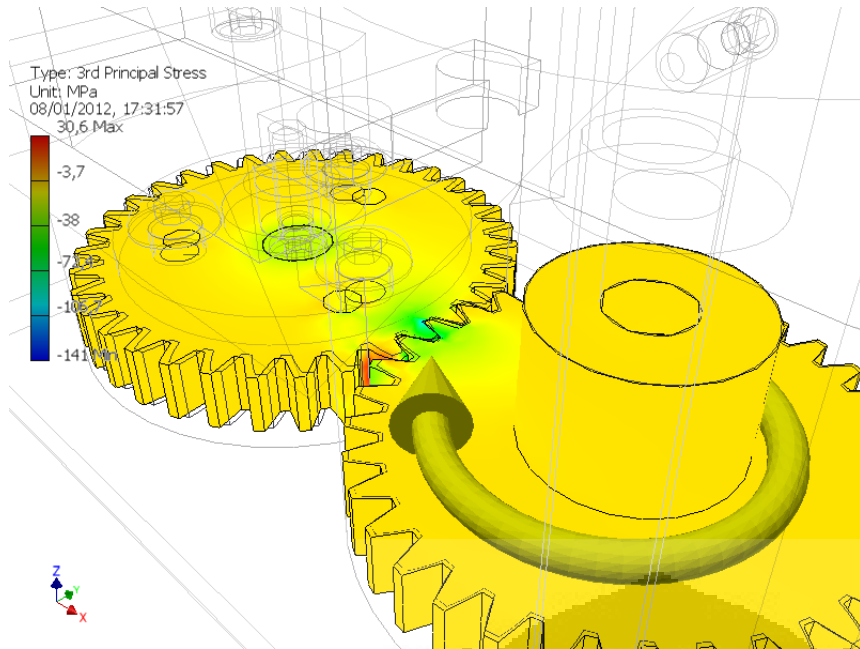
☐ **Von Mises Stress**



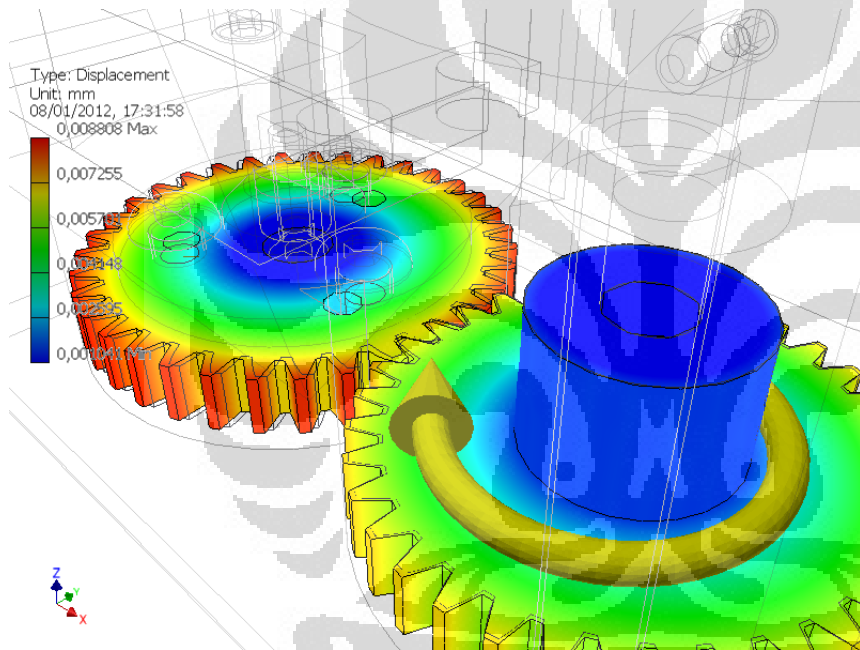
☐ **1st Principal Stress**



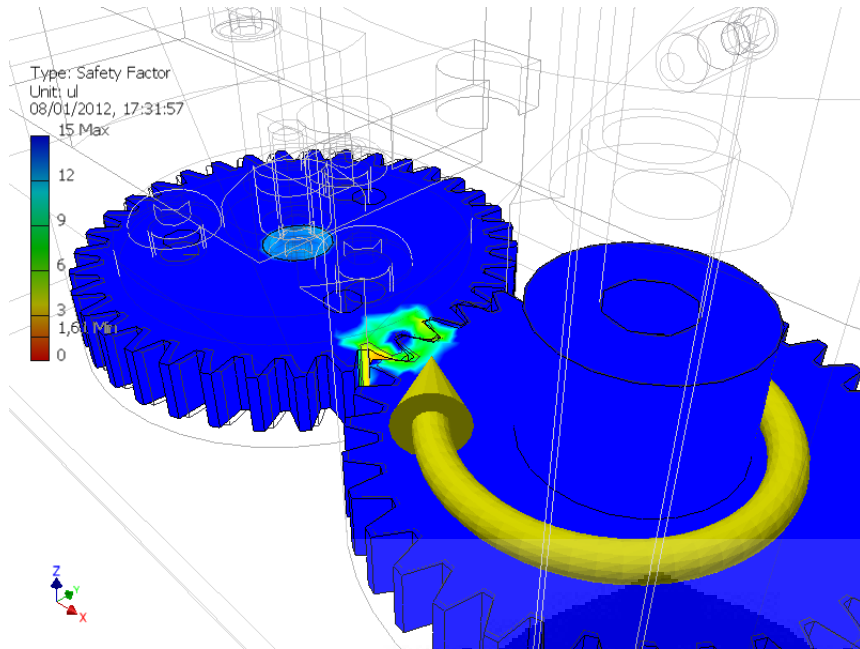
☐ **3rd Principal Stress**



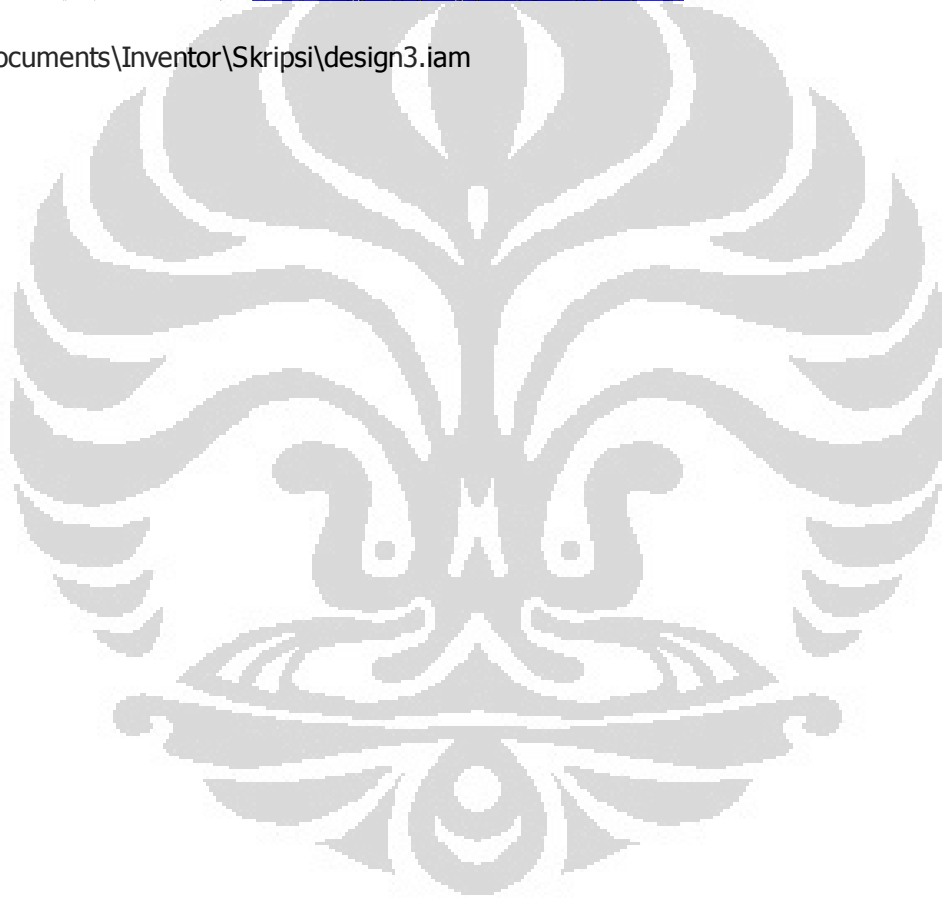
Displacement



Safety Factor



C:\Users\Anton\Documents\Inventor\Skripsi\design3.iam



Spur Gears Component Generator (Version: 2011 (Build 150239000, 239))

08/01/2012

☐ Project Info

☐ Guide

Design Guide - Center Distance

Unit Corrections Guide - User

Type of Load Calculation - Torque calculation for the specified power and speed

Type of Strength Calculation - Check Calculation

Method of Strength Calculation - ISO 6336:1996

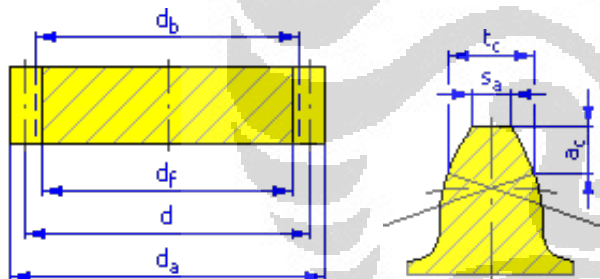
☐ Common Parameters

Gear Ratio	i	1,0000 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	1,0000 ul
Module	m	1,000 mm
Helix Angle	β	0,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	35,000 mm
Product Center Distance	a	35,000 mm
Total Unit Correction	Σx	0,0000 ul
Circular Pitch	p	3,142 mm
Base Circular Pitch	p_{tb}	2,952 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20,0000 deg
Contact Ratio	ϵ	1,6866 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0090 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0045 mm

☐ Gears

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	35 ul	35 ul
Unit Correction	x	0,0000 ul	0,0000 ul
Pitch Diameter	d	35,000 mm	35,000 mm
Outside Diameter	d_a	37,000 mm	37,000 mm
Root Diameter	d_f	32,500 mm	32,500 mm
Base Circle Diameter	d_b	32,889 mm	32,889 mm
Work Pitch Diameter	d_w	35,000 mm	35,000 mm
Facewidth	b	5,000 mm	5,000 mm
Facewidth Ratio	b_r	0,1429 ul	0,1429 ul
Addendum	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Clearance	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Root Fillet	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tooth Thickness	s	1,571 mm	1,571 mm

Tangential Tooth Thickness	s_t	1,571 mm	1,571 mm
Chordal Thickness	t_c	1,387 mm	1,387 mm
Chordal Addendum	a_c	0,748 mm	0,748 mm
Chordal Dimension	W	13,775 mm	13,775 mm
Chordal Dimension Teeth	z_w	5,000 ul	5,000 ul
Dimension Over (Between) Wires	M	37,459 mm	37,459 mm
Wire Diameter	d_M	1,750 mm	1,750 mm
Limit Deviation of Helix Angle	F_β	0,0090 mm	0,0090 mm
Limit Circumferential Run-out	F_r	0,0160 mm	0,0160 mm
Limit Deviation of Axial Pitch	f_{pt}	0,0070 mm	0,0070 mm
Limit Deviation of Basic Pitch	f_{pb}	0,0066 mm	0,0066 mm
Virtual Number of Teeth	z_v	35,000 ul	35,000 ul
Virtual Pitch Diameter	d_n	35,000 mm	35,000 mm
Virtual Outside Diameter	d_{an}	37,000 mm	37,000 mm
Virtual Base Circle Diameter	d_{bn}	32,889 mm	32,889 mm
Unit Correction without Tapering	x_z	-0,0062 ul	-0,0062 ul
Unit Correction without Undercut	x_p	-1,0274 ul	-1,0274 ul
Unit Correction Allowed Undercut	x_d	-1,1974 ul	-1,1974 ul
Addendum Truncation	k	0,0000 ul	0,0000 ul
Unit Outside Tooth Thickness	s_a	0,7505 ul	0,7505 ul
Tip Pressure Angle	d_a	27,2649 deg	27,2649 deg



▣ Loads

		Gear 1	Gear 2
Power	P	0,000 kW	0,000 kW
Speed	n	1,00 rpm	1,00 rpm
Torque	T	3,505 N m	3,435 N m
Efficiency	η	0,980 ul	
Radial Force	F_r	72,890 N	
Tangential Force	F_t	200,262 N	
Axial Force	F_a	0,000 N	
Normal Force	F_n	213,115 N	
Circumferential Speed	v	0,002 mps	
Resonance Speed	n_{E1}	27140,306 rpm	

▣ Material

	Gear 1	Gear 2
	A322-4340	A322-4340

Ultimate Tensile Strength	S_u	965 MPa	965 MPa
Yield Strength	S_y	750 MPa	750 MPa
Modulus of Elasticity	E	206000 MPa	206000 MPa
Poisson's Ratio	μ	0,300 ul	0,300 ul
Bending Fatigue Limit	σ_{Flim}	730,0 MPa	730,0 MPa
Contact Fatigue Limit	σ_{Hlim}	1180,0 MPa	1180,0 MPa
Hardness in Tooth Core	JHV	210 ul	210 ul
Hardness in Tooth Side	VHV	750 ul	750 ul
Base Number of Load Cycles in Bending	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Base Number of Load Cycles in Contact	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Wöhler Curve Exponent for Bending	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Wöhler Curve Exponent for Contact	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Type of Treatment	type	8 ul	8 ul

Strength Calculation

Factors of Additional Load

Application Factor	K_A	1,200 ul	
Dynamic Factor	K_{HV}	1,000 ul	1,000 ul
Face Load Factor	$K_{H\beta}$	1,588 ul	1,377 ul
Transverse Load Factor	$K_{H\alpha}$	1,209 ul	1,209 ul
One-time Overloading Factor	K_{AS}	1,000 ul	

Factors for Contact

Elasticity Factor	Z_E	189,812 ul	
Zone Factor	Z_H	2,495 ul	
Contact Ratio Factor	Z_ϵ	0,878 ul	
Single Pair Tooth Contact Factor	Z_B	1,003 ul	1,003 ul
Life Factor	Z_N	1,300 ul	1,300 ul
Lubricant Factor	Z_L	0,965 ul	
Roughness Factor	Z_R	1,000 ul	
Speed Factor	Z_v	0,927 ul	
Helix Angle Factor	Z_β	1,000 ul	
Size Factor	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Work Hardening Factor	Z_W	1,000 ul	

Factors for Bending

Form Factor	Y_{Fa}	2,470 ul	2,470 ul
Stress Correction Factor	Y_{Sa}	1,665 ul	1,665 ul
Teeth with Grinding Notches Factor	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Helix Angle Factor	Y_β	1,000 ul	
Contact Ratio Factor	Y_ϵ	0,695 ul	
Alternating Load Factor	Y_A	1,000 ul	1,000 ul

Production Technology Factor	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Life Factor	Y_N	1,600 ul	1,600 ul
Notch Sensitivity Factor	Y_δ	1,432 ul	1,432 ul
Size Factor	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Tooth Root Surface Factor	Y_R	1,000 ul	

☐ Results

Factor of Safety from Pitting	S_H	1,433 ul	1,433 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	7,319 ul	7,319 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2,350 ul	2,350 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	8,176 ul	8,176 ul
Check Calculation	Positive		

☐ Summary of Messages

14:21:11 Design: Numbers of teeth are commensurable - shots of the same teeth are taken relatively regularly
 14:21:11 Calculation: Calculation indicates design compliance!



Stress Analysis Report

Autodesk®

Analyzed File:	design3.iam
Autodesk Inventor Version:	2011 (Build 150239000, 239)
Creation Date:	08/01/2012, 17:32
Simulation Author:	Anton
Summary:	

Project Info (iProperties)

Summary

Author Anton

Project

Part Number	design3
Designer	Anton
Cost	Rp0
Date Created	15/08/2011

Status

Design Status WorkInProgress

Physical

Mass	0,753342 kg
Area	97856,8 mm ²
Volume	277251 mm ³
Center of Gravity	x=6,32478 mm y=0,000781213 mm z=37,6059 mm

Note: Physical values could be different from Physical values used by FEA reported below.

Simulation:2

General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	08/01/2012, 17:06
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

Advanced settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg

Pengembangan fin..., Anton Royanto Ahmad, FT UI, 2012

Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

Material(s)

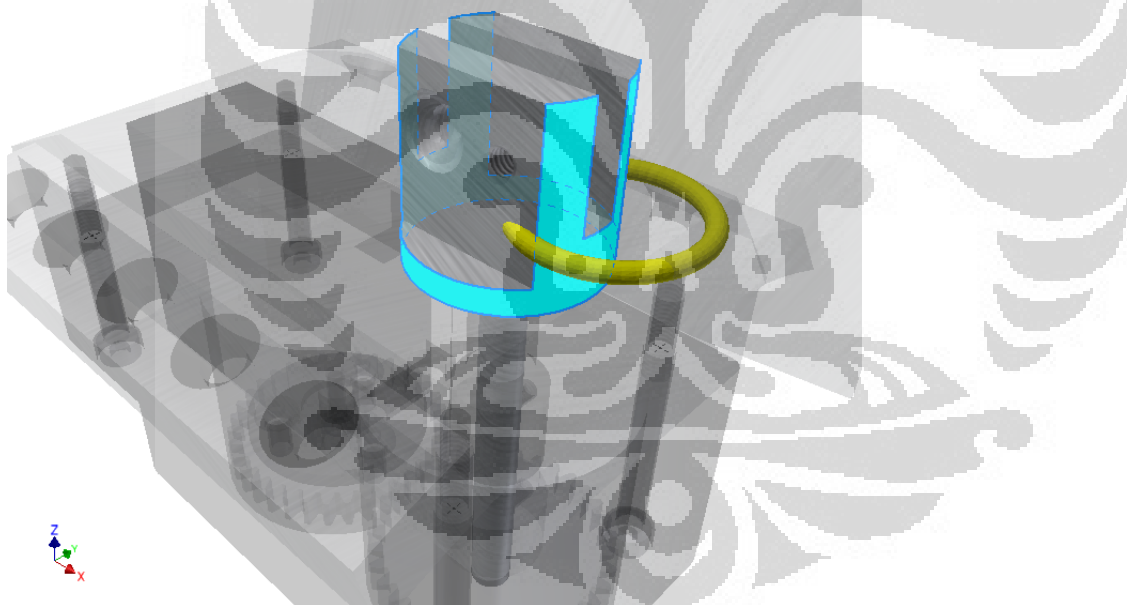
Name	Aluminum-6061-AHC	
General	Mass Density	2,71 g/cm ³
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa
Stress Thermal	Expansion Coefficient	0,0000236 ul/c
	Thermal Conductivity	167 W/(m K)
	Specific Heat	1256,1 J/(kg c)
Part Name(s)	design3pegangan fin2.ipt	

Operating conditions

Moment:1

Load Type	Moment
Magnitude	236,100 N mm

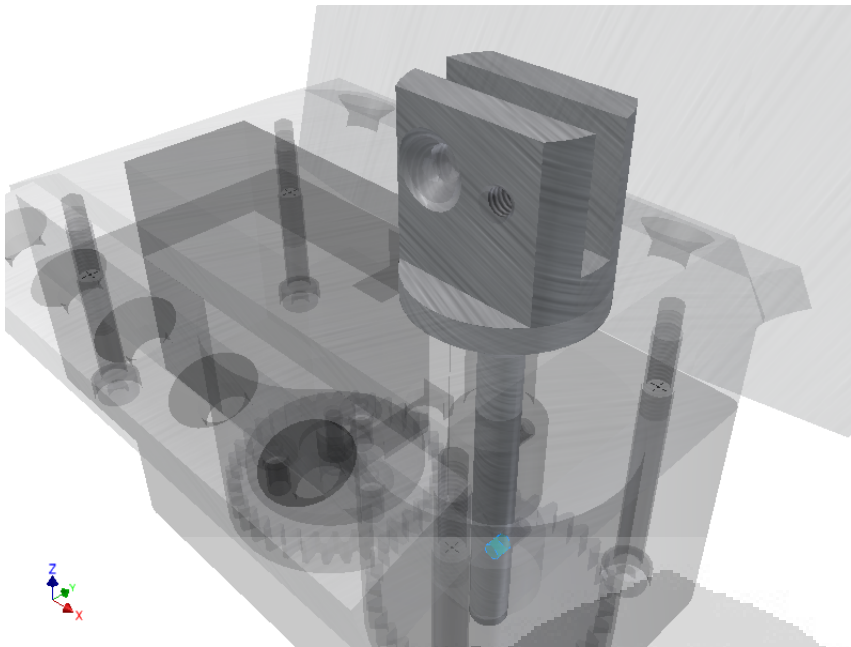
Selected Face(s)



Fixed Constraint:1

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

Selected Face(s)



Results

Reaction Force and Moment on Constraints

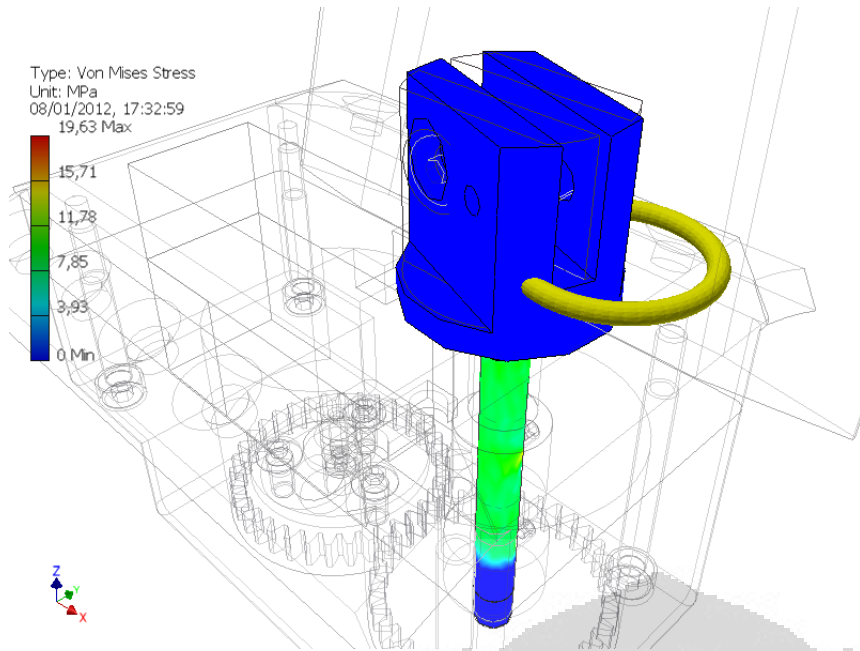
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	0 N	0 N	0,225469 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		0 N		0,225469 N m

Result Summary

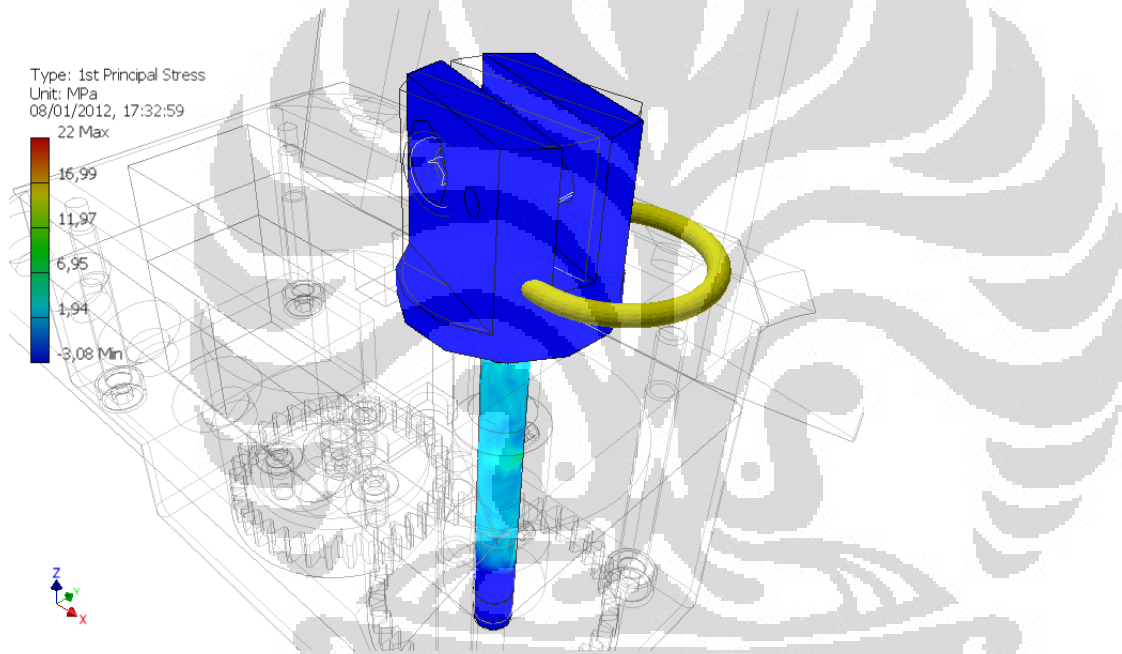
Name	Minimum	Maximum
Volume	277243 mm ³	
Mass	0,024755 kg	
Von Mises Stress	0,000027069 MPa	19,6332 MPa
1st Principal Stress	-3,07913 MPa	22,0024 MPa
3rd Principal Stress	-19,1213 MPa	4,26805 MPa
Displacement	0 mm	0,0415277 mm
Safety Factor	14,0069 ul	15 ul

Figures

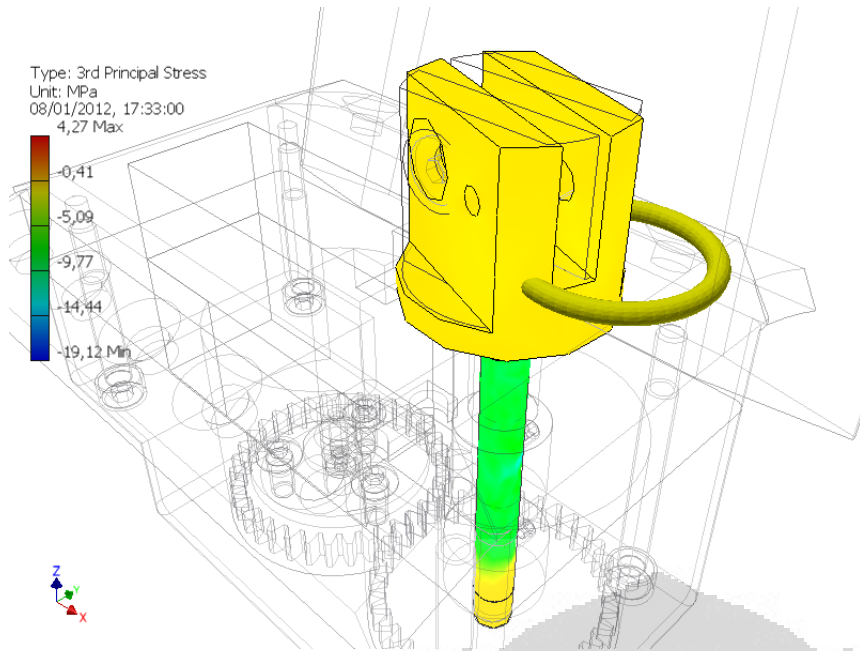
Von Mises Stress



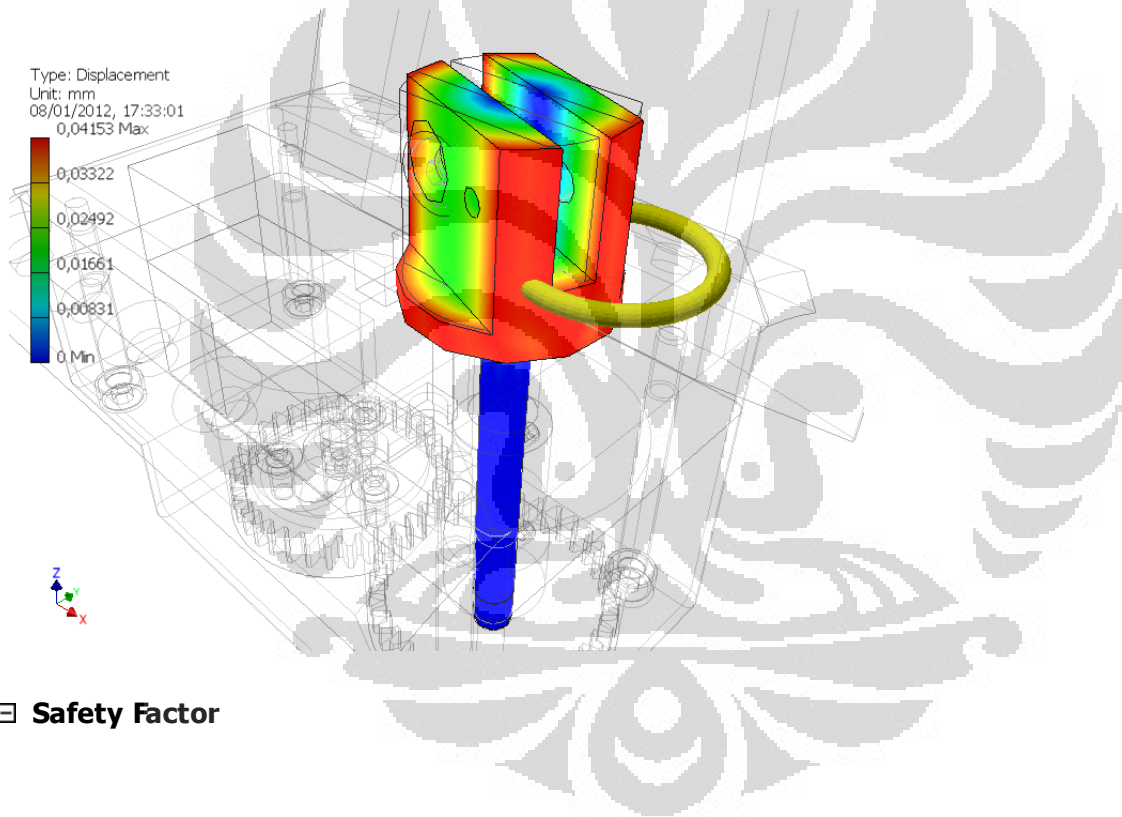
1st Principal Stress



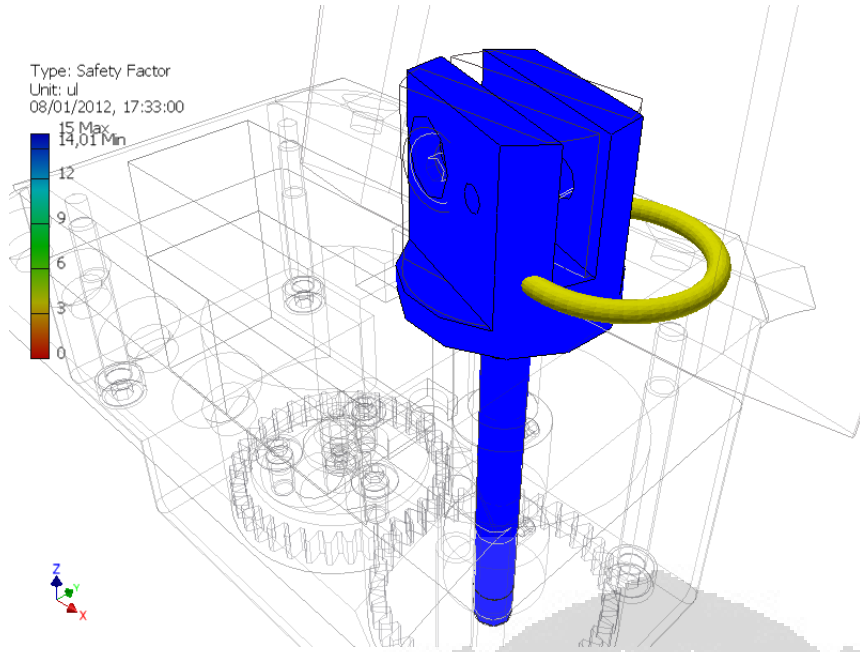
3rd Principal Stress



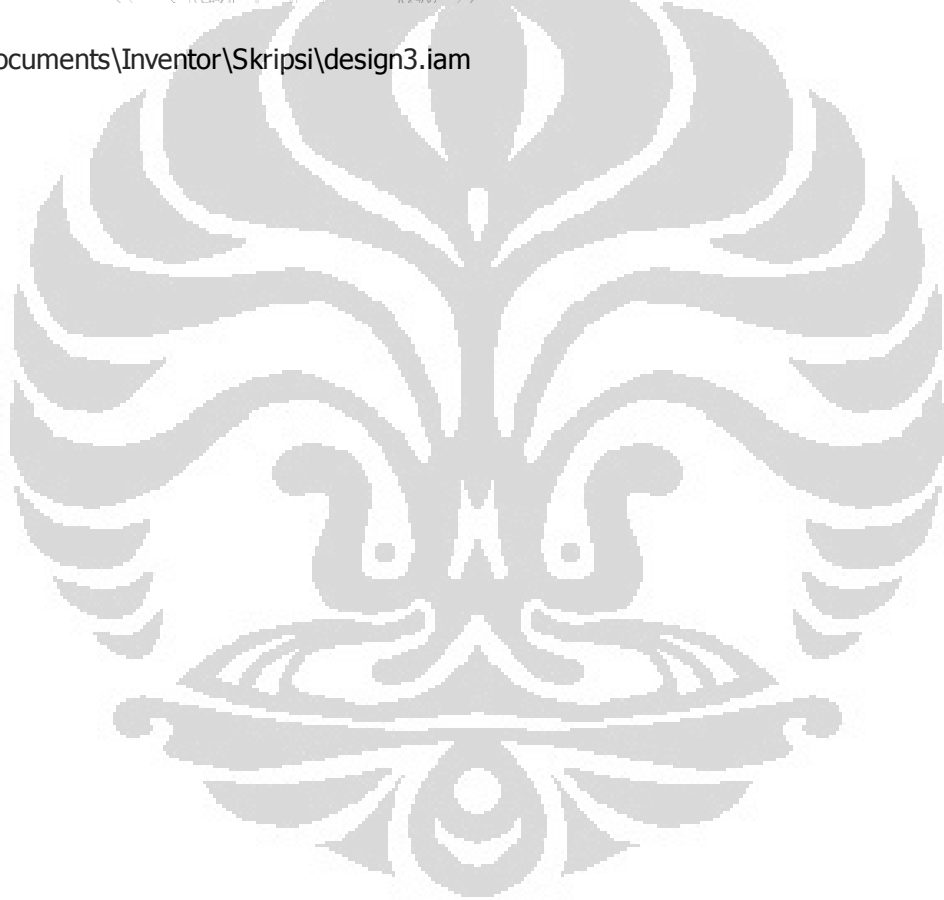
Displacement



Safety Factor



C:\Users\Anton\Documents\Inventor\Skripsi\design3.iam



Shaft Component Generator (Version: 2011 (Build 150239000, 239))

25/01/2012

Project Info

Calculation

Material

Material		Aluminum, alloy
Modulus of Elasticity	E	73000 MPa
Modulus of Rigidity	G	26000 MPa
Density	ρ	2700 kg/m ³

Calculation Properties

Include		
Yes	Density	ρ 2700 kg/m ³
Yes	Shear Displacement Ratio	β 1,188 ul
	Number of Divisions	1000 ul
	Mode of reduced stress	HMH

Loads

Index	Location	Radial Force				Bending Moment				Continuous Load				Axial Force	Torque	Deflection				Deflection Angle
		Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction	Y	X	Size	Direction			Length	Y	X	Size	
1	13 mm														-0,250 N m	-0,000 microm	0,000 microm	180,00 deg	0,00 deg	
2	70,25 mm														0,250 N m	-0,180 microm	0,180 microm	180,00 deg	0,00 deg	

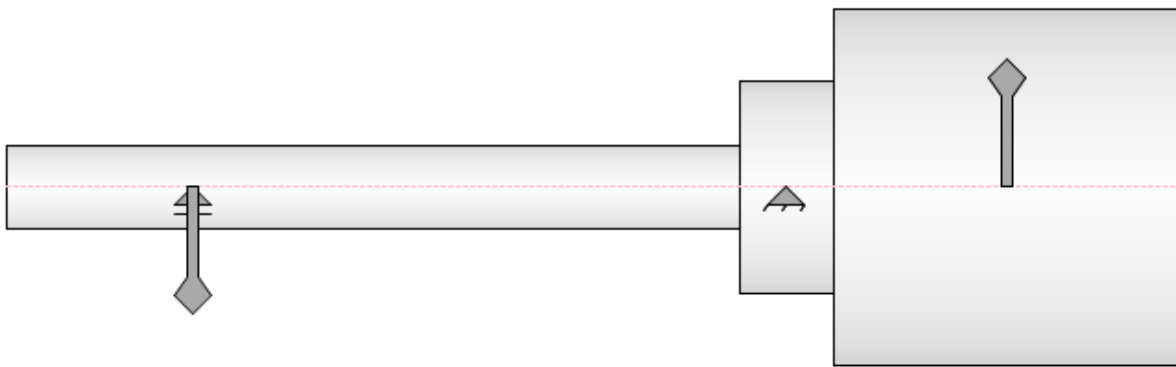
Supports

Index	Type	Location	Reaction Force				Axial Force	Yielding	Type	Deflection				Deflection Angle
			Y	X	Size	Direction				Y	X	Size	Direction	
1	Free	13 mm	-0,091 N		0,091 N	180,00 deg			User	-0,000 microm		0,000 microm	180,00 deg	0,00 deg
2	Fixed	54,75 mm	0,479 N		0,479 N				User	-0,000 microm		0,000 microm	180,00 deg	0,00 deg

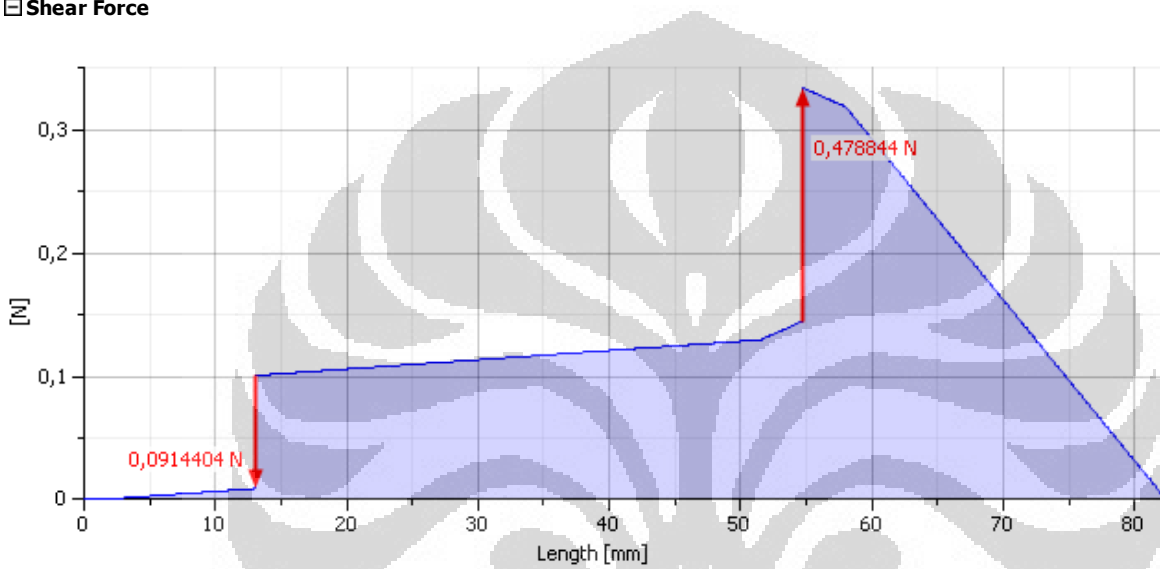
Results

Length	L	82,500 mm
Mass	Mass	0,040 kg
Maximal Bending Stress	σ_B	0,213 MPa
Maximal Shear Stress	τ_S	0,005 MPa
Maximal Torsional Stress	τ	5,895 MPa
Maximal Tension Stress	σ_T	0,000 MPa
Maximal Reduced Stress	σ_{red}	10,212 MPa
Maximal Deflection	f_{max}	0,322 microm
Angle of Twist	φ	-0,17 deg

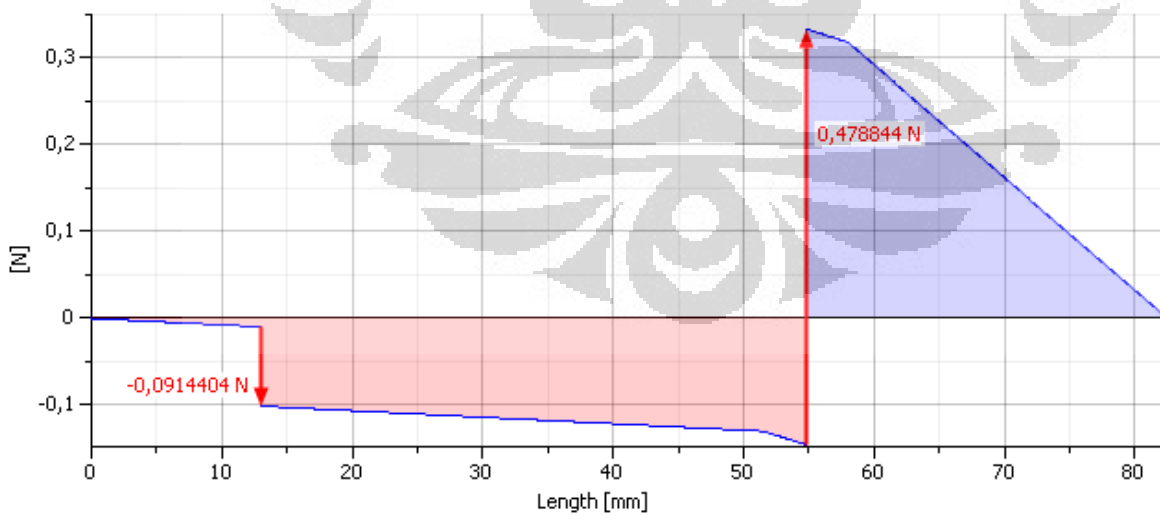
Preview



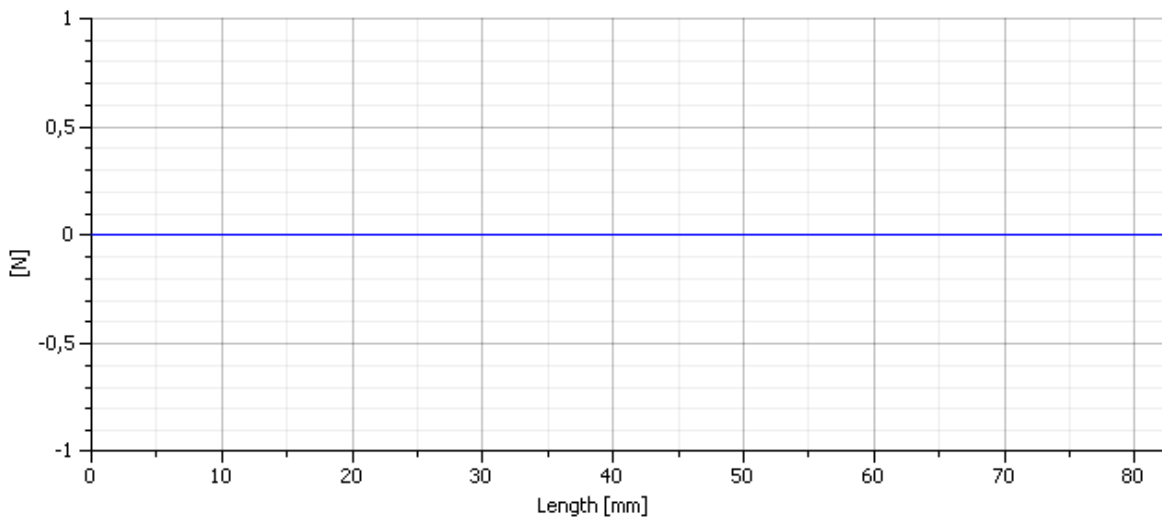
☐ Shear Force



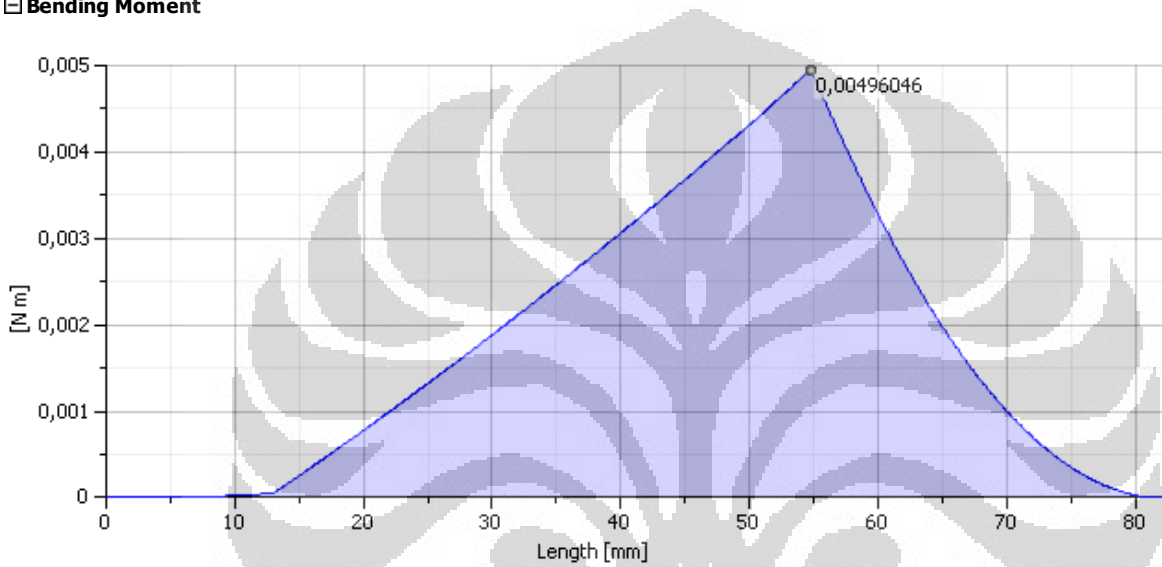
☐ Shear Force, YZ Plane



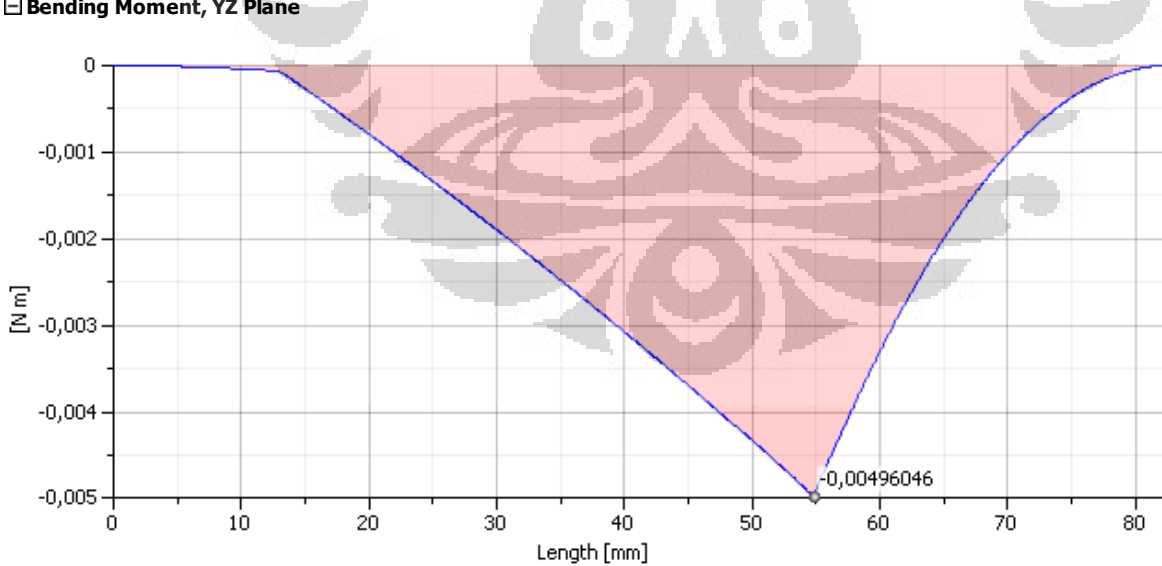
☐ Shear Force, XZ Plane



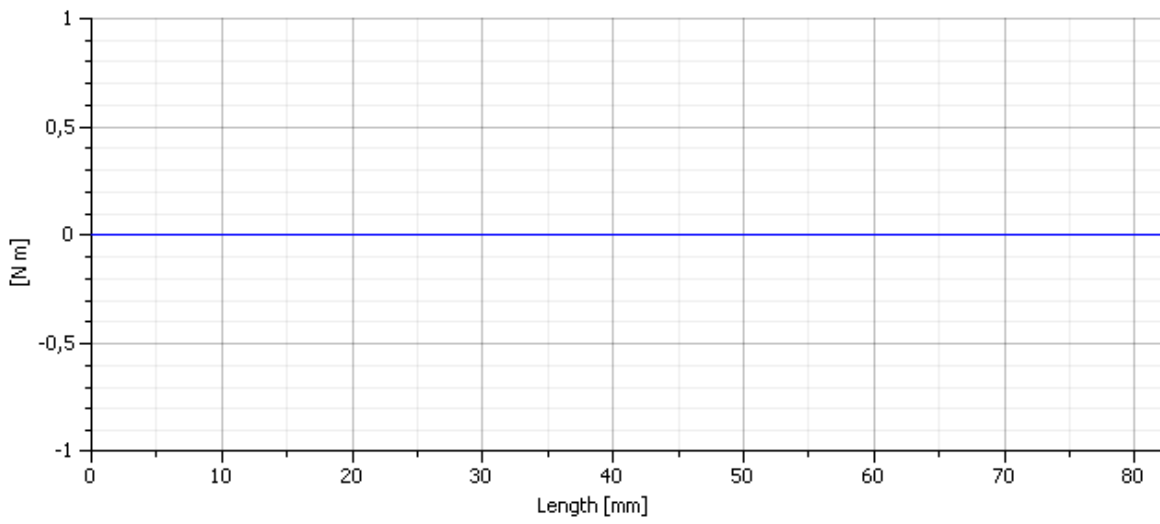
Bending Moment



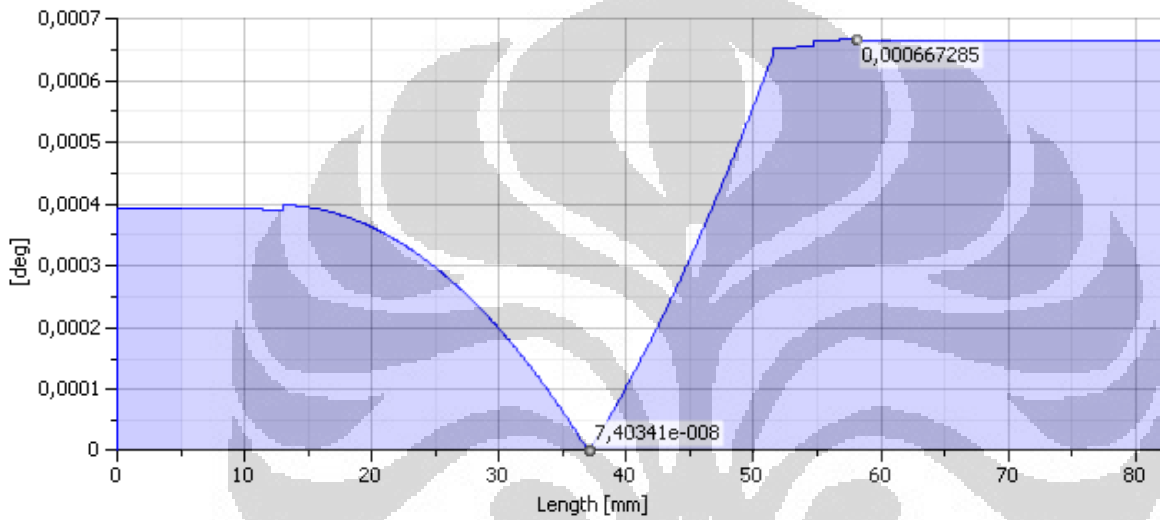
Bending Moment, YZ Plane



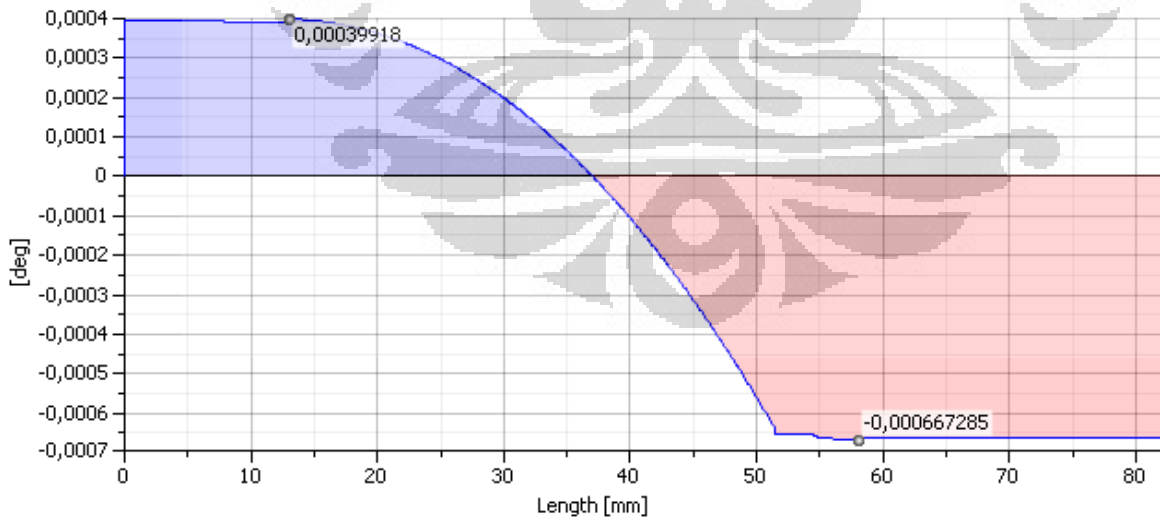
Bending Moment, XZ Plane



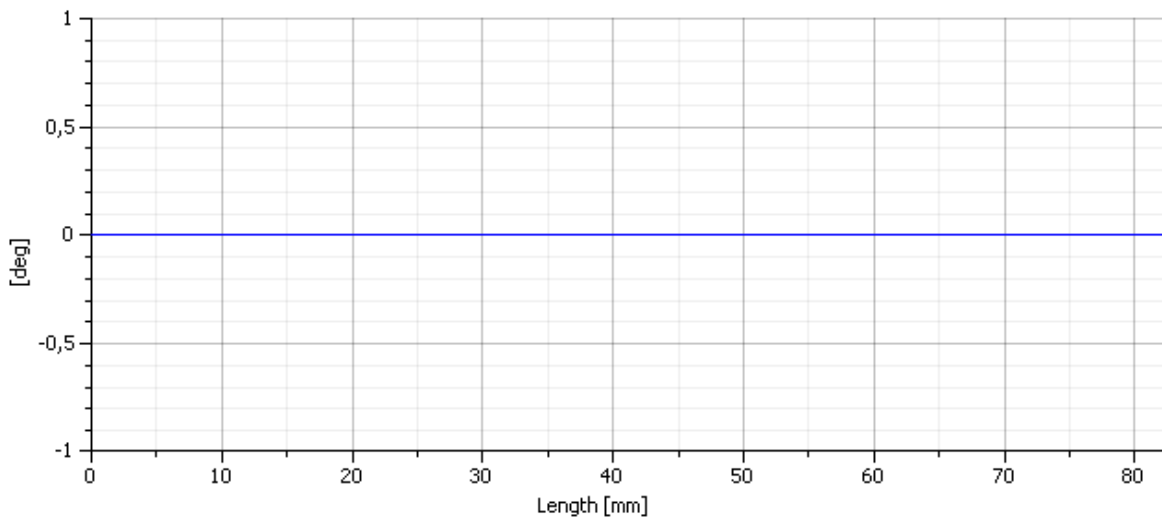
Deflection Angle



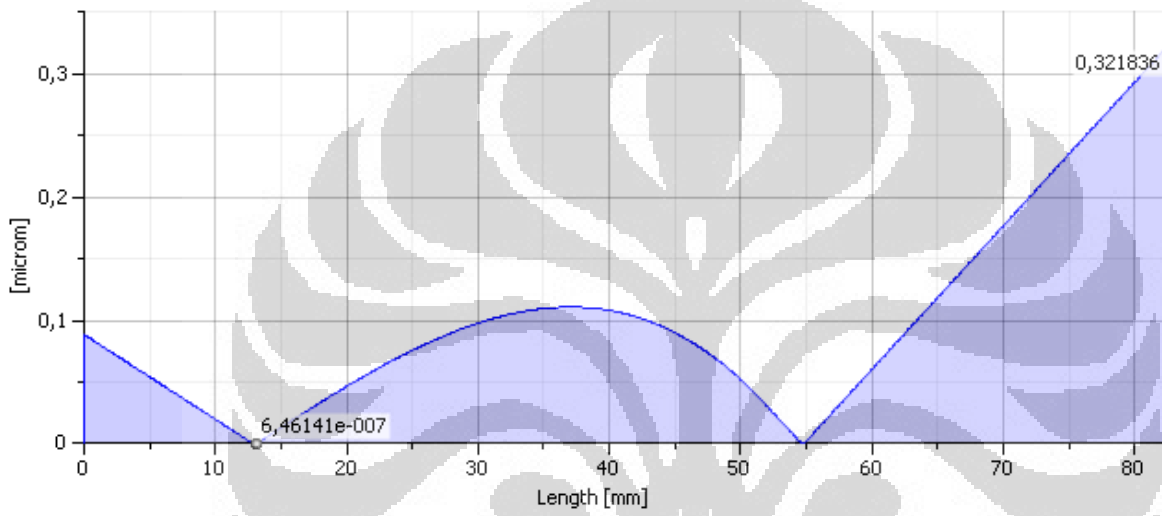
Deflection Angle, YZ Plane



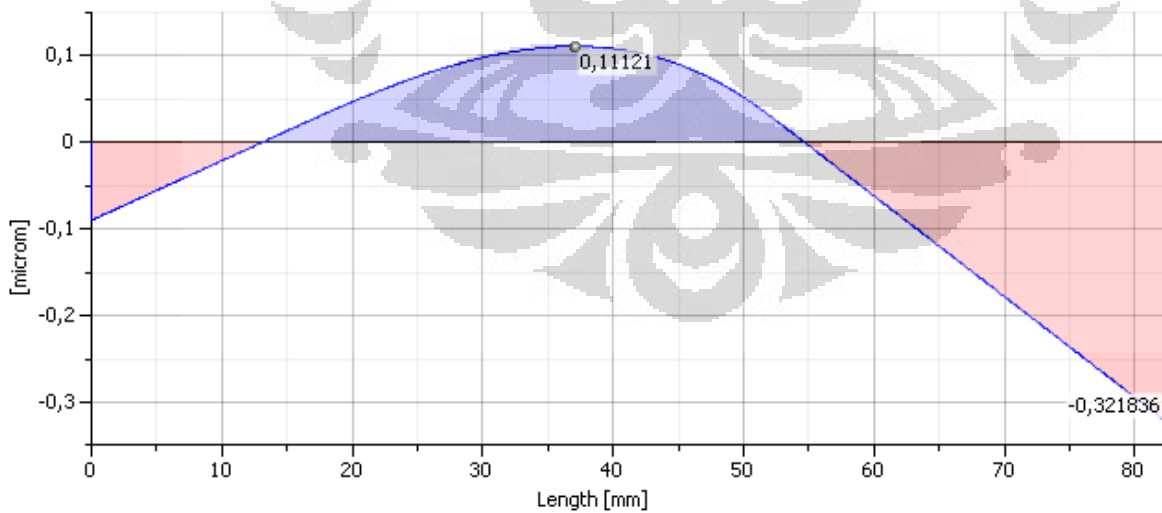
Deflection Angle, XZ Plane



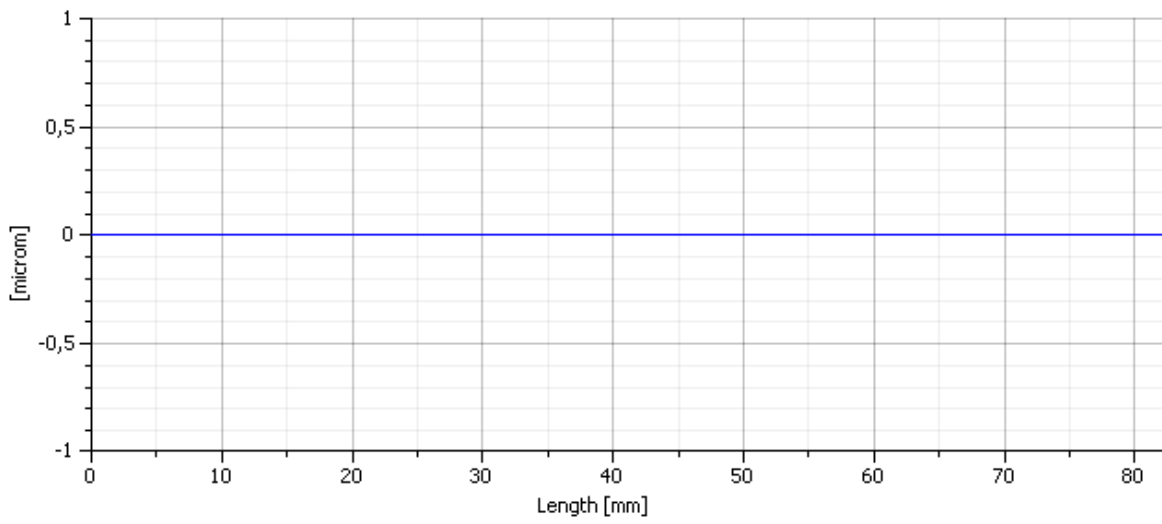
Deflection



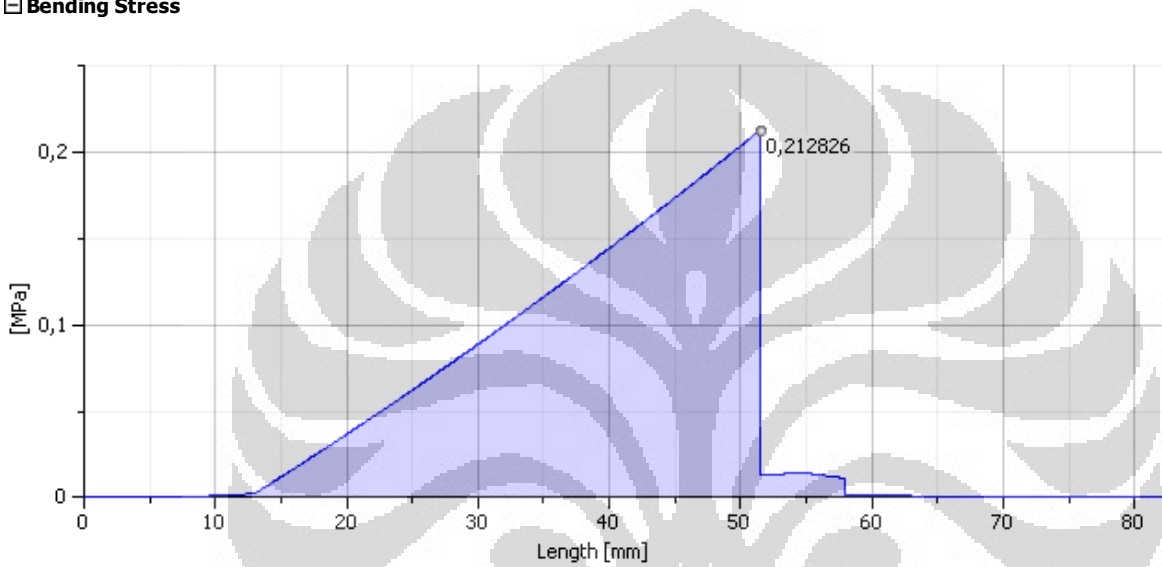
Deflection, YZ Plane



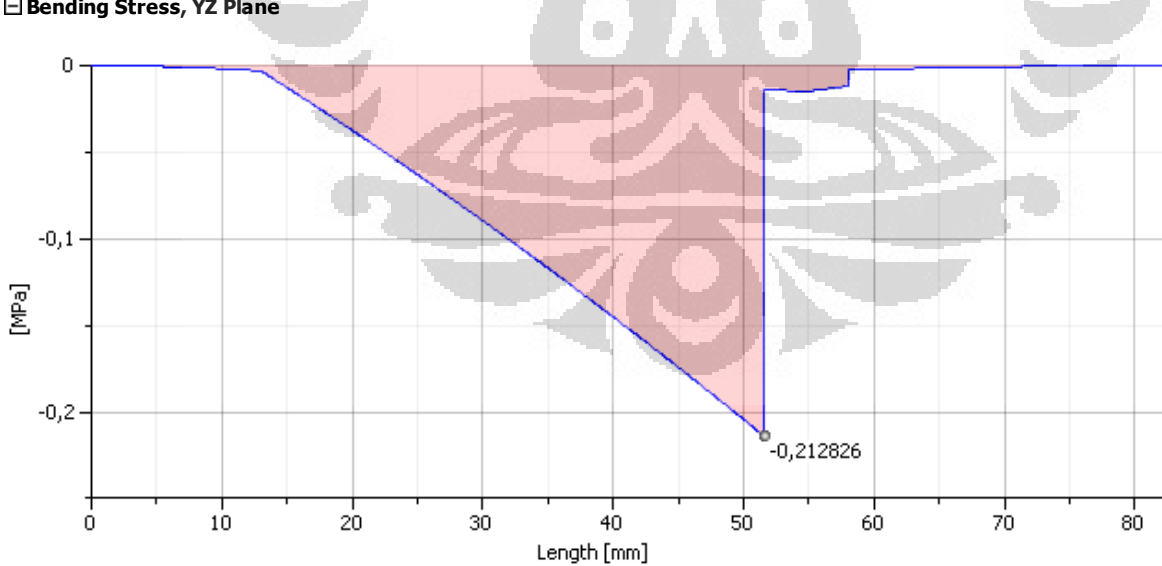
Deflection, XZ Plane



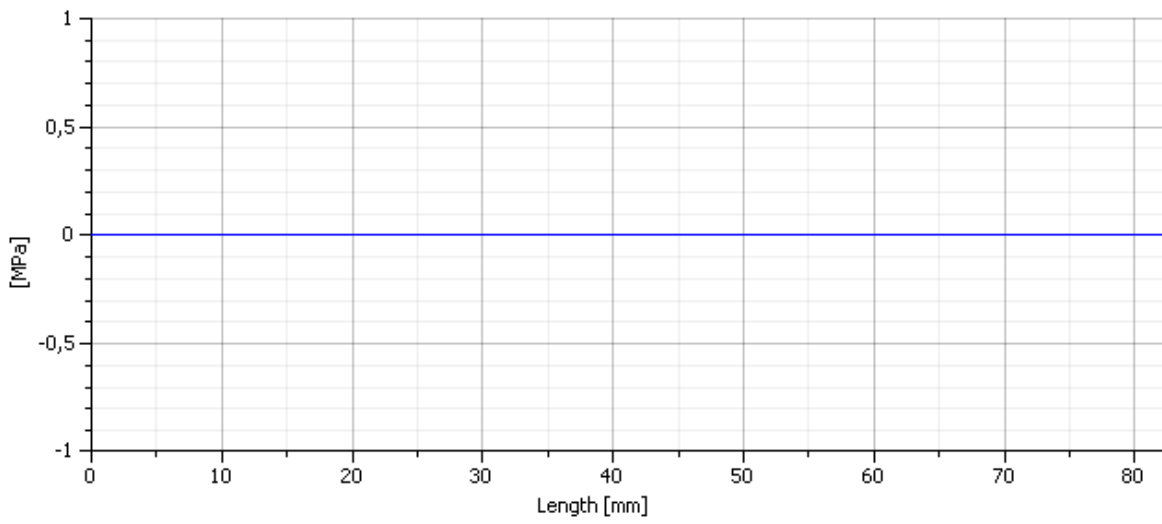
Bending Stress



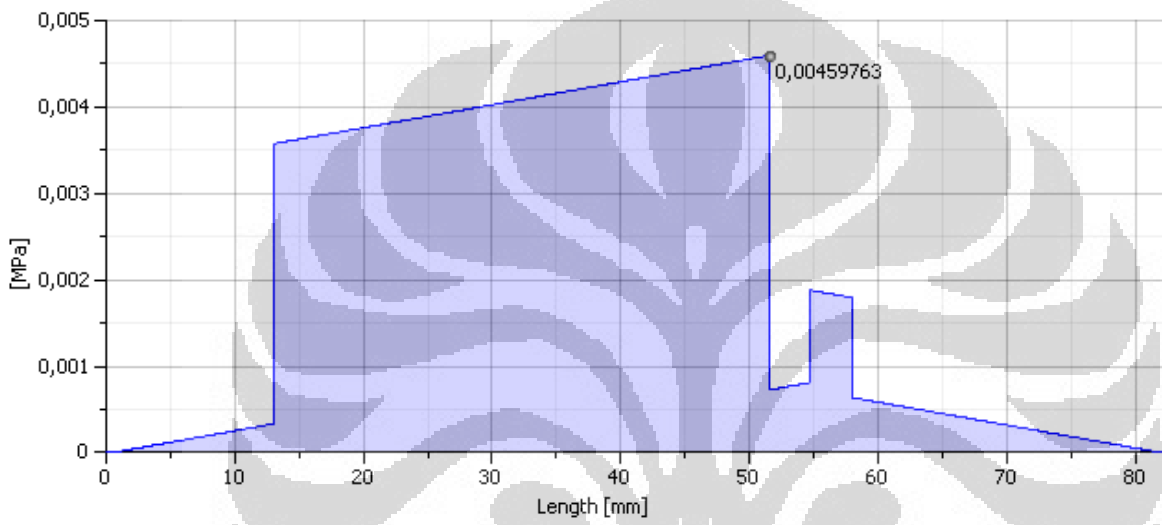
Bending Stress, YZ Plane



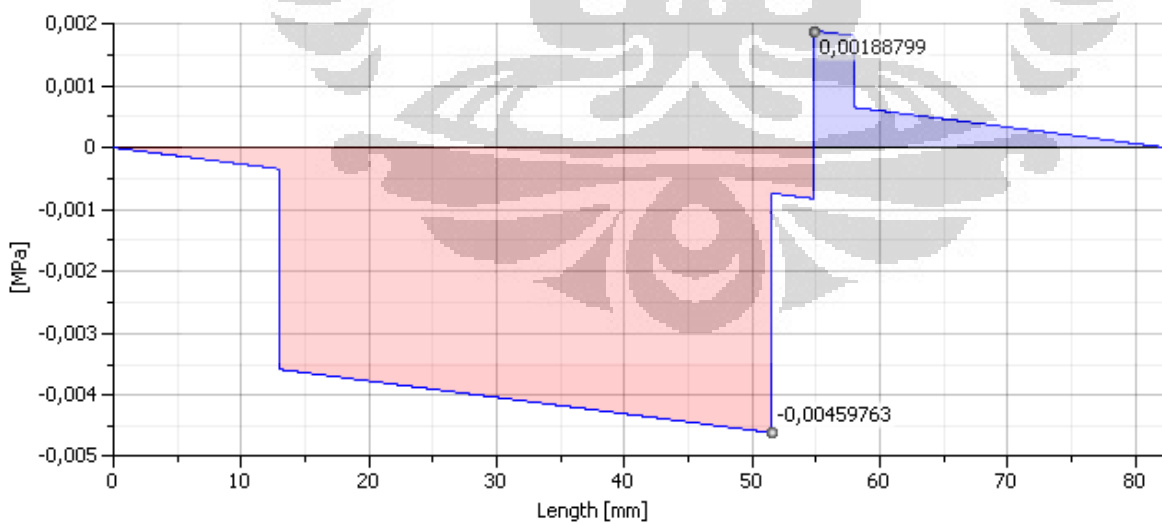
Bending Stress, XZ Plane



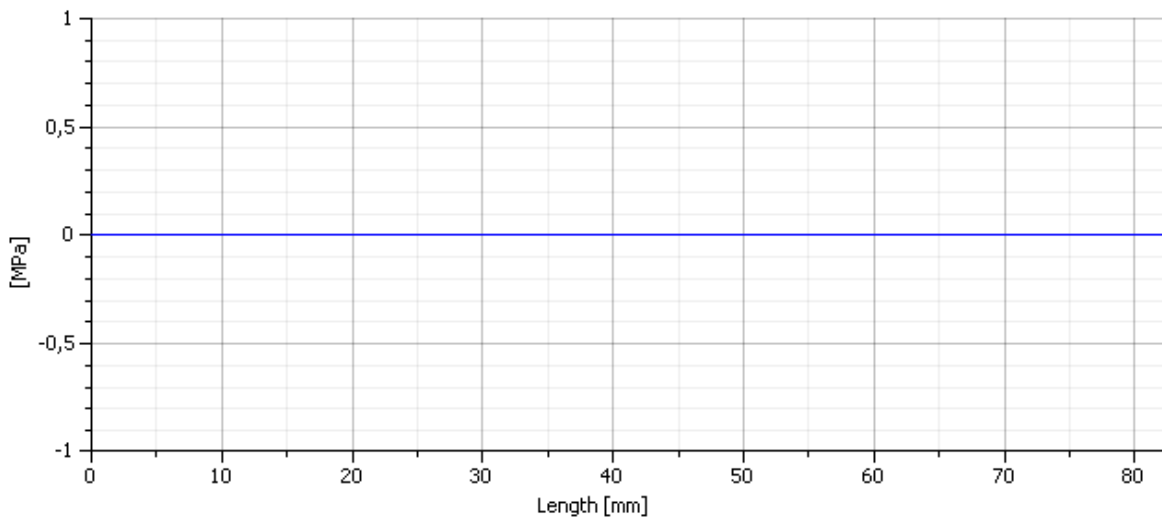
Shear Stress



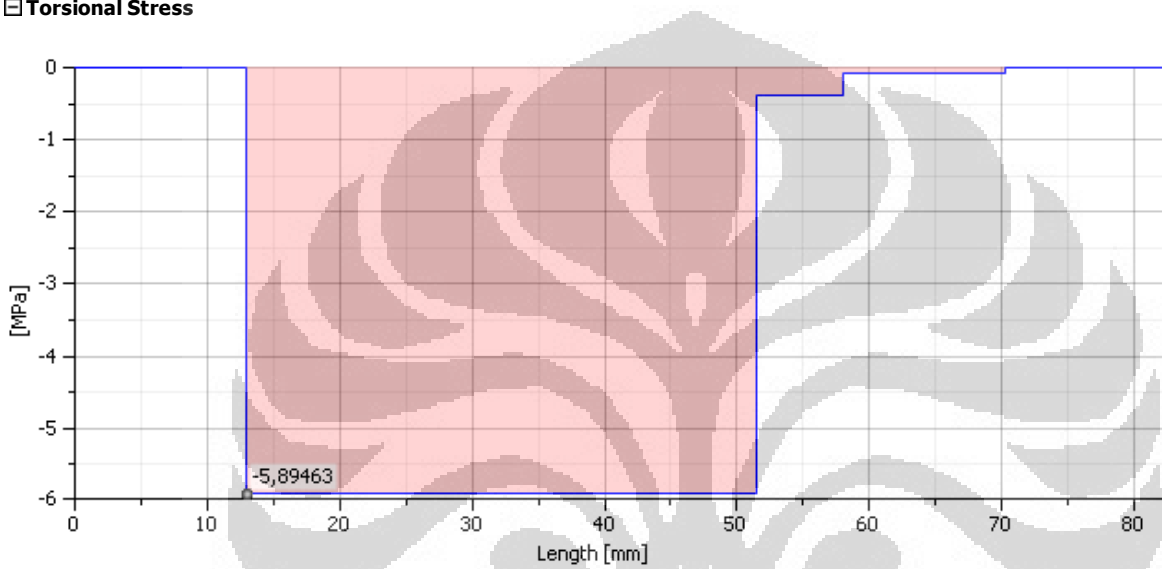
Shear Stress, YZ Plane



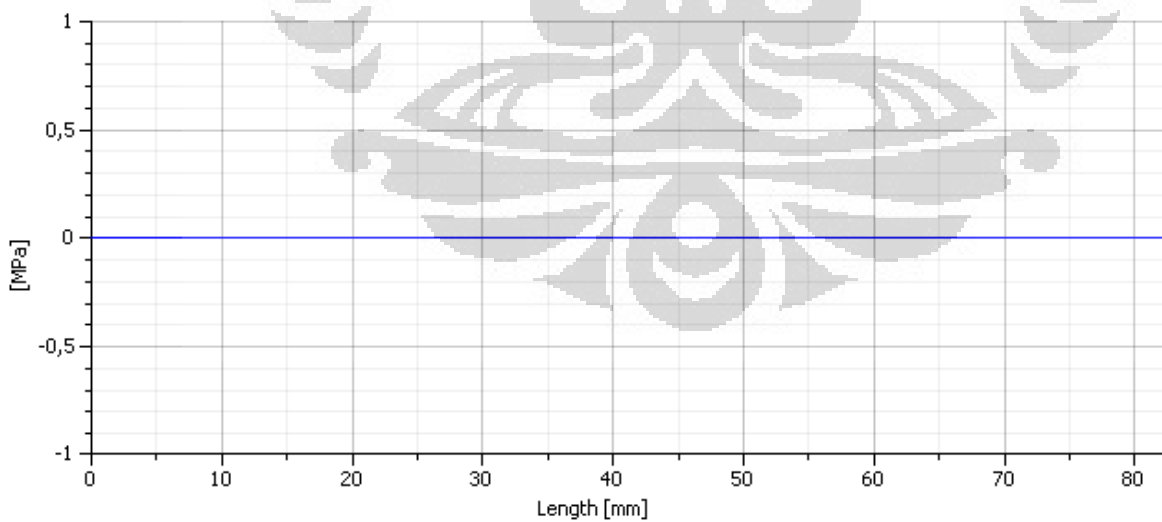
Shear Stress, XZ Plane



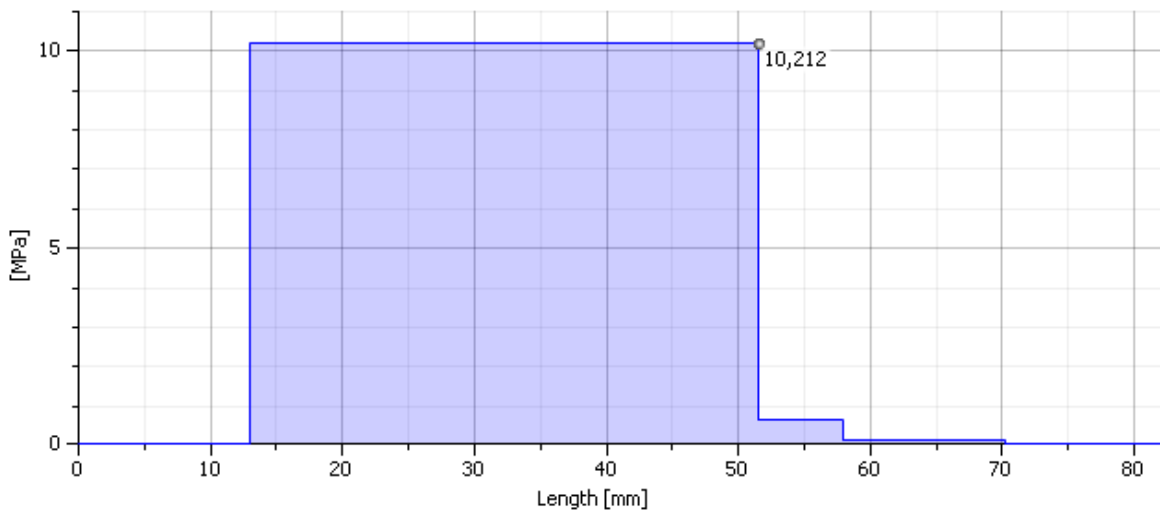
Torsional Stress



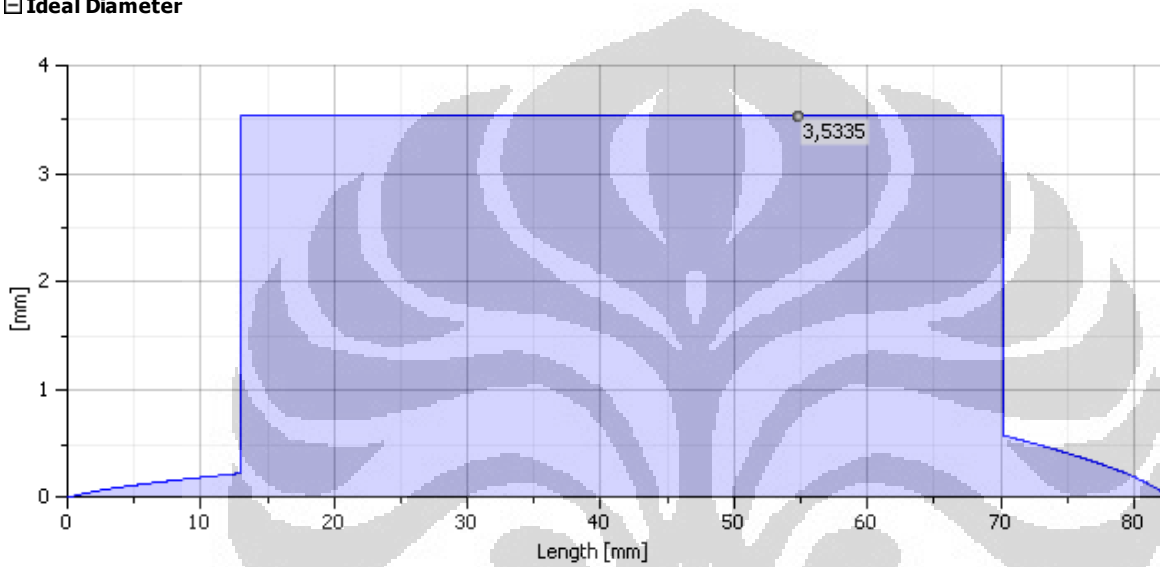
Tension Stress



Reduced Stress



Ideal Diameter



Summary of Messages

7:17:33 Calculation: Calculated.