

**DESAIN TURBIN ORC (*Organic Rankine Cycle*)  
UNTUK SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK BERSUMBER  
ENERGI TERBARUKAN DENGAN PANAS RENDAH**

**TESIS**

**Karya tulis sebagai salah satu syarat  
untuk memperoleh gelar Magister dari  
Universitas Darma Persada**

**Oleh**

**HERRY SUSANTO**

**NIM : 2015910007**

**(Program Studi Magister Energi Terbarukan)**



**PROGRAM PASCASARJANA  
UNIVERSITAS DARMA PERSADA  
JAKARTA**

**2017**

## **PERNYATAAN KEASLIAN**

"Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa tesis ini merupakan hasil karya sendiri dan sepanjang pengetahuan dan keyakinan saya tidak mencantumkan tanpa pengakuan bahan-bahan yang telah dipublikasikan sebelumnya atau ditulis oleh orang lain, atau sebagian bahan yang pernah diajukan untuk gelar atau ijazah pada Universitas Darma Persada atau Perguruan tinggi lainnya"

Jakarta, September 2017

Herry Susanto

NIM : 2015910007

## ABSTRAK

**HERRY SUSANTO (2015910007).** Desain Turbin ORC (*Organic Rankine Cycle*) untuk Sistem Pembangkit Listrik Bersumber Energi Terbarukan dengan Panas Rendah. Di bawah bimbingan Dr. Aep Saepul Uyun, M. Eng., Prof. Dr. Kamaruddin Abdullah, IPU. dan Ir. Riki F. Ibrahim, M.Sc.

Dalam beberapa tahun terakhir, karena kelayakan dan keandalannya, Siklus Rankine Organik (ORC) telah menjadi perhatian yang luas dan menjadi subjek penelitian. Pada sistem ORC, komponen turbin radial merupakan komponen yang sangat berpengaruh pada tinggi rendahnya performa yang dihasilkan. Tesis ini membahas desain turbin radial untuk sistem ORC. Tahapan desain terdiri dari desain awal dan desain detail dengan metode parametrik pada fluida kerja R22 untuk menentukan geometri dan estimasi awal performa dari turbin radial.

Setelah itu, dilakukan juga studi numerik pada daerah aliran fluida dalam turbin radial dengan R22 sebagai fluida kerja. Analisis dilakukan dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dari software Autodesk CFD Motion pada dua model gas real, k-epsilon dan SST (*shear stress transport*). Dari hasil analisis ini diperoleh perbandingan bilangan *Mach*, distribusi tekanan, kecepatan dan temperatur sepanjang bilah sudu turbin radial serta estimasi performa pada berbagai kondisi operasi.

Perbandingan antara hasil analisis parametrik dan CFD menunjukkan performa yang berbeda. Perbedaan disebabkan karena pada analisis CFD sudah melibatkan model gas real SST sehingga aliran turbulensi dapat diprediksi pada turbin radial. Sedangkan pada analisis parametrik, perhitungan aliran turbulensi yang terjadi diabaikan.

Kata kunci: Siklus Rankine Organik, Turbin radial, Geometri Sudu, *Computational Fluid Dynamics*, Autodesk CFD Motion.

## **ABSTRACT**

**HERRY SUSANTO (2015910007).** ORC (Organic Rankine Cycle) Turbine Design for Power Generation System Sourced Renewable Energy with Low Heat. Under direction of Dr. Aep Saepul Uyun, M. Eng., Prof. Dr. Kamaruddin Abdullah, IPU. and Ir. Riki F. Ibrahim, M.Sc.

In recent years, due to its feasibility and reliability, the Organic Rankine Cycle (ORC) has become a widespread concern and is the subject of research. In the ORC system, the radial turbine component is a highly influential component of the high low performance resulting. This thesis discusses the design of radial turbines for ORC systems. The design stage consists of preliminary design and detail design with parametric methods on the working fluid R22 to determine the geometry and initial estimation of the performance of the radial turbine.

After that, a numerical study of the fluid flow region in the radial turbine with R22 as the working fluid was performed. The analysis was performed using Computational Fluid Dynamics (CFD) of Autodesk CFD Motion software on two models of real gas, k-epsilon and SST (shear stress transport). From the results of this analysis, there is a comparison of Mach numbers, pressure distribution, velocity and temperature along the radial turbine blades and estimated performance under various operating conditions.

Comparison between parametric and CFD analysis results show different performance. The difference is due to the CFD analysis already involving the real gas SST model so that turbulence flow can be predicted on the radial turbine. While on the parametric analysis, the calculation of turbulence flow that occurred ignored.

**Keywords:** Organic Rankine Cycle, Radial Turbine, Blade Geometry, Computational Fluid Dynamics, Autodesk CFD Motion.

## LEMBAR PERSETUJUAN TESIS

**Judul Tesis** : Desain Turbin ORC (*Organic Rankine Cycle*) untuk Sistem Pembangkit Listrik Bersumber Energi Terbarukan dengan Panas Rendah.  
**Nama** : Herry Susanto  
**NIM** : 2015910007

### Telah disetujui oleh komisi pembimbing dan penguji

Dr. Aep Saepul Uyun, M.Eng.  
(Pembimbing Utama/Penguji)

\_\_\_\_\_

Prof. Dr. Kamaruddin Abdullah, IPU  
(Anggota/Penguji)

\_\_\_\_\_

Ir. Riki F. Ibrahim, M.Sc.  
(Anggota/Penguji)

\_\_\_\_\_

Ir. Djoko N. Notodisuryo, M.Sc.  
(Penguji)

\_\_\_\_\_

Ir. Erkata Yandri, M.Sc.  
(Penguji)

\_\_\_\_\_

Mengetahui,

Ketua Program Studi

Direktur Pascasarjana

(Dr. Aep Saepul Uyun, M.Eng.)

(Prof. Dr. Kamaruddin Abdullah, IPU.)

Tanggal Ujian : 16 Agustus 2017

Tanggal Yudisium :

## **KATA PENGANTAR**

Puji dan syukur kehadiran Allah SWT, atas berkah dan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tesis yang berjudul “Desain Turbin ORC (*Organic Rankine Cycle*) untuk Sistem Pembangkit Listrik Bersumber Energi Terbarukan dengan Panas Rendah”. Maksud dan tujuan dari penulisan tesis ini adalah untuk memenuhi persyaratan kelulusan Magister Strata 2, Program Pascasarjana, Jurusan Teknik Energi Terbarukan di Universitas Darma Persada Jakarta.

Penulis menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, selama masa perkuliahan sampai pada penyusunan laporan tesis ini, sangatlah sulit bagi penulis untuk menyelesaikan laporan ini. Maka pada kesempatan ini penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada :

1. Bapak Prof. Dr. Kamaruddin Abdullah, IPU. sebagai Direktur Program Pascasarjana Energi Terbarukan sekaligus sebagai Dosen Pembimbing Akademik dan Komisi Pembimbing Tesis.
2. Bapak Dr. Aep Saepul Uyun, STP, M.Eng. sebagai Ketua Program Studi Pascasarjana Energi Terbarukan sekaligus sebagai Ketua Komisi Pembimbing Tesis.
3. Bapak Ir. Riki F. Ibrahim, M.Sc. sebagai Dosen Program Pascasarjana Energi Terbarukan sekaligus sebagai Komisi Pembimbing Tesis.
4. Bapak Ir. Djoko N. Notodisuryo, M.Sc. sebagai Dosen Program Pascasarjana Energi Terbarukan sekaligus sebagai Penguji Tesis.
5. Bapak Ir. Erkata Yandri, M.Sc. sebagai Dosen Program Pascasarjana Energi Terbarukan sekaligus sebagai Penguji Tesis.
6. Seluruh Staf pengajar Sekolah Pascasarjana Energi Terbarukan.
7. Penulis juga mengucapkan Terima Kasih kepada istri yang telah mendukung penulis dalam pembuatan Tesis.
8. Para Sahabatku Mahasiswa Pascasarjana Energi Terbarukan Angkatan 2015 Universitas Darma Persada, yang telah menyumbangkan ide kreatif serta bantuan dalam pengerjaan Tesis ini.

Dengan keterbatasan pengalaman, ilmu maupun pustaka yang ditinjau, penulis menyadari bahwa tesis ini masih banyak kekurangan dan pengembangan lebih lanjut agar benar-benar bermanfaat. Oleh sebab itu, penulis sangat mengharapkan kritik dan saran agar tesis ini lebih sempurna serta sebagai masukan bagi penulis untuk penelitian dan penulisan karya ilmiah di masa yang akan datang.

Akhir kata, penulis berharap Allah SWT berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga penelitian tesis ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu Teknik Energi Terbarukan.

Jakarta, September 2017

Herry Susanto

## **RIWAYAT HIDUP**

Penulis dilahirkan di Belitung pada tanggal 9 Oktober, sebagai anak pertama dari pasangan ayah Rizuan Effendy dan ibu Haminah (alm.) pada tahun 1977. Saat ini penulis bertempat tinggal di Jl. Rawalele No. 99, Blok B, RT 003/RW 010, Kelurahan Kalideres, Kecamatan Kalideres, Jakarta Barat, Provinsi DKI Jakarta.

Riwayat pendidikan penulis dimulai dari Sekolah Dasar Negeri 1 Gantung, Belitung, Provinsi Bangka Belitung, dan lulus pada tahun 1990. Kemudian melanjutkan pendidikan ke Sekolah Menengah Pertama Negeri 1 Gantung, Belitung, Provinsi Bangka Belitung, dan lulus pada tahun 1993. Selanjutnya melanjutkan pendidikan ke Sekolah Menengah Atas Negeri 8 Bandung, Provinsi Jawa Barat, dan lulus pada tahun 1996. Kemudian melanjutkan ke Pendidikan Diploma 3 di Program Studi Teknik Aeronautika, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Institut Teknologi Bandung, dan lulus pada tahun 2000. Selanjutnya Pendidikan Sarjana ditempuh penulis di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Darma Persada, Jakarta, mulai kuliah pada tahun 2013 dan lulus pada tahun 2015. Kemudian setelah lulus pada tahun 2015, penulis melanjutkan kuliah di Program Pascasarjana, Jurusan Teknik Energi Terbarukan, Universitas Darma Persada, Jakarta, dan lulus pada tahun 2017.

Penulis pernah bekerja sebagai Foreman Produksi di PT. Perkasa Heavyndo Engineering (Texmaco) dari tahun 2001-2002, kemudian bekerja sebagai Drafter Engineering di PT. Hariff Daya Tunggal Engineering dari tahun 2002-2004, kemudian bekerja sebagai Deputy Engineering di PT. Sentra Manufaktur Indonesia dari tahun 2004-2007, kemudian bekerja sebagai Mechanical Engineer di PT. Conindo Kawan Sejati dari tahun 2007-2011, kemudian bekerja sebagai Mechanical Engineer di PT. Tetra Pak Stainless Equipment dari tahun 2011-2014, kemudian bekerja sebagai Manager Engineering di PT. Putra Timur Raya dari tahun 2015-2017, dan kemudian bekerja sebagai Engineering Consultant di PT. Sahabat Mandiri Engineering dari 2015 sampai sekarang.

*Dipersembahkan untuk*

*Ayahku Rizuan Effendy*

*Ibuku Haminah (Alm.)*

*Istriku Sri Mulyati*

*Keluargaku Dila Clara Sahita*

*serta*

*Kedua Anakku Muhammad Fauzan Mubarak dan Muhammad Ridwan*

## **UCAPAN TERIMA KASIH**

Penulis mengucapkan terima kasih kepada :

- Ir. Syamsuri Arsyad, Direktur di PT. Sahabat Mandiri Engineering, atas restu, dorongan semangat dan dukungannya.
- Ir. Didi Suryadi, Direktur di PT. CAD Camp Nusantara, atas bantuannya dalam pembuatan alat tesis Turbin ORC.
- Ir. George Eric, Direktur di PT. Alsteelko Nusantara, atas masukannya dalam pembuatan alat tesis Turbin ORC.
- Rekan-rekan Pascasarjana Energi Terbarukan Universitas Darma Persada angkatan 2015. Rolando P. Silitonga S.T., I Putu Hikariantara S.T., Dedy Jaya Abadi Manihuruk S.T., Hepi Santosa S.E., Rino Agustianto S.Pd., Jadearman S.Si., Doni Suseno S.T., Abdul Rahman S.T., Rusmana S.T., Murniati Sibarani S.T., dan Djohari Tatang S.T.
- Rekan-rekan Pascasarjana Energi Terbarukan Universitas Darma Persada angkatan 2014. Alie Bamahry S.T. M.Si., Rino Imanda S.T. M.Si., Abu Nansa S.T. M.Si., Henny Handayani S.T. M.Si.
- Dra. Irna Djajadiningrat, M.Hum., Wakil Direktur Program Pascasarjana Universitas Darma Persada. Rita Handayani, Staf Sekretariat Program Pascasarjana Universitas Darma Persada. Tohirin, Staf Sekretariat Program Pascasarjana Universitas Darma Persada.
- Pihak-pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

---

**DAFTAR ISI**

DAFTAR ISI .....	xi
DAFTAR GAMBAR .....	xiii
DAFTAR TABEL .....	xvi
DAFTAR SINGKATAN DAN LAMBANG .....	xvii
DAFTAR LAMPIRAN .....	xviii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Manfaat Penelitian.....	3
1.5 Batasan Masalah.....	4
1.6 Sistem Penulisan .....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1 Siklus Rankine Organic.....	6
2.2 Pemilihan Fluida Kerja Siklus Rankine Organic .....	8
2.3 Radial Turbin Aliran Masuk .....	11
2.4 FEA ( <i>Finite Element Analysis</i> ) .....	14
2.5 CFD ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> ).....	16
2.6 Penerapan Turbin ORC pada Energi Terbarukan .....	18
BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	22
3.1 Diagram Alir Penelitian .....	22
3.2 Desain Turbin ORC.....	24
3.3 Tahapan Penelitian .....	29
3.4 Metode yang dipakai dalam Penelitian .....	30
BAB IV PEMODELAN MATEMATIKA .....	31

4.1	<i>Housing dan Housing Cover</i> .....	31
4.2	<i>Runner Turbin</i> .....	37
4.3	Pemodelan Matematika dengan CFD.....	46
BAB V SIMULASI PEMODELAN TURBIN .....		49
5.1	Asumsi Pemodelan.....	49
5.2	Parameter Desain Turbin.....	49
5.3	Simulasi Desain Turbin menggunakan Pemodelan Matematika.....	51
5.4	Simulasi Desain Turbin menggunakan FEA.....	64
5.5	Simulasi Desain Turbin menggunakan CFD.....	72
BAB VI PENUTUP .....		80
6.1	Kesimpulan.....	80
6.2	Saran.....	81
DAFTAR PUSTAKA .....		82
LAMPIRAN .....		83

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus Rankine Organik (ORC) sederhana .....	6
Gambar 2.2 Perbandingan diagram P-h siklus Rankine organik .....	7
Gambar 2.3 Diagram T-s untuk fluida (a) wet, (b) isentropic, (c) dry .....	9
Gambar 2.4 Klasifikasi fluida kerja pada SRO berdasarkan temperatur kerja .....	11
Gambar 2.5 Skema penampang potongan aksial dari turbin radial .....	11
Gambar 2.6 Lokasi stasiun pada potongan penampang arah radial turbin radial ..	12
Gambar 2.7 Lokasi stasiun pada potongan penampang arah aksial dari turbin radial .....	12
Gambar 2.8 Diagram h-s dari turbin radial .....	13
Gambar 2.9 Hasil Analisis FEA untuk Distribusi Tegangan yang terjadi .....	15
Gambar 2.10 Hasil Analisis FEA untuk Displacement yang terjadi .....	15
Gambar 2.11 Hasil Analisis CFD untuk Distribusi Aliran yang terjadi .....	17
Gambar 2.12 Hasil Analisis CFD untuk Temperatur pada Komponen .....	17
Gambar 2.13 Hasil Analisis CFD pada Turbin .....	18
Gambar 2.14 Hasil Analisis CFD pada Ventilasi Ruangan .....	18
Gambar 2.15 Mesin pembangkit listrik ORC ( <i>Organic Rankine Cycle</i> ) .....	19
Gambar 2.16 Pemanfaatan mesin pembangkit listrik ORC ( <i>Organic Rankine Cycle</i> ) pada sumber energi terbarukan .....	20
Gambar 2.17 Pemanfaatan mesin pembangkit listrik ORC ( <i>Organic Rankine Cycle</i> ) sebagai pengganti genset .....	21
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian .....	22
Gambar 3.2 Komponen-komponen Turbin ORC .....	24
Gambar 3.3 Komponen <i>Housing</i> pada Turbin ORC .....	25
Gambar 3.4 Komponen <i>Housing Cover</i> pada Turbin ORC .....	25
Gambar 3.5 Komponen <i>Runner</i> Turbin pada Turbin ORC .....	26
Gambar 3.6 Komponen <i>Runner Generator</i> pada Turbin ORC .....	27
Gambar 3.7 Komponen <i>Bearing 6205</i> pada Turbin ORC .....	28
Gambar 3.8 Komponen <i>Bearing 6001</i> pada Turbin ORC .....	28
Gambar 3.9 Komponen <i>Fastener M12x35</i> pada Turbin ORC .....	28
Gambar 3.10 Komponen <i>Snapring Ø25x1,2</i> pada Turbin ORC .....	29

---

Gambar 3.11 <i>Fishbone Diagram</i> Penelitian .....	29
Gambar 4.1 Dimensi tebal <i>Shell Housing</i> .....	32
Gambar 4.2 Dimensi tebal <i>Bottom Head</i> .....	33
Gambar 4.3 Dimensi tebal <i>Housing Cover</i> .....	34
Gambar 4.4 Tampilan <i>feature Bolted Connection</i> .....	34
Gambar 4.5 Dimensi tebal <i>Nozzle Inlet</i> .....	36
Gambar 4.6 Dimensi tebal <i>Nozzle Outlet</i> .....	36
Gambar 4.7 Model <i>Runner</i> Turbin .....	37
Gambar 4.8 Dimensi dan Segitiga Kecepatan <i>Runner</i> Turbin .....	39
Gambar 5.1 Grafik Pengaruh Tekanan terhadap Ketebalan .....	52
Gambar 5.2 Grafik Perbandingan antara Ketebalan Minimum dan Nominal .....	52
Gambar 5.3 Hasil Perhitungan Baut pada <i>Housing &amp; Housing Cover</i> .....	53
Gambar 5.4 <i>SelfLocking Nut</i> .....	53
Gambar 5.5 Grafik Pengaruh Tekanan terhadap Gaya .....	56
Gambar 5.6 Grafik Tekanan Masuk terhadap Tekanan Keluar .....	57
Gambar 5.7 Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Fluida .....	57
Gambar 5.8 Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Turbin .....	58
Gambar 5.9 Grafik Tekanan terhadap Putaran Turbin .....	58
Gambar 5.10 Grafik Tekanan terhadap Debit Volume .....	59
Gambar 5.11 Grafik Tekanan terhadap Head Turbin .....	59
Gambar 5.12 Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Spesifik .....	60
Gambar 5.13 Grafik Tekanan terhadap Bilangan Putar Cepat .....	60
Gambar 5.14 Grafik Tekanan terhadap Torsi Turbin .....	61
Gambar 5.15 Grafik Tekanan terhadap Daya .....	61
Gambar 5.16 Grafik Diameter <i>Nozzle Inlet</i> terhadap Putaran Turbin .....	62
Gambar 5.17 Grafik Diameter <i>Nozzle Inlet</i> terhadap Torsi Turbin .....	63
Gambar 5.18 Grafik Diameter <i>Nozzle Inlet</i> terhadap Daya .....	63
Gambar 5.19 Grafik Head (H) terhadap Debit Volume (Q) .....	64
Gambar 5.20 Model Komponen <i>Housing &amp; Housing Cover</i> .....	65
Gambar 5.21 Membuat <i>Create New Study</i> .....	66
Gambar 5.22 Meng- <i>input</i> Material .....	66
Gambar 5.23 Menentukan posisi tumpuan ( <i>Constraint</i> ) .....	67

---

Gambar 5.24 Menentukan pembebanan ( <i>Loads</i> ) .....	67
Gambar 5.25 Menentukan <i>Surface Contact</i> .....	68
Gambar 5.26 Men- <i>generate Mesh</i> .....	68
Gambar 5.27 Melakukan <i>Running Analysis</i> .....	69
Gambar 5.28 Distribusi <i>Von Mises Stress</i> pada <i>Housing</i> .....	69
Gambar 5.29 Distribusi <i>Von Mises Stress</i> pada sisi dalam <i>Housing</i> .....	70
Gambar 5.30 Distribusi <i>Von Mises Stress</i> pada <i>Housing Cover</i> .....	70
Gambar 5.31 <i>Displacement</i> yang terjadi pada <i>Housing &amp; Housing Cover</i> .....	71
Gambar 5.32 <i>Safety Factor</i> yang terjadi pada <i>Housing &amp; Housing Cover</i> .....	71
Gambar 5.33 Model Turbin ORC untuk Simulasi CFD .....	72
Gambar 5.34 <i>Setting Parameter Motion</i> untuk Simulasi CFD .....	73
Gambar 5.35 Hasil simulasi CFD - Kecepatan Fluida Kerja Masuk .....	74
Gambar 5.36 Hasil simulasi CFD - Kecepatan Fluida Kerja Keluar .....	75
Gambar 5.37 Hasil simulasi CFD - Tekanan Fluida Kerja Masuk .....	75
Gambar 5.38 Hasil simulasi CFD - Tekanan Fluida Kerja Keluar .....	76
Gambar 5.39 Hasil simulasi CFD - Temperatur Fluida Kerja Masuk .....	76
Gambar 5.40 Hasil simulasi CFD - Temperatur Fluida Kerja Keluar .....	77
Gambar 5.41 Hasil simulasi CFD – Putaran <i>Runner</i> Turbin .....	78

---

**DAFTAR TABEL**

Tabel 2.1 Tabel Pemanfaatan siklus Rankine organik pada penelitian dan industri .....	7
Tabel 5.1 Parameter Desain Awal <i>Housing</i> dan <i>Housing Cover</i> .....	50
Tabel 5.2 Parameter Desain Awal <i>Runner</i> Turbin .....	50
Tabel 5.3 Hasil Perhitungan Ketebalan pada <i>Housing &amp; Housing Cover</i> .....	51
Tabel 5.4 Hasil Perhitungan Volume, Luas, Gaya, Tekanan dan Kecepatan Fluida Kerja pada <i>Runner</i> Turbin .....	54
Tabel 5.5 Hasil Perhitungan Kecepatan Turbin, Tekanan pada Sudu Turbin, Putaran Turbin, Debit Volume, Head, dan <i>Reynold Number</i> .....	54
Tabel 5.6 Hasil Perhitungan Torsi Turbin dan Daya yang dihasilkan .....	55
Tabel 5.7 Hasil Perhitungan pada Tekanan Konstan 0,8 MPa .....	55
Tabel 5.8 Hasil Perhitungan Head (H) dan Debit Volume (Q) pada Putaran Turbin Konstan 4.918 rpm .....	56

**DAFTAR SINGKATAN DAN LAMBANG**

SINGKATAN	Nama	Pemakaian pertama kali pada halaman
ORC	Organic Rankine Cycle	1
CHP	Combination Heat and Power	1
CFD	Computational Fluid Dynamics	2
FEA	Finite Element Analysis	5
ODP	Ozone Depletion Potential	7
GWP	Global Warming Potential	7
FEM	Finite Element Method	14
OTEC	Ocean Thermal Energy Conversion	20
ASME	American Standard Mechanical Engineer	30

**DAFTAR LAMPIRAN**

1.	DWG UDP-17-TORC-AS TURBIN ORC .....	83
2.	DWG UDP-17-TORC-D01 HOUSING .....	84
3.	DWG UDP-17-TORC-D02 HOUSING COVER .....	85
4.	DWG UDP-17-TORC-D03 RUNNER TURBIN .....	86
5.	DWG UDP-17-TORC-D04 RUNNER GENERATOR .....	87

## BAB I

### PENDAHULUAN

#### 1.1 Latar Belakang

Ketertarikan akan pemanfaatan *low grade heat recovery* semakin meningkat secara dramatis pada sepuluh tahun terakhir ini seiring dengan meningkatnya masalah lingkungan seperti polusi udara, pemanasan global, penipisan lapisan ozone, dan hujan asam yang disebabkan oleh percepatan konsumsi bahan bakar fosil. Sejumlah solusi baru telah diusulkan untuk menghasilkan pembangkit daya yang bersumber panas pada temperatur dan tekanan rendah, serta telah terbukti dapat diaplikasikan di berbagai bidang seperti *solar thermal power*, *biological waste heat*, *engine exhaust gases*, *domestic boilers*, dan lain sebagainya. Di antara solusi yang ditawarkan, untuk saat sekarang ini sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) merupakan yang paling banyak diteliti. ORC setidaknya memiliki dua keuntungan, yaitu sebagai sebuah sistem pembangkit daya, ORC memiliki komponen sederhana dan ketersediaan komponen yang cukup banyak di pasaran. Selanjutnya ORC juga menggunakan fluida kerja organik yang memiliki kinerja lebih baik dibandingkan air sebagai fluida kerja pada temperatur dan tekanan rendah [1].

Berbagai macam aplikasi ORC telah dikaji pada penelitian-penelitian sebelumnya. Seperti pada pemanfaatan *waste heat recovery*, *solar energy*, kombinasi antara *heat* dan *power* (CHP), *geothermal*, dan pemanfaatan panas dari gas buang dari *engine*. Dari hasil studi eksperimental tersebut terlihat bahwa pada unit skala kecil ORC menunjukkan performa yang menjanjikan untuk pembangkit listrik skala kecil terutama pada *remote area*, karena ORC memiliki kehandalan, jangkauan daya output yang luas, ketersediaan suku cadang komponen yang luas, serta berkurangnya jumlah komponen yang berputar sehingga konstruksi ORC dapat lebih kompak dan lebih kecil dibandingkan pada pembangkit listrik konvensional.

Kane et al. Telah melakukan penelitian pada ORC dengan mini-hybrid solar power plant yang terintegrasi antara *solar concentrators*, dan *bio-diesel engine*.

Pengaruh penggunaan fluida kerja HCFC-123 dan scroll *expander* menunjukkan bahwa pada sumber panas dengan temperatur maksimum 165°C dan efisiensinya mencapai 12% [1].

Pengaruh termodinamik properti fluida kerja pada performa sistem ORC telah dikaji oleh Wang et al. Pada penelitian tersebut performa beberapa dari fluida kerja organik telah dianalisis dengan menggunakan model termodinamika pada perangkat lunak Matlab bersama dengan REFPROP. Hasilnya bahwa untuk fluida kerja organik R11, R141b, R113 dan R123 menunjukkan performa termodinamik sedikit lebih tinggi dibanding yang lain. Akan tetapi, R245fa dan R245ca merupakan fluida kerja organik yang paling ramah lingkungan pada aplikasi *engine waste heat-recovery* [2].

Banyak peneliti yang telah fokus pada studi termodinamika dari siklus ORC, dan pemilihan fluida kerja, dengan perhatian khusus pada efisiensi pembangkit daya. Di sisi lain, relatif sedikit tulisan yang diterbitkan pada perancangan dan optimasi peralatan *turbomachinery*. Pada dasarnya, dalam rentang daya yang relevan (5-5000 kW) dua pilihan dapat diusulkan: yaitu, turbin aksial atau turbin radial. Opsi terakhir ini dianggap lebih menarik, karena memungkinkan kinerja yang lebih baik pada skala lebih rendah. Oleh karena itu pengetahuan mengenai turbin radial pada sistem ORC memerlukan kajian lebih lanjut [2].

## 1.2 Perumusan Masalah

Masalah yang akan dibahas pada tesis ini meliputi perancangan awal yang terdiri dari analisis segitiga kecepatan dan performa turbin radial dengan kondisi operasi yaitu temperatur inlet rotor 60°C - 65°C, dan tekanan inlet 1 - 8 bar dengan menggunakan fluida kerja freon (R22) sehingga menghasilkan prediksi geometri rotor yang menghasilkan daya maksimal dengan kisaran 1 - 5 kW. Selanjutnya tahap perancangan detail terdiri dari rancangan geometri dari rotor turbin radial sehingga menghasilkan model 3D yang dapat disimulasi CFD dan dibuat prototipenya.

Perancangan detail menggunakan paket program Autodesk Inventor untuk mendapatkan dimensi detail aerodinamik 3D turbin radial, dan selanjutnya

dilakukan simulasi CFD menggunakan perangkat lunak Autodesk CFD Motion untuk mendapatkan estimasi performa turbin radial untuk aplikasi sistem ORC. Penentuan dimensi turbin radial ditentukan melalui hasil analisis energi dengan mempertimbangkan jumlah bilangan mach dan analisis beban yang terjadi pada rotor. Simulasi yang dilakukan pada tesis ini adalah menyelesaikan persamaan-persamaan karakteristik dari komponen utama dari radial turboekspander, yaitu rotor radial turbo-ekspander yang telah dirangkai membentuk sistem ekspansi pada sistem ORC yang dapat menghasilkan daya sebesar 1 - 5 kW.

### **1.3 Tujuan Penelitian**

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Untuk mendapatkan model teoritis simulasi perhitungan desain turbin ORC pada sistem pembangkit listrik bersumber energi terbarukan dengan panas rendah.
2. Mendapatkan hasil unjuk kerja maksimum dari turbin ORC, berupa data temperatur, tekanan, kecepatan putaran turbin, torsi turbin dan daya listrik yang dihasilkan.

### **1.4 Manfaat Penelitian**

Manfaat penting dari penelitian ini adalah:

1. Mendukung upaya pemerintah untuk mencari dan memanfaatkan energi terbarukan dalam rangka mendukung pengembangan teknologi tepat guna yang bermanfaat bagi petani, nelayan serta industri pendukungnya.
2. Menghasilkan sebuah invensi yang berhubungan dengan sistem pembangkit listrik yang sumber energinya berasal dari energi terbarukan dengan panas rendah.
3. Penulis dapat menganalisis proses pengujian sistem turbin ORC pada sistem pembangkit listrik bersumber energi terbarukan.

4. Turbin ORC yang dibuat dapat dijadikan sebagai alat praktikum pada Laboratorium Program Pascasarjana, Jurusan Teknik Energi Terbarukan, Universitas Darma Persada.

### **1.5 Batasan Masalah**

Untuk mencapai tujuan, maka pembatasan masalah dalam tesis ini dibatasi pada desain Turbin ORC untuk mendapatkan output daya listrik yang optimal pada sistem pembangkit listrik bersumber energi terbarukan dengan panas rendah.

### **1.6 Sistem Penulisan**

Tesis ini terdiri dari enam bagian, yaitu agar alur penyusunan laporan tesis ini dapat disusun dengan baik dan dapat dipahami dengan mudah, adapun sistematika penulisannya sebagai berikut :

#### **BAB I PENDAHULUAN**

Bab ini berisikan latar belakang masalah, perumusan masalah, tujuan dan manfaat penelitian, pembatasan masalah, metodologi penelitian, serta sistematika penulisan.

#### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Bab ini berisikan teori serta metode dari berbagai buku yang digunakan sebagai dasar dalam menentukan model pemecahan masalah yang penulis butuhkan dalam langkah pengerjaan.

#### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

Bab ini menerangkan lebih detail mengenai langkah-langkah yang diambil penulis dalam penyelesaian tesis ini.

#### **BAB IV PEMODELAN MATEMATIKA**

Bab ini berisi mengenai rumus-rumus pemodelan matematika dari desain turbin ORC.

#### **BAB V SIMULASI PEMODELAN TURBIN**

Bab ini berisi mengenai data-data dari desain turbin ORC, baik dari hasil perhitungan, percobaan, maupun simulasi perhitungan menggunakan software computer, seperti Software FEA Autodesk, dan Autodesk CFD Motion.

## BAB VI PENUTUP

Bab terakhir ini merupakan kesimpulan dari apa yang telah dikemukakan dalam bab – bab sebelumnya.

## DAFTAR PUSTAKA

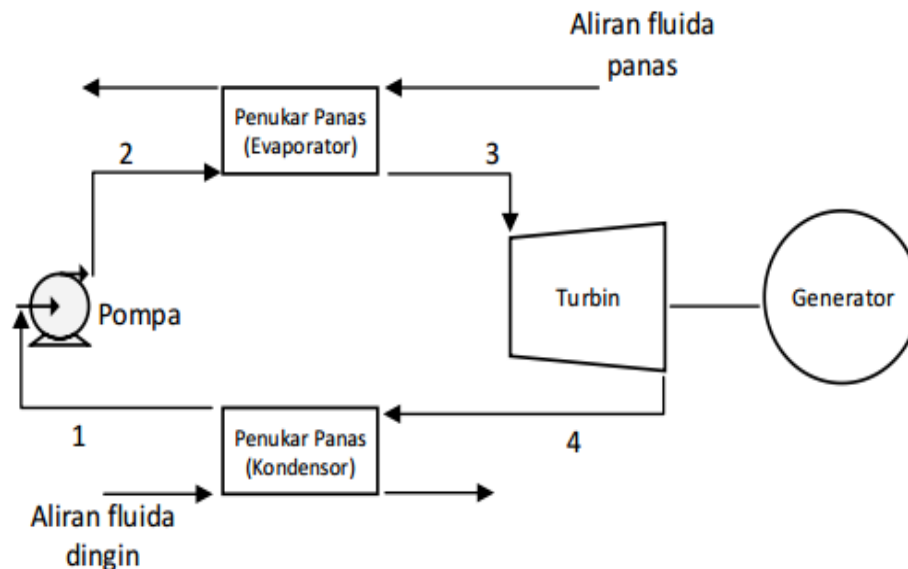
## LAMPIRAN

## BAB II

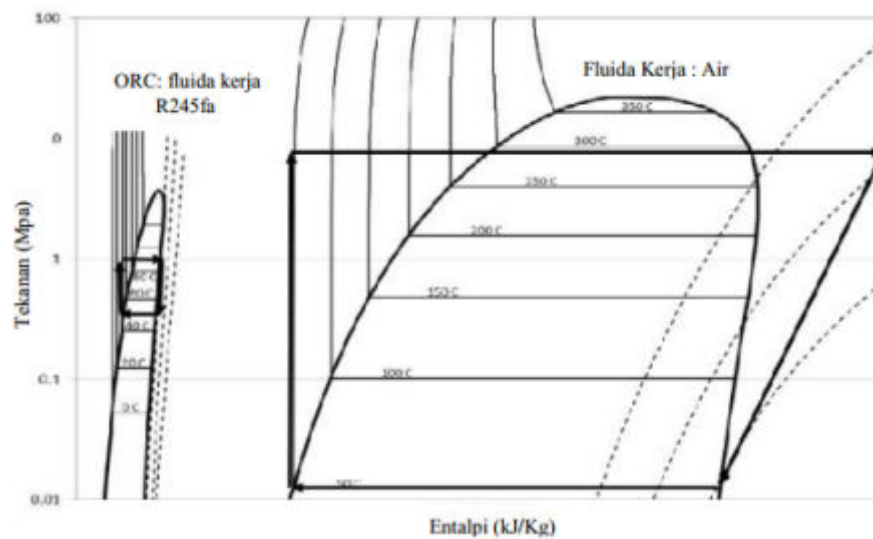
### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Siklus Rankine Organik

Siklus Rankine Organik atau *Organic Rankine Cycle* (ORC) adalah salah satu bentuk siklus Rankine yang memanfaatkan refrigeran organik sebagai fluida kerja. Secara umum, ORC ideal memiliki empat tahapan proses yaitu kompresi isentropik pada pompa, evaporasi isobarik pada boiler, ekspansi isentropik pada turbin, dan kondensasi isobarik pada kondensor. Kelebihan dari siklus ini adalah menggunakan refrigeran dengan titik didih dan titik kondensasi yang lebih rendah daripada air yang digunakan pada siklus Rankine biasa. Dampak dari penggunaan refrigeran tersebut adalah siklus dapat memanfaatkan sumber panas yang temperaturnya lebih rendah daripada temperatur didih air. Berikut adalah diagram entalpi-entropi dan temperatur entropi pada ORC [1].



Gambar 2.1 Siklus Rankine Organik (ORC) sederhana [1].



Gambar 2.2 Perbandingan diagram P-h siklus Rankine organik dengan siklus Rankine sederhana [1].

Pada awalnya ORC diteliti dan diaplikasikan menggunakan fluida kerja yang masih memiliki ODP (*Ozone Depletion Potential*) dan GWP (*Global Warming Potential*) yang tinggi seperti R11, R123, dan R22. Efisiensi ORC skala kecil berkisar antara 5% hingga 13%. Berikut adalah penggunaan fluida kerja pada ORC yang telah dibuat pada skala penelitian dan industri [1].

Tabel 2.1 Tabel Pemanfaatan siklus Rankine organik pada penelitian dan industri.

Perusahaan atau Penelitian	Daya keluaran	Fluida Kerja
Ormat	11,3 MW	Isobutane
Turboden	1-7 MW	Solkatherm
Cryostar	500 kW-12 MW	R245fa, R134a
Pratt and Whitney	280 kW	R245fa
General Electric	125 kW	R245fa
Free Power, UK	120 kW	n-Hexane
Tri-O-Gen	60-165 kW	Toluene
Nelson, Cummins	60 kW	nPentane
Teng, AVL	11,6 kW	Ethanol
Electratherm	65 kW	R245fa
Ener-g-rotors	40-60 kW	R143a

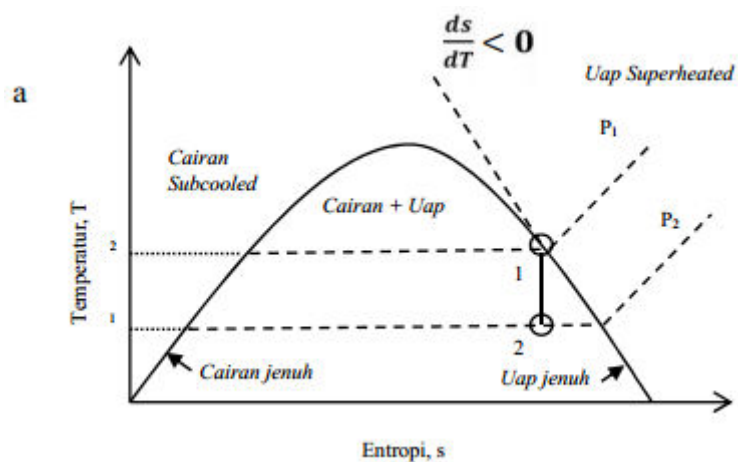
Infinity Turbine	10-30 kW	R245fa
Oomori dan Ogino, Toyota	400 W	R123

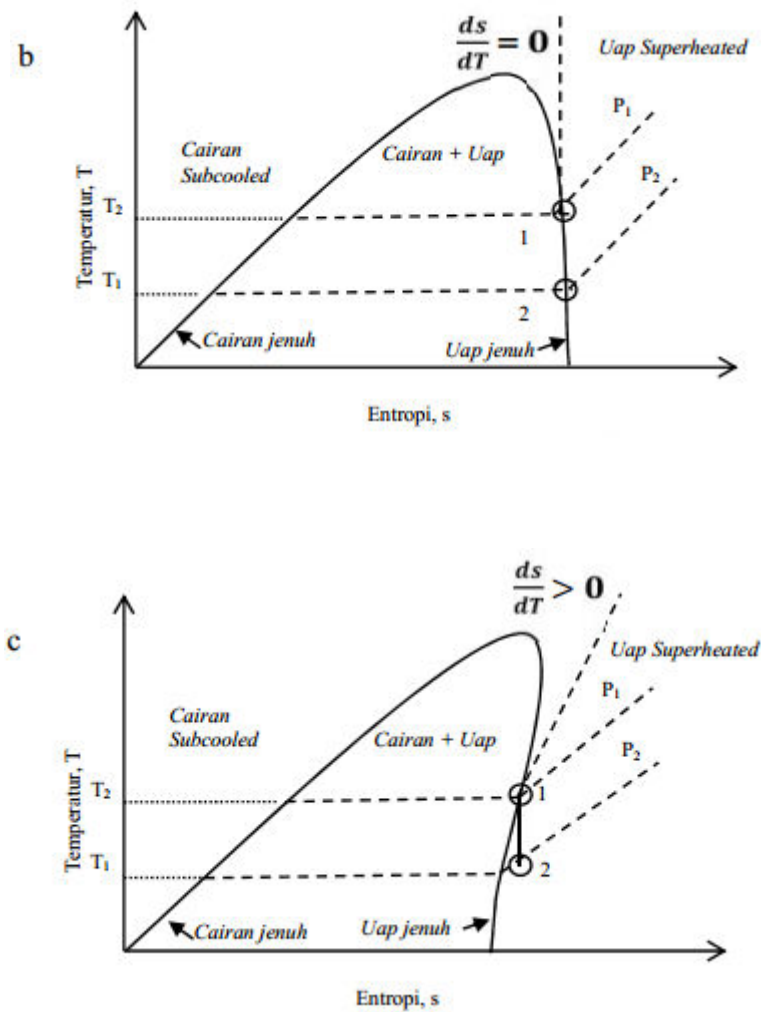
## 2.2 Pemilihan Fluida Kerja Siklus Rankine Organic

Fluida kerja memiliki peranan yang penting dalam ORC mengingat kondisi kerja bervariasi. Terdapat pula banyak jumlah senyawa yang dapat dijadikan sebagai pilihan fluida kerja termasuk didalamnya berupa hidrokarbon, refrigeran, alkohol, dan lain-lain [1].

Fluida kerja dapat dikategorikan menjadi tiga jenis yaitu *dry*, *wet* dan *isentropic fluid*. Perbedaan yang mendasar dari tiga jenis refrigeran tersebut adalah kemiringan  $dT/ds$  dari kurva uap fluida pada diagram temperatur-entropi. *Dry fluid* memiliki kemiringan  $dT/ds$  yang bernilai positif, *wet fluid* memiliki kemiringan  $dT/ds$  yang bernilai negatif, dan dikategorikan *isentropic fluid* apabila  $dT/ds$  memiliki nilai nol [1].

Seperti terlihat pada Gambar 2.3 secara umum terdapat tiga tipe kurva uap jenuh pada diagram T-s (*Temperature-entropy*). *Dry fluid* dengan kemiringan positif, *wet fluid* dengan kemiringan negatif, dan *isentropik fluid*.





Gambar 2.3 Diagram T-s untuk fluida (a) wet, (b) isentropic, (c) dry [1].

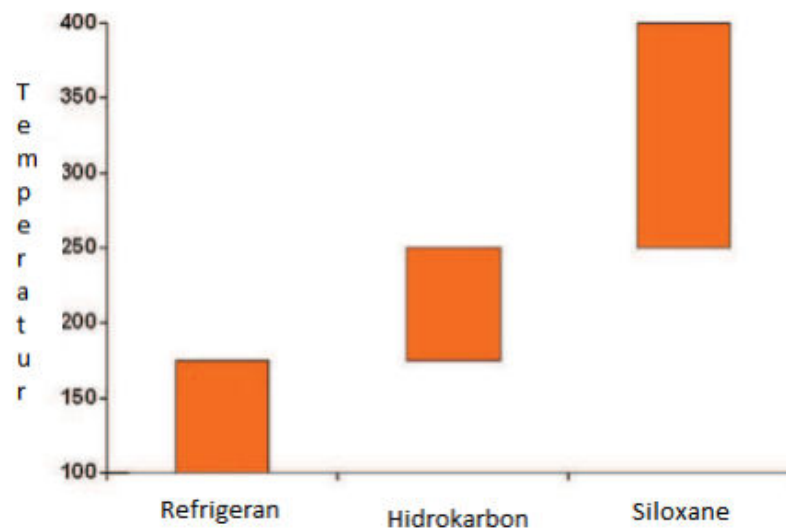
Pemilihan fluida kerja harus memperhatikan sumber panas yang akan digunakan, optimum kriteria sifat termodinamika, dan memenuhi berbagai kriteria seperti tidak beracun, tidak mudah terbakar, dan ramah lingkungan. Berikut adalah beberapa pertimbangan pemilihan fluida kerja :

- 1) Dampak lingkungan: fluida kerja bergantung pada ODP dan GWP dimana diharuskan pada standar tertentu yang aman bagi lingkungan.
- 2) Keamanan: fluida kerja harus tidak beracun (apabila terjadi kebocoran pada sistem), tidak korosif (untuk menurunkan biaya maintenance akibat korosi), dan tidak mudah terbakar.

- 3) Stabilitas: kestabilan kimia dari fluida pada temperatur kerja, dimana kalau berubah dapat mengganggu siklus secara termodinamika, keamanan, atau dampak terhadap lingkungan.
- 4) Tekanan operasi: fluida yang membutuhkan tekanan tinggi untuk mencapai kerja optimum akan membutuhkan peralatan yang lebih kompleks pada plant.
- 5) Ketersediaan dengan harga yang murah : fluida harus ada di pasaran dan memiliki harga jual yang murah.
- 6) Kalor laten dan berat molekular : semakin besar kalor laten dan berat molekular akan menyebabkan semakin besar energi yang dapat disimpan untuk volume yang sama, juga menyebabkan kebutuhan ukuran pompa dapat diperkecil.
- 7) Temperatur beku: fluida harus memiliki temperatur beku yg lebih rendah daripada temperatur terendah pada siklus.
- 8) Kurva saturasi: jenis fluida apakah itu *wet*, *dry*, atau isentropik pada turbin sehingga tidak terjadi *droplet* pada saat ekspansi.

Hasil penelitian terhadap 68 refrigeran menghasilkan 3 terbaik yaitu R11, R113, dan R114. Akan tetapi, penggunaannya sudah dihentikan karena refrigeran tersebut merusak lingkungan. Penelitian selanjutnya menghasilkan R245fa dan R134a sebagai kandidat terbaik untuk sumber panas bertemperatur rendah [1].

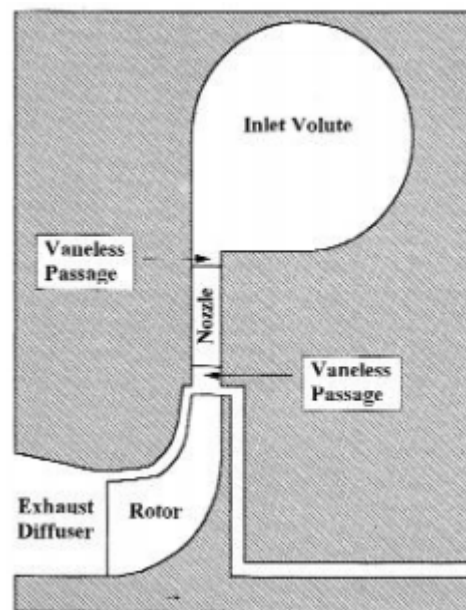
Harga dan ketersediaan R134a lebih memungkinkan untuk dipilih daripada R245fa di Indonesia mengingat harga R245fa yang lebih mahal daripada R134a dan lebih sedikit ketersediaannya karena masih tergolong refrigeran baru di Indonesia. Sedangkan untuk penelitian tesis ini, penulis tidak menggunakan refrigeran yang disebutkan di atas tetapi menggunakan R22 sebagai fluida kerjanya.



Gambar 2.4 Klasifikasi fluida kerja pada ORC berdasarkan temperatur kerja [1].

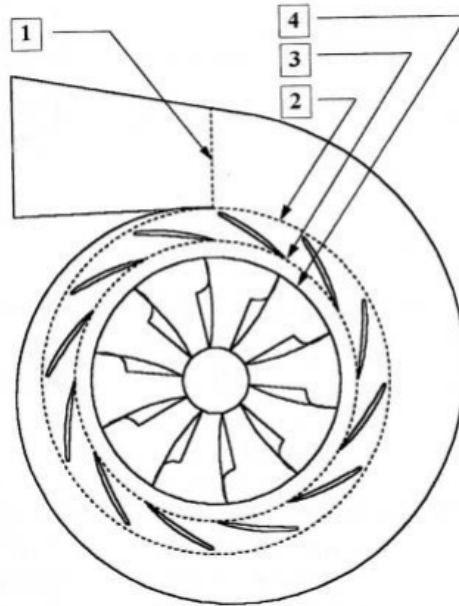
### 2.3 Radial Turbin Aliran Masuk

Turbin radial aliran masuk memiliki komponen-komponen berupa masuk *volute*, nosel, rotor, dan *diffuser*. Di antara masuk *volute* dengan nosel dan nosel dengan rotor terdapat *vaneless passage* yang merupakan ruangan kosong yang menjadi penghubung antar komponen. Berikut adalah geometri dari komponen utama dari turbin radial aliran masuk [1].

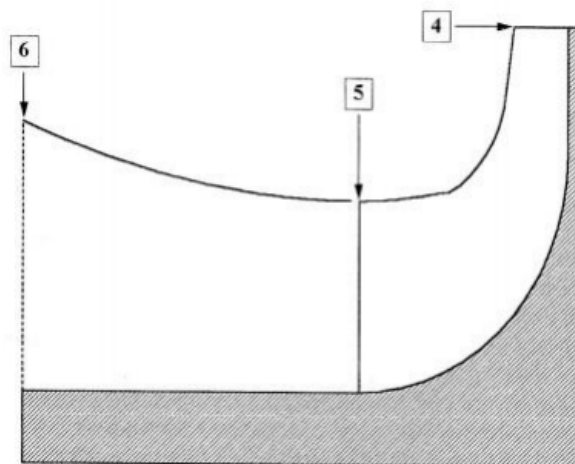


Gambar 2.5 Skema penampang potongan aksial dari turbin radial [1].

Untuk memudahkan menyebut stasiun-stasiun yang selanjutnya akan dijadikan acuan pada perancangan, stasiun dibagi berdasarkan zona komponen. Penulis menggunakan istilah stasiun masuk *volute* (1), masuk nosel (2), keluar nosel (3), masuk rotor (4), dan keluar rotor (5) sebagai daerah yang akan ditinjau pada saat melakukan perancangan dan evaluasi [1]. Berikut adalah pembagian lokasi stasiun yang penulis gunakan:

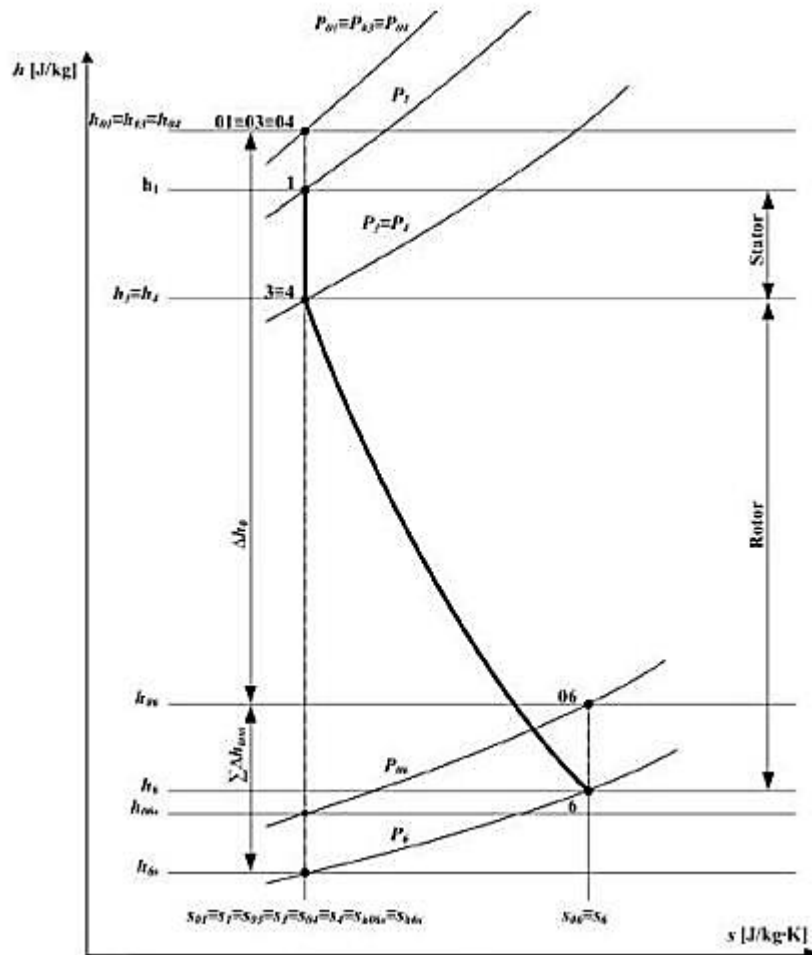


Gambar 2.6 Lokasi stasiun pada potongan penampang arah radial turbin radial [1].



Gambar 2.7 Lokasi stasiun pada potongan penampang arah aksial dari turbin radial [1].

Prinsip kerja dari turbin radial aliran masuk adalah fluida kerja yang memiliki temperatur dan tekanan tinggi masuk melalui *volute* dan kemudian diekspansikan pada rotor yang berputar. Perubahan momentum yang terjadi pada fluida membuat rotor berputar dan menghasilkan daya. Bila dilihat melalui diagram entalpi-entropi, terlihat bahwa tekanan total mulai dari masuk *volute*, masuk nosel, dan masuk rotor adalah sama. Kemudian fluida kerja mengalami jatuh entalpi yang diasumsikan secara isentropik pada stator pada titik 1-3,4. Fluida kerja kemudian memasuki rotor dan terekspansi secara tidak isentropik, energi hasil ekspansi inilah yang dimanfaatkan sebagai kerja dari turbin radial pada titik 4-6. Untuk lebih jelasnya, berikut diagram entalpi -entropi dari turbin radial [1].



Gambar 2.8 Diagram  $h-s$  dari turbin radial [1].

## 2.4 FEA (Finite Element Analysis)

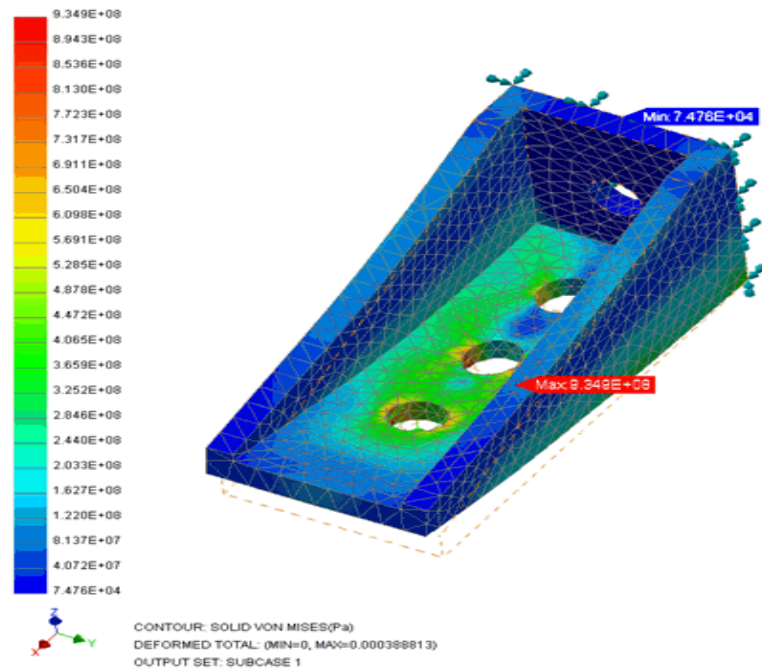
*Finite element* adalah sebuah metode yang digunakan untuk mencari pemecahan masalah dengan membuat persamaan-persamaan tertentu secara matematika atau permasalahan pada sebuah bidang. Permasalahan yang ada pada sebuah bidang, salah satunya di mana kita mencari solusi per titik dari banyak variabel. Jadi dengan menanalisis tegangan, kita dapat mencari variasi dari tegangan atau deformasi pada sebuah kantilever (penopang/penyangga) [8].

Algoritma dasar dari FEM dijelaskan sebagai berikut ini [8]:

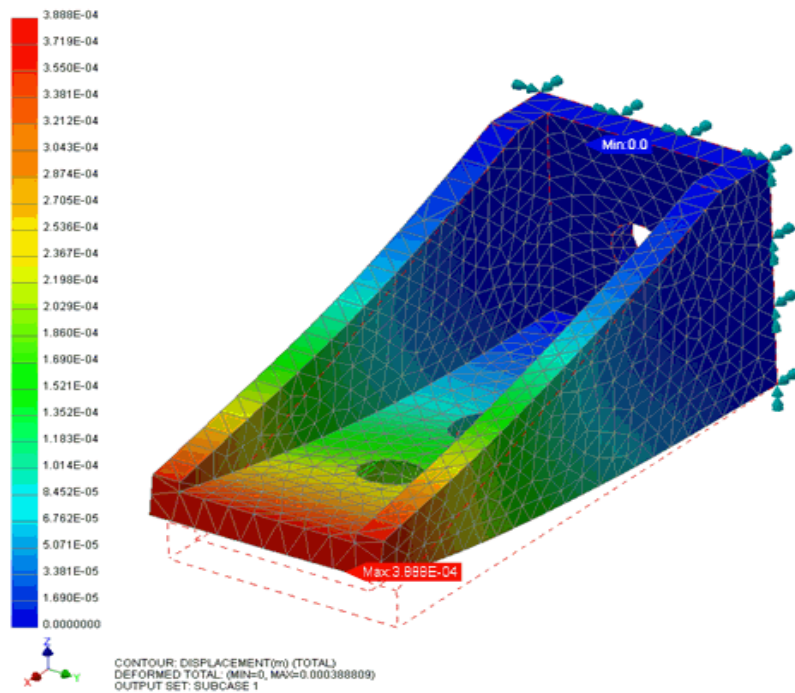
- 1) Pisahkan bagian atau bidang ke dalam kesatuan finite yang disebut dengan *finite element* yang berbeda menjadi bagian-bagian kecil yang kemudian kita hitung dengan kalkulus.
- 2) Kesatuan yang disebut dengan elemen-elemen dan mereka saling terkait satu dengan yang lainnya menggunakan simpul-simpul. Keterkaitan dan elemen-elemen bersama disebut dengan *mesh*.
- 3) Jika kita mengetahui nilai dari variabel pada empat simpul dari sebuah elemen yang ditunjukkan dibawah, kita memperkirakan nilai dari variabel pada setiap titik antara elemen menggunakan sebuah lambang yang didefinisikan untuk elemen spesial (lambang terbanyak polynomial dan dinamakan dengan bentuk atau fungsi interpolasi). Pastinya dalam variasi di kehidupan nyata dari variabel antara elemen jauh lebih kompleks, jadi kita memilih untuk memperkirakan dengan menggunakan sebuah persamaan.
- 4) *Mesh* adalah sebuah sistem persamaan matematika yang tidak diketahui nilainya bebas dari variabel-variabel simpul.
- 5) Persamaan-persamaan yang diselesaikan dan dari nilai simpul dari variabel bebas, kita menyebutkannya dengan nilai dari persamaan keseluruhan elemen menggunakan sebuah bentuk fungsi. Lalu kita mempunyai sebuah bagian perkiraan dari variasi terpisah dari variabel bebas untuk seluruh bidang.

FEM adalah sebuah matematika pokok/metode numerik untuk memecahkan persamaan diferensial. Sebagai upaya bagaimana matematika dasar membantu mencarikan solusi penyelesaian masalah kita, mempelajari teori dengan pemakaian pemecahan fisika secara sederhana untuk permasalahan yang dasar pula [8].

Beberapa contoh hasil analisis menggunakan FEA (*Finite Element Analysis*) seperti terlihat di bawah ini :



Gambar 2.9 Hasil Analisis FEA untuk Distribusi Tegangan yang terjadi.



Gambar 2.10 Hasil Analisis FEA untuk Displacement yang terjadi.

## 2.5 CFD (Computational Fluid Dynamics)

CFD (*Computational Fluid Dynamics*) adalah merupakan metode penghitungan dengan sebuah kontrol dimensi, luas dan volume dengan memanfaatkan bantuan komputasi komputer untuk melakukan perhitungan pada tiap-tiap elemen pembagiannya. Prinsipnya ialah suatu ruang yang berisi fluida yang akan dilakukan penghitungan dibagi-bagi menjadi beberapa bagian, hal ini sering disebut dengan sel dan prosesnya [9].

Bagian-bagian yang terbagi tersebut merupakan sebuah kontrol perhitungan yang akan dilakukan oleh aplikasi atau software. Kontrol-kontrol perhitungan ini beserta kontrol-kontrol perhitungan lainnya merupakan pembagian ruang yang disebutkan tadi atau *meshing* [9].

Nantinya, pada setiap titik kontrol perhitungan akan dilakukan oleh aplikasi dengan batasan domain dan boundary condition yang telah ditentukan. Prinsip inilah yang banyak dipakai pada proses penghitungan dengan menggunakan bantuan komputasi komputer [9].

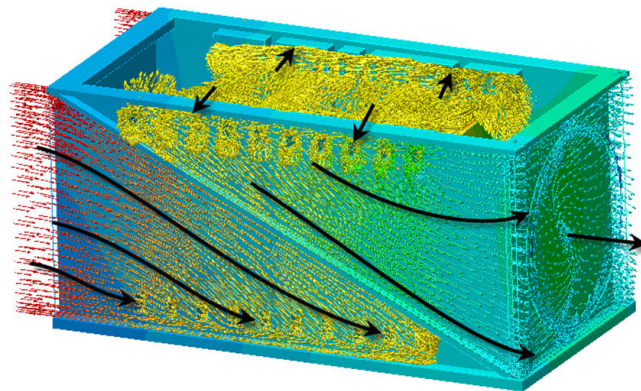
CFD secara umum dipakai untuk memprediksi [9]:

- 1) Aliran dan panas.
- 2) Transfer massa.
- 3) Perubahan fasa seperti pada proses *melting*, pengembunan dan pendidihan.
- 4) Reaksi kimia seperti pembakaran.
- 5) Gerakan mekanis seperti piston dan fan.
- 6) Tegangan dan tumpuan pada benda solid.
- 7) Tegangan dan tumpuan pada benda solid.
- 8) Gelombang elektromagnet.

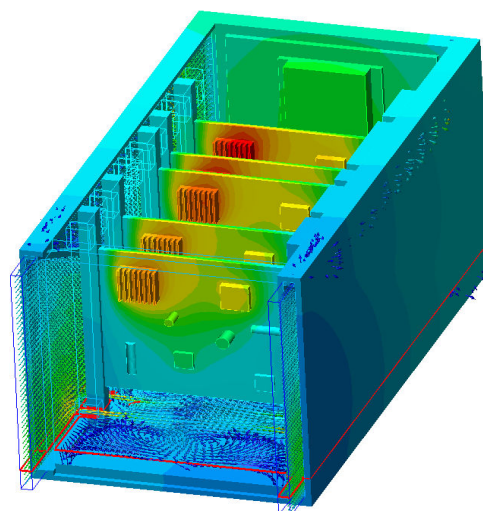
CFD adalah perhitungan yang mengkhususkan pada fluida, mulai dari aliran fluida, *heat transfer* dan reaksi kimia yang terjadi pada fluida. Atas prinsip-prinsip dasar mekanika fluida, konservasi energi, momentum, massa, serta *species*, penghitungan dengan CFD dapat dilakukan. Secara sederhana proses penghitungan yang dilakukan oleh aplikasi CFD adalah dengan kontrol-kontrol penghitungan yang telah dilakukan, maka kontrol penghitungan tersebut akan dilibatkan dengan memanfaatkan persamaan-persamaan yang terlibat [9].

Persamaan-persamaan ini adalah persamaan yang dibangkitkan dengan memasukkan parameter apa saja yang terlibat dalam domain. Misalnya ketika suatu model yang akan dianalisa melibatkan temperatur berarti model tersebut melibatkan persamaan energi atau konservasi dari energi tersebut. Inisialisasi awal dari persamaan adalah *boundary condition*. *Boundary condition* adalah kondisi dimana kontrol-kontrol perhitungan didefinisikan sebagai definisi awal yang akan dilibatkan ke kontrol-kontrol penghitungan yang berdekatan dengannya melalui persamaan-persamaan yang terlibat [9].

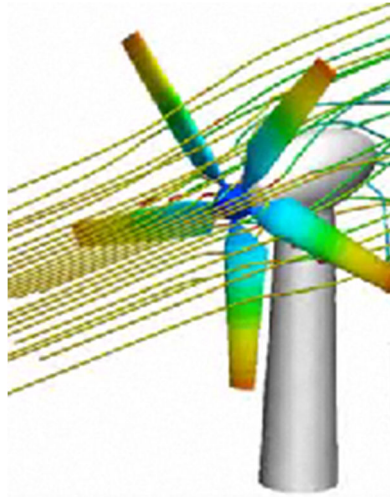
Beberapa contoh hasil analisis menggunakan CFD (*Computational Fluid Dynamics*) seperti terlihat di bawah ini :



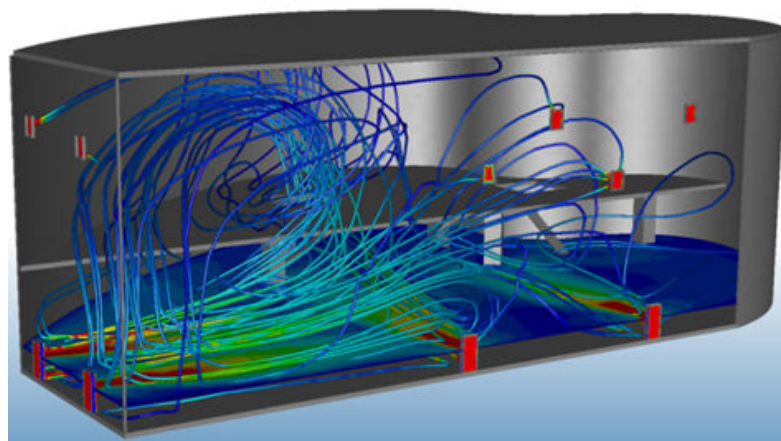
Gambar 2.11 Hasil Analisis CFD untuk Distribusi Aliran yang terjadi.



Gambar 2.12 Hasil Analisis CFD untuk Temperatur pada Komponen.



Gambar 2.13 Hasil Analisis CFD pada Turbin.



Gambar 2.14 Hasil Analisis CFD pada Ventilasi Ruangan.

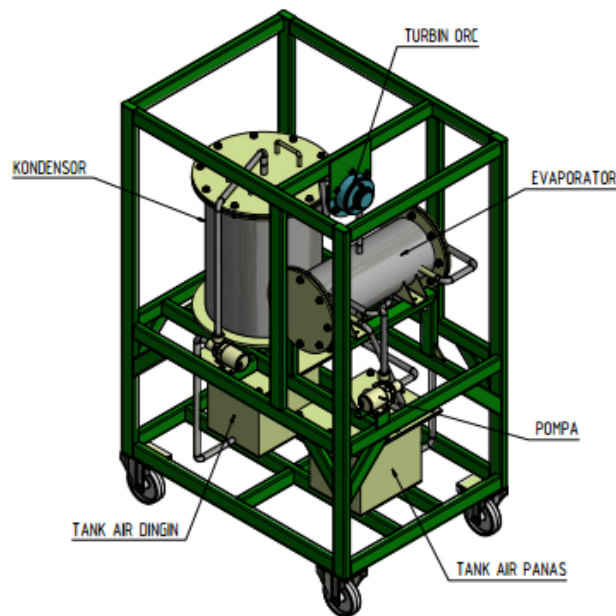
## 2.6 Penerapan Turbin ORC pada Energi Terbarukan

Saat ini, tengah dikembangkan sistem pembangkit listrik menggunakan energi terbarukan. Sistem pembangkit listrik yang dipakai adalah sistem pembangkit listrik yang menggunakan teknologi ORC (*Organic Rankine Cycle*). Sistem ini membangkitkan listrik dari sumber energi terbarukan dengan memanfaatkan sumber panas bersuhu dan bertekanan rendah [6].

Sistem pembangkit listrik ORC mempunyai 4 komponen utama, yaitu evaporator, turbin, kondensor dan pompa. Evaporator digunakan untuk

menguapkan fluida organik dari fasa cair menjadi uap panas sebelum dimasukkan ke dalam turbin. Turbin digunakan untuk mengekspansi dan menurunkan tekanan fluida organik. Turbin ini disambungkan dengan generator yang akan menghasilkan listrik. Setelah melewati turbin, fluida kerja akan dicairkan dalam kondensor yang selanjutnya akan dipompa menuju evaporator [6].

Keuntungan penggunaan sistem pembangkit listrik ORC, yaitu lebih sederhana dibanding melalui proses gasifikasi biomassa ditambah motor bakar gas/diesel ketika berbahan bakar biomassa. Biaya yang dibutuhkan sekitar 5 kali lipat lebih kecil dari pemanfaatan energi terbarukan lainnya. Selain itu, efisiensi naik sekitar 3 kali lipat lebih besar dikarenakan penangkapan panas berlebih yang terbuang [6]. Gambar 2.15 berikut ini menunjukkan komponen-komponen dalam mesin pembangkit listrik ORC (*Organic Rankine Cycle*) :

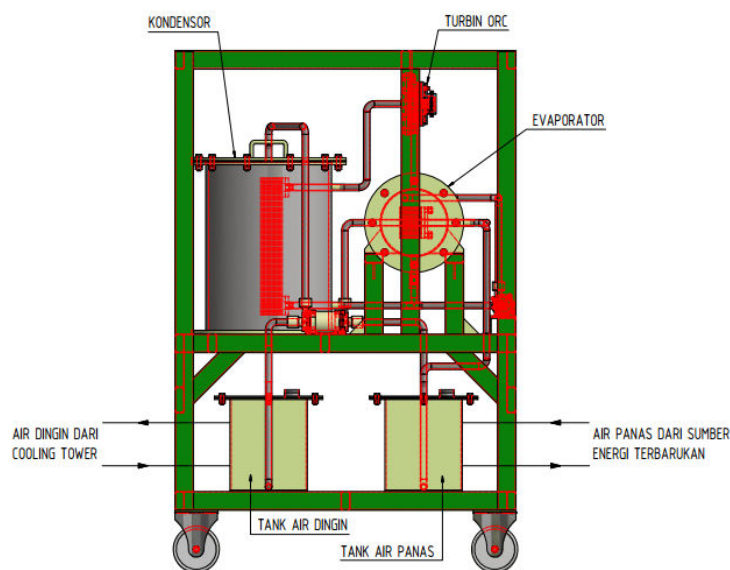


Gambar 2.15 Mesin pembangkit listrik ORC (*Organic Rankine Cycle*).

Mesin pembangkit listrik ORC tersebut di atas, bisa dikembangkan sebagai pengganti genset di daerah pedesaan atau daerah yang masih belum mendapatkan suplai aliran listrik. Selain itu, desain mesin pembangkit listrik ORC ini bisa diterapkan juga untuk pembangkit listrik dari sumber energi terbarukan yang lain,

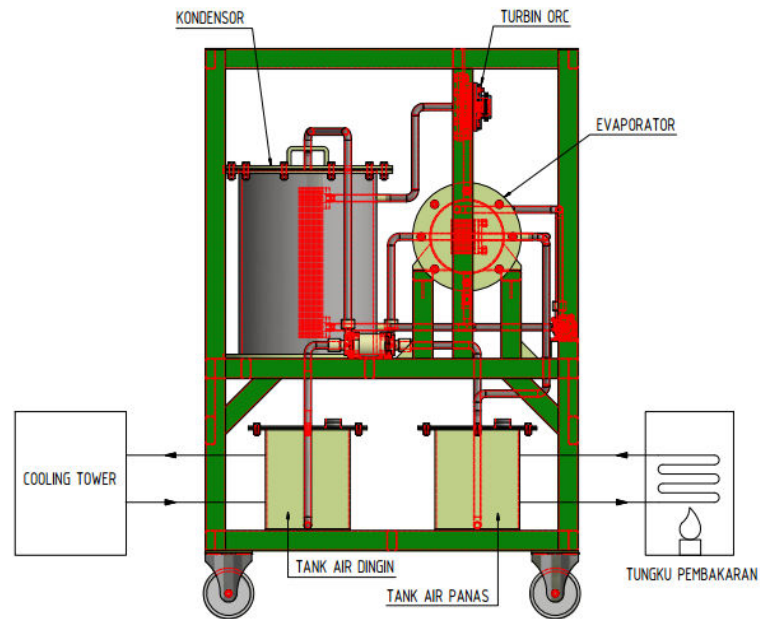
seperti energi panas laut (OTEC), panas matahari, panas buang biologis, gas buang *engine*, panas bumi, biomassa dan sumber yang lainnya.

Dengan memanfaatkan panas buang yang suhunya masih panas dan di bawah  $100^{\circ}\text{C}$  (kisaran  $65^{\circ}\text{C}$  -  $80^{\circ}\text{C}$ ), dihubungkan ke evaporator mesin pembangkit listrik ORC, dan dengan proses perpindahan panas akan menguapkan fluida kerja organik di dalam evaporator dan meningkatkan tekanan di dalam ruang evaporator. Selanjutnya aliran fluida kerja tersebut akan mengalir ke turbin yang akan memutar *runner* turbin sekaligus memutar generator sehingga bisa menghasilkan listrik. Pada ruang turbin ini mulai terjadi penurunan tekanan fluida kerja organik. Selanjutnya, fluida kerja organik tersebut akan mengalir ke kondensor dan akan terjadi lagi proses perpindahan panas sehingga sisa panas pada fluida kerja akan terserap oleh air dingin yang diambil dari *cooling tower* atau sumber air dingin lainnya. Pada saat fluida kerja organik berada di dalam kondensor dan menjadi dingin, tekanan fluida kerja akan berada pada titik terendah di dalam sistem sehingga memerlukan bantuan pompa untuk menyedot fluida kerja organik tersebut dan mengalirkannya kembali ke evaporator supaya terus terjadi siklus aliran fluida kerja organik yang berkelanjutan di dalam sistem pembangkit listrik ORC. Pemanfaatan mesin pembangkit listrik ORC pada sumber energi terbarukan ditunjukkan pada Gambar 2.16 berikut ini :



Gambar 2.16 Pemanfaatan mesin pembangkit listrik ORC (*Organic Rankine Cycle*) pada sumber energi terbarukan.

Sedangkan pemanfaatan mesin pembangkit listrik ORC sebagai pengganti genset di pedesaan dan daerah terpencil ditunjukkan pada Gambar 2.17 berikut :



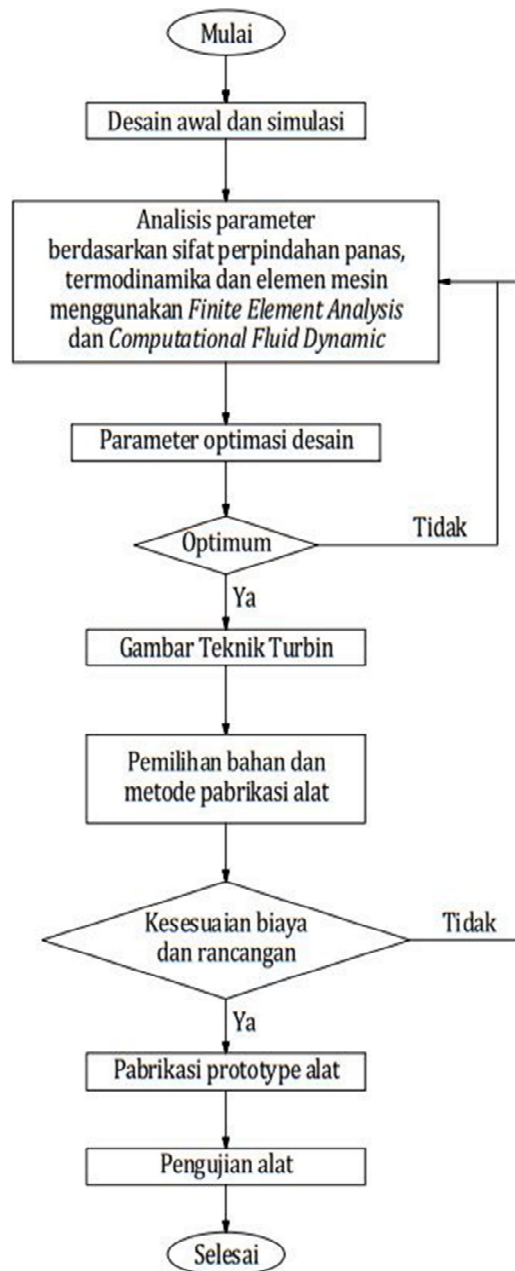
Gambar 2.17 Pemanfaatan mesin pembangkit listrik ORC (*Organic Rankine Cycle*) sebagai pengganti genset.

## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Diagram Alir Penelitian

Pada penelitian tesis ini, langkah-langkah penelitiannya ditunjukkan pada Diagram Alir Penelitian berikut ini :



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian.

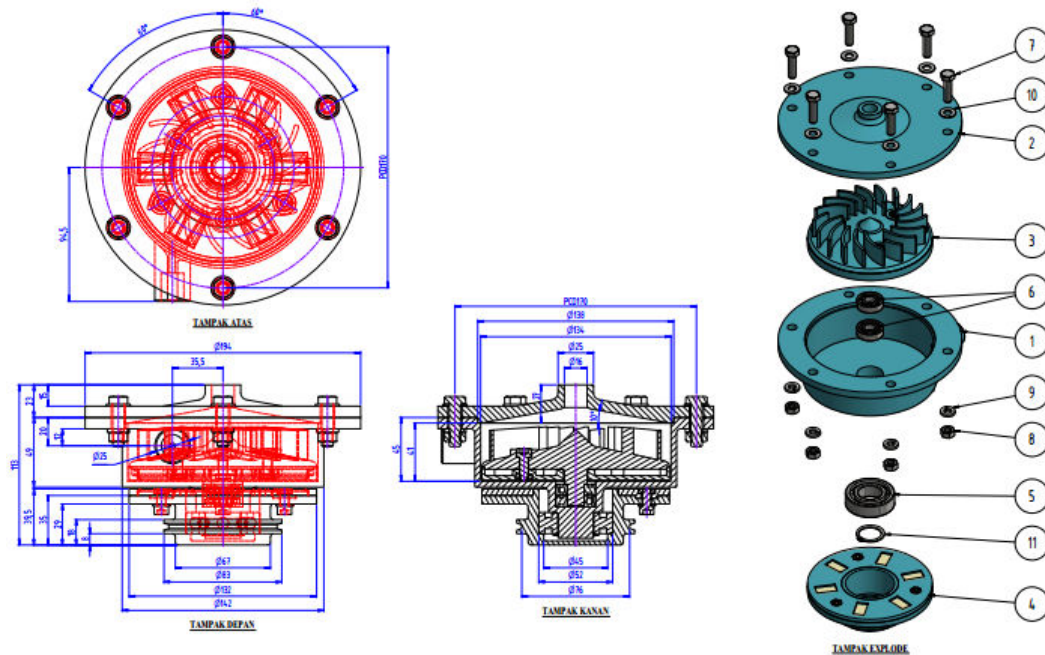
Penjelasan dari diagram alir penelitian tersebut adalah sebagai berikut :

- 1) Pada awal penelitian tesis ini, kita mulai dengan membuat konsep desain dan simulasi awal.
- 2) Setelah konsep desain dan simulasi awal selesai dilakukan, selanjutnya kita analisis konsep desain awal tersebut dengan melakukan simulasi berdasarkan sifat perpindahan panas, termodinamika, dan elemen mesin menggunakan metode *Finite Element Analysis & Computational Fluid Dynamics*.
- 3) Selanjutnya kita analisis parameter-parameter hasil simulasi tersebut untuk mendapatkan desain yang optimal.
- 4) Apabila hasil analisis yang dilakukan belum optimal, kita kembali melakukan simulasi berdasarkan sifat perpindahan panas, termodinamika, dan elemen mesin menggunakan metode *Finite Element Analysis & Computational Fluid Dynamics*.
- 5) Dan apabila hasil analisis yang dilakukan sudah optimal, kita lanjutkan ke tahap berikutnya, yaitu membuat Gambar Teknik Turbin yang kita desain.
- 6) Setelah Gambar Teknik Turbin dibuat, kita lakukan pemilihan bahan yang tepat untuk desain Turbin.
- 7) Pada saat pemilihan bahan tersebut, kita juga melakukan estimasi biaya supaya bisa didapat biaya produksi yang ekonomis. Kalau estimasi yang kita lakukan masih ekonomis, maka kita kembali ke tahap simulasi berdasarkan sifat perpindahan panas, termodinamika, dan elemen mesin menggunakan metode *Finite Element Analysis & Computational Fluid Dynamics*.
- 8) Dan apabila pada saat pemilihan bahan tersebut, kita bisa mendapatkan estimasi biaya produksi yang ekonomis, maka dilanjutkan ke tahap berikutnya, yaitu tahap pabrikan *prototype* Turbin tersebut.
- 9) Setelah *prototype* Turbin selesai dibuat, selanjutnya kita lakukan pengujian untuk mengetahui apakah Turbin yang dibuat ini sudah sesuai dengan dengan hasil simulasi yang telah dilakukan sebelumnya.
- 10) Dari data-data hasil pengujian tersebut bisa kita jadikan acuan untuk penyempurnaan desain Turbin selanjutnya.

### 3.2 Desain Turbin ORC

Desain Turbin ORC yang akan diteliti dapat dilihat pada gambar 3.2 di bawah. Desain Turbin ORC ini berukuran  $\varnothing 194$  mm dengan tinggi total 113 mm.

Komponen utama dari turbin ORC terlihat seperti gambar berikut :

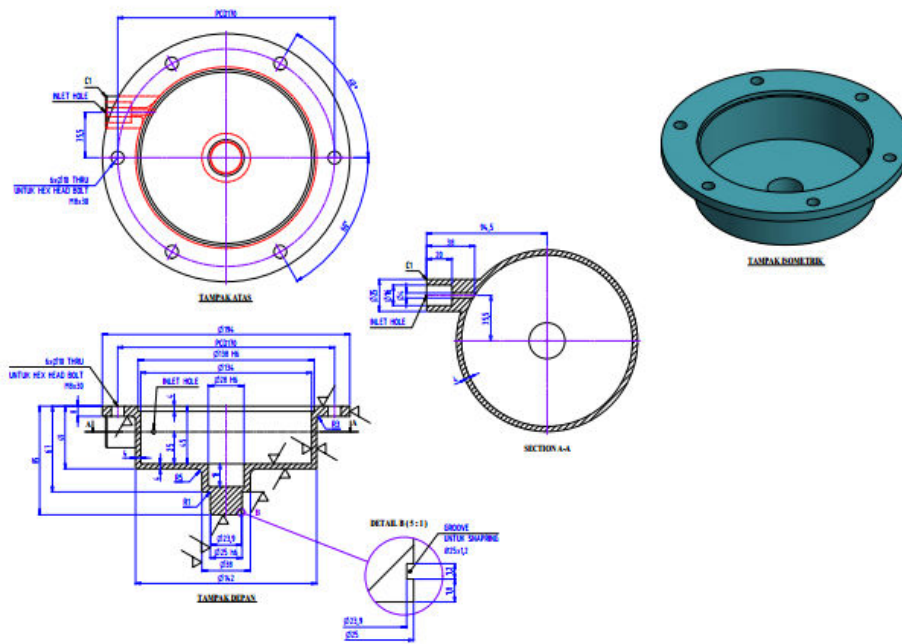


Gambar 3.2 Komponen-komponen Turbin ORC.

Penjelasan dari komponen-komponen tersebut adalah sebagai berikut :

- *Housing*, merupakan komponen utama dari Turbin ORC, yang menjadi tempat terpasangnya komponen *Runner* Turbin dan *Runner* Generator serta terdapat lubang saluran masuk fluida (*inlet hole*). Pada penelitian tesis ini, komponen *Housing* didesain menggunakan bahan SUS 304. Dari bahan tersebut akan dianalisis kekuatannya dalam menahan *Internal Pressure* menggunakan metoda *Finite Element Analysis*, sehingga bisa diketahui kekuatan bahan yang akan digunakan. Pemilihan bahan tersebut untuk mengoptimalkan penggunaan magnet yang terpasang pada *Runner* Turbin dan *Runner* Generator, sehingga tidak akan mengganggu gaya tarik magnet yang terjadi pada kedua komponen tersebut.

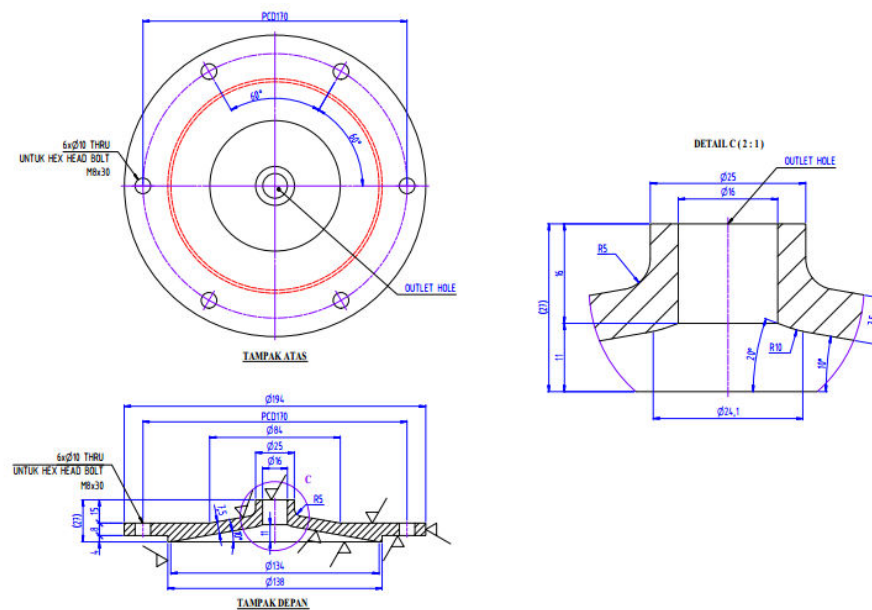
Komponen *Housing* terlihat pada gambar 3.3 berikut :



Gambar 3.3 Komponen *Housing* pada Turbin ORC.

- *Housing Cover*, merupakan komponen utama dari Turbin ORC yang menjadi penutup komponen *Housing*. Pada komponen *Housing Cover* terdapat lubang saluran keluar fluida (*outlet hole*) dan desainnya juga dibuat menggunakan bahan SUS 304.

Komponen *Housing Cover* terlihat pada gambar 3.4 berikut :

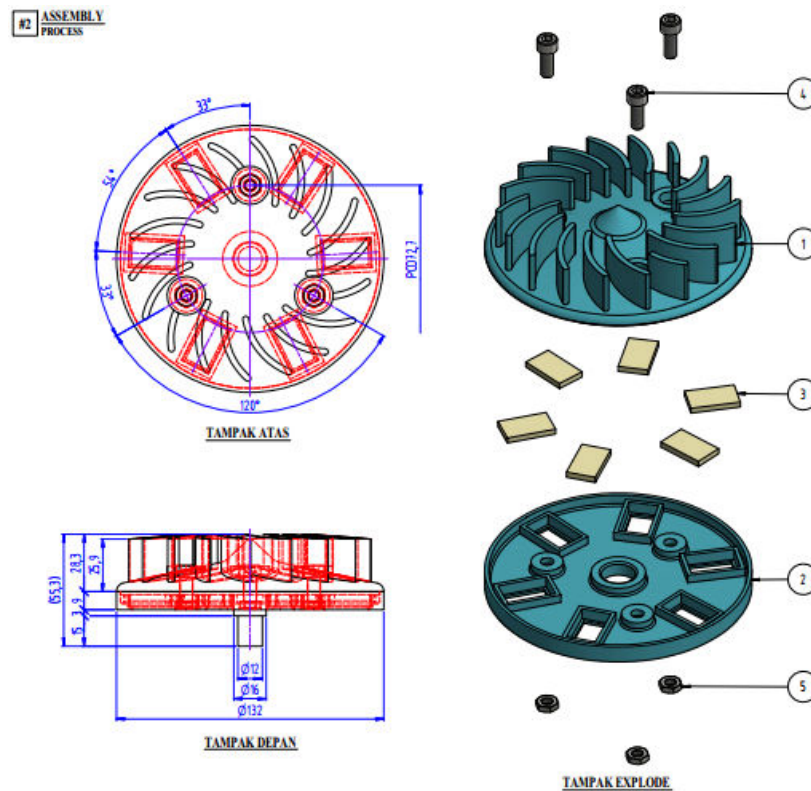


Gambar 3.4 Komponen *Housing Cover* pada Turbin ORC.

- *Runner Turbin*, merupakan komponen dari Turbin ORC yang berada di dalam komponen *Housing*. Komponen ini akan berputar pada saat menerima tekanan fluida yang masuk ke dalam ruangan *Housing*. Semakin besar tekanan fluida yang masuk, putaran pada *Runner Turbin* juga akan semakin cepat. Komponen-komponen pada satu unit *Runner Turbin* terdiri dari : 1. Turbin Radial, 2. Dudukan Turbin Radial, 3. Magnet, 4. Head Cap Screw M6x16, dan 5. Thin Hex Nut M6.

Komponen Turbin Radial dan Dudukan Turbin Radial dibuat menggunakan bahan plastik melalui proses *3D Printing*. Komponen Turbin Radial didesain mengikuti bentuk dan ukuran Turbin Radial pada sepeda motor matic dengan beberapa modifikasi terutama pada penambahan tempat dudukan magnet dan dudukan bearing 6001. Sedangkan magnet yang terpasang pada *Runner Turbin* akan menarik magnet yang terpasang pada *Runner Generator*, sehingga pada saat *Runner Turbin* berputar karena tekanan fluida masuk, akan menyebabkan *Runner Generator* ikut berputar juga searah dengan putaran *Runner Turbin*.

Komponen *Runner Turbin* terlihat pada gambar 3.5 berikut :

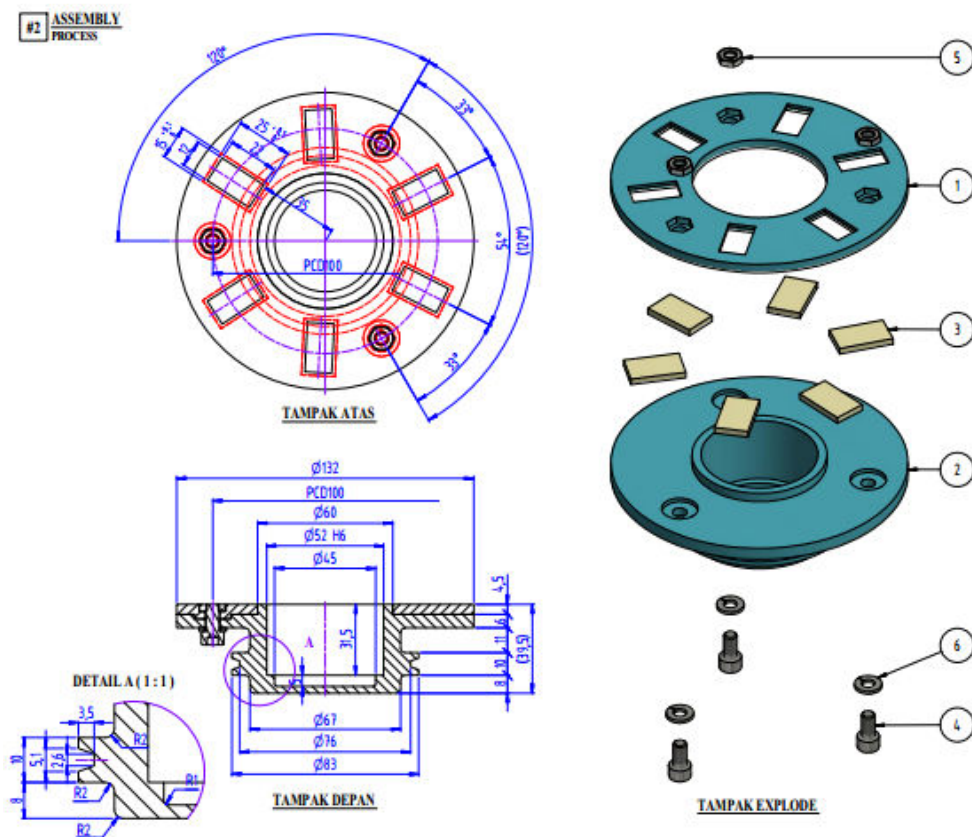


Gambar 3.5 Komponen *Runner Turbin* pada Turbin ORC.

- *Runner Generator*, merupakan komponen dari Turbin ORC yang berada di luar komponen *Housing*. Komponen ini akan berputar bersamaan dengan putaran *Runner* Turbin, karena magnet yang terpasang pada kedua komponen itu akan saling tarik-menarik. Komponen-komponen pada satu unit *Runner Generator* terdiri dari : 1. Dudukan Generator Atas, 2. Dudukan Generator Bawah, 3. Magnet, 4. Head Cap Screw M6x12, 5. Thin Hex Nut M6, dan 6. Spring Washer Ø6.

Komponen Dudukan Generator Atas dibuat menggunakan bahan plastik melalui proses *3D Printing*. Sedangkan Dudukan Generator Bawah dibuat menggunakan bahan Aluminium melalui proses pemesinan bubut. Selanjutnya komponen *Runner Generator* ini akan dihubungkan ke generator menggunakan komponen *V-Belt*, sehingga dari putaran yang terjadi pada generator akan dikonversi menjadi energi listrik.

Komponen *Runner Generator* terlihat pada gambar 3.6 berikut :



Gambar 3.6 Komponen *Runner Generator* pada Turbin ORC.

- *Bearing 6205*, merupakan komponen pada Turbin ORC yang terpasang pada komponen *Housing* dan *Runner* Generator. Dan komponen *Bearing 6205* ini menjadi landasan dari komponen *Runner* Generator untuk berputar. Komponen *Bearing 6205* terlihat pada gambar 3.7 berikut :



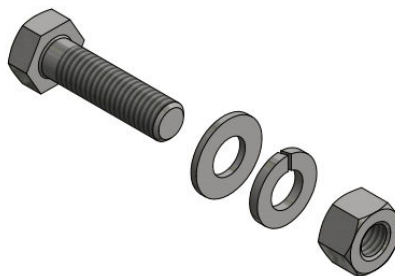
Gambar 3.7 Komponen *Bearing 6205* pada Turbin ORC.

- *Bearing 6001*, merupakan komponen pada Turbin ORC yang terpasang pada komponen *Housing* dan *Runner* Turbin. Dan komponen *Bearing 6001* ini menjadi landasan dari komponen *Runner* Turbin untuk berputar. Komponen *Bearing 6001* terlihat pada gambar 3.8 berikut :



Gambar 3.8 Komponen *Bearing 6001* pada Turbin ORC.

- *Fastener M12x35*, merupakan komponen-komponen yang mengikat komponen *Housing* dan *Housing Cover*. Komponen *Fastener M12x35* terlihat pada gambar 3.9 berikut :



Gambar 3.9 Komponen *Fastener M12x35* pada Turbin ORC.

- *Snapring*  $\varnothing 25 \times 1,2$ , merupakan komponen yang terpasang pada komponen *Housing*, yang berfungsi untuk menahan komponen *Bearing 6205* supaya tidak terlepas dari posisi terpasangnya.

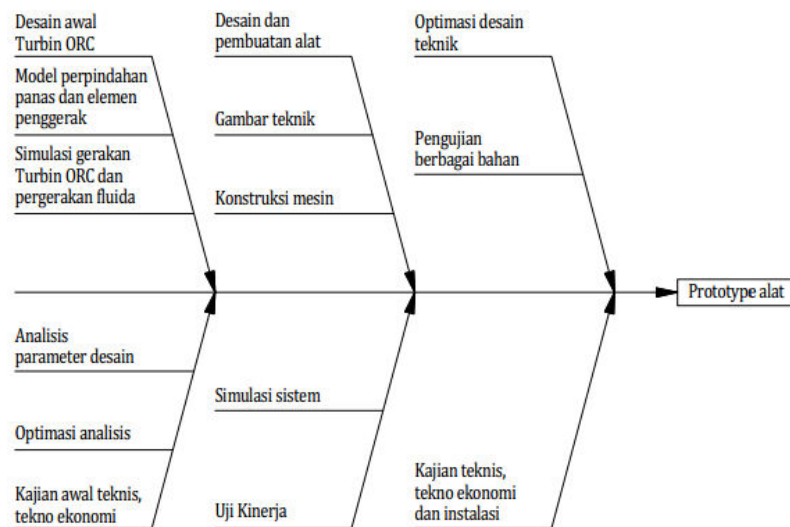
Komponen *Snapring*  $\varnothing 25 \times 1,2$  terlihat pada gambar 3.10 berikut :



Gambar 3.10 Komponen *Snapring*  $\varnothing 25 \times 1,2$  pada Turbin ORC.

### 3.3 Tahapan Penelitian

Kegiatan penelitian direncanakan dibagi menjadi tiga tahap seperti ditunjukkan dalam *fishbone diagram* penelitian yang terlihat pada gambar berikut :



Gambar 3.11 *Fishbone Diagram* Penelitian.

Adapun tahapan-tahapan penelitian tersebut adalah :

- Tahap awal adalah desain awal turbin ORC, simulasi gerakan turbin ORC, distribusi fluida di dalam ruang turbin ORC, analisis parameter desain, optimasi analisis serta kajian awal teknis, dan tekno ekonomi.

- b) Tahap kedua adalah desain dan pembuatan gambar kerja turbin ORC, simulasi sistem, dan uji kinerja.
- c) Tahap ketiga adalah optimasi desain teknik, pengujian dengan berbagai bahan, dan kajian teknis tekno ekonomi.

#### **3.4 Metode yang dipakai dalam Penelitian**

Pada desain turbin ORC ini, metode yang dipakai dalam penelitian meliputi :

1. Menganalisis kinerja turbin ORC, seperti kecepatan putaran turbin, torsi turbin, dan daya listrik yang dihasilkan menggunakan rumus-rumus pada Bab IV Pemodelan Matematika.
2. Menganalisis kekuatan struktur turbin ORC menggunakan *Finite Element Analysis* dari software FEA Autodesk.
3. Menganalisis distribusi aliran fluida dalam turbin menggunakan software Autodesk CFD Motion.

## BAB IV

### PEMODELAN MATEMATIKA

Turbin ORC (*Organic Rankine Cycle*) memiliki 2 kelompok komponen utama yang menjadi bagian terpenting dari optimalisasi kinerja sistem turbin. Berikut ini akan dibahas mengenai bentuk pemodelan matematika dari kedua kelompok komponen utama tersebut.

#### 4.1 *Housing dan Housing Cover*

Kedua komponen ini merupakan komponen utama yang menjadi tempat terpasangnya komponen *Runner* Turbin dan *Runner* Generator. Kedua komponen ini juga harus dapat menahan Tekanan dari dalam (*Internal Pressure*) yang terjadi karena fluida kerja yang dialirkan ke dalam ruang turbin.

Langkah pertama yang harus kita lakukan untuk membuat desain *Housing* dan *Housing Cover* adalah menentukan dimensinya. Karena *Housing* dan *Housing Cover* ini harus mampu menahan Tekanan Dalam (*Internal Pressure*), maka harus didesain mengikuti aturan Bejana Tekan (*Pressure Vessel*) sesuai standar ASME Section VIII Division 1.

Adapun model matematika untuk menghitung kekuatan *Housing & Housing Cover* adalah sebagai berikut :

- **Ketebalan *Shell Housing***

Berdasarkan Standar ASME Section VIII Division 1, ketebalan *Shell Housing* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

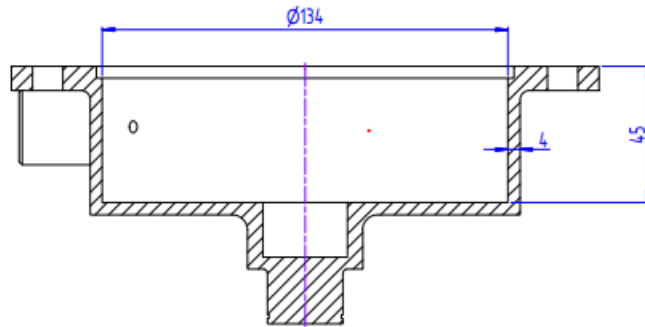
$$t_s = \frac{PR}{SE-0,6P} \dots\dots\dots (4.1)$$

Dan dengan mempertimbangkan korosi yang terjadi, maka ketebalan *Shell Housing* izin minimum bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$t_{sm} = t + C.A. \dots\dots\dots (4.2)$$

- Di mana :
- $t_s$  = Tebal *Shell Housing* (mm)
  - $t_{sm}$  = Tebal *Shell Housing* izin minimum (mm)
  - P = Tekanan Desain (MPa)
  - R = Radius Dalam Silinder (mm)
  - =  $\frac{1}{2}$  x Diameter Silinder (D)
  - S = Nilai Tegangan Bahan (MPa)
  - E = Efisiensi Sambungan
  - C.A. = *Corrosion Allowance*

Maka ketebalan *Shell Housing* yang dipergunakan adalah ketebalan *Shell Housing* izin minimum. Dimensi *Shell* pada *Housing* seperti terlihat pada Gambar 4.1 berikut ini :



Gambar 4.1 Dimensi tebal *Shell Housing*.

- **Ketebalan *Bottom Head***

Berdasarkan Standar ASME Section VIII Division 1, untuk tipe *Circular Flat Head*, ketebalan *Bottom Head* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut [4]:

$$t_b = d \sqrt{0,13 P/SE} \dots\dots\dots (4.3)$$

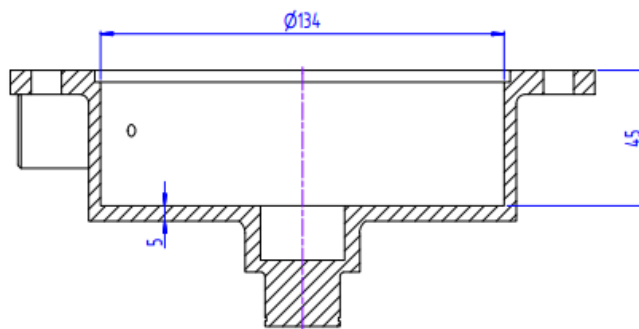
Dan dengan mempertimbangkan korosi yang terjadi, maka ketebalan *Bottom Head* izin minimum bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$t_{bm} = t_b + C.A. \dots\dots\dots (4.4)$$

- Di mana :
- $t_b$  = Tebal *Bottom Head* (mm)
  - $t_{bm}$  = Tebal *Bottom Head* izin minimum (mm)

- P = Tekanan Desain (MPa)
- d = Diameter Dalam Silinder (mm)
- S = Nilai Tegangan Bahan (MPa)
- E = Efisiensi Sambungan
- C.A. = *Corrosion Allowance*

Maka ketebalan *Bottom Head* yang dipergunakan adalah ketebalan *Bottom Head* izin minimum. Dimensi *Bottom Head* pada *Housing* seperti terlihat pada Gambar 4.2 berikut ini :



Gambar 4.2 Dimensi tebal *Bottom Head*.

- **Ketebalan *Housing Cover***

Bentuk *Housing Cover* kita asumsikan juga berbentuk *Circular Flat Head*. Sehingga berdasarkan Standar ASME Section VIII Division 1, untuk tipe *Circular Flat Head*, ketebalan *Housing Cover* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$t_c = d \sqrt{0,13 P/SE} \dots\dots\dots (4.5)$$

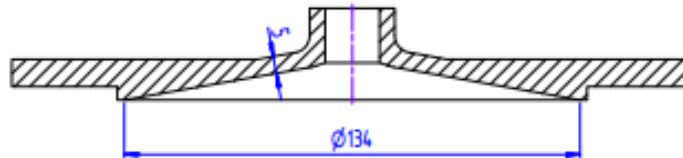
Dan dengan mempertimbangkan korosi yang terjadi, maka ketebalan *Housing Cover* izin minimum bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$t_{cm} = t_c + C.A. \dots\dots\dots (4.6)$$

- Di mana :  $t_c$  = Tebal *Housing Cover* (mm)
- $t_{cm}$  = Tebal *Housing Cover* izin minimum (mm)
- P = Tekanan Desain (MPa)
- d = Diameter Dalam Silinder (mm)

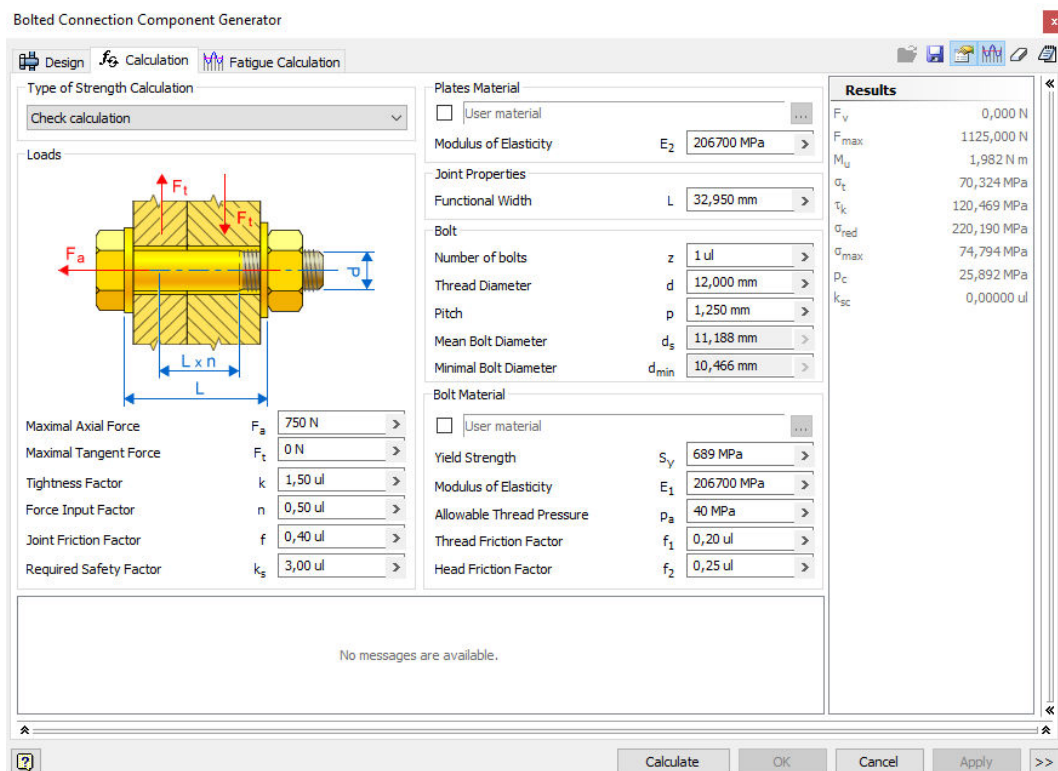
- S = Nilai Tegangan Bahan (MPa)
- E = Efisiensi Sambungan
- C.A. = Corrosion Allowance

Maka ketebalan *Housing Cover* yang dipergunakan adalah ketebalan *Housing Cover* izin minimum. Dimensi *Housing Cover* terlihat pada Gambar 4.3 berikut ini:



Gambar 4.3 Dimensi tebal *Housing Cover*.

Sedangkan untuk mengetahui jumlah dan ukuran Baut yang harus dipakai sebagai pengikat *Housing* dan *Housing Cover*, digunakan *feature Bolted Connection* pada software Autodesk Inventor. Tampilan *feature Bolted Connection* terlihat pada Gambar 4.4 berikut ini :



Gambar 4.4 Tampilan *feature Bolted Connection*.

- **Ketebalan *Nozzle Inlet & Outlet***

Berdasarkan Standar ASME Section VIII Division 1, perhitungan ketebalan *Nozzle Inlet & Outlet* yang diperlukan harus dibandingkan dengan perhitungan ketebalan shell yang diperlukan.

Ketebalan *nozzle* yang diperlukan bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$t_{rn} = \frac{P(R_n + C.A.)}{S_n E - 0,6P} \dots\dots\dots (4.4)$$

Dan dengan mempertimbangkan korosi yang terjadi, maka ketebalan *nozzle* izin minimum yang diperlukan bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$t_{r1} = t_{rn} + C.A. \dots\dots\dots (4.5)$$

Sedangkan ketebalan *shell* yang diperlukan bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$t_{rs} = \frac{P(R_s + C.A.)}{S_v E - 0,6P} \dots\dots\dots (4.6)$$

Dan dengan mempertimbangkan korosi yang terjadi, maka ketebalan *shell* izin minimum yang diperlukan bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [4]:

$$t_{s1} = t_{rs} + C.A. \dots\dots\dots (4.7)$$

Setelah ketebalan *nozzle* dan *shell* yang diperlukan diketahui, maka ketebalan *nozzle* minimum bisa dihitung dengan mencari nilai rata-rata dari ketebalan *nozzle* dan *shell* yang diperlukan tersebut menggunakan persamaan berikut ini [4]:

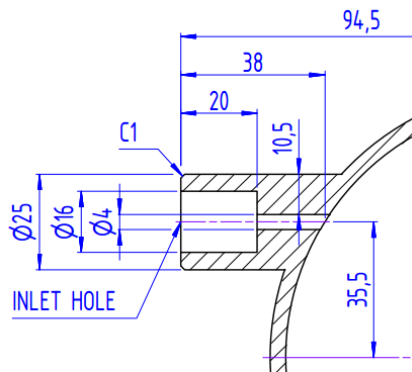
$$t_{min} = MEDIAN(t_{r1}; t_{s1}) \dots\dots\dots (4.8)$$

- Di mana :
- $t_{rn}$  = Tebal *Nozzle* yang diperlukan (mm)
  - $t_{r1}$  = Tebal *Nozzle* izin minimum yang diperlukan (mm)
  - $t_{rs}$  = Tebal *Shell* yang diperlukan (mm)
  - $t_{s1}$  = Tebal *Shell* izin minimum yang diperlukan (mm)

- $t_{\min}$  = Tebal *Nozzle* minimum yang diperlukan (mm)
- $P$  = Tekanan Desain (MPa)
- $R_n$  = Radius Dalam *Nozzle* (mm)
- $R_s$  = Radius Dalam *Shell* (mm)
- $S_n$  = Nilai Tegangan Bahan pada *Nozzle* (MPa)
- $S_v$  = Nilai Tegangan Bahan pada *Shell* (MPa)
- $E$  = Efisiensi Sambungan
- C.A. = *Corrosion Allowance*

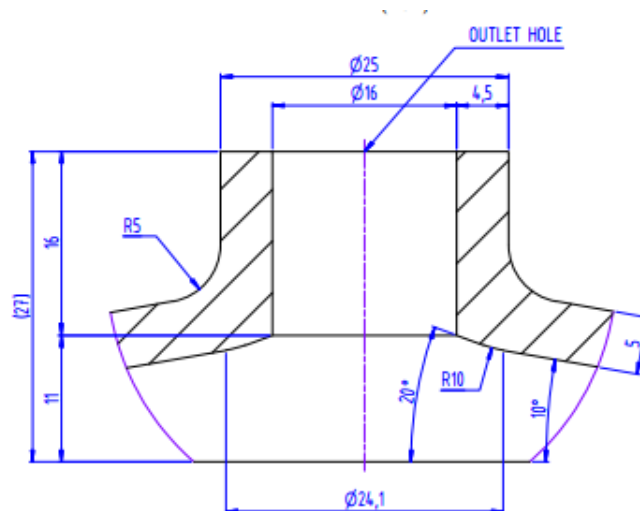
Maka ketebalan *nozzle* yang dipergunakan adalah ketebalan *nozzle* minimum.

Dimensi *Nozzle Inlet* terlihat pada Gambar 4.5 berikut ini :



Gambar 4.5 Dimensi tebal *Nozzle Inlet*.

Dimensi *Nozzle Outlet* terlihat pada Gambar 4.6 berikut ini :

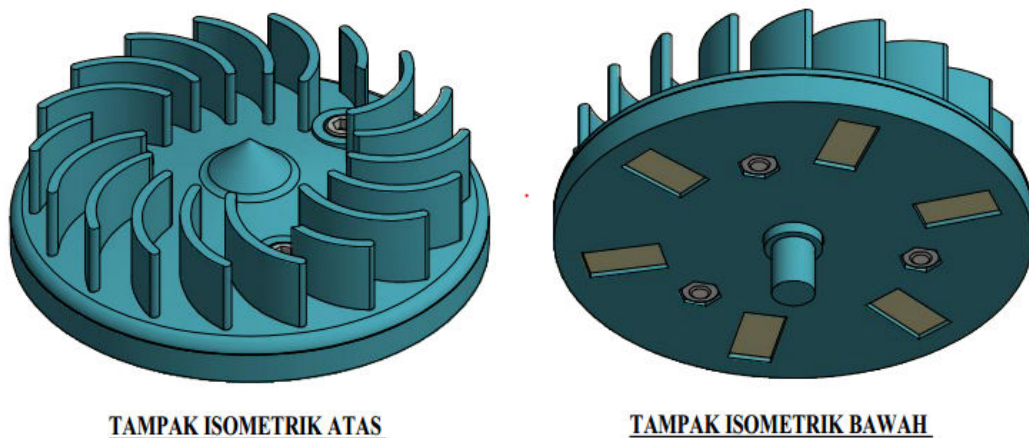


Gambar 4.6 Dimensi tebal *Nozzle Outlet*.

## 4.2 *Runner* Turbin

Komponen ini merupakan komponen yang akan berputar karena pengaruh tekanan dari fluida kerja yang dialirkan ke dalam ruang turbin. Oleh karena itu, *Runner* Turbin ini perlu didesain dengan memperhitungkan tekanan, kecepatan, suhu dan massa jenis dari fluida kerja yang digunakan. Walaupun pada *Runner* Turbin ini terpasang magnet yang akan saling tarik menarik dengan magnet yang terpasang pada *Runner* Generator, tetapi kita tidak akan menganalisis secara khusus mengenai *flux* magnet yang terjadi pada magnet yang terpasang pada *Runner* Turbin dan *Runner* Generator tersebut.

Model desain *Runner* Turbin bisa dilihat pada gambar 4.7 berikut ini :



Gambar 4.7 Model *Runner* Turbin.

Adapun model matematika untuk menghitung daya yang dihasilkan *Runner* Turbin adalah sebagai berikut :

- **Volume Ruang Turbin (V)**

Berdasarkan Gambar 4.2, bisa dihitung Volume Ruang Turbin (V) menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$V = \frac{1}{4} \pi d^2 h \dots\dots\dots (4.9)$$

Di mana :     V     = Volume Ruang Turbin (m<sup>3</sup>)  
                   d     = Diameter Ruang Turbin (m)  
                   h     = Tinggi Ruang Turbin (m)

- **Luas Lubang *Nozzle Inlet* (A<sub>i</sub>)**

Berdasarkan Gambar 4.5, bisa dihitung Luas Lubang *Nozzle Inlet* (A<sub>i</sub>) menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$A_i = \frac{1}{4} \pi d_i^2 \dots\dots\dots (4.10)$$

Di mana :     A<sub>i</sub>     = Luas Lubang *Nozzle Inlet* (m<sup>2</sup>)  
                   d<sub>i</sub>     = Diameter *Nozzle Inlet* (m)

- **Luas Lubang *Nozzle Outlet* (A<sub>o</sub>)**

Berdasarkan Gambar 4.6, bisa dihitung Luas Lubang *Nozzle Outlet* (A<sub>o</sub>) menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$A_o = \frac{1}{4} \pi d_o^2 \dots\dots\dots (4.11)$$

Di mana :     A<sub>o</sub>     = Luas Lubang *Nozzle Outlet* (m<sup>2</sup>)  
                   d<sub>o</sub>     = Diameter *Nozzle Outlet* (m)

- **Gaya Fluida Kerja Masuk (F<sub>i</sub>)**

Untuk menghitung Gaya Fluida Kerja Masuk (F<sub>i</sub>), bisa menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$F_i = P_i A_i \dots\dots\dots (4.12)$$

Di mana :     F<sub>i</sub>     = Gaya Fluida Kerja Masuk (N)  
                   P<sub>i</sub>     = Tekanan Fluida Kerja Masuk (Pa)  
                   A<sub>i</sub>     = Luas Lubang *Nozzle Inlet* (m<sup>2</sup>)

- **Kecepatan Fluida Kerja Masuk ( $v_i$ )**

Untuk menghitung Kecepatan Fluida Kerja Masuk ( $v_i$ ), bisa menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$v_i = \frac{P_i t_i}{\rho_f L_i} \dots\dots\dots (4.13)$$

Di mana :  $v_i$  = Kecepatan Fluida Kerja Masuk (m/s)

$P_i$  = Tekanan Fluida Kerja Masuk (Pa)

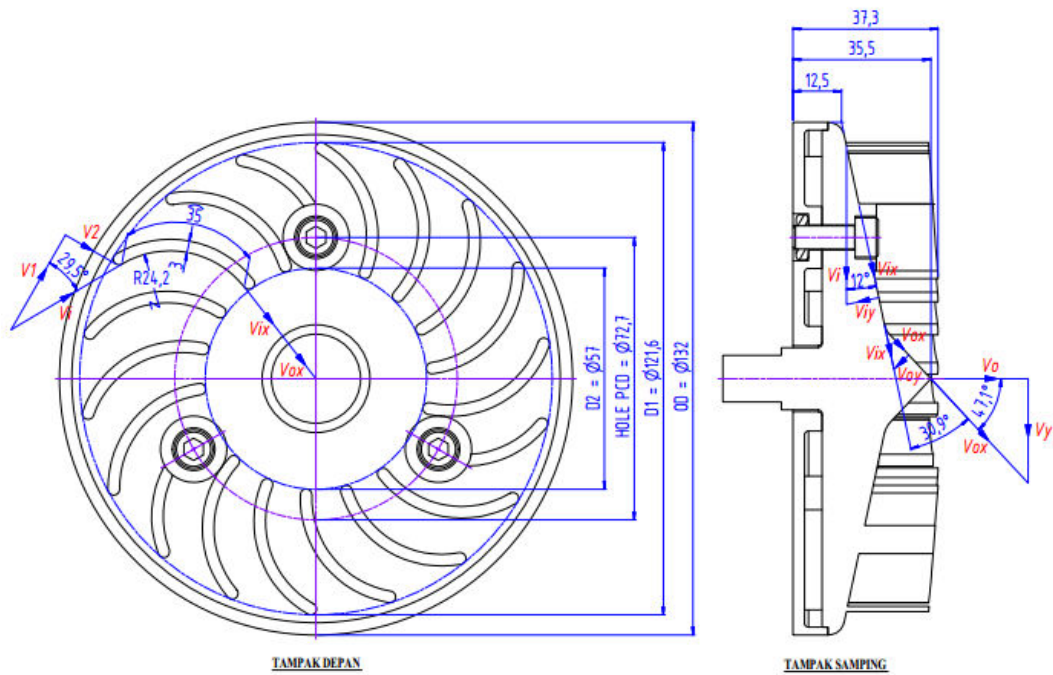
$t_i$  = Waktu tempuh melewati *Nozzle Inlet* (s)

$\rho_f$  = Density Fluida Kerja (kg/m<sup>3</sup>)

$L_i$  = Panjang *Nozzle Inlet* (m)

- **Kecepatan Fluida Kerja Keluar ( $v_o$ )**

Untuk menghitung Kecepatan Fluida Kerja Keluar ( $v_o$ ), perlu diketahui kecepatan-kecepatan fluida kerja yang terjadi pada *Runner Turbin*, seperti terlihat pada Gambar 4.8 berikut ini :



Gambar 4.8 Dimensi dan Segitiga Kecepatan *Runner Turbin*.

Setelah fluida kerja memasuki *Runner* Turbin, maka kecepatan fluida kerja  $v_i$  akan berubah menjadi  $v_{ix}$  karena arahnya menanjak, sehingga bisa dihitung sebagai berikut [5]:

$$v_{ix} = v_i \cos \alpha_1 \dots\dots\dots (4.14)$$

- Di mana :
- $v_{ix}$  = Kecepatan Fluida Kerja Menanjak (m/s)
  - $v_i$  = Kecepatan Fluida Kerja Masuk (m/s)
  - $\alpha_1$  = Sudut Tanjakan Pertama ( $^{\circ}$ )

Selanjutnya, mendekati puncak *Runner* Turbin, kondisinya menanjak lagi sehingga kecepatannya berubah dari  $v_{ix}$  menjadi  $v_{ox}$ , seperti terlihat pada Gambar 4.8, dan bisa dihitung sebagai berikut [5]:

$$v_{ox} = v_{ix} \cos \alpha_2 \dots\dots\dots (4.15)$$

- Di mana :
- $v_{ox}$  = Kecepatan Fluida Kerja pada Puncak (m/s)
  - $v_{ix}$  = Kecepatan Fluida Menanjak (m/s)
  - $\alpha_2$  = Sudut Tanjakan Puncak ( $^{\circ}$ )

Setelah melewati puncak *Runner* Turbin, kecepatan fluida kerja keluar ( $v_o$ ) bisa dihitung sebagai berikut [5]:

$$v_o = v_{ox} \cos \alpha_3 \dots\dots\dots (4.16)$$

- Di mana :
- $v_o$  = Kecepatan Fluida Kerja Keluar (m/s)
  - $v_{ox}$  = Kecepatan Fluida pada Puncak (m/s)
  - $\alpha_3$  = Sudut Keluar ( $^{\circ}$ )

- **Tekanan Fluida Kerja Keluar ( $P_o$ )**

Untuk menghitung Tekanan Fluida Kerja Keluar ( $P_o$ ), bisa menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$P_o = \frac{\rho_f L_o v_o}{t_o} \dots\dots\dots (4.17)$$

- Di mana :
- $P_o$  = Tekanan Fluida Kerja Keluar (Pa)
  - $\rho_f$  = Density Fluida Kerja ( $\text{kg/m}^3$ )
  - $L_o$  = Panjang *Nozzle Outlet* (m)
  - $v_o$  = Kecepatan Fluida Kerja Keluar (m/s)
  - $t_o$  = Waktu tempuh melewati *Nozzle Outlet* (s)

- **Gaya Fluida Kerja Keluar ( $F_o$ )**

Untuk mendapatkan Gaya Fluida Kerja Keluar ( $F_o$ ), bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$F_o = P_o A_o \dots\dots\dots (4.18)$$

- Di mana :
- $F_o$  = Gaya Fluida Kerja Keluar (N)
  - $P_o$  = Tekanan Fluida Kerja Keluar (Pa)
  - $A_o$  = Luas Lubang *Nozzle Outlet* ( $\text{m}^2$ )

- **Kecepatan Keliling Turbin ( $v_T$ )**

Kecepatan Keliling Turbin ( $v_T$ ), bisa dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$v_T = \frac{F_i t_s}{m_T} \dots\dots\dots (4.19)$$

- Di mana :
- $v_T$  = Kecepatan Keliling Turbin (m/s)
  - $F_i$  = Gaya Tekan Fluida Kerja (N)
  - $T_s$  = Waktu Kontak pada Sudu Turbin (s)
  - $m_T$  = Massa *Runner* Turbin (kg)

- **Tekanan Fluida Kerja pada Sudu Turbin ( $P_s$ )**

Tekanan Fluida pada Sudu Turbin ( $P_s$ ), bisa dihitung menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$P_s = F_i A_s \dots\dots\dots (4.20)$$

- Di mana :
- $P_s$  = Tekanan Fluida pada Sudu Turbin (Pa)
  - $F_i$  = Gaya Tekan Fluida Kerja (N)
  - $A_s$  = Luas Permukaan Sudu Turbin ( $m^2$ )

- **Putaran Turbin ( $n$ )**

Untuk menghitung Putaran Turbin ( $n$ ), bisa menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$n = \frac{v_T \times 60}{\pi \times D_1} \dots\dots\dots (4.21)$$

- Di mana :
- $n$  = Putaran Turbin (rpm)
  - $v_T$  = Kecepatan Keliling Turbin (m/s)
  - $D_1$  = Diameter Luar Sudu Turbin (m)

- **Debit Volume Fluida Kerja Masuk ( $Q_i$ )**

Untuk menghitung Debit Volume Fluida Masuk ( $Q_i$ ), bisa menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$Q_i = v_i A_i \dots\dots\dots (4.22)$$

- Di mana :
- $Q_i$  = Debit Volume Fluida Kerja Masuk ( $m^3/s$ )
  - $v_i$  = Kecepatan Fluida Masuk (m/s)
  - $A_i$  = Luas Lubang *Nozzle Inlet* ( $m^2$ )

- **Debit Volume Fluida Kerja Keluar ( $Q_o$ )**

Untuk menghitung Debit Volume Fluida Masuk ( $Q_i$ ), bisa menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$Q_o = v_o A_o \dots\dots\dots (4.23)$$

- Di mana :
- $Q_o$  = Debit Volume Fluida Kerja Keluar ( $m^3/s$ )
  - $V_o$  = Kecepatan Fluida Keluar ( $m/s$ )
  - $A_o$  = Luas Lubang *Nozzle Outlet* ( $m^2$ )

- **Menghitung Head Turbin (H)**

Untuk menghitung Head Turbin (H), bisa menggunakan persamaan berikut ini [5][6]:

$$H = \frac{P}{\rho g} \dots\dots\dots (4.24)$$

- Di mana :
- H = Head Turbin (m)
  - $P_i$  = Tekanan Fluida Kerja Masuk (Pa)
  - $\rho_f$  = Density Fluida Kerja ( $kg/m^3$ )
  - g = Gravitasi =  $9,81 m/s^2$

- **Putaran Spesifik (Ns)**

Untuk menghitung Putaran Spesifik (Ns), bisa menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$Ns = n \frac{\sqrt{Q_i}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (4.25)$$

- Di mana :
- Ns = Putaran Spesifik (1/menit)
  - n = Putaran Turbin (rpm)
  - $Q_i$  = Debit Volume Fluida Kerja Masuk ( $m^3/s$ )
  - g = Gravitasi =  $9,81 m/s^2$

H = Head Turbin (m)

- **Bilangan Putar Cepat ( $\sigma_c$ )**

Untuk menghitung Bilangan Putar Cepat ( $\sigma_c$ ), bisa menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$\sigma_c = \frac{Ns}{157,8} \dots\dots\dots (4.26)$$

Di mana :  $\sigma_c$  = Bilangan Putar Cepat

$Ns$  = Putaran Spesifik (1/menit)

- **Reynold Number (Re)**

Untuk menghitung *Reynold Number* (Re), bisa menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$Re = \frac{\rho_f v_i L_i}{\nu_f} \dots\dots\dots (4.27)$$

Di mana : Re = *Reynold Number*

$\rho_f$  = Density Fluida Kerja (kg/m<sup>3</sup>)

$v_i$  = Kecepatan Fluida Kerja Masuk (m/s)

$L_o$  = Panjang *Nozzle Inlet* (m)

$\nu_f$  = Viskositas Fluida Kerja (Pa.s)

Dari nilai Reynold Number (Re) yang didapat bisa diketahui apakah aliran fluida kerja yang terjadi bersifat laminar atau turbulen.

Apabila nilai  $Re < 2300$ , maka aliran bersifat laminar.

Dan apabila nilai  $Re > 2300$ , maka aliran bersifat turbulen.

- **Torsi Turbin (T)**

Untuk menghitung Torsi Turbin (T), bisa menggunakan persamaan berikut ini [5]:

$$T = F_i R_1 \dots\dots\dots (4.28)$$

- Di mana :
- T = Torsi Turbin (Nm)
  - F<sub>i</sub> = Gaya Fluida Kerja Masuk (N)
  - R<sub>1</sub> = Jari-jari Luar Sudu Turbin (m)

- **Daya Fluida Kerja (P<sub>F</sub>)**

Untuk menghitung Daya Fluida Kerja (P<sub>F</sub>), bisa menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$P_F = Q_i H g \dots\dots\dots (4.29)$$

- Di mana :
- P<sub>F</sub> = Daya Fluida Kerja (Watt)
  - Q<sub>i</sub> = Debit Volume Fluida Kerja Masuk (m<sup>3</sup>/s)
  - H = Head Turbin (m)
  - g = Gravitasi = 9,81 m/s<sup>2</sup>

- **Daya Turbin (P<sub>T</sub>)**

Untuk menghitung Daya Turbin (P<sub>T</sub>), bisa menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$P_T = \frac{T 2 \pi n}{60} \dots\dots\dots (4.30)$$

- Di mana :
- P<sub>T</sub> = Daya Turbin (Watt)
  - T = Torsi Turbin (Nm)
  - n = Putaran Turbin (rpm)

- **Daya Listrik ( $P_L$ )**

Untuk menghitung Daya Turbin ( $P_T$ ), bisa menggunakan persamaan berikut ini [6]:

$$P_L = P_T \eta_g \dots\dots\dots (4.31)$$

- Di mana :
- $P_L$  = Daya Listrik (Watt)
  - $P_T$  = Daya Turbin (Watt)
  - $\eta_g$  = Efisiensi Generator = 82% = 0,82

### 4.3 Pemodelan Matematika dengan CFD

*Computational Fluid Dynamics* (CFD) sebenarnya mengganti persamaan-persamaan diferensial parsial dari kontinuitas, momentum dan energi dengan persamaan-persamaan aljabar. CFD merupakan pendekatan dari persoalan yang asalnya kontinum atau memiliki jumlah sel tak terhingga menjadi model yang diskrit atau jumlah sel terhingga. Persamaan pengatur aliran fluida adalah persamaan diferensial parsial. Komputer digital tidak dapat digunakan untuk menyelesaikan persamaan tersebut secara langsung. Oleh karena itu, persamaan diferensial ini harus ditransformasikan ke dalam persamaan aljabar yang sederhana dan disebut dengan metode diskritisasi [9]. Beberapa teknik tersebut adalah :

- a. Metode beda hingga (*Finite Difference Method*)
- b. Metode elemen hingga (*Finite Element Method*)
- c. Metode volume hingga (*Finite Volume Method*)

Dalam simulasi pola aliran udara, udara digambarkan secara kuantitatif dalam besaran suhu dan kecepatan dalam persamaan diferensial, dalam koordinat Cartesian dan dipecahkan dengan menggunakan teknik CFD tiga dimensi yang didasarkan pada analisis numerik dengan metode volume hingga [9].

Pemecahan masalah aliran (kecepatan, tekanan, suhu dan lain-lain) didefinisikan pada titik (nodal) di dalam tiga sel. Ketepatan CFD dibentuk oleh sejumlah sel di dalam grid. Secara umum semakin besar jumlah sel, ketelitian hasil pemecahan semakin baik. *Mesh* optimal tidak selalu seragam, semakin halus pada

bagian yang memiliki variasi cukup besar dan semakin kasar untuk bagian yang relatif tidak banyak perubahan [9].

Persamaan aliran fluida menyatakan hukum kekekalan fisika dalam bentuk model matematika, yaitu terdiri dari persamaan-persamaan [9]:

1. Massa fluida kekal.

Laju kenaikan massa dalam elemen fluida = Laju *net* massa ke dalam elemen terbatas.

Atau dituliskan dalam bentuk model matematika :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \dots\dots\dots (4.32)$$

Persamaan (4.32) disebut sebagai persamaan kontinuitas untuk fluida. Ruas kiri menggambarkan laju *net* massa keluar dari elemen melewati batas dan dinyatakan sebagai faktor konveksi.

2. Laju perubahan momentum sama dengan resultansi gaya pada partikel fluida (Hukum II Newton).

Persamaan momentum merupakan persamaan Navier-Stokes dalam bentuk yang sesuai dengan volume hingga, sebagai berikut :

- Momentum x :

$$\rho \left[ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = \frac{\partial \rho}{\partial x} + u \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] + S_{Mx} \quad \dots (4.33)$$

- Momentum y :

$$\rho \left[ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = \frac{\partial \rho}{\partial y} + u \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] + S_{My} \quad \dots (4.34)$$

- Momentum z :

$$\rho \left[ u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = \frac{\partial \rho}{\partial z} + u \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] + S_{Mz} \quad \dots (4.35)$$

3. Laju perubahan energi sama dengan resultansi laju panas yang ditambahkan dan laju kerja yang diberikan pada partikel fluida (Hukum I Termodinamika).

Persamaan energi diturunkan dari hukum pertama termodinamika yang menyatakan bahwa laju perubahan energi partikel fluida = laju penambahan panas ke dalam partikel fluida ditambahkan dengan laju kerja yang diberikan pada partikel.

Atau dalam persamaan model matematika :

$$\rho \left[ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = p \left[ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right] + k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + S_i \quad \dots (4.36)$$

4. Persamaan Keseimbangan (*State*).

Kecepatan fluida selalu mencari keseimbangan secara termodinamika, kecuali adanya gangguan. Jika digunakan variabel  $\rho$  dan  $p$ , maka persamaan keseimbangan untuk  $p$  dan  $i$  :

$$P = p(\rho, T) \dots\dots\dots (4.37)$$

$$I = i(\rho, T) \dots\dots\dots (4.38)$$

Untuk gas ideal :

$$P = \rho R T \dots\dots\dots (4.39)$$

$$I = C_v T \dots\dots\dots (4.40)$$

## BAB V

### SIMULASI PEMODELAN TURBIN

#### 5.1 Asumsi Pemodelan

Pemodelan matematika yang dibuat pada kenyataannya memiliki banyak parameter yang mempengaruhi, kompleksitas perhitungan akan sangat rumit jika harus memperhatikan faktor-faktor yang mempengaruhinya. Berikut ini beberapa parameter yang diasumsikan untuk menyederhanakan bentuk pemodelan matematika :

- Tidak terjadi proses perpindahan panas antara sistem turbin dengan lingkungan.
- Laju aliran fluida kerja di dalam ruang turbin merata, mulai dari masuk sampai keluar dari ruang turbin.
- Pertukaran panas sepanjang saluran turbin diabaikan.
- Tidak ada kebocoran di sepanjang saluran turbin, baik di sambungan saluran masuk dan keluar maupun pada batas antara komponen *Housing* dan *Housing Cover*.

#### 5.2 Parameter Desain Turbin

Turbin ORC (*Organic Rankine Cycle*) memiliki 2 kelompok komponen utama yang menjadi bagian terpenting dari optimalisasi kinerja sistem turbin. Oleh karena itu, parameter desain awal turbin yang dibahas juga akan dibagi menjadi 2 kelompok parameter, yaitu (1) parameter desain awal pada *Housing* dan *Housing Cover* dan (2) parameter desain awal pada *Runner* Turbin.

Berikut ini adalah parameter desain awal untuk komponen-komponen tersebut :

##### a) Parameter Desain Awal pada *Housing* dan *Housing Cover*

Pada proses desain komponen *Housing* dan *Housing Cover*, parameter desain awal bisa dilihat pada Tabel 5.1 berikut ini :

Tabel 5.1 Parameter Desain Awal *Housing* dan *Housing Cover*.

No	Parameter Input	Nilai	Unit
1	Bahan	SUS 304	
2	Tekanan Desain (P)	0,8	MPa
3	Temperatur Desain (T)	80	°C
4	Nilai Tegangan Bahan (S)	215	MPa
5	Efisiensi Sambungan (E)	1	
6	Diameter Dalam Shell ( $D_s$ )	134	mm
7	Diameter Dalam Nozzle Inlet ( $D_i$ )	4	mm
8	Diameter Dalam Nozzle Outlet ( $D_o$ )	16	mm
9	<i>Corrosion Allowance</i> (C.A.)	1	mm

**b) Parameter Desain Awal pada *Runner* Turbin**

Pada proses desain komponen *Runner* Turbin, parameter desain awal bisa dilihat pada Tabel 5.2 berikut ini :

Tabel 5.2 Parameter Desain Awal *Runner* Turbin.

No	Parameter Input	Nilai	Unit
1	Bahan	PLASTIK	
2	Tekanan Desain (P)	0,1 - 0,8	MPa
3	Temperatur Desain (T)	80	°C
4	Density Fluida Kerja R22 ( $\rho_f$ )	1.330	kg/m <sup>3</sup>
5	Viskositas Fluida Kerja R22 ( $\nu_f$ )	0,000263	Pa.s
6	Gravitasi (g)	9,81	m/s <sup>2</sup>
7	Diameter Ruang Turbin (D)	0,134	m
8	Tinggi Ruang Turbin (h)	0,045	m
9	Diameter <i>Nozzle Inlet</i> ( $d_i$ )	0,004	m
10	Panjang <i>Nozzle Inlet</i> ( $L_i$ )	0,038	m
11	Diameter <i>Nozzle Outlet</i> ( $d_o$ )	0,016	m
12	Panjang <i>Nozzle Outlet</i> ( $L_o$ )	0,016	m
13	Diameter Luar Sudu Turbin ( $D_1$ )	0,122	m
14	Diameter Dalam Sudu Turbin ( $D_2$ )	0,057	m
15	Luas Permukaan Kontak Sudu Turbin ( $A_s$ )	0,000672	m <sup>2</sup>
16	Jumlah Sudu Turbin ( $N_{ST}$ )	18	pcs
17	Massa <i>Runner</i> Turbin ( $m_T$ )	0,32	kg
18	Sudut Tanjakan Pertama ( $\alpha_1$ )	12	°
19	Sudut Tanjakan Puncak ( $\alpha_2$ )	30,9	°
20	Sudut Keluar ( $\alpha_3$ )	47,1	°
21	Efisiensi Generator ( $\eta_g$ )	82	%

### 5.3 Simulasi Desain Turbin menggunakan Pemodelan Matematika

Dengan data-data dari parameter desain awal yang terlihat pada Tabel 5.1 dan Tabel 5.2, bisa dilakukan simulasi menggunakan rumus-rumus dari pemodelan matematika yang terdapat pada Bab IV. Simulasi menggunakan pemodelan matematika ini akan dibagi dalam 2 kelompok, yaitu (1) Simulasi pada desain *Housing & Housing Cover* dan (2) Simulasi pada desain *Runner Turbin*.

#### a) Simulasi pada Desain *Housing & Housing Cover*

Pada proses desain *Housing* dan *Housing Cover*, yang menjadi pertimbangan utama adalah pemilihan bahan serta kekuatan dari bahan tersebut dalam menahan Tekanan Dalam (*Internal Pressure*) akibat aliran fluida kerja (Freon R22) yang dialirkan ke dalam ruang turbin. Karena adanya pengaruh Tekanan Dalam (*Internal Pressure*) ini, maka komponen *Housing* dan *Housing Cover* harus didesain mengikuti aturan Bejana Tekan (*Pressure Vessel*) dengan menggunakan Standar ASME Section VIII Division 1.

Oleh karena itu, simulasi desain menggunakan pemodelan matematika ini penting dilakukan supaya desain yang dibuat ini kuat, aman dan sesuai Standar Internasional yang berlaku, yaitu Standar ASME Section VIII Division 1. Adapun rumus-rumus pemodelan matematika yang akan dipakai adalah rumus-rumus persamaan 4.1 sampai dengan 4.8 yang terdapat pada Bab IV.

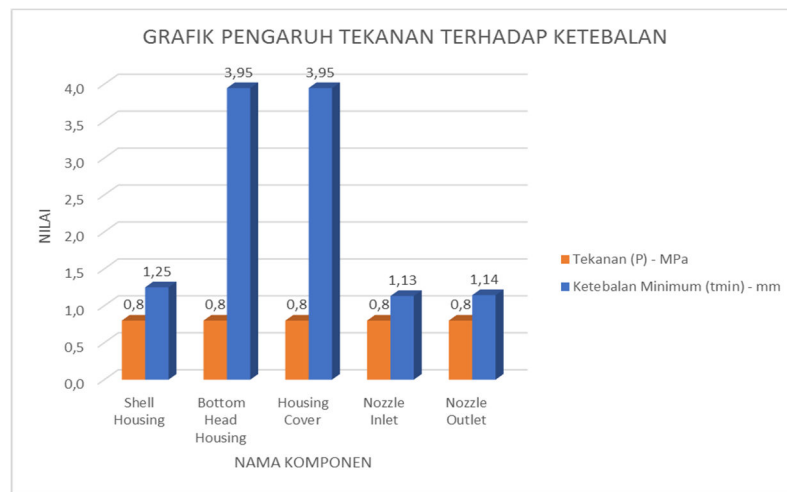
Hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan-persamaan tersebut di atas terlihat pada Tabel 5.3 berikut ini.

Tabel 5.3 Hasil Perhitungan Ketebalan pada *Housing & Housing Cover*.

No	Nama Bagian	P (MPa)	$t_s$ (mm)	$t_{si}$ (mm)	$t_n$ (mm)	$t_{ni}$ (mm)	$t_{min}$ (mm)	$t_{nom}$ (mm)	Status Desain
1	<i>Shell Housing</i>	0,8	0,25	1,25	0,00	0,00	1,25	4	OK
2	<i>Bottom Head Housing</i>	0,8	2,95	3,95	0,00	0,00	3,95	5	OK
3	<i>Housing Cover</i>	0,8	2,95	3,95	0,00	0,00	3,95	5	OK
4	<i>Nozzle Inlet</i>	0,8	0,25	1,25	0,011	1,01	1,13	10,5	OK
5	<i>Nozzle Outlet</i>	0,8	0,25	1,25	0,034	1,03	1,14	4,5	OK

Dari hasil perhitungan pada Tabel 5.3 di atas, terlihat bahwa desain yang dibuat sudah baik dan aman karena ketebalan nominal desain, nilainya lebih besar dari ketebalan minimum yang diizinkan.

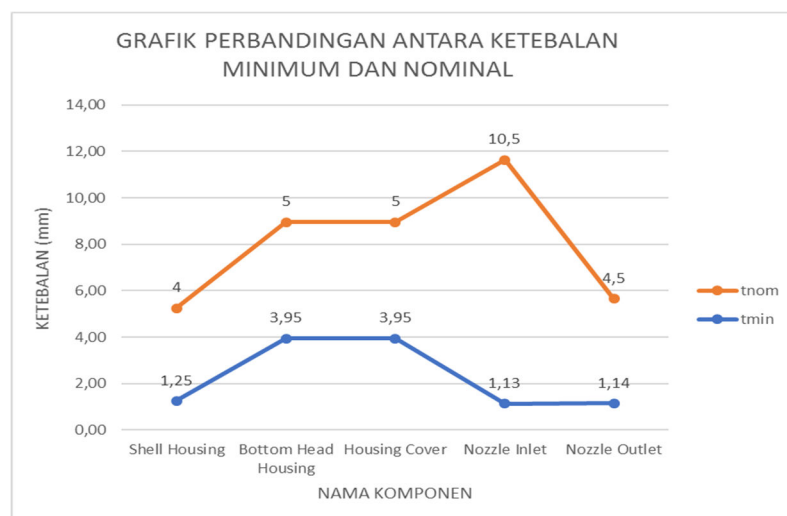
Berikut ini adalah grafik yang menunjukkan pengaruh tekanan terhadap ketebalan yang diperlukan :



Gambar 5.1 Grafik Pengaruh Tekanan terhadap Ketebalan.

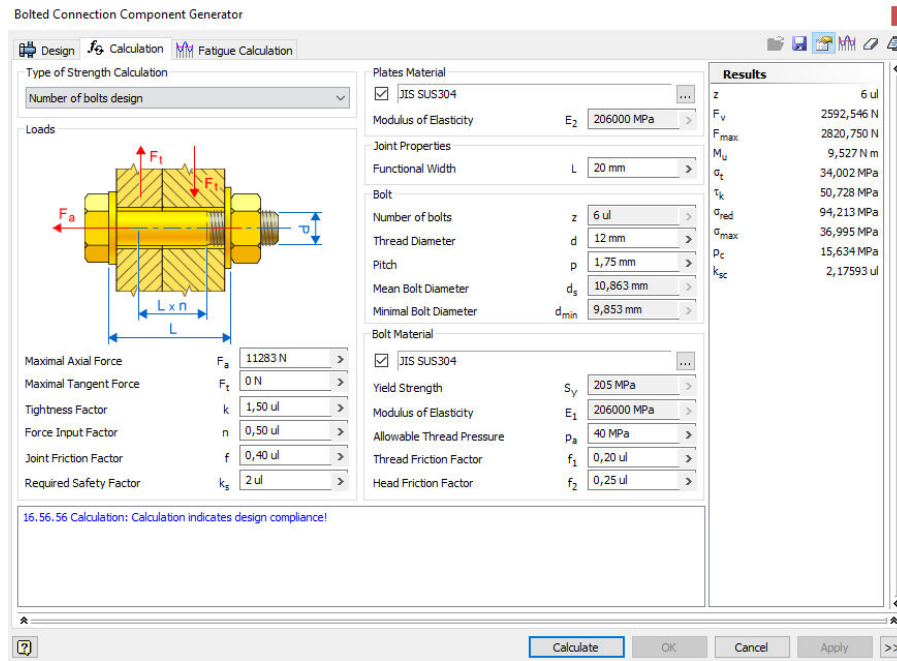
Pada grafik di atas terlihat bahwa pada saat terjadi tekanan 0,8 MPa, ketebalan yang diperlukan *Bottom Head Housing & Housing Cover* lebih besar daripada ketebalan *Shell Housing* dan *Nozzle*. Hal ini dipengaruhi oleh bentuk desainnya, di mana *Shell Housing* dan *Nozzle* didesain berbentuk silinder sedangkan *Bottom Head Housing* dan *Housing Cover* didesain berbentuk *flat* (datar). Desain berbentuk silinder lebih kuat menahan tekanan daripada desain berbentuk *flat* (datar).

Adapun perbandingan ketebalan minimum dan nominal diperlihatkan pada Grafik 5.2 berikut ini :



Gambar 5.2 Grafik Perbandingan antara Ketebalan Minimum dan Nominal.

Selanjutnya jumlah dan ukuran Baut yang harus dipakai sebagai pengikat *Housing* dan *Housing Cover*, dihitung menggunakan *Feature Bolted Connection* pada software Autodesk Inventor. Dengan hasil perhitungannya terlihat pada Gambar 5.3 berikut ini :



Gambar 5.3 Hasil Perhitungan Baut pada *Housing & Housing Cover*.

Jadi Jumlah dan Dimensi Baut yang dipakai adalah sebagai berikut :

Jumlah Baut = 6 Set

Thread Diameter = M12x35

Pitch Thread = 1,75

Dan untuk lebih mengoptimalkan penggunaan Baut dan Mur pada desain turbin ORC ini serta untuk mencegah terjadinya kebocoran, maka sebaiknya tipe Mur yang dipakai adalah tipe *Self Locking Nut* seperti terlihat pada Gambar 5.4 berikut ini :



Gambar 5.4 *Self Locking Nut*.

**b) Simulasi pada Desain *Runner* Turbin**

Pada proses desain *Runner* Turbin, yang menjadi pertimbangan utama adalah bentuk kontur dari *Runner* Turbin, pemilihan bahan, diameter lubang *Nozzle Inlet* dan *Outlet*, fluida kerja yang digunakan, serta tekanan fluida kerja yang dialirkan ke dalam ruang turbin. Hal ini sangat penting, karena dengan desain yang baik akan didapatkan putaran *Runner* Turbin yang cepat, sehingga akan bisa menghasilkan daya listrik yang besar pula.

Dengan menggunakan rumus-rumus pemodelan matematika pada persamaan 4.9 sampai 4.31, bisa dihitung tekanan, gaya, kecepatan aliran fluida, putaran turbin, torsi turbin sampai kepada daya listrik yang dihasilkan. Hasil perhitungan tersebut terlihat pada tabel-tabel berikut ini :

Tabel 5.4 Hasil Perhitungan Volume, Luas, Gaya, Tekanan dan Kecepatan Fluida Kerja pada *Runner* Turbin.

<b>P</b> <b>(MPa)</b>	<b>V</b> <b>(m<sup>3</sup>)</b>	<b>A<sub>i</sub></b> <b>(m<sup>2</sup>)</b>	<b>A<sub>o</sub></b> <b>(m<sup>2</sup>)</b>	<b>F<sub>i</sub></b> <b>(N)</b>	<b>v<sub>i</sub></b> <b>(m/s)</b>	<b>P<sub>o</sub></b> <b>(MPa)</b>	<b>F<sub>o</sub></b> <b>(N)</b>	<b>v<sub>o</sub></b> <b>(m/s)</b>
0,1	0,000635	0,000013	0,000201	1,26	1.979	0,024	4,84	1.130
0,2	0,000635	0,000013	0,000201	2,51	3.957	0,048	9,67	2.261
0,3	0,000635	0,000013	0,000201	3,77	5.936	0,072	14,51	3.391
0,4	0,000635	0,000013	0,000201	5,03	7.915	0,096	19,35	4.522
0,5	0,000635	0,000013	0,000201	6,28	9.893	0,120	24,18	5.652
0,6	0,000635	0,000013	0,000201	7,54	11.872	0,144	29,02	6.783
0,7	0,000635	0,000013	0,000201	8,80	13.850	0,168	33,86	7.913
0,8	0,000635	0,000013	0,000201	10,05	15.829	0,192	38,69	9.044

Tabel 5.5 Hasil Perhitungan Kecepatan Turbin, Tekanan pada Sudu Turbin, Putaran Turbin, Debit Volume, Head, dan *Reynold Number*.

<b>P</b> <b>(MPa)</b>	<b>v<sub>T</sub></b> <b>(m/s)</b>	<b>P<sub>s</sub></b> <b>(MPa)</b>	<b>n</b> <b>(rpm)</b>	<b>Q<sub>i</sub></b> <b>(m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>Q<sub>o</sub></b> <b>(m<sup>3</sup>/s)</b>	<b>H</b> <b>(m)</b>	<b>N<sub>s</sub></b> <b>(1/min)</b>	<b>σ<sub>c</sub></b>	<b>Re</b>
0,1	3,9	0,002	615	0,02	0,23	7,7	21,0	0,13	380.228.136,9
0,2	7,9	0,004	1230	0,05	0,45	15,3	35,4	0,22	760.456.273,8
0,3	11,8	0,006	1844	0,07	0,68	23,0	48,0	0,30	1.140.684.410,6
0,4	15,7	0,007	2459	0,10	0,91	30,7	59,5	0,38	1.520.912.547,5
0,5	19,6	0,009	3074	0,12	1,14	38,3	70,4	0,45	1.901.140.684,4
0,6	23,6	0,011	3689	0,15	1,36	46,0	80,7	0,51	2.281.368.821,3
0,7	27,5	0,013	4303	0,17	1,59	53,7	90,6	0,57	2.661.596.958,2
0,8	31,4	0,015	4918	0,20	1,82	61,3	100,1	0,63	3.041.825.095,1

Tabel 5.6 Hasil Perhitungan Torsi Turbin dan Daya yang dihasilkan.

<b>P</b> <b>(MPa)</b>	<b>T</b> <b>(Nm)</b>	<b>P<sub>F</sub></b> <b>(Watt)</b>	<b>P<sub>T</sub></b> <b>(Watt)</b>	<b>P<sub>L</sub></b> <b>(Watt)</b>
0,1	0,08	1,9	4,9	4,0
0,2	0,15	7,5	19,7	16,2
0,3	0,23	16,8	44,4	36,4
0,4	0,31	29,9	79,0	64,7
0,5	0,38	46,7	123,4	101,2
0,6	0,46	67,3	177,7	145,7
0,7	0,54	91,6	241,8	198,3
0,8	0,61	119,6	315,8	259,0

Apabila kita hitung pada parameter tekanan fluida kerja masuk konstan sebesar 0,8 MPa dan diameter *nozzle inlet* yang bervariasi, maka hasil perhitungan Head, putaran turbin, torsi turbin dan daya yang dihasilkan terlihat pada Tabel 5.7 berikut ini :

Tabel 5.7 Hasil Perhitungan pada Tekanan Konstan 0,8 MPa.

<b>P<sub>i</sub></b> <b>(MPa)</b>	<b>d<sub>i</sub></b> <b>(mm)</b>	<b>A<sub>i</sub></b> <b>(m<sup>2</sup>)</b>	<b>F<sub>i</sub></b> <b>(N)</b>	<b>v<sub>T</sub></b> <b>(m/s)</b>	<b>H</b> <b>(m)</b>	<b>n</b> <b>(rpm)</b>	<b>T</b> <b>(Nm)</b>	<b>P<sub>T</sub></b> <b>(kW)</b>	<b>P<sub>L</sub></b> <b>(kW)</b>
0,8	4	1,26E-05	10,05	31,4	61,3	4.918	0,61	0,3	0,3
0,8	5	1,96E-05	15,71	49,1	61,3	7.684	0,96	0,8	0,6
0,8	6	2,83E-05	22,62	70,7	61,3	11.066	1,38	1,6	1,3
0,8	7	3,85E-05	30,79	96,2	61,3	15.061	1,88	3,0	2,4
0,8	8	5,03E-05	40,21	125,7	61,3	19.672	2,45	5,1	4,1
0,8	9	6,36E-05	50,89	159,0	61,3	24.898	3,10	8,1	6,6
0,8	10	7,85E-05	62,83	196,3	61,3	30.738	3,83	12,3	10,1

Dari Tabel 5.7 di atas, bisa diketahui bahwa perubahan dimensi diameter *nozzle inlet* akan mempengaruhi gaya, kecepatan keliling turbin, putaran turbin, torsi turbin, daya turbin dan daya listrik yang dihasilkan. Pada tekanan konstan 0,8 MPa, semakin besar dimensi *nozzle inlet*, akan menghasilkan juga daya listrik yang lebih besar.

Sedangkan perhitungan head (H) dan debit volume (Q) pada saat parameter putaran turbin konstan sebesar 4.918 rpm dan diameter *nozzle inlet* yang bervariasi adalah terlihat pada Tabel 5.8 berikut ini :

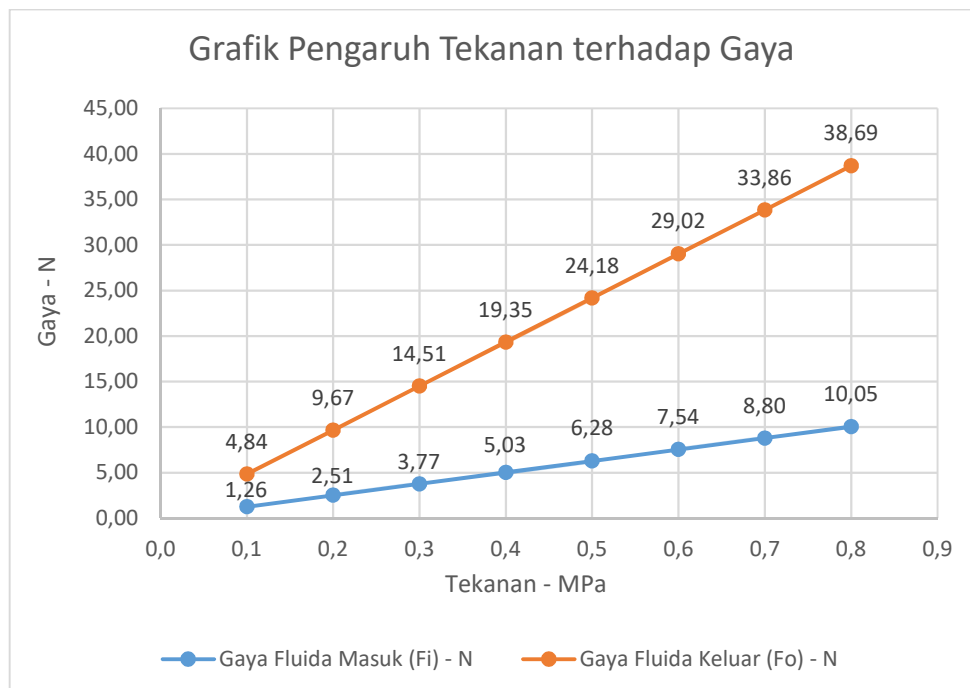
Tabel 5.8 Hasil Perhitungan Head (H) dan Debit Volume (Q) pada Putaran Turbin Konstan 4.918 rpm.

n (rpm)	d <sub>i</sub> (mm)	A <sub>i</sub> (m <sup>2</sup> )	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m)
4.918	4,0	1,26E-05	0,2	61,3
4.918	5,0	1,96E-05	0,3	39,2
4.918	6,0	2,83E-05	0,4	27,3
4.918	7,0	3,85E-05	0,6	20,0
4.918	8,0	5,03E-05	0,8	15,3
4.918	9,0	6,36E-05	1,0	12,1
4.918	10,0	7,85E-05	1,2	9,8
4.918	11,0	9,5E-05	1,5	8,1

Setelah hasil perhitungan didapat, selanjutnya akan dibahas melalui grafik-grafik berikut ini :

**c) Grafik Pengaruh Tekanan terhadap Gaya**

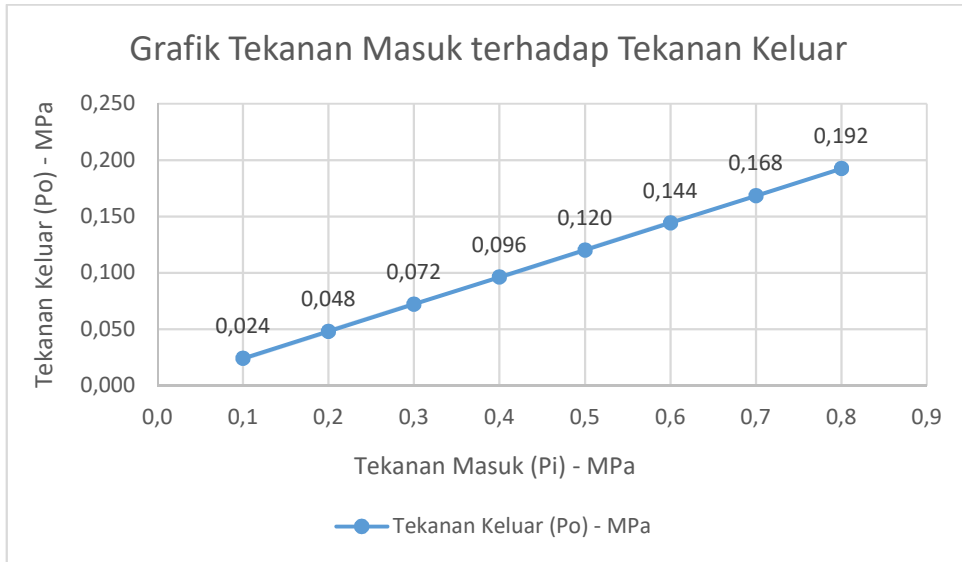
Dari grafik di bawah ini, terlihat bahwa gaya fluida keluar lebih besar daripada gaya fluida masuk. Karena diameter lubang *nozzle outlet* lebih besar daripada diameter *nozzle inlet*, menyebabkan luas lubang *nozzle outlet* menjadi lebih besar dan berdampak pada gaya fluida yang keluar dari turbin.



Gambar 5.5 Grafik Pengaruh Tekanan terhadap Gaya.

**d) Grafik Tekanan Masuk terhadap Tekanan Keluar**

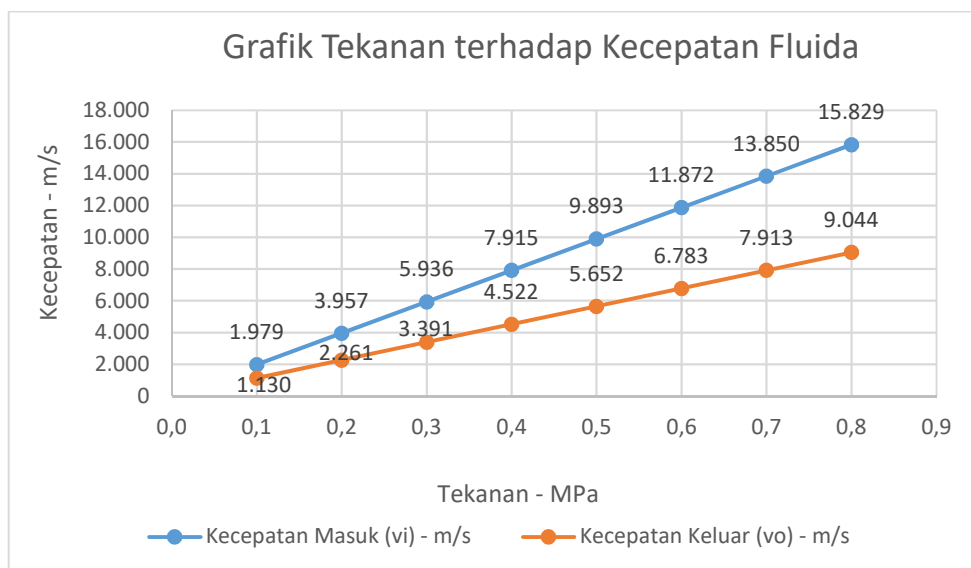
Dari grafik di bawah ini, terlihat bahwa tekanan fluida keluar lebih kecil daripada tekanan fluida masuk. Hal ini disebabkan oleh aliran turbulen yang terjadi di dalam ruang turbin, sehingga menyebabkan menurunnya tekanan fluida keluar.



Gambar 5.6 Grafik Tekanan Masuk terhadap Tekanan Keluar.

**e) Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Fluida**

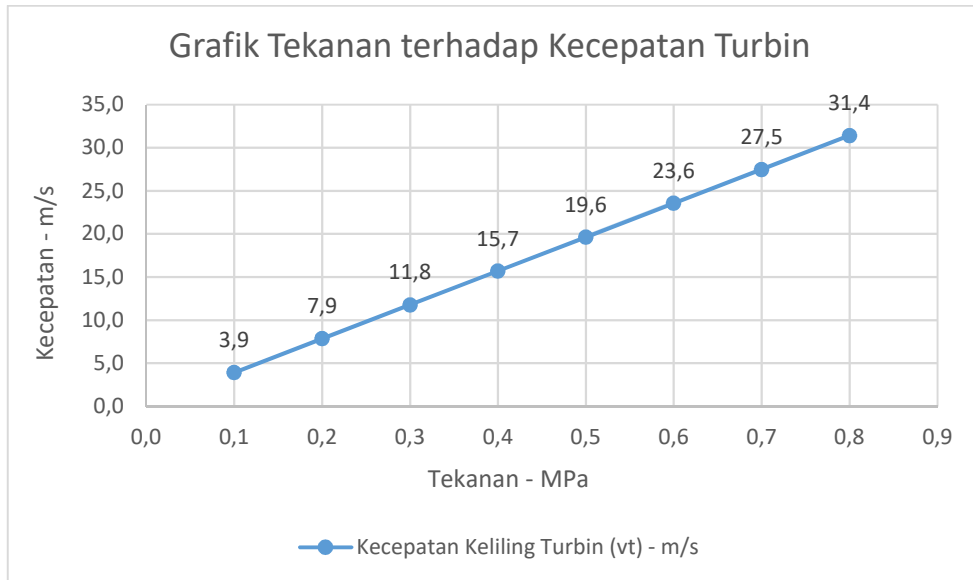
Dampak dari aliran turbulen juga menyebabkan kecepatan fluida yang keluar juga menurun, selain itu juga karena pengaruh kontur desain *runner* turbin.



Gambar 5.7 Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Fluida.

**f) Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Turbin**

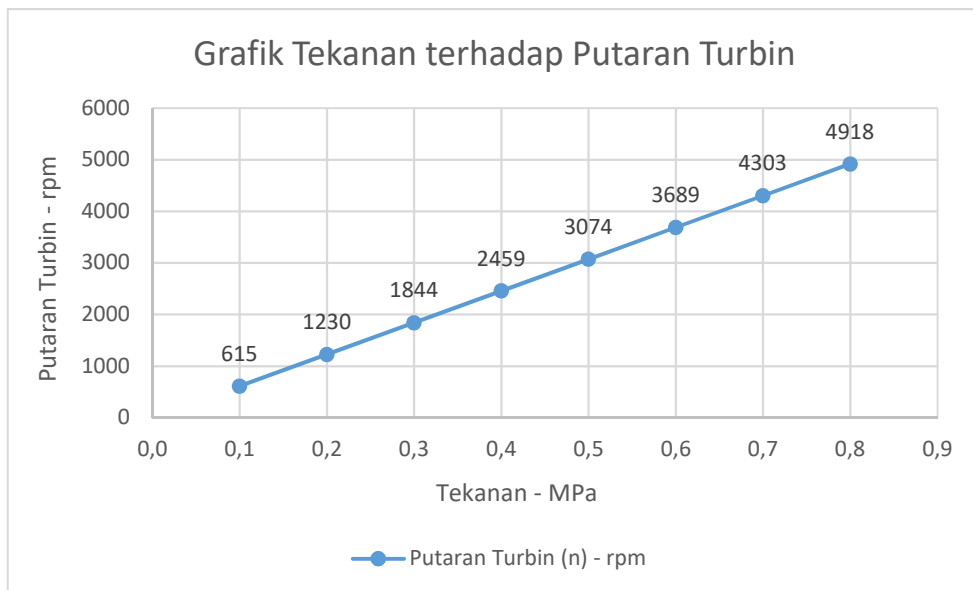
Kecepatan keliling turbin sangat dipengaruhi oleh gaya fluida masuk, massa turbin dan juga luas permukaan kontak Sudu Turbin.



Gambar 5.8 Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Turbin.

**g) Grafik Tekanan terhadap Putaran Turbin**

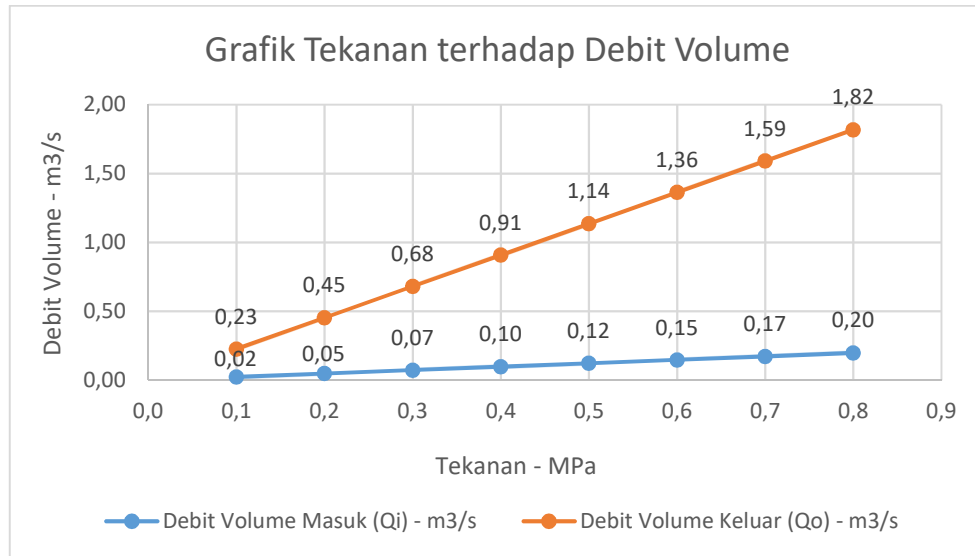
Putaran turbin sangat dipengaruhi oleh kecepatan keliling turbin dan diameter luar sudu turbin.



Gambar 5.9 Grafik Tekanan terhadap Putaran Turbin.

**h) Grafik Tekanan terhadap Debit Volume**

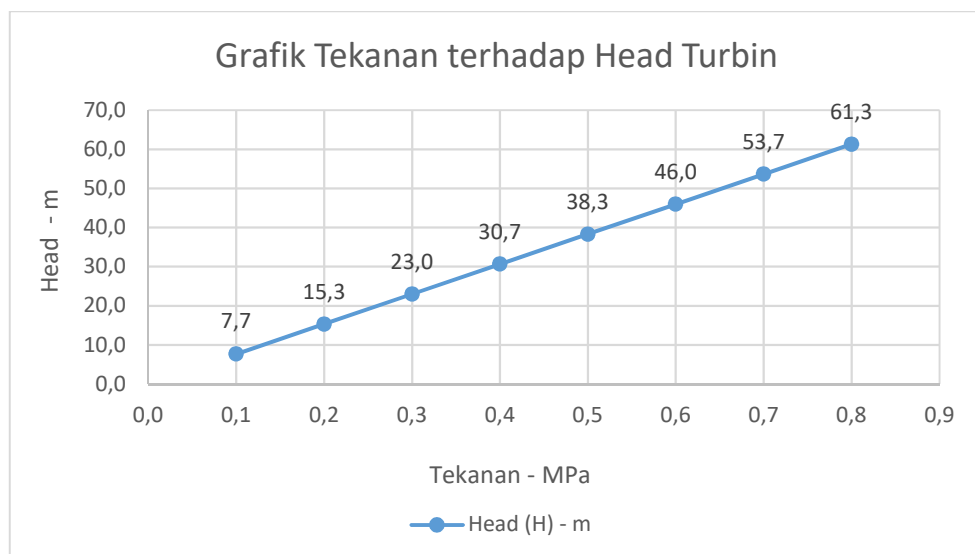
Debit volume fluida dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida dan diameter lubang *nozzle inlet* dan *Outlet*.



Gambar 5.10 Grafik Tekanan terhadap Debit Volume.

**i) Grafik Tekanan terhadap Head Turbin**

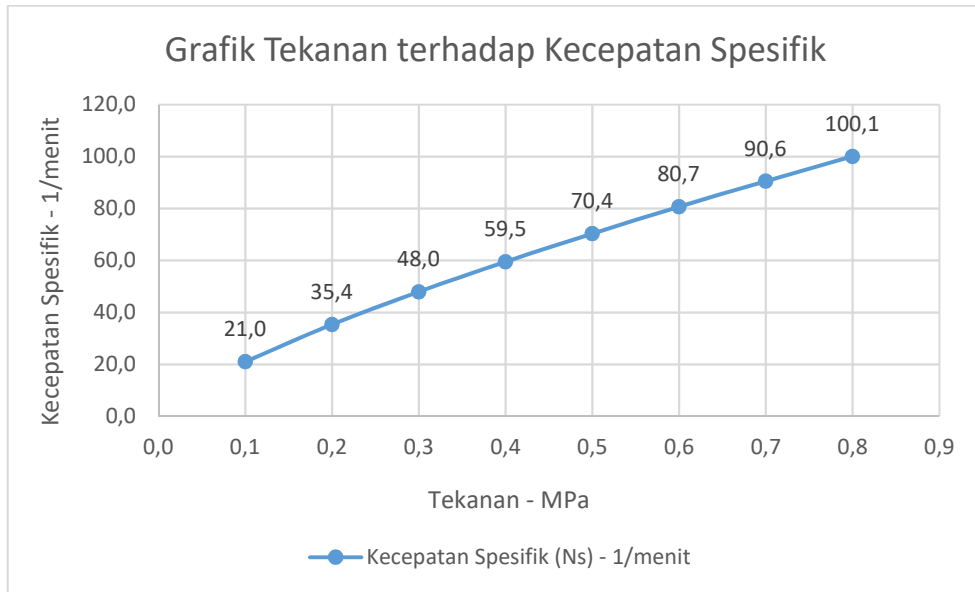
Head Turbin sangat dipengaruhi oleh tekanan fluida masuk, density fluida dan gravitasi bumi.



Gambar 5.11 Grafik Tekanan terhadap Head Turbin.

**j) Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Spesifik**

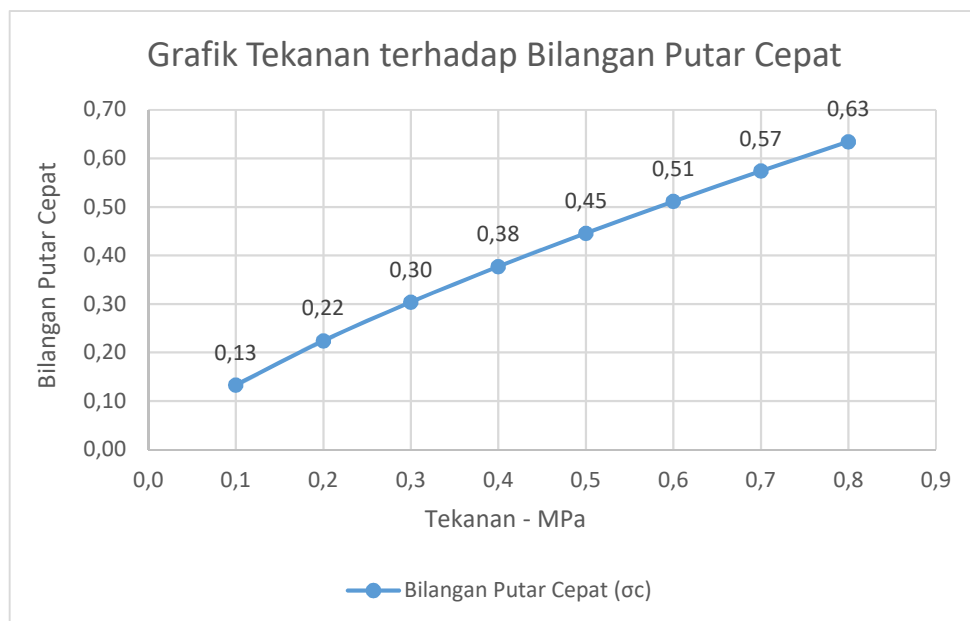
Kecepatan spesifik dipengaruhi oleh putaran turbin, debit volume dan head turbin.



Gambar 5.12 Grafik Tekanan terhadap Kecepatan Spesifik.

**k) Grafik Tekanan terhadap Bilangan Putar Cepat**

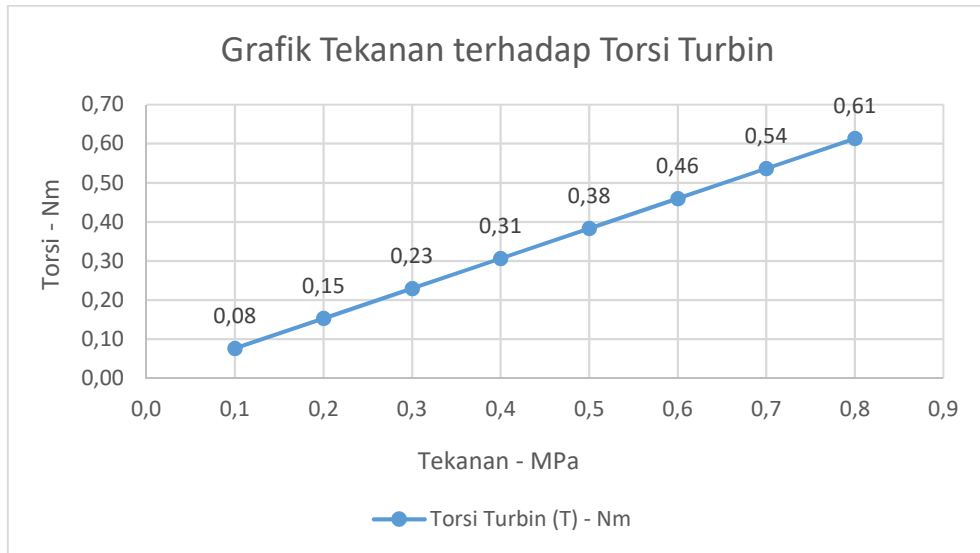
Bilangan putar cepat sangat dipengaruhi oleh kecepatan spesifik.



Gambar 5.13 Grafik Tekanan terhadap Bilangan Putar Cepat.

**l) Grafik Tekanan terhadap Torsi Turbin**

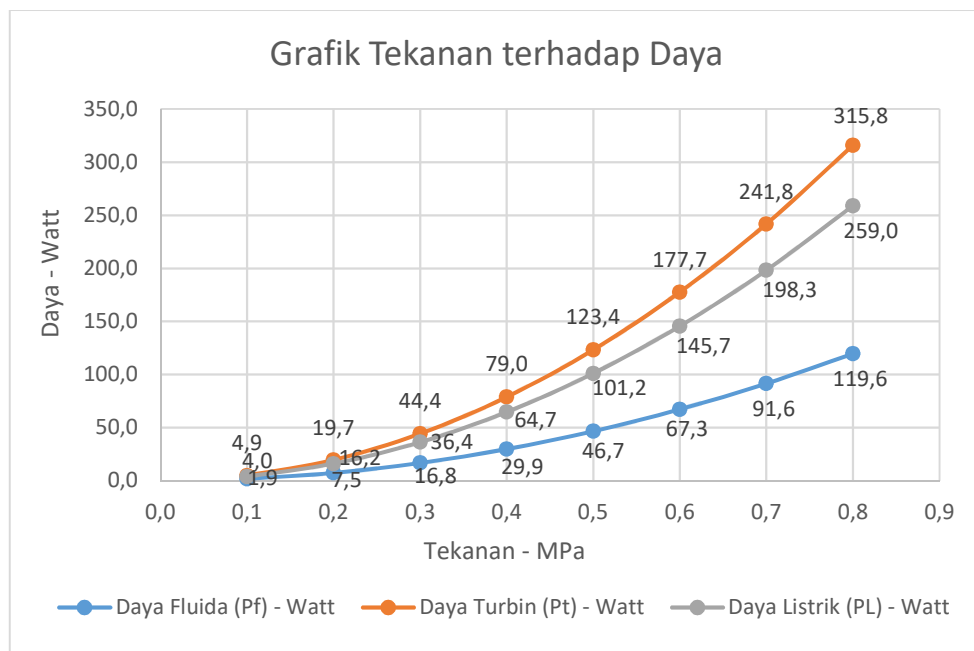
Torsi turbin dipengaruhi oleh gaya fluida masuk dan radius luar dari sudu turbin.



Gambar 5.14 Grafik Tekanan terhadap Torsi Turbin.

**m) Grafik Tekanan terhadap Daya**

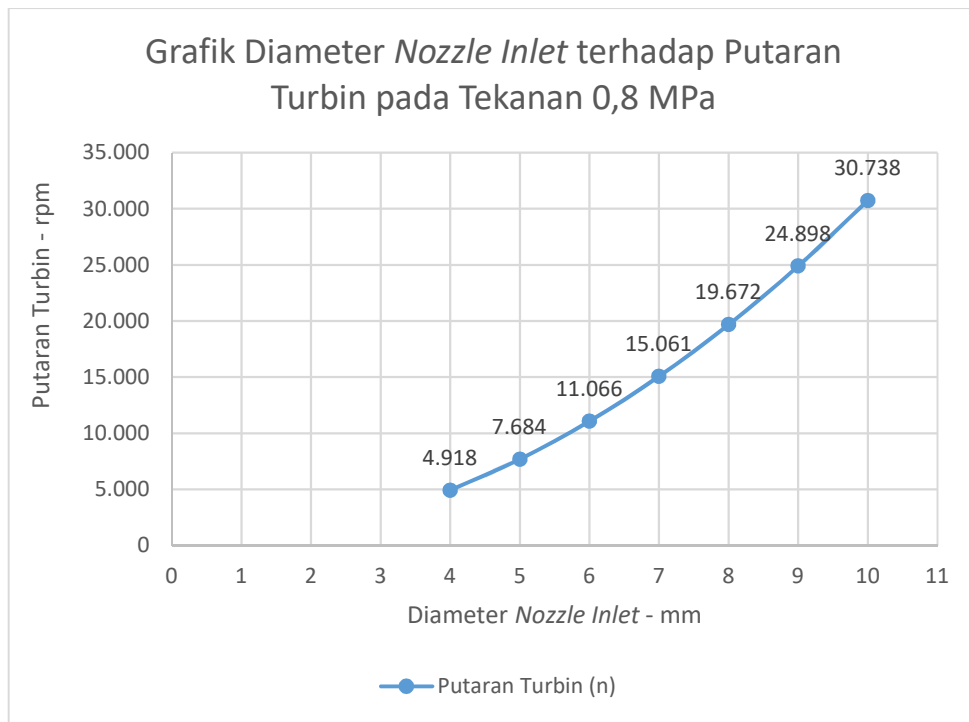
Grafik di bawah ini menunjukkan daya yang dihasilkan oleh fluida, turbin dan generator.



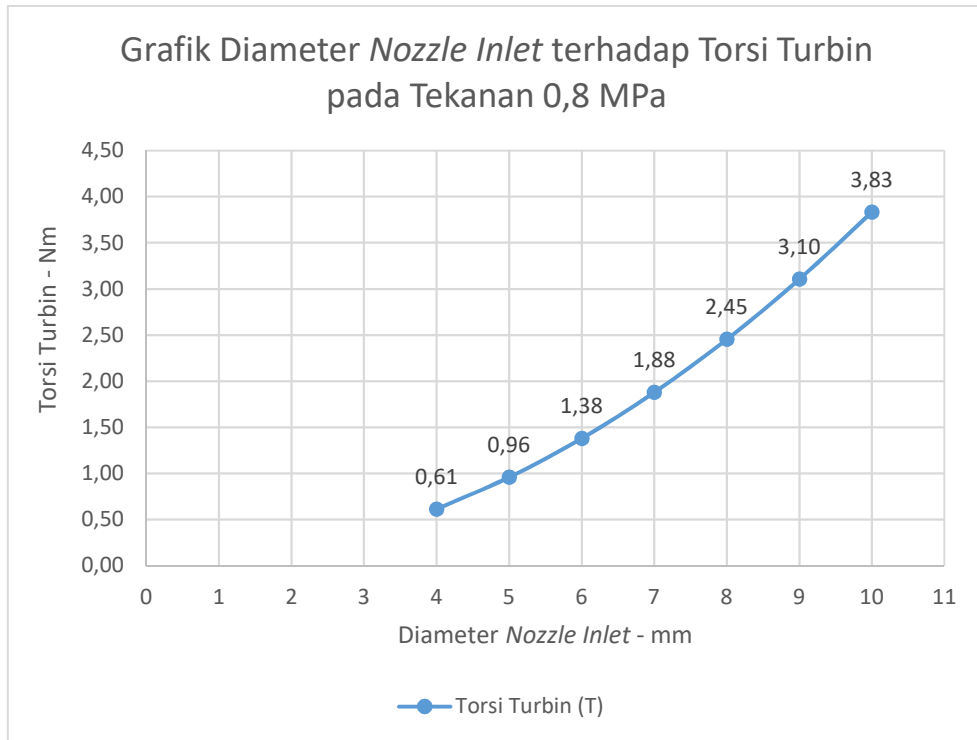
Gambar 5.15 Grafik Tekanan terhadap Daya.

**n) Grafik-grafik pada Parameter Tekanan Masuk Konstan dan Variasi Diameter *Nozzle Inlet***

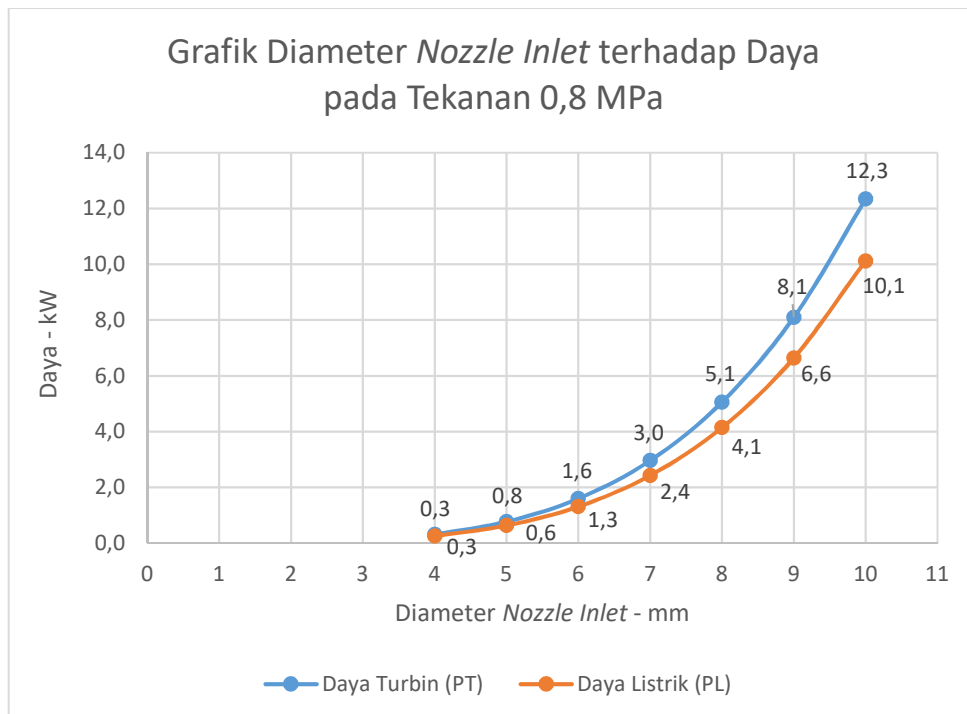
Pada saat parameter tekanan masuk konstan sebesar 0,8 MPa dan dimensi diameter *nozzle inlet* yang bervariasi, melalui hasil perhitungan seperti terlihat pada Tabel 5.7, diketahui bahwa dengan berubahnya dimensi diameter *nozzle inlet* akan mempengaruhi pula besarnya gaya fluida kerja masuk yang terjadi, kecepatan keliling turbin, putaran turbin, torsi turbin dan daya turbin dan daya listrik yang dihasilkan. Grafik-grafik berikut ini menunjukkan besarnya putaran turbin, torsi turbin dan daya yang dihasilkan pada saat tekanan fluida kerja masuk konstan sebesar 0,8 MPa dan dimensi diameter *nozzle inlet* yang bervariasi.



Gambar 5.16 Grafik Diameter *Nozzle Inlet* terhadap Putaran Turbin.



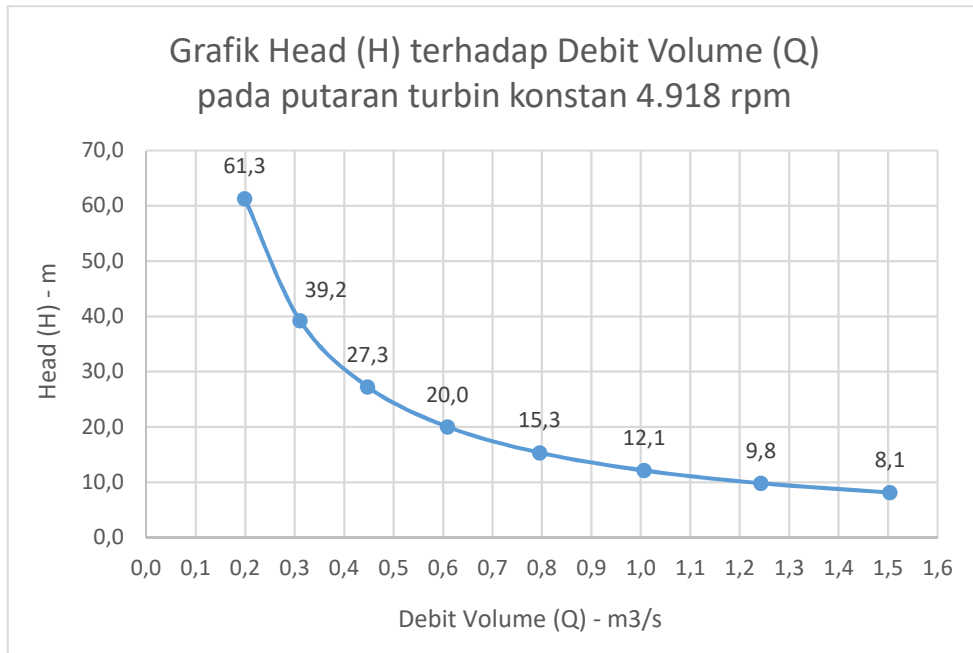
Gambar 5.17 Grafik Diameter *Nozzle Inlet* terhadap Torsi Turbin.



Gambar 5.18 Grafik Diameter *Nozzle Inlet* terhadap Daya.

**o) Grafik pada Parameter Putaran Turbin Konstan dan Variasi Diameter *Nozzle Inlet***

Sedangkan besarnya head (H) dan debit volume (Q) pada saat parameter putaran turbin konstan sebesar 4.918 rpm dan dimensi diameter *nozzle inlet* yang bervariasi, terlihat pada Grafik 5.19 berikut ini :



Gambar 5.19 Grafik Head (H) terhadap Debit Volume (Q).

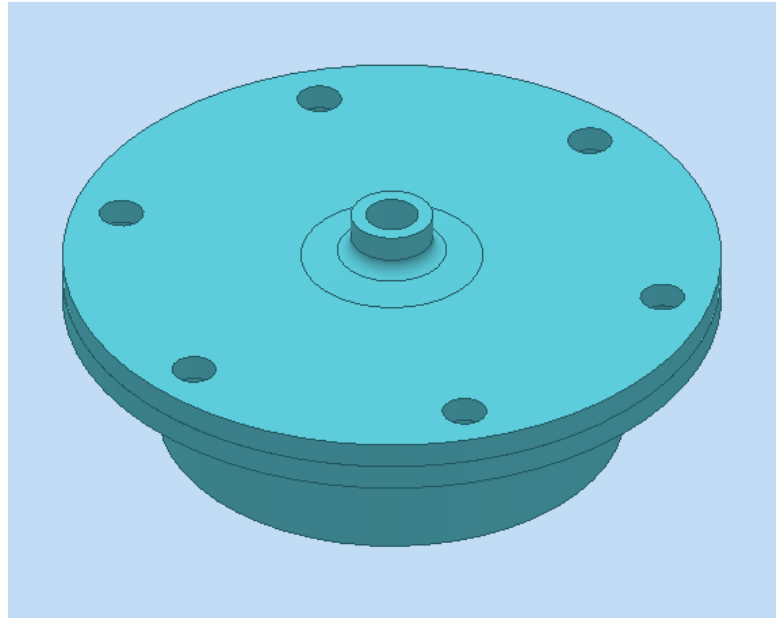
**5.4 Simulasi Desain Turbin menggunakan FEA**

Pada simulasi desain turbin menggunakan FEA ini, akan dilakukan simulasi pengujian kekuatan bahan dari komponen *Housing* dan *Housing Cover*. Simulasi ini bertujuan untuk mengetahui beberapa parameter desain penting, seperti distribusi tegangan yang terjadi (*von mises stress*), *displacement* (deformasi), dan *safety factor*.

Software FEA yang akan kita gunakan adalah *Stress Analysis* pada software Autodesk Inventor. Dan berikut ini adalah langkah-langkah untuk melakukan simulasi desain turbin menggunakan FEA :

**a) Menyiapkan Model Desain untuk Simulasi FEA**

Model desain turbin yang akan disimulasi kita aktifkan menggunakan software Autodesk Inventor. Tampilan model desain turbin yang akan disimulasi tampak seperti Gambar 5.20 berikut ini :



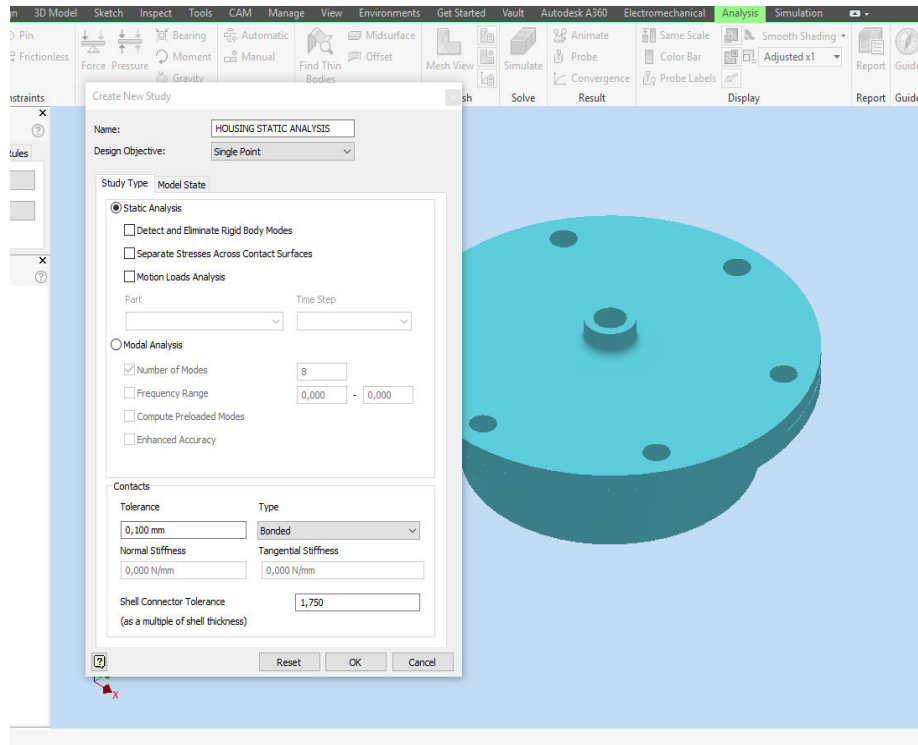
Gambar 5.20 Model Komponen *Housing & Housing Cover*.

**b) Mengaktifkan *Feature Stress Analysis***

Setelah model desain turbin siap, selanjutnya mengaktifkan *feature Stress Analysis* pada Software Autodesk Inventor. Berikut ini langkah-langkah untuk melakukan simulasi FEA untuk desain turbin :

- 1) Memulai proses simulasi dengan membuat *Create New Study*.

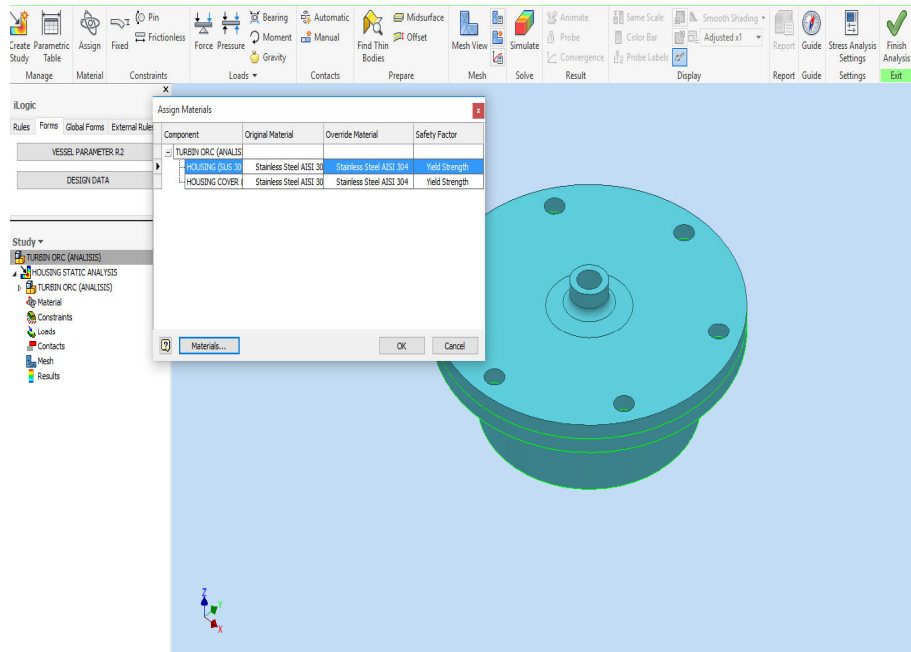
Simulasi yang akan kita lakukan disimpan dengan nama *Housing Static Analysis*.



Gambar 5.21 Membuat *Create New Study*.

- 2) Meng-*input* material pada komponen yang akan disimulasi.

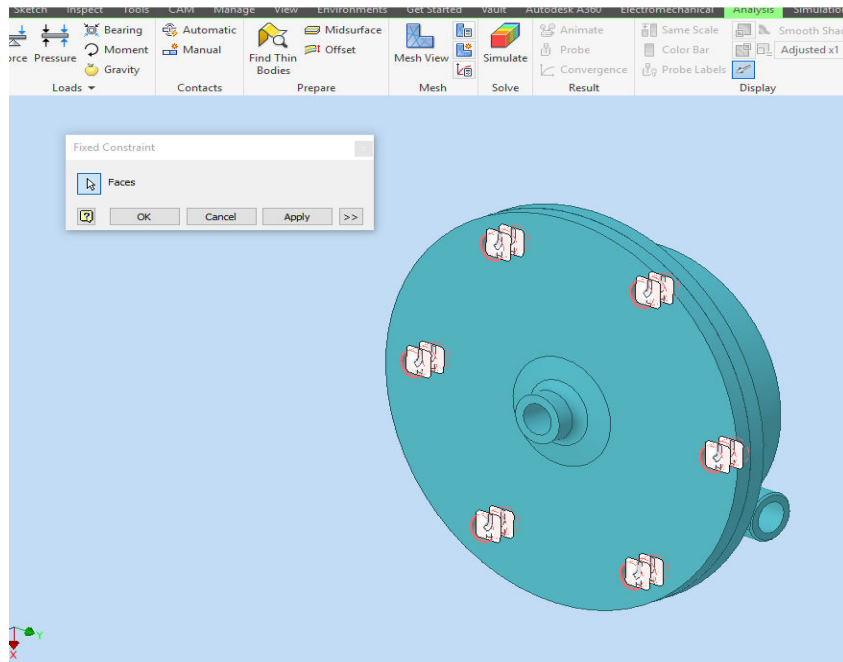
Material yang akan kita *input*-kan ke komponen adalah SUS 304.



Gambar 5.22 Meng-*input* Material.

- 3) Menentukan posisi tumpuan (*Constraint*) simulasi.

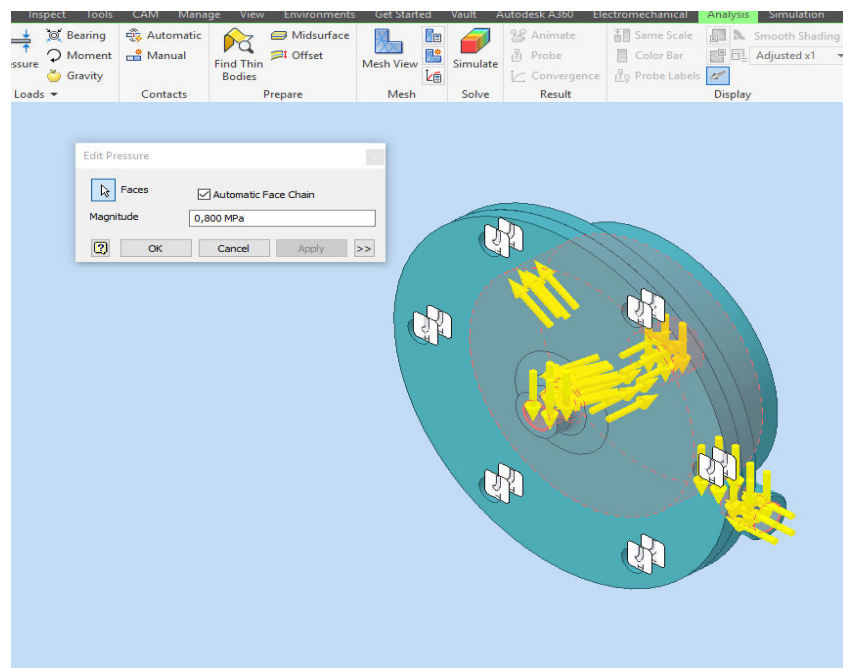
Posisi tumpuan (*constraint*) ditentukan pada posisi lubang *fastener*.



Gambar 5.23 Menentukan posisi tumpuan (*Constraint*).

- 4) Menentukan pembebanan (*Loads*) yang terjadi pada simulasi.

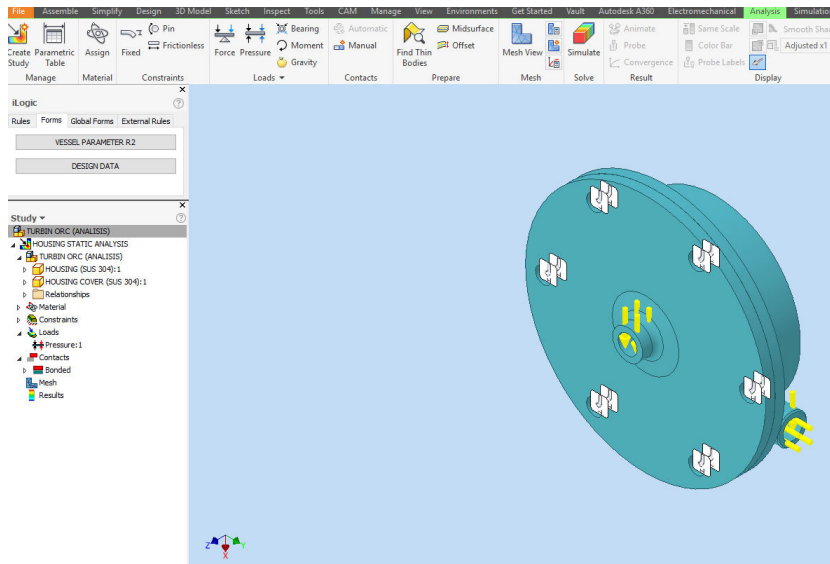
Pembebanan (*loads*) yang di-input-kan, yaitu Tekanan (*Pressure*) 0,8 MPa.



Gambar 5.24 Menentukan pembebanan (*Loads*).

5) Menentukan *Surface Contact* pada komponen yang akan disimulasi.

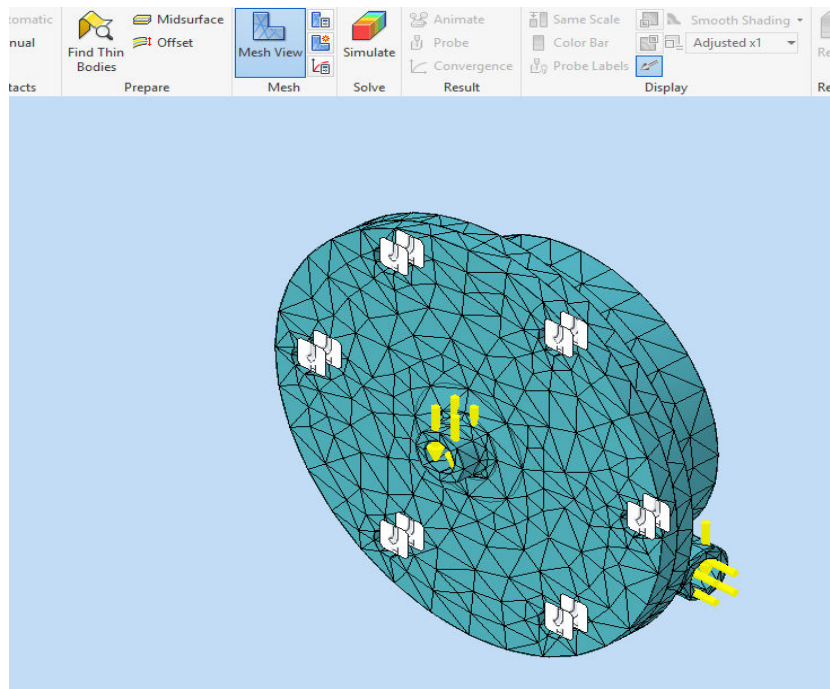
Jenis *Surface Contact* antara komponen *Housing & Housing Cover* adalah *Bonded*.



Gambar 5.25 Menentukan *Surface Contact*.

6) Men-generate *Mesh* pada komponen yang akan disimulasi.

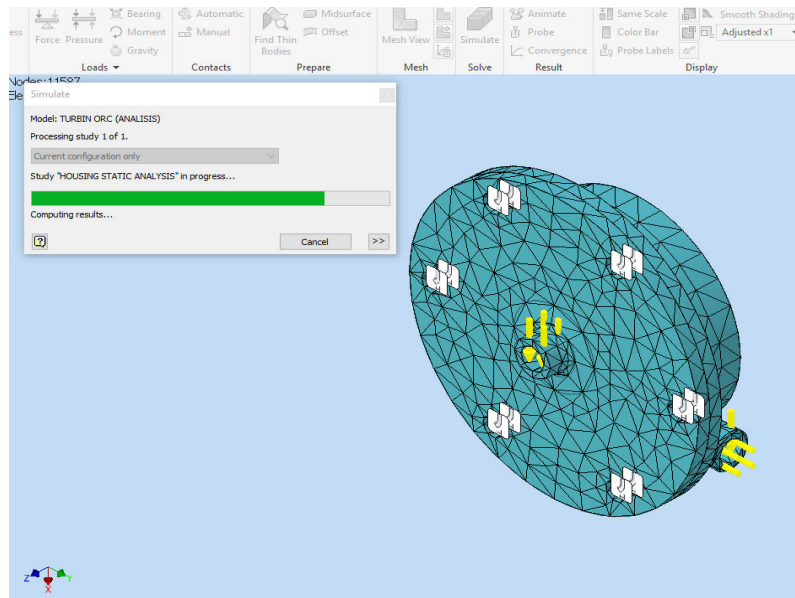
Melakukan proses *generate mesh* sebelum *running analysis*.



Gambar 5.26 Men-generate *Mesh*.

7) Melakukan *Running Analysis* pada simulasi.

Setelah persiapan untuk simulasi selesai dilakukan, selanjutnya melakukan *running analysis*.

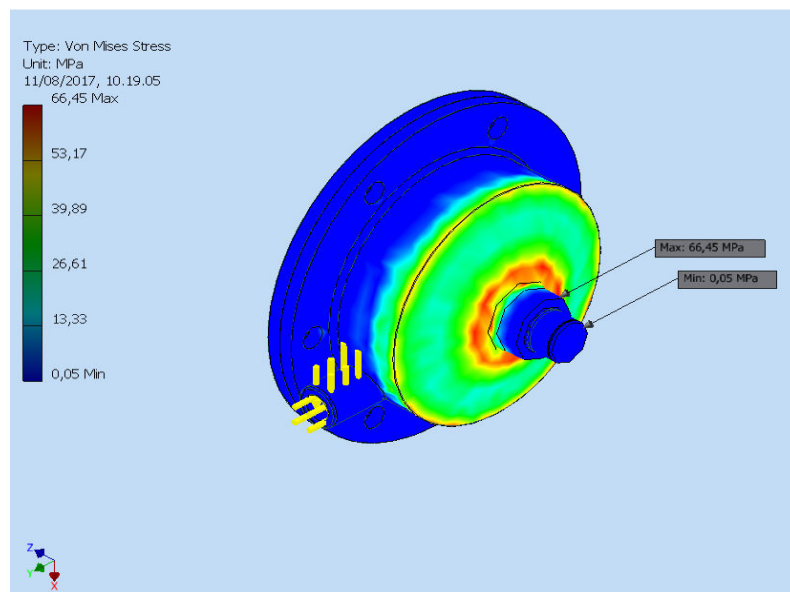


Gambar 5.27 Melakukan *Running Analysis*.

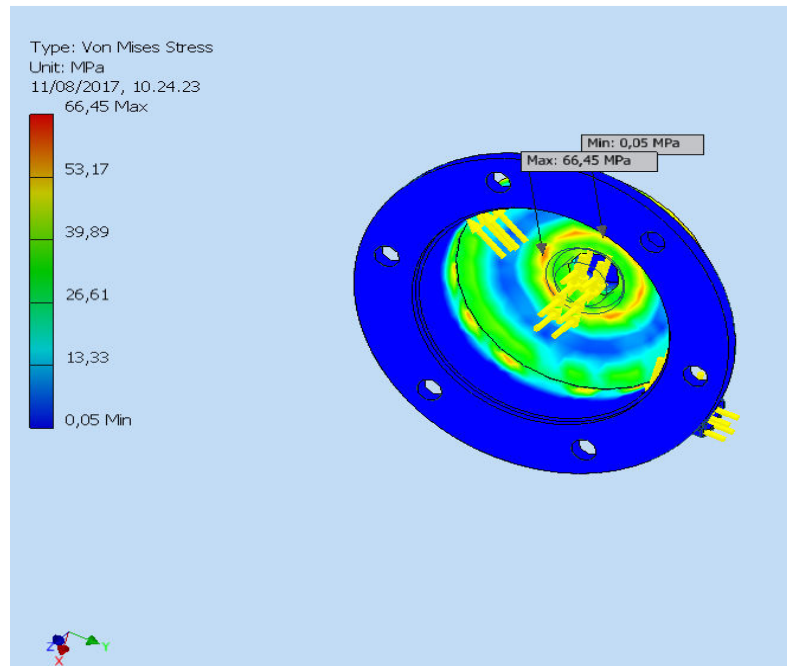
8) *Analysis Report* dari simulasi yang dilakukan.

Berikut ini adalah *Analysis Report* dari simulasi yang dilakukan :

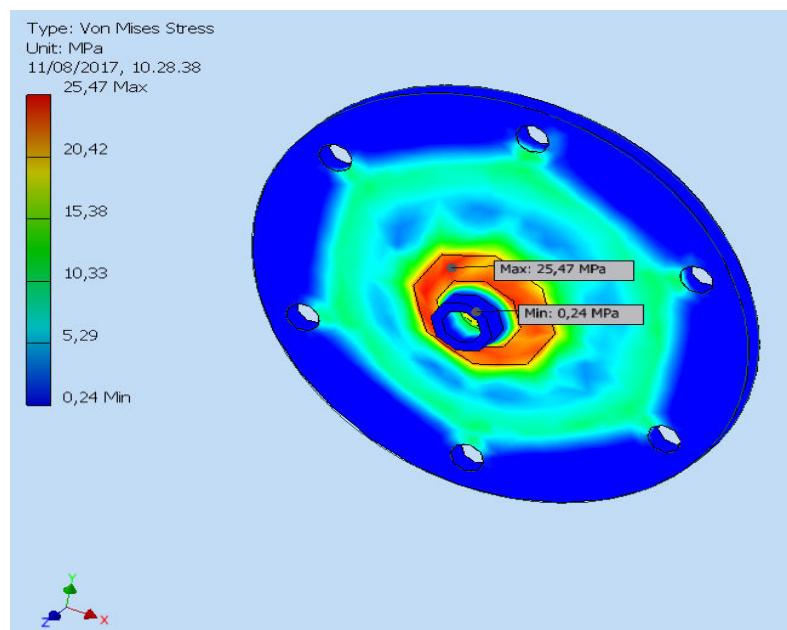
- *Von Mises Stress*.



Gambar 5.28 Distribusi *Von Mises Stress* pada *Housing*.



Gambar 5.29 Distribusi *Von Mises Stress* pada sisi dalam *Housing*.

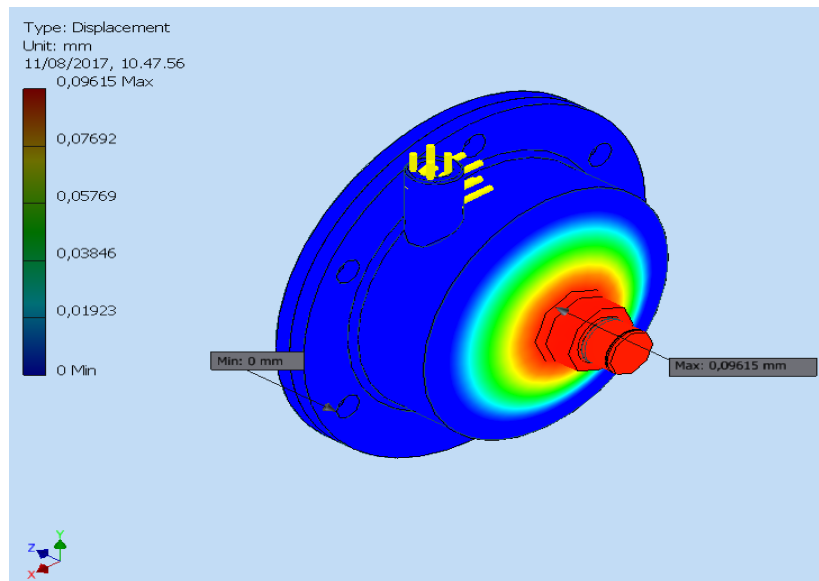


Gambar 5.30 Distribusi *Von Mises Stress* pada *Housing Cover*.

Dari hasil simulasi, nilai *Von Mises Stress* maksimum yang terjadi pada *Housing* sebesar 66,45 MPa dan pada *Housing Cover* sebesar 25,47 MPa. Nilai ini lebih kecil dari nilai *Yield Strength* bahan, yaitu sebesar 215 MPa.

Jadi karena nilai *Von Mises Stress* maksimum < Nilai *Yield Strength* Bahan, maka **Desain OK**

- *Displacement.*

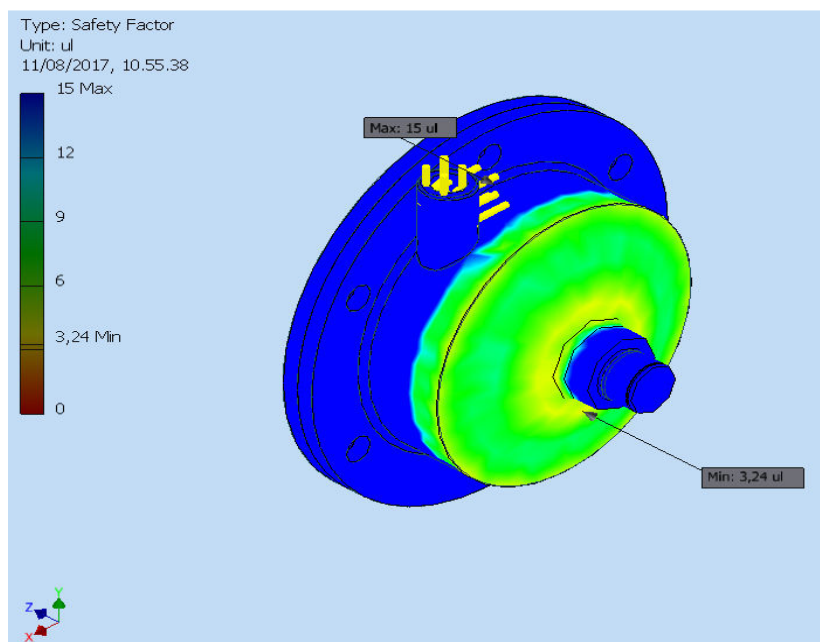


Gambar 5.31 *Displacement* yang terjadi pada *Housing & Housing Cover*.

Dari hasil simulasi, nilai *Displacement* maksimum yang terjadi pada *Housing* dan *Housing Cover* sebesar 0,09615 mm. Nilai ini kurang dari 1 mm.

Jadi karena nilai *Displacement* < 1 mm, maka **Desain OK**

- *Safety Factor.*



Gambar 5.32 *Safety Factor* yang terjadi pada *Housing & Housing Cover*.

Dari hasil simulasi, nilai *Safety Factor* minimum yang terjadi pada *Housing* dan *Housing Cover* sebesar 3,24. Sedangkan menurut aturan perhitungan Bejana Tekan, nilai *Safety Factor* izin minimum adalah 3.

Jadi karena nilai *Safety Factor*  $> 3$ , maka **Desain OK**

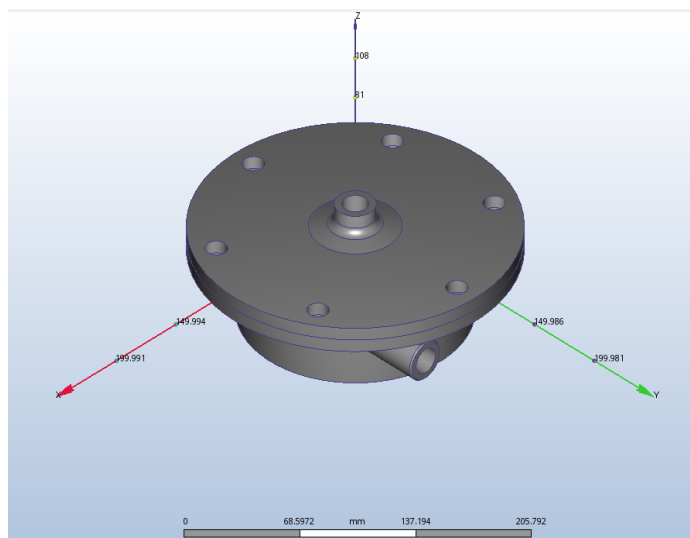
### 5.5 Simulasi Desain Turbin menggunakan CFD

Pada simulasi desain turbin menggunakan CFD ini, akan dilakukan simulasi pergerakan fluida kerja di dalam ruang turbin dan memutar *Runner* Turbin. Simulasi ini bertujuan untuk mengetahui beberapa parameter desain penting, seperti kecepatan aliran fluida kerja pada saat masuk dan keluar, tekanan fluida kerja, debit volume fluida kerja, bilangan *Mach*, putaran *Runner* Turbin, torsi Turbin dan daya yang dihasilkan.

Software CFD yang akan kita pergunakan adalah software Autodesk CFD Motion. Dan berikut ini adalah langkah-langkah untuk melakukan simulasi desain turbin menggunakan CFD :

#### a) Menyiapkan Model Desain untuk Simulasi CFD

Model desain turbin yang akan disimulasi kita aktifkan menggunakan software Autodesk CFD Motion. Tampilan model desain turbin yang akan disimulasi tampak seperti Gambar 5.32 berikut ini :

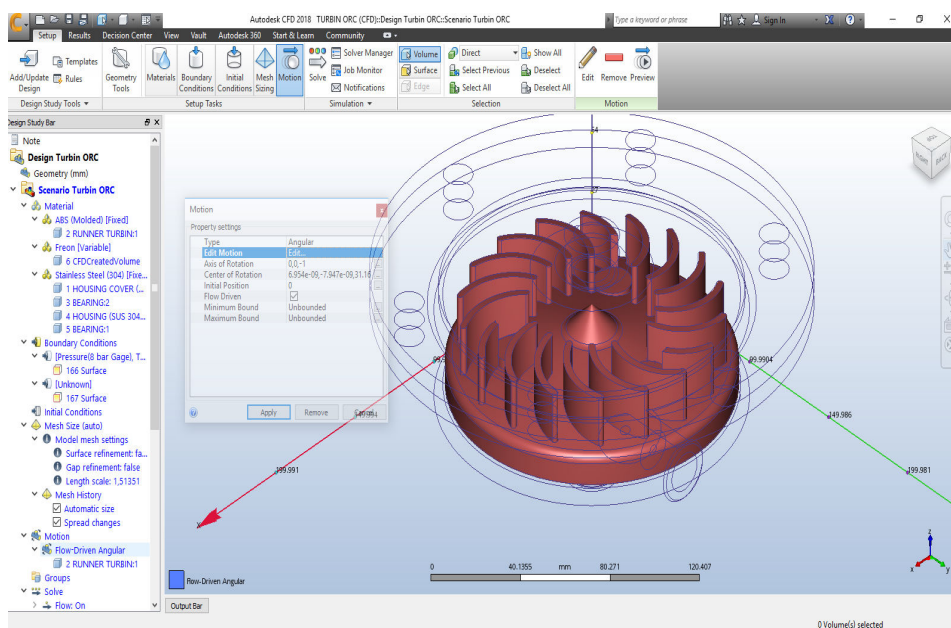


Gambar 5.33 Model Turbin ORC untuk Simulasi CFD.

**b) Proses Simulasi CFD pada Software Autodesk CFD Motion**

Setelah model desain turbin siap, selanjutnya melakukan proses simulasi CFD dengan langkah-langkah sebagai berikut :

- 1) Menentukan bahan pada komponen Turbin ORC dan jenis fluida kerjanya. Untuk komponen Housing & Housing Cover menggunakan bahan SUS 304, komponen *Runner* Turbin menggunakan bahan ABS Plastik dan fluida kerjanya Freon R22.
- 2) Menentukan kondisi batas (*boundary condition*) pada saluran masuk dan keluar dari Turbin ORC. Pada saluran masuk, kita tentukan tekanan fluida kerja yang masuk sebesar 0,8 MPa dan temperaturnya 80°C. Sedangkan pada saluran keluar, tidak ada pengaruh tekanan dari luar.
- 3) Setelah menentukan kondisi batas, selanjutnya men-*generate Mesh* sebagai persiapan untuk melakukan *Solve Analysis*.
- 4) Mengatur parameter *Motion*, seperti terlihat pada Gambar 5.33 berikut ini :



Gambar 5.34 Setting Parameter *Motion* untuk Simulasi CFD.

- 5) Setelah melakukan pengaturan pada parameter *Motion*, selanjutnya menjalankan simulasi CFD menggunakan *Solve Analysis*.

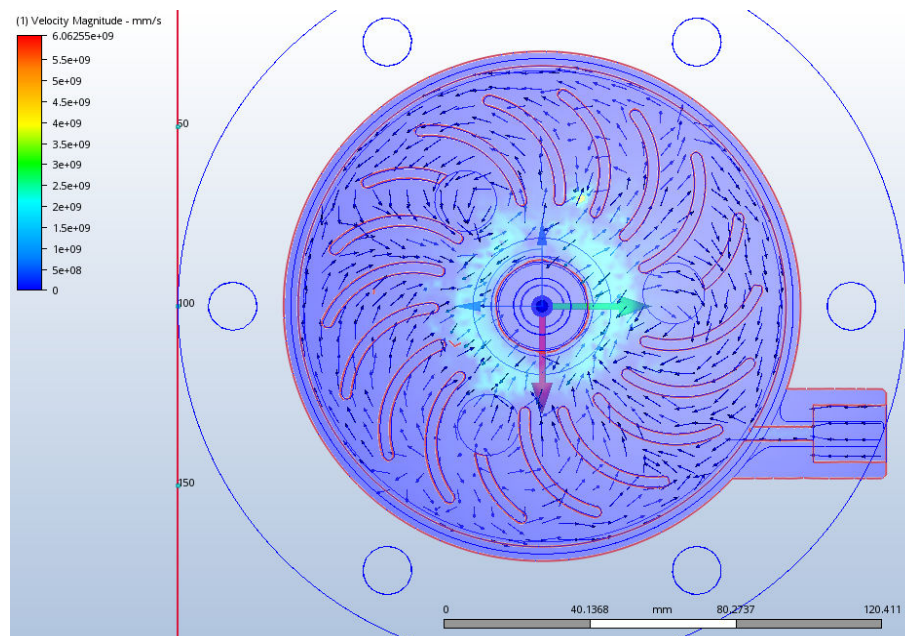
6) *Report Analysis* dari simulasi CFD adalah sebagai berikut :

- Kecepatan Fluida Kerja Masuk.

Dari hasil simulasi CFD untuk kecepatan fluida kerja masuk, diketahui bahwa kecepatannya sekitar  $5 \times 10^8 \text{ mm/s} = 5 \times 10^5 \text{ m/s}$ .

Nilai ini lebih besar jika dibandingkan dengan hasil perhitungan persamaan model matematika, yaitu  $1,583 \times 10^4 \text{ m/s}$ .

Perbedaan ini dipengaruhi oleh bentuk saluran masuk dan juga karena pengaruh putaran *Runner* Turbin yang menimbulkan gaya hisap terhadap fluida kerja pada saluran masuk, sehingga menyebabkan kecepatan fluida kerja yang masuk bertambah besar.



Gambar 5.35 Hasil simulasi CFD - Kecepatan Fluida Kerja Masuk.

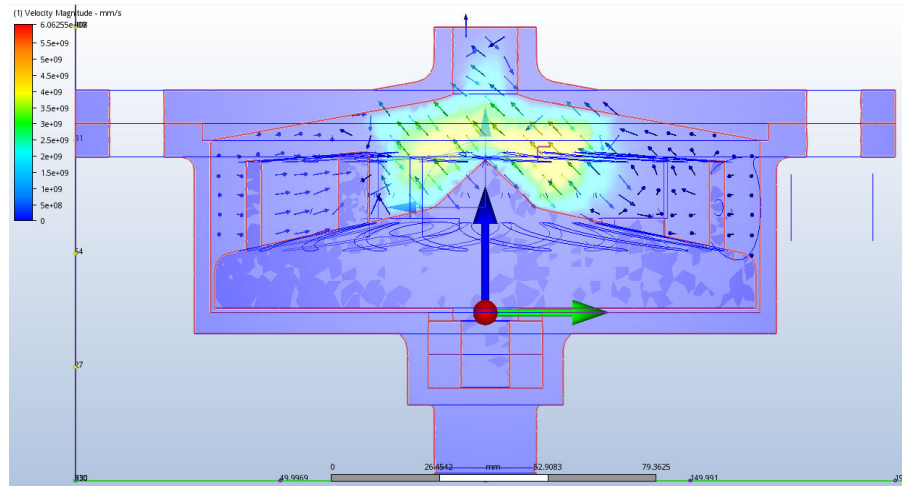
- Kecepatan Fluida Kerja Keluar.

Dari hasil simulasi CFD untuk kecepatan fluida kerja keluar, diketahui bahwa kecepatannya sekitar  $1 \times 10^9 \text{ mm/s} = 1 \times 10^6 \text{ m/s}$ .

Nilai ini lebih besar jika dibandingkan dengan hasil perhitungan persamaan model matematika, yaitu  $9,044 \times 10^3 \text{ m/s}$ .

Perbedaan ini dipengaruhi oleh bentuk saluran masuk dan juga karena pengaruh putaran *Runner* Turbin yang menimbulkan gaya dorong

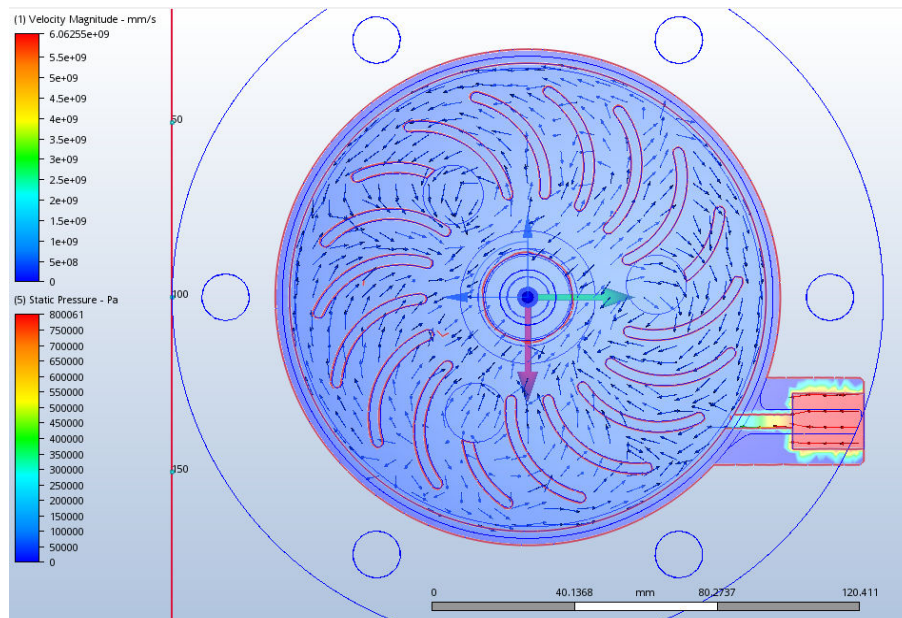
terhadap fluida kerja pada saluran keluar, sehingga menyebabkan kecepatan fluida kerja yang keluar bertambah besar.



Gambar 5.36 Hasil simulasi CFD - Kecepatan Fluida Kerja Keluar.

- Tekanan Fluida Kerja Masuk.

Dari hasil simulasi CFD untuk tekanan fluida kerja masuk, diketahui bahwa tekanannya sekitar 800.061 Pa atau 0,8 MPa.

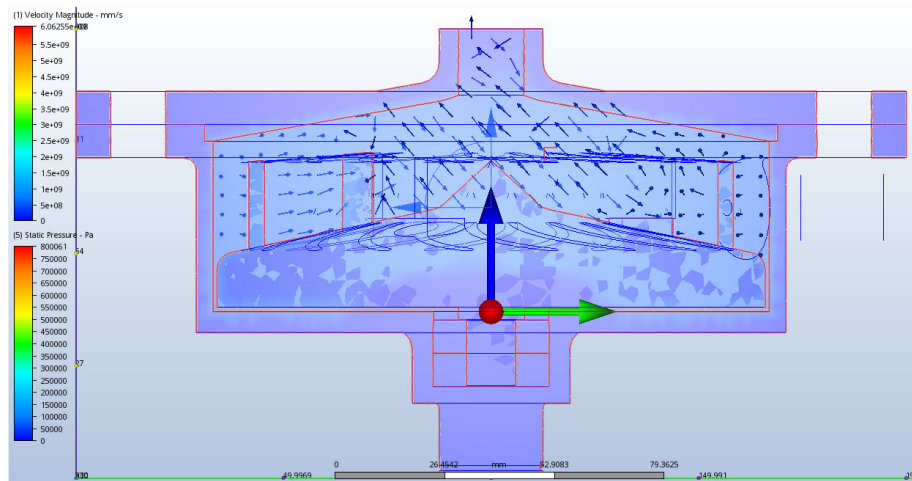


Gambar 5.37 Hasil simulasi CFD - Tekanan Fluida Kerja Masuk.

- Tekanan Fluida Kerja Keluar

Dari hasil simulasi CFD untuk tekanan fluida kerja keluar, diketahui bahwa tekanannya sekitar 200.000 Pa atau 0,2 MPa.

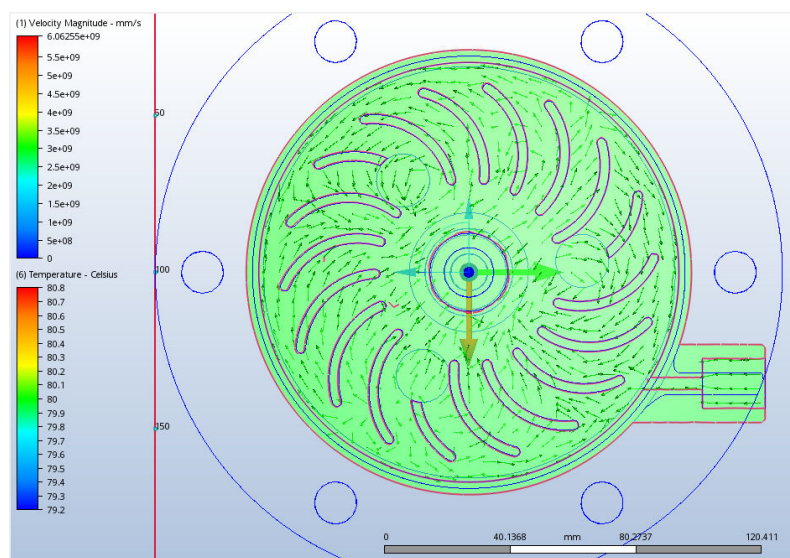
Nilai ini lebih besar jika dibandingkan dengan hasil perhitungan persamaan model matematika, yaitu 0,192 MPa.



Gambar 5.38 Hasil simulasi CFD - Tekanan Fluida Kerja Keluar.

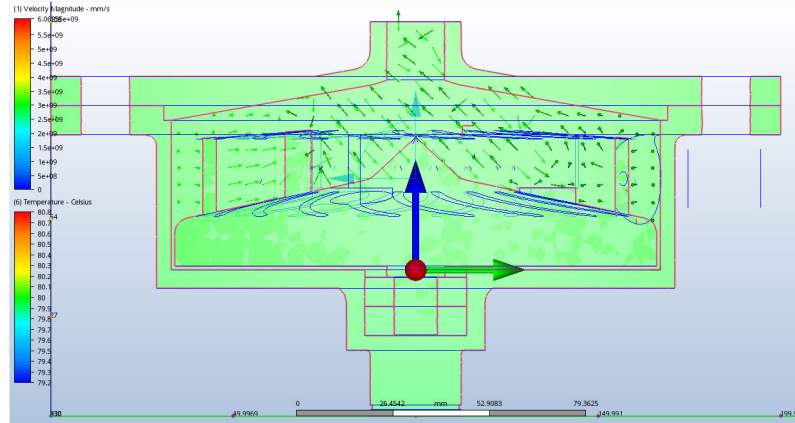
- Temperatur Fluida Kerja Masuk

Dari hasil simulasi CFD untuk temperatur fluida kerja masuk, diketahui bahwa temperturnya sekitar 80°C.



Gambar 5.39 Hasil simulasi CFD - Temperatur Fluida Kerja Masuk.

- Temperatur Fluida Kerja Keluar.  
Dari hasil simulasi CFD untuk temperatur fluida kerja keluar, diketahui bahwa temperaturnya sekitar 79,9°C.



Gambar 5.40 Hasil simulasi CFD - Temperatur Fluida Kerja Keluar.

- *Mach Number* Fluida Kerja Masuk  
Berdasarkan hasil simulasi CFD tentang kecepatan fluida kerja masuk, bisa dijadikan acuan untuk menghitung nilai *Mach Number*.  
Nilai *Mach Number* bisa dihitung sebagai berikut :

$$\text{Mach Number} = \frac{\text{Kecepatan Fluida Kerja Masuk}}{\text{Kecepatan Suara}}$$

$$\text{Mach Number} = \frac{5 \times 10^5 \text{ m/s}}{340 \text{ m/s}} = 1.470,6$$

Jadi besarnya nilai *Mach Number* pada saluran masuk adalah 1.470,6.

- *Mach Number* Fluida Kerja Keluar  
Berdasarkan hasil simulasi CFD tentang kecepatan fluida kerja keluar, bisa dijadikan acuan untuk menghitung nilai *Mach Number*.  
Nilai *Mach Number* bisa dihitung sebagai berikut :

$$\text{Mach Number} = \frac{\text{Kecepatan Fluida Kerja Keluar}}{\text{Kecepatan Suara}}$$

$$Mach\ Number = \frac{1 \times 10^6\ m/s}{340\ m/s} = 2.941,2$$

Jadi besarnya nilai *Mach Number* pada saluran keluar adalah 2.941,2.

- Putaran *Runner* Turbin

Dari hasil simulasi CFD untuk putaran *Runner* Turbin, diketahui bahwa putaran *Runner* Turbin yang terjadi sekitar 5888 rpm.

Nilai ini lebih besar jika dibandingkan dengan hasil perhitungan persamaan model matematika, yaitu 4.918 rpm.

Perbedaan ini dipengaruhi oleh kecepatan fluida kerja yang masuk dari hasil simulasi CFD lebih besar daripada hasil perhitungan.

	Time (sec)	Linear Velocity (mm/s)	Angular Velocity (RPM)	Linear Displacement (mm)
31	31	0	3907.97	
32	32	0	4257.7	
33	33	0	4140.5	
34	34	0	4980.82	
35	35	0	5888.06	

Gambar 5.41 Hasil simulasi CFD – Putaran *Runner* Turbin.

- Daya Turbin

Setelah putaran *Runner* Turbin diketahui, dengan menggunakan persamaan 4.30 seperti tersebut pada Bab IV. Bisa diketahui besarnya nilai Daya Turbin sebagai berikut :

$$P_T = \frac{T \cdot 2 \pi \cdot n}{60} = \frac{(0,61) \times 2 \times (3,14) \times (5.888)}{60} = 376\ Watt$$

Jadi besarnya Daya Turbin adalah 376 Watt.

- Daya Listrik

Setelah daya turbin diketahui, bisa dihitung daya listrik dengan menggunakan persamaan 4.31 seperti tersebut pada Bab IV, sebagai berikut :

$$P_L = P_T \eta_g = 376 \times 0,82 = 308,32 \text{ Watt}$$

Jadi besarnya Daya Listrik adalah 308,32 Watt.

## BAB VI

### PENUTUP

#### 6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil desain dan simulasi pada bab sebelumnya, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- Menghasilkan pemodelan matematika untuk desain komponen-komponen pada Turbin ORC, yaitu komponen *Housing*, *Housing Cover* dan *Runner* Turbin.
- Dari hasil simulasi perhitungan menggunakan model matematika, bisa diketahui bahwa pada saat tekanan fluida masuk konstan sebesar 0,8 MPa dan dimensi *nozzle inlet* bervariasi, besarnya gaya fluida kerja masuk, kecepatan keliling turbin, putaran turbin, torsi turbin, daya turbin dan daya listrik akan semakin besar seiring dengan semakin besarnya dimensi *nozzle inlet*. Pada saat dimensi *nozzle inlet* sebesar 4 mm, putaran turbin yang terjadi sebesar 4.918 rpm, torsi turbin yang terjadi sebesar 0,61 Nm, daya turbin dan daya listrik yang terjadi sebesar 0,3 kW. Dan pada saat dimensi *nozzle inlet* sebesar 10 mm, putaran turbin yang terjadi sebesar 30.738 rpm, torsi turbin yang terjadi sebesar 3,83 Nm, daya turbin yang terjadi sebesar 12,3 kW dan daya listrik yang terjadi sebesar 10,1 kW.
- Dari hasil simulasi menggunakan FEA (*Finite Element Analysis*), bisa diketahui bahwa desain *Housing* dan *Housing Cover* untuk Turbin ORC, aman dan layak untuk dibuat.
- Dari hasil simulasi menggunakan CFD (*Computational Fluid Dynamics*), bisa diketahui bahwa desain *Runner* Turbin untuk Turbin ORC, pada tekanan fluida kerja masuk sebesar 0,8 MPa dan dimensi *nozzle inlet* 4 mm, menghasilkan distribusi aliran fluida kerja dan putaran turbin yang baik, serta diperkirakan menghasilkan daya listrik sebesar 308,32 Watt.

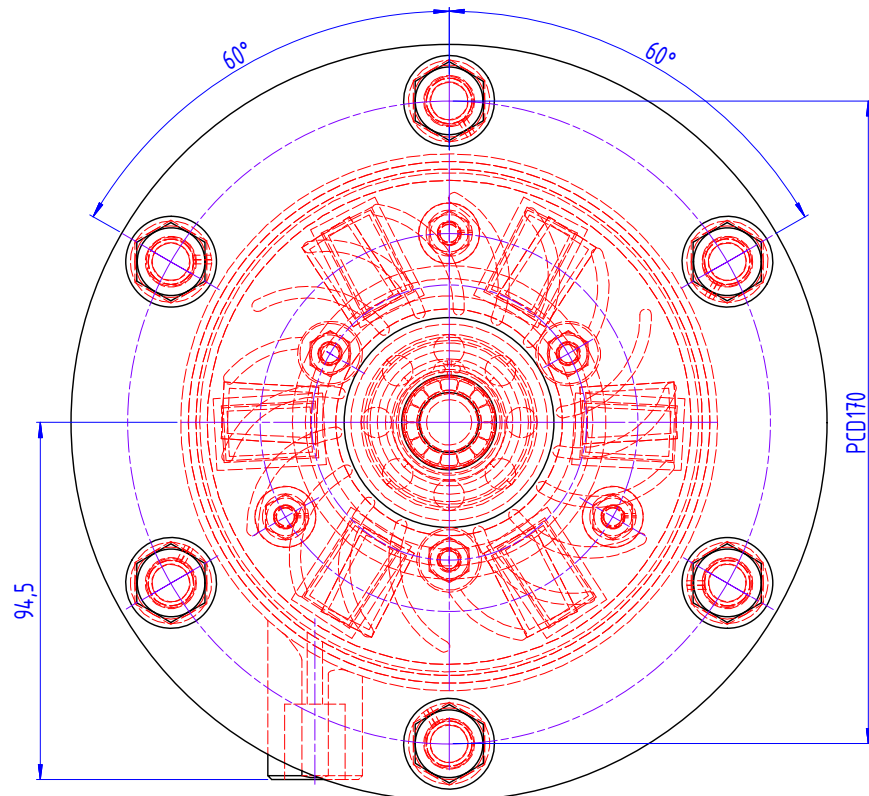
## 6.2 Saran

Untuk mengoptimalkan desain Turbin ORC, berdasarkan hasil simulasi, maka perlu dilakukan evaluasi pada hal-hal berikut ini :

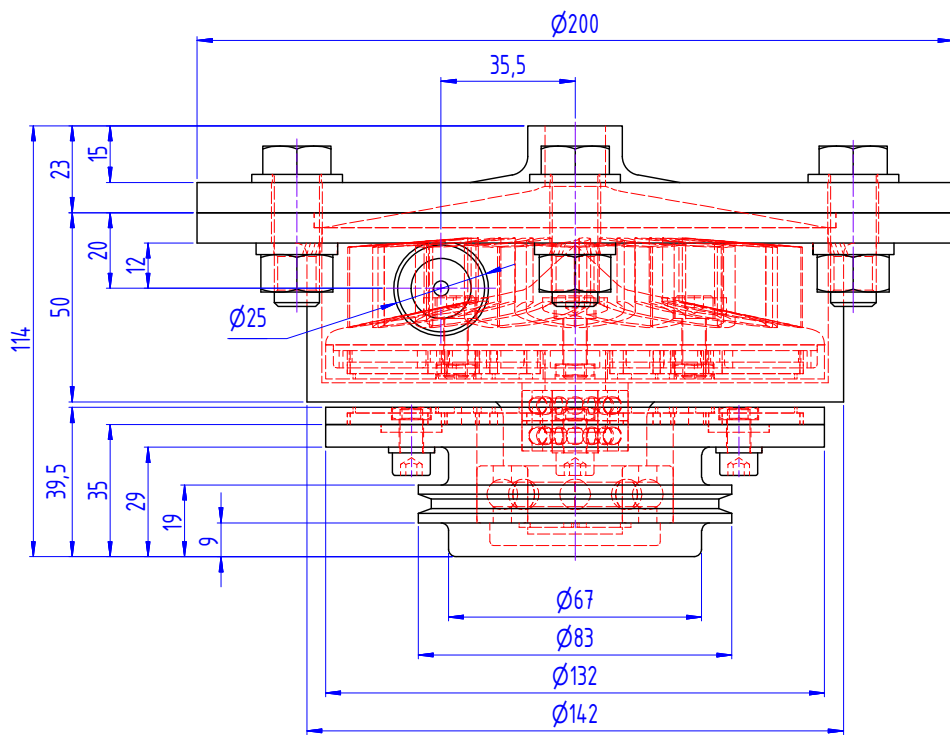
- Melakukan simulasi untuk desain diameter *nozzle inlet* yang lebih besar, karena dengan diameter *nozzle inlet* yang lebih besar akan bisa meningkatkan gaya tekan pada sudu turbin, sehingga meningkatkan putaran turbin.
- Melakukan simulasi untuk desain luas permukaan sudu turbin yang lebih besar, karena dengan semakin luasnya permukaan sudu turbin akan meningkatkan gaya tekan pada turbin sehingga akan meningkatkan pula putaran turbin.
- Dengan meningkatnya putaran turbin, akan bisa meningkatkan daya turbin dan daya listrik yang akan dihasilkan.
- Memeriksa setiap sambungan pada Turbin ORC, untuk mencegah terjadinya kebocoran yang akan mengurangi kinerja Turbin ORC.

## DAFTAR PUSTAKA

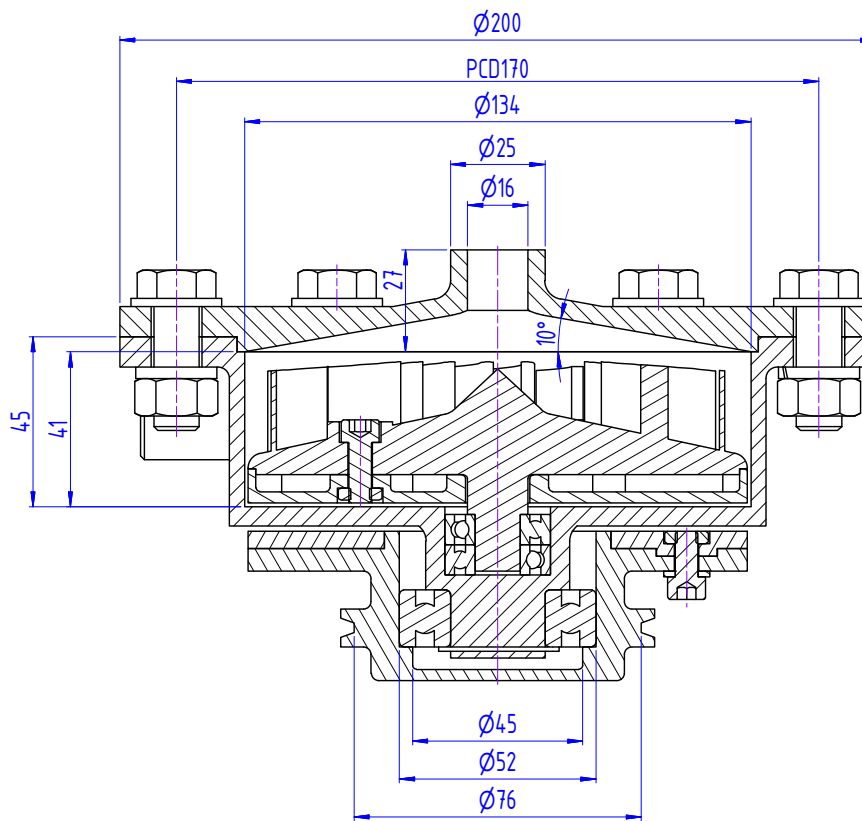
1. Prasetyo, Prihadi. 2015. Skripsi Studi Penentuan Geometri Turbin Radial Aliran Masuk pada Siklus Rankine Organik dengan Fluida Kerja R134a. Bandung: Institut Teknologi Bandung Press.
2. Arifin, Maulana. 2014. Tesis Penentuan Geometri Rotor dan Analisis Parameter Kinerja *Turbo-Expander* Radial untuk Sistem Siklus Rankine Organik. Bandung: Institut Teknologi Bandung Press.
3. Imanda, Rino. 2016. Tesis Pemodelan Matematika pada Mesin Pendingin Desikan Skala Laboratorium. Program Pascasarjana, Universitas Darma Persada, Jakarta.
4. Megyesy, Eugene F. 1997. *Pressure Vessel Handbook*, Tenth Edition. Pressure Vessel Publishing, Inc.
5. Yunus, Asyari D., *Mesin Konversi Energi*. Teknik Mesin, Universitas Darma Persada, Jakarta.
6. Firdaus, Alif Nur. 2014. Jurnal Studi Variasi Laju Pendinginan *Cooling Tower* terhadap Sistem ORC (*Organic Rankine Cycle*) dengan Fluida Kerja R-123. Surabaya : Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS).
7. S. Quoilin dan V. Lemort, “The Organic Rankine Cycle : Thermodynamics Application and Optimization,” Energy Research Unit, University of Liege, Liege, Belgium.
8. <https://knowledge.autodesk.com/support/nastran-cad?sort=score>
9. <https://Autodesk/CFD 2017/CFDHelp/index.html#!/url=./files/GUID-3708657C-7160-43B0-AFF9-AB7710719663.htm>



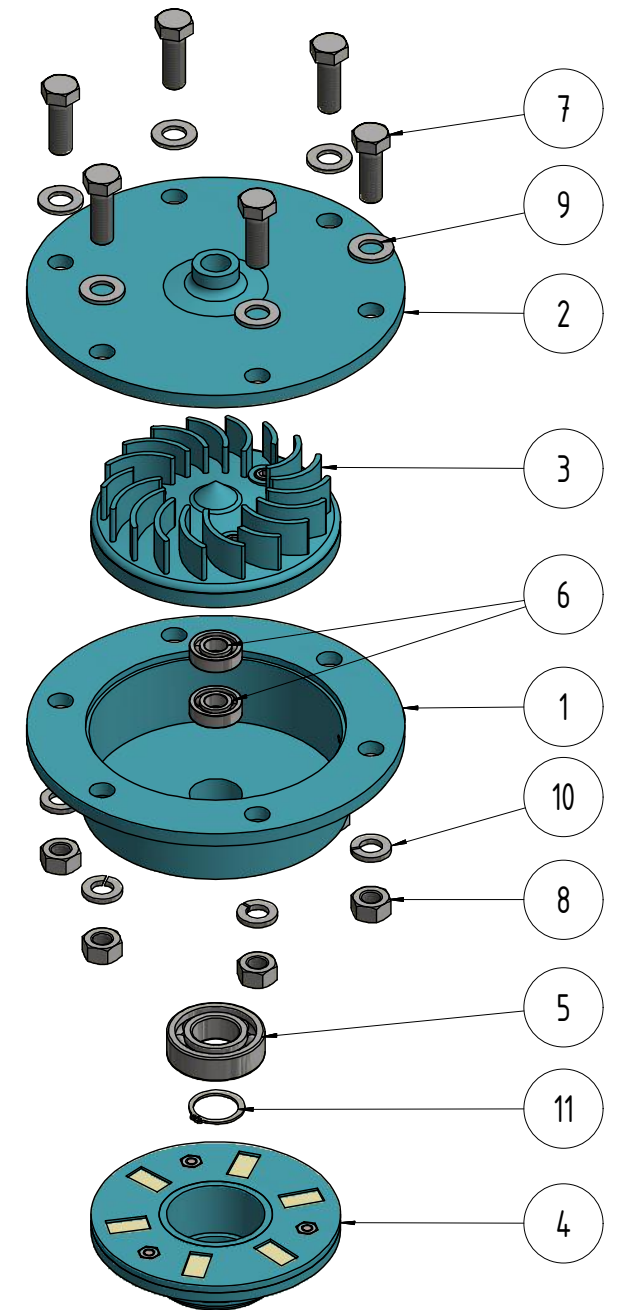
TAMPAK ATAS



TAMPAK DEPAN



TAMPAK KANAN



TAMPAK EXPLODE

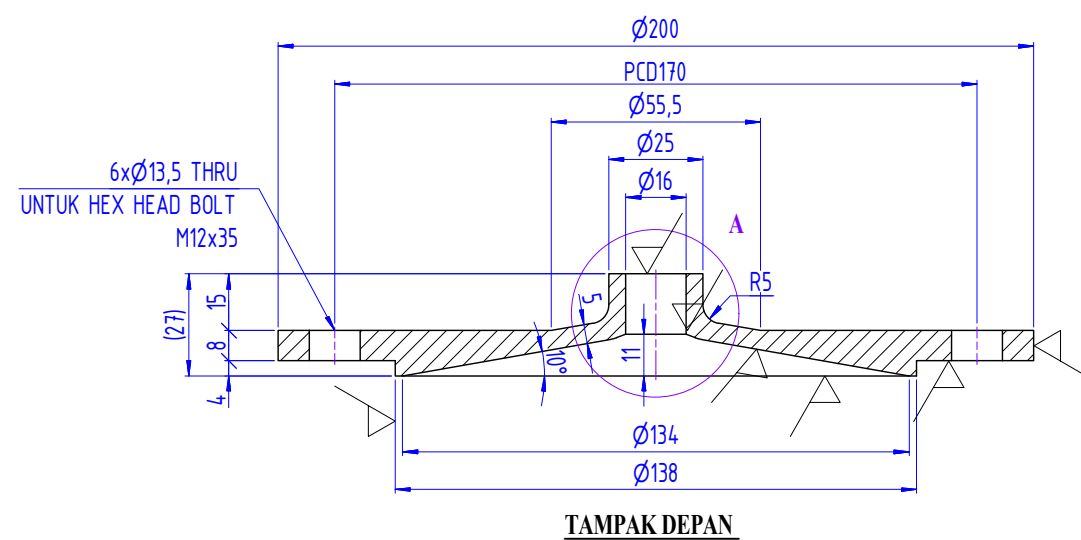
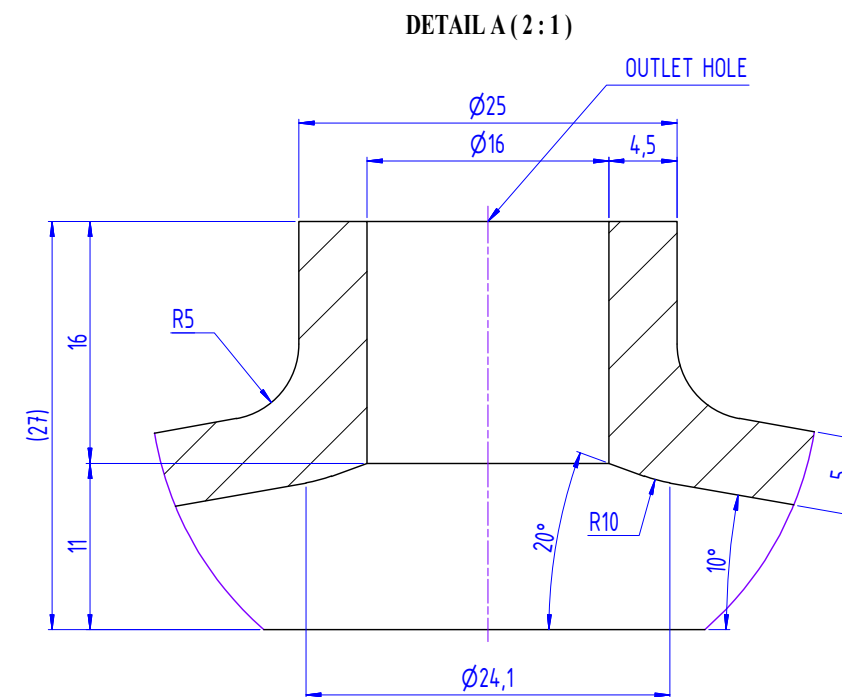
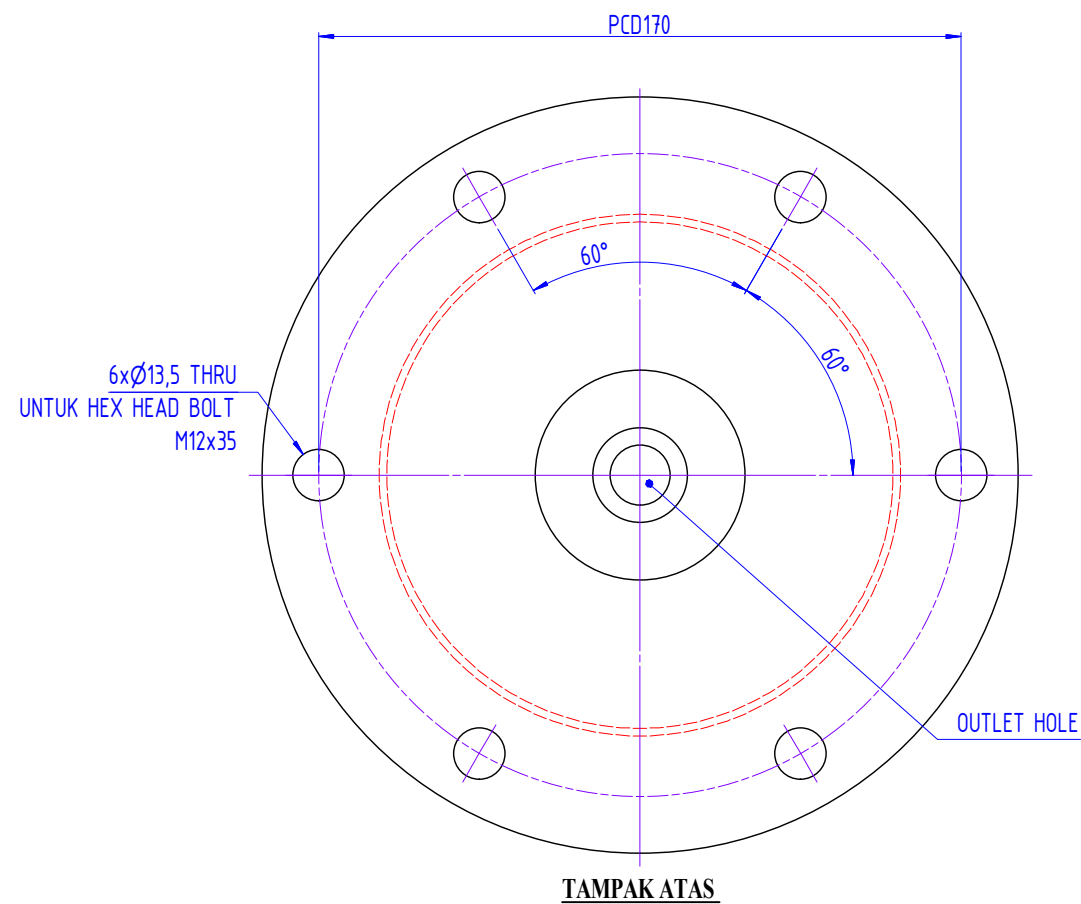
ITEM	QTY	MATERIAL	DESCRIPTION	DIMENSION	DWG NUMBER
1	1	SS 304	HOUSING	Ø206x90	
2	1	SS 304	HOUSING COVER	Ø206x35	
3	1	PLASTIK PLA	RUNNER TURBIN		
4	1	PLASTIK PLA	RUNNER GENERATOR		
5	1	SS	BEARING 6205		
6	2	SS	BEARING 6001		
7	6	SS	HEX HEAD BOLT	M12x35	
8	6	SS	HEX NUT	M12	
9	6	SS	FLAT WASHER	Ø12	
10	6	SS	SPRING WASHER	Ø12	
11	1	SS	SNAPRING	Ø25x1,2	

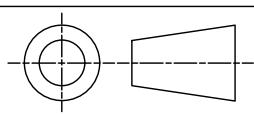
KEKASARAN DALAM $\mu\text{m}$		TOLERANSI ISO		01 - TURBIN ORC.dwg		REVISI : $\triangle 0$	
	SKALA	1 : 2	DIGAMBAR	HS	CUSTOMER APPROVED:		
	UKURAN	dalam mm	DIPERIKSA	AU			
	TANGGAL	29/06/2017	DISETUJUI	AU			
UNIVERSITAS DARMA PERSADA		TURBIN ORC ASSY DRAWING		UDP-17-TORC-AS		A3	

REV	BY.	DATE	DESCRIPTION
0	HS	29/06/2017	DIKELUARKAN PERTAMA KALI UNTUK MANUFAKTUR
REVISION HISTORY			



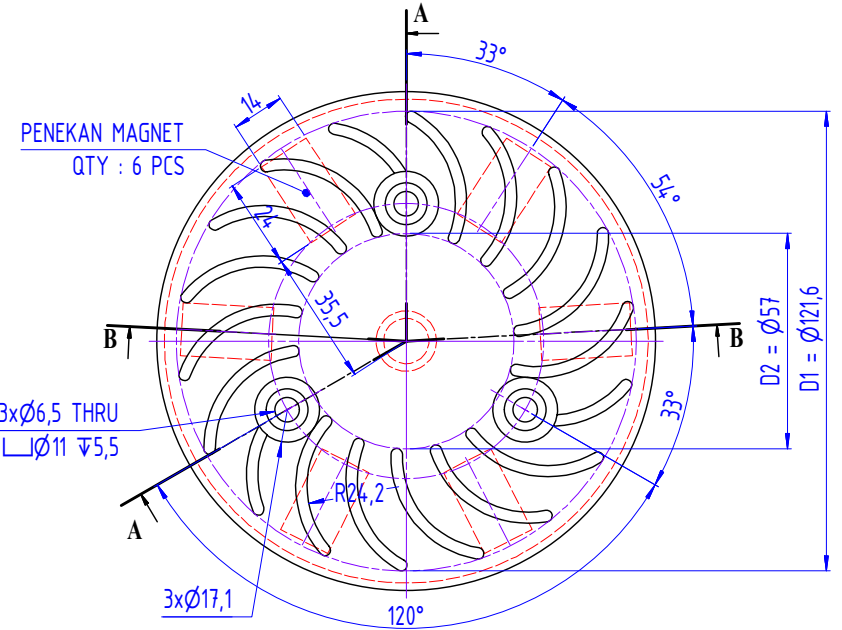
REV	BY.	DATE	DESCRIPTION
0	HS	30/06/2017	DIKELUARKAN PERTAMA KALI UNTUK MANUFAKTUR



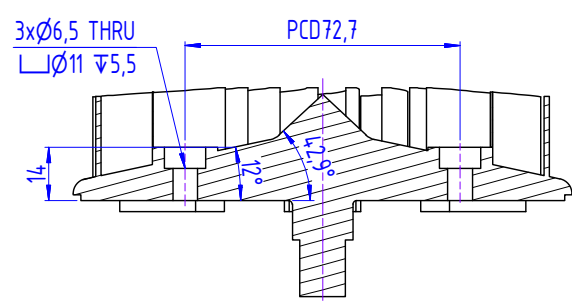
1	1	SS 304	HOUSING COVER	Ø206x35	
ITEM	QTY	MATERIAL	DESCRIPTION	DIMENSION	DWG NUMBER
KEKASARAN DALAM $\mu\text{m}$		TOLERANSI ISO		02 - KOMPONEN TURBIN ORC.dwg	
REVISI : $\triangle$ 0		CUSTOMER APPROVED:			
		SKALA	1 : 2	DIGAMBAR	HS
		UKURAN	dalam mm	DIPERIKSA	AU
		TANGGAL	30/06/2017	DISETUJUI	AU
UNIVERSITAS DARMA PERSADA			HOUSING COVER DETAIL DRAWING		UDP-17-TORC-D02 A3

#1 3D PRINTING PROCESS

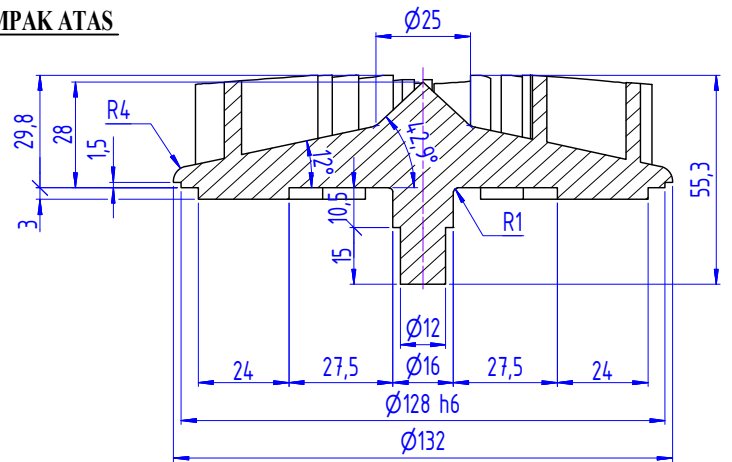
1 TURBIN RADIAL SCALE 1:2



TAMPAK ATAS

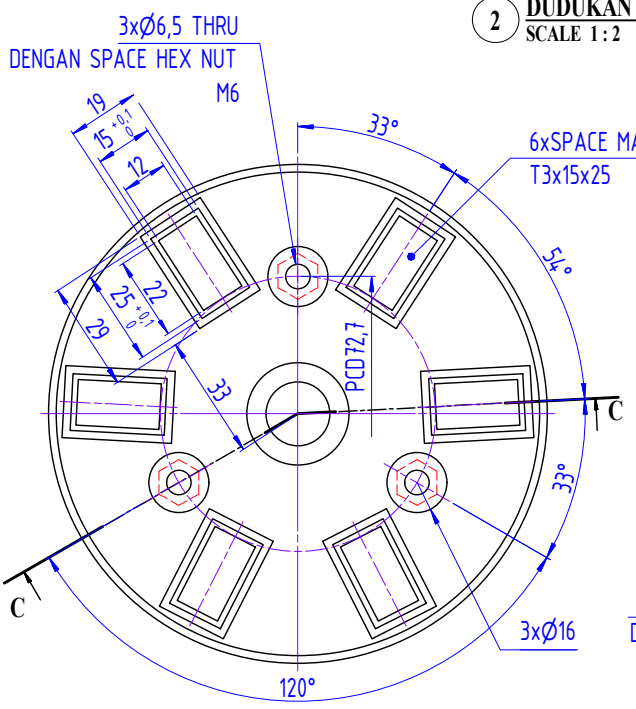


SECTION A-A

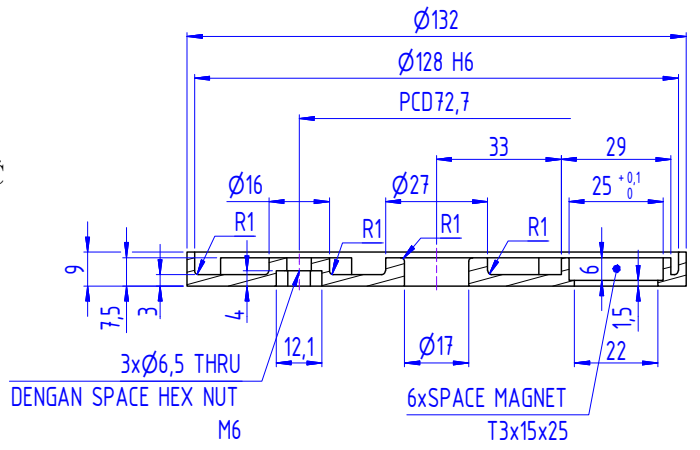


SECTION B-B

2 DUDUKAN TURBIN RADIAL SCALE 1:2



TAMPAK ATAS

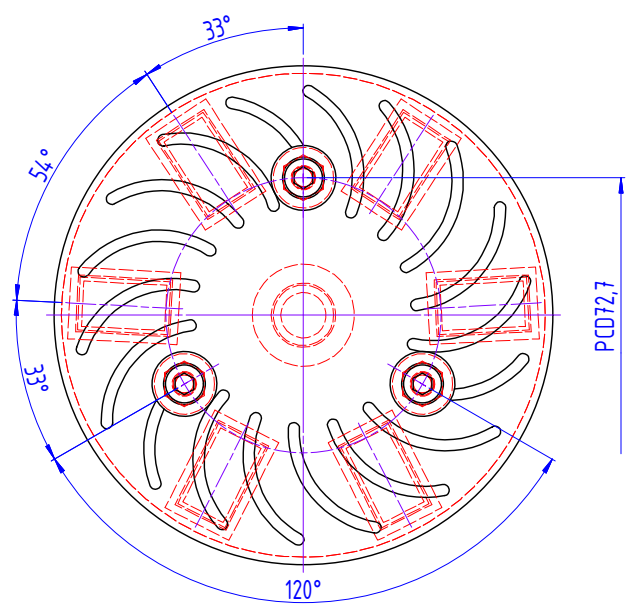


SECTION C-C

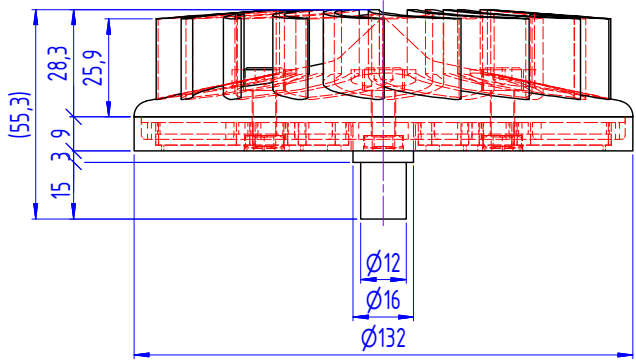
REVISION HISTORY

REV	BY.	DATE	DESCRIPTION
0	HS	30/06/2017	DIKELUARKAN PERTAMA KALI UNTUK MANUFAKTUR

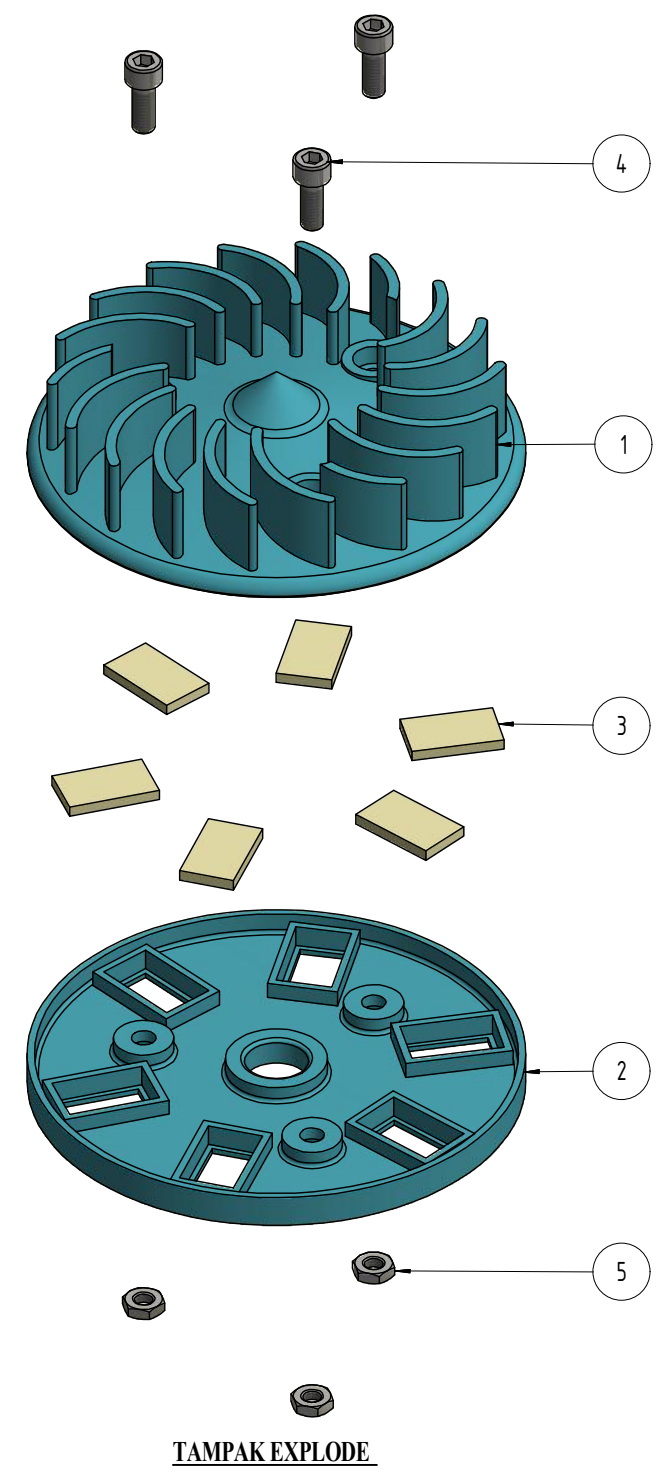
#2 ASSEMBLY PROCESS



TAMPAK ATAS



TAMPAK DEPAN



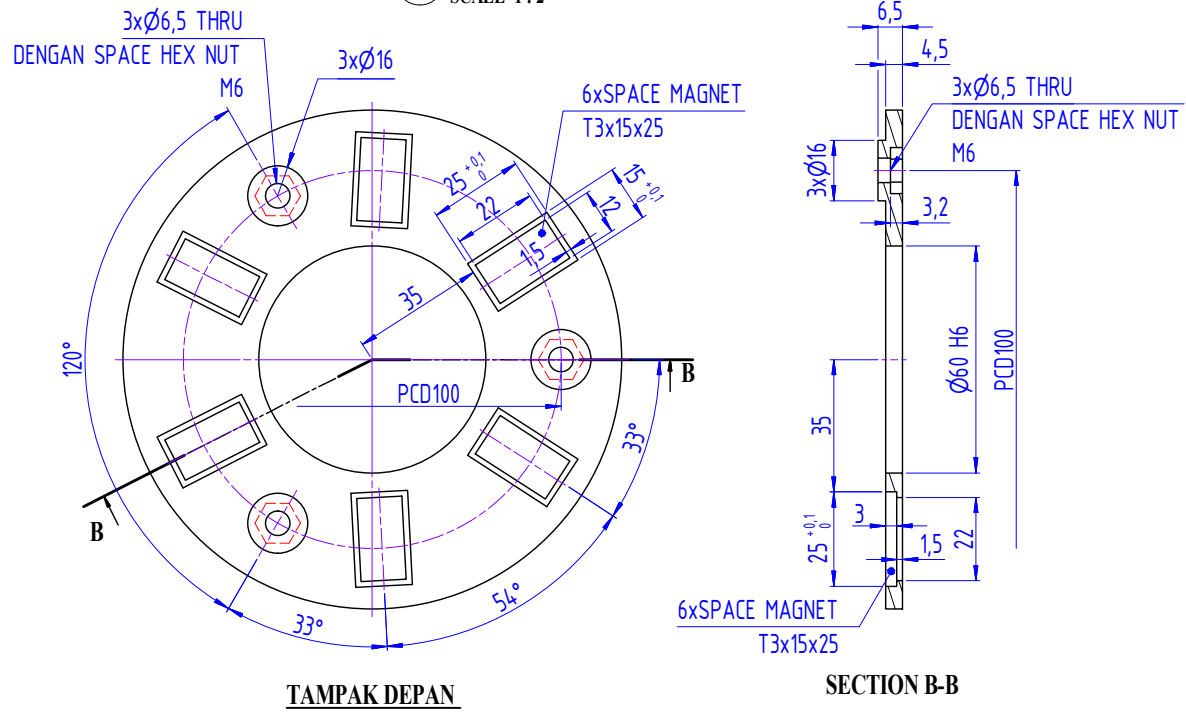
TAMPAK EXPLODE

ITEM	QTY	MATERIAL	DESCRIPTION	DIMENSION	DWG NUMBER
5	3	MS	THIN HEX NUT	M6	
4	3	MS	HEAD CAP SCREW	M6x16	
3	6		MAGNET	T3x15x25	
2	1	PLASTIK PLA	DUDUKAN TURBIN RADIAL	Ø140x15	
1	1	PLASTIK PLA	TURBIN RADIAL	Ø140x60	

KEKASARAN DALAM $\mu\text{m}$	TOLERANSI ISO	02 - KOMPONEN TURBIN ORC.dwg		REVISI : $\Delta$ 0
	SKALA	1 : 2	DIGAMBAR	HS
	UKURAN	dalam mm	DIPERIKSA	AU
	TANGGAL	30/06/2017	DISETUJUI	AU

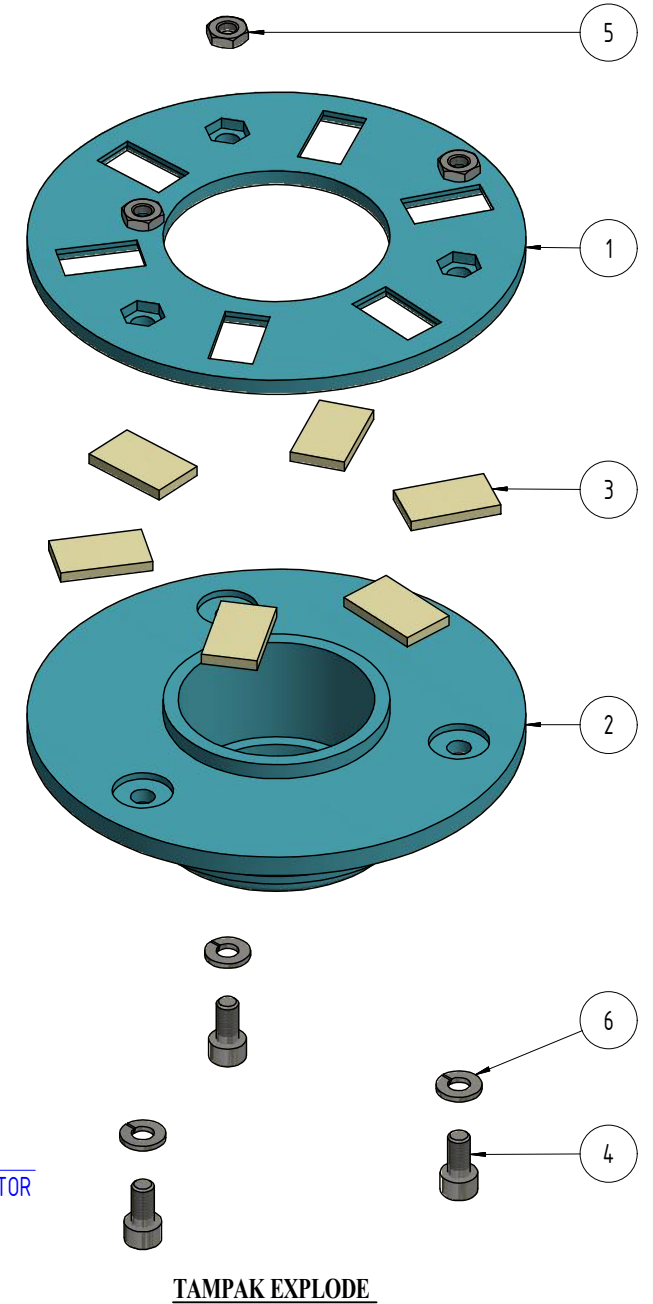
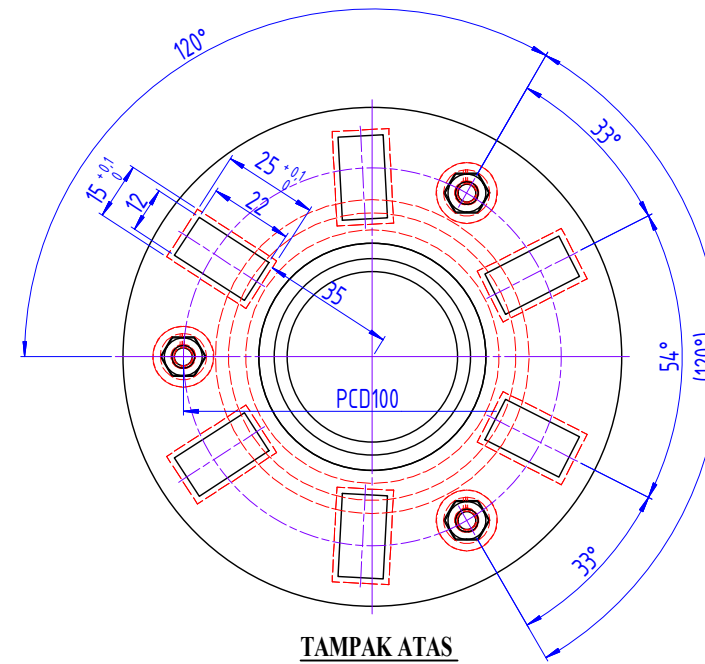
#1 3D PRINTING PROCESS

1 DUDUKAN GENERATOR ATAS  
SCALE 1:2

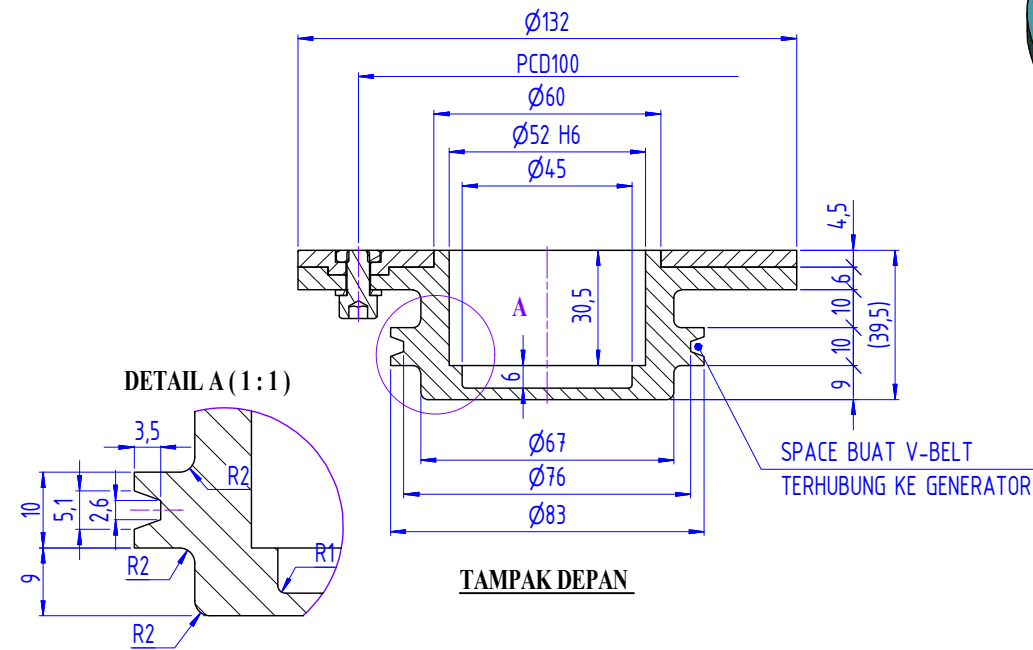
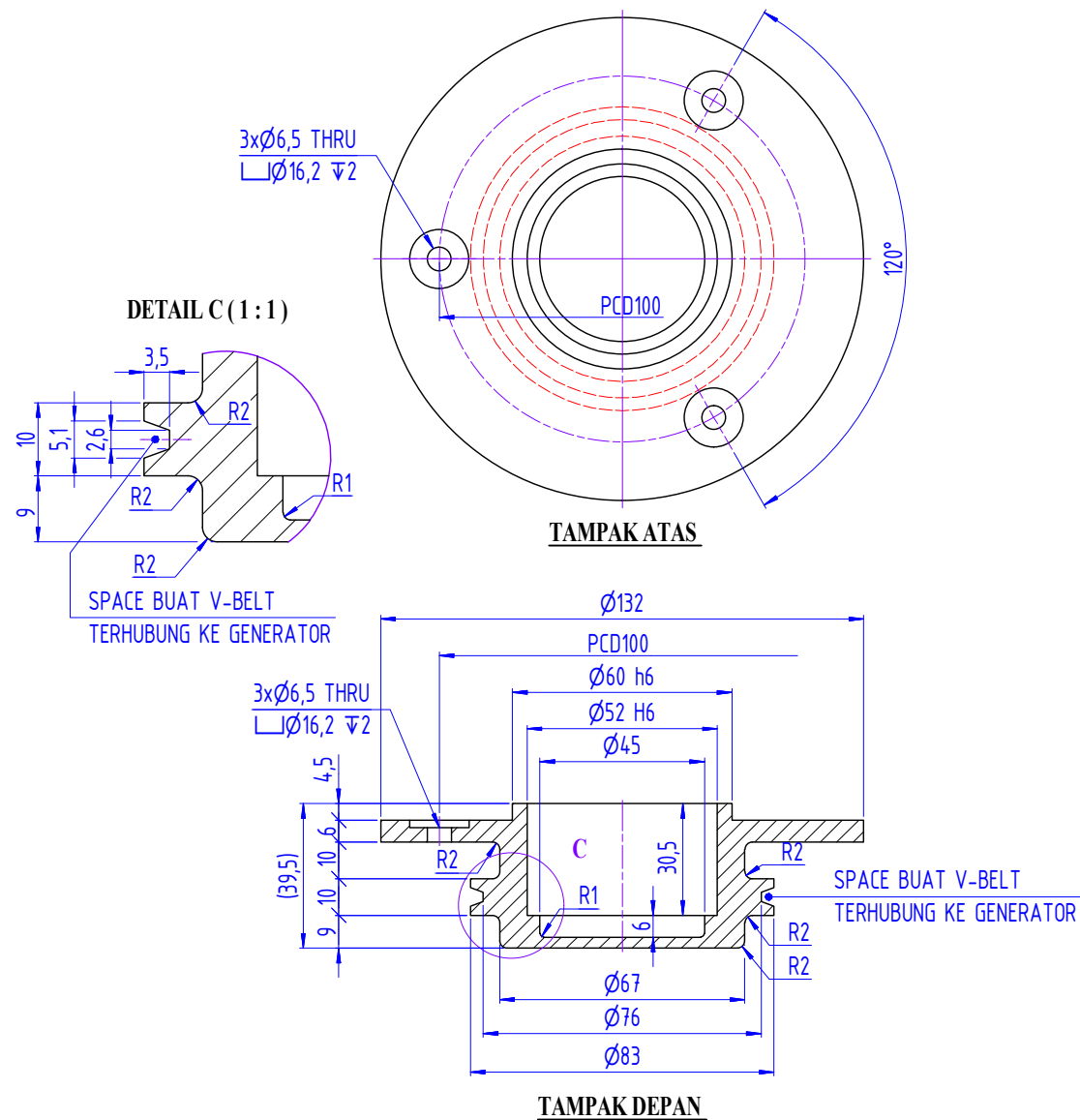


REVISION HISTORY			
REV	BY.	DATE	DESCRIPTION
0	HS	30/06/2017	DIKELUARKAN PERTAMA KALI UNTUK MANUFAKTUR

#2 ASSEMBLY PROCESS



2 DUDUKAN GENERATOR BAWAH  
SCALE 1:2



ITEM	QTY	MATERIAL	DESCRIPTION	DIMENSION	DWG NUMBER
6	3	MS	SPRING WASHER	Ø6	
5	3	MS	THIN HEX NUT	M6	
4	3	MS	HEAD CAP SCREW	M6x12	
3	6		MAGNET	T3x15x25	
2	1	PLASTIK PLA	DUDUKAN GENERATOR BAWAH	Ø140x50	
1	1	PLASTIK PLA	DUDUKAN GENERATOR ATAS	Ø140x15	

KEKASARAN DALAM µm		TOLERANSI ISO		02 - KOMPONEN TURBIN ORC.dwg		REVISI : 0	
	SKALA	1 : 2	DIGAMBAR	HS	CUSTOMER APPROVED:		
	UKURAN	dalam mm	DIPERIKSA	AU			
	TANGGAL	30/06/2017	DISETUJUI	AU			
UNIVERSITAS DARMA PERSADA				RUNNER GENERATOR DETAIL DRAWING		UDP-17-TORC-D04	A3