

Preliminary Design Rotor Turbin Radial pada Sistem Siklus Rankine Organik dengan Memanfaatkan Gas Buang Turbin

Putu Ivan M.M. , I.G.B Wijaya Kusuma, I Wayan Bandem Adnyana
Program Studi Teknik Mesin Universitas Udayana, Kampus Bukit Jimbaran Bali

Abstrak

Siklus Rankine Organik merupakan modifikasi Siklus Rankine Konvensional untuk memanfaatkan sumber panas bertemperatur rendah. Sebuah sistem pembangkit daya memiliki gas buang sistem dengan spesifikasi temperatur sebesar $\pm 496,327^{\circ}\text{C}$ dan bertekanan $\pm 3638,267\text{ kPa}$ yang mana spesifikasi tersebut tergolong potensial pada sistem Siklus Rankine Organik. Berdasar pada hal tersebut, pada penelitian ini dilakukan studi perancangan preliminary design suatu rotor turbin berdasarkan spesifikasi gas buang tersebut dan dilakukan pengujian dengan memvariasikan fluida kerja yang digunakan dengan pendekatan simulasi Computational Fluid Dynamics untuk mengetahui daya keluaran dan efisiensi yang dihasilkan oleh rotor turbin beserta profil kecepatan aliran fluida dan distribusi tekanan yang terjadi sepanjang permukaan blade. Rotor turbin radial yang dirancang memiliki radius 59,82 mm dengan jumlah blade sebanyak 10 buah. Simulasi Computational Fluid Dynamics dengan variasi fluida kerja uap air, R134a, dan R143a pada kecepatan putaran 25.000 RPM menghasilkan daya keluaran berturut – turut sebesar 314,37 kW, 59,70 kW, 63,00 kW dengan efisiensi berturut – turut sebesar 72,14% ; 63,78% ; 65,00%. Pengamatan terhadap profil kecepatan aliran fluida menunjukkan bahwa terjadi peningkatan kecepatan dari daerah inlet hingga outlet rotor, sementara itu profil distribusi tekanan menunjukkan bahwa terjadi penurunan tekanan dari daerah inlet hingga outlet rotor, yang mengindikasikan bahwa telah terjadi proses ekspansi pada rotor.

Kata kunci : preliminary design, rotor, CFD

Abstract

Organic Rankine Cycle is modification of Conventional Rankine Cycle to utilize low-temperature heat source. A power generation system has exhausting gas system with a temperature of $\pm 496,327^{\circ}\text{C}$ and a pressure of $\pm 3638,267\text{ kPa}$ which is a potential specification for the Organic Rankine Cycle System. In this research concluded study of preliminary design of turbine rotor study based on the specification of the exhaust gas and the trial was done by varying working fluids with Computational Fluid Dynamics simulation approach to determine the power output and efficiency which was produced by turbine rotor, and fluid flow velocity profile and pressure distribution along the blade surface. With 10 blades and a radius of 59,82 mm the radial turbine rotor was designed. The Computational Fluid Dynamics simulation with variation of working fluids of water vapor, R134a, and R143a at a rotation speed of 25.000 RPM produced power output of 314,37 kW, 59,70 kW, 63,00 kW with efficiency of 72,14% ; 63,78% ; 65,00%. Based on the observation, fluid flow velocity profile shows an increased in speed from inlet to outlet of the rotor. Meanwhile the pressure distribution profile shows that there was decreased in pressure from inlet to outlet of the rotor, which was indicated that there has been an expansion processed in the rotor.

Keywords : preliminary design, rotor, CFD

1. Pendahuluan

Organic Rankine Cycle atau Siklus Rankine Organik merupakan modifikasi dari Siklus Rankine dengan mengubah fluida kerja semula, yaitu air menjadi fluida organik (contoh : refrigerant R123a, R143a) [1]. Secara teoritis, yang memungkinkan sistem ini bekerja adalah fluida organik tersebut memiliki titik didih yang lebih rendah dibandingkan dengan air. Sehingga uap panas bumi dengan temperatur relatif rendah dapat dimanfaatkan untuk menggenerasi listrik. Namun kelemahan dari Siklus Rankine Organik adalah nilai efisiensi termis sistem yang cenderung rendah, sehingga penelitian-penelitian baik secara teoritis maupun eksperimental banyak dilakukan sebagai wujud usaha untuk meningkatkan nilai efisiensi sistem.

Secara umum, Siklus Rankine Organik memiliki empat komponen utama pada instalasinya, yaitu

pompa, evaporator, turbin, dan kondensor. Tentunya unjuk kerja dari sistem secara signifikan dipengaruhi oleh efisiensi komponen – komponen yang menyusun sistem tersebut. Dan salah satu komponen yang paling mempengaruhi ekspansi energi pada siklus adalah turbin. Terlebih pada Siklus Rankine Organik yang cenderung memiliki temperatur kerja lebih rendah, desain *blade* dan rotor diharapkan optimal untuk mendapatkan performansi yang maksimal.

Pada penelitian ini terdapat sebuah sistem pembangkit daya yang memiliki gas buang sistem dengan spesifikasi temperatur sebesar $\pm 496,327^{\circ}\text{C}$ dan bertekanan $\pm 3638,267\text{ kPa}$ yang mana spesifikasi tersebut tergolong potensial pada sistem Siklus Rankine Organik. Dengan berdasar pada hal tersebut, penulis berupaya melakukan studi berupa perancangan *preliminary design* atau desain awal

suatu rotor turbin dengan memanfaatkan data spesifikasi gas buang tersebut. Dan untuk menguji kualitas desain *blade* yang dirancang, penulis berupaya menganalisis karakteristik aliran fluida kerja pada permukaan blade rotor dengan menggunakan pendekatan simulasi *Computational Fluid Dynamics* serta mendapatkan perbandingan daya keluaran dan efisiensi akibat pengaruh variasi fluida kerja.

2. Dasar Teori

2.1 Perancangan Manual Rotor Turbin Radial

Perancangan geometri dan segitiga kecepatan suatu rotor turbin menggunakan parameter koefisien beban (ψ) dan koefisien aliran (φ). Dirumuskan dalam persamaan berikut :

$$\psi = \frac{C_{\theta 4}}{U_4} \quad (1)$$

$$\varphi = \frac{C_{m5}}{U_4} \quad (2)$$

Keterangan :

$C_{\theta 4}$ = Kecepatan masuk absolut tangensial fluida (m/s)

C_{m5} = Kecepatan meridional keluar fluida (m/s)

U_4 = Kecepatan rotor masuk (m/s)

Efisiensi rotor bernilai maksimum pada koefisien beban bernilai 0,9 – 1,0 dan koefisien aliran bernilai 0,2 – 0,3 [2].

Persamaan-persamaan berikut digunakan untuk menentukan segitiga kecepatan dan sudut aliran pada stasion masuk rotor [3] :

$$U_4 = vC_{\theta 4} \quad (3)$$

$$C_{\theta 4} = \psi U_4 \quad (4)$$

$$C_{m4} = \zeta \varphi U_4 \quad (5)$$

$$C_4 = (C_{m4}^2 + C_{\theta 4}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

$$\alpha_4 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{\theta 4}}{C_{m4}} \right) \quad (7)$$

$$\beta_4 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{\theta 4} - U_4}{C_{m4}} \right) \quad (8)$$

Keterangan :

v = *Blade speed ratio*

C_{m4} = Kecepatan meridional masuk fluida (m/s)

ζ = Rasio kecepatan meridional

α_4 = Sudut absolut masuk ($^\circ$)

β_4 = Sudut relatif masuk ($^\circ$)

Persamaan-persamaan berikut digunakan untuk menentukan geometri rotor [2] :

$$r_4 = \frac{U_4}{\omega} \quad (9)$$

$$r_5 = \frac{(r_{5s} + r_{5h})}{2} \quad (10)$$

$$r_{5h} = 0,185r_4 \quad (11)$$

$$t_{b4} = 0,04r_4 \quad (12)$$

$$t_{b5} = 0,02r_4 \quad (13)$$

Keterangan :

r_4 = Jari-jari rotor masuk (mm)

r_5 = Jari-jari rotor keluar (mm)

r_{5s} = Jari-jari *shroud* rotor keluar (mm)

r_{5h} = Jari-jari *hub* rotor keluar (mm)

t_{b4} = Tebal *blade* masuk (mm)

t_{b5} = Tebal *blade* keluar (mm)

ω = Kecepatan putaran rotor (rpm)

Perbandingan jari-jari *shroud* sisi keluar rotor (r_{5s}) dan jari-jari rotor masuk (r_4), dan panjang aksial rotor (ΔZ_R) ditentukan melalui persamaan berikut [2] :

$$\frac{r_{5s}}{r_4} \leq 0,78 \quad (14)$$

$$\Delta Z_R = 1,5(r_{5s} - r_{5h}) \quad (15)$$

Jumlah sudu (N_R) yang dibutuhkan rotor ditentukan melalui persamaan berikut [4] :

$$N_R = \frac{\pi(110 - \alpha_4)\tan\alpha_4}{30} \quad (16)$$

2.2 Perancangan Numerik Rotor Turbin Radial

Perancangan numerik suatu rotor turbin radial dilakukan dengan memanfaatkan perangkat lunak ANSYS Vista RTDTM dan ANSYS BladeModelerTM.

ANSYS Vista RTDTM merupakan perangkat lunak yang beroperasi dengan metode simulasi iterasi satu dimensi [5]. Perangkat lunak ini memungkinkan kita untuk mendapatkan besaran geometri suatu rotor beserta performansi seperti daya keluaran dan efisiensi rotor.

ANSYS BladeModelerTM merupakan perangkat lunak *computer aided design* (CAD) yang digunakan untuk merancang model geometri rotor turbin. Pada penelitian ini penulis mengintegrasikan hasil perancangan numerik ANSYS Vista RTDTM untuk mendapatkan model geometri rotor turbin yang telah dirancang.

2.3 Simulasi *Computational Fluid Dynamics*

Computational Fluid Dynamics (CFD) pada penelitian ini dilakukan untuk mensimulasikan aliran fluida pada rotor yang telah dirancang. CFD membuat solusi secara komputasi untuk persamaan-persamaan aliran fluida pada objek simulasi dengan kondisi batas yang telah ditentukan secara spesifik.

Perangkat lunak yang digunakan untuk mensimulasikan aliran fluida pada peralatan *turbomachinery* adalah ANSYS Turbomachinery Fluid FlowTM.

3. Metode Penelitian

3.1 Spesifikasi Gas Buang Turbin

Tabel berikut menjabarkan nilai temperatur dan tekanan gas buang turbin yang dijadikan dasar dalam studi perancangan *preliminary design* rotor turbin :

Tabel 1. Spesifikasi gas buang turbin

| Parameter | Simbol | Nilai | Satuan |
|------------|------------|----------------|--------|
| Temperatur | T_∞ | $\pm 769,327$ | K |
| Tekanan | P_∞ | $\pm 3638,267$ | kPa |

3.2 Penentuan Fluida Kerja

Spesifikasi fluida kerja sangat mempengaruhi efisiensi sistem Siklus Rankine Organik [6]. Penulis menetapkan refrigeran R134a dan R143a sebagai fluida organik yang akan divariasikan pada penelitian itu. Sementara itu, fluida uap air juga digunakan sebagai variasi fluida kerja mengingat spesifikasi gas buang turbin masih memadai untuk fluida tersebut.

3.3 Parameter Input Perancangan

Tabel berikut merupakan nilai parameter input perancangan yang dibutuhkan perangkat lunak ANSYS Vista RTD™ :

Tabel 2. Parameter input perancangan

| Parameter | Simbol | Satuan |
|--|-----------------|--------|
| Temperatur masuk | T_{∞} | K |
| Tekanan masuk | P_{∞} | kPa |
| Rasio ekspansi | r_e | - |
| RPM | ω | rpm |
| Rasio kecepatan blade | λ | - |
| Efisiensi nozzle | η_{nozzle} | - |
| Sudut aliran masuk | α_4 | ° |
| Sudut aliran keluar | α_5 | ° |
| Rasio jari – jari <i>shroud exit/inlet</i> | r_{5s}/r_{4s} | - |
| Rasio jari – jari <i>hub exit/inlet</i> | r_{5h}/r_{4h} | - |
| Jumlah blade | N | Buah |
| Ketebalan blade rotor keluar | tb_5 | mm |
| <i>Axial length/diameter</i> | ΔZ_R | % |
| <i>Tip Clearance</i> | δ | mm |

4. Hasil dan Pembahasan

4.1 Perancangan Numerik Rotor Turbin

Tabel berikut menjabarkan hasil simulasi satu dimensi oleh perangkat lunak ANSYS Vista RTD™ berupa perbandingan daya keluaran dan efisiensi yang dihasilkan oleh rotor yang telah dirancang.

Tabel 3. Perbandingan daya keluaran dan efisiensi rotor terhadap variasi fluida kerja pada

| Parameter | Jenis Fluida Kerja | | |
|--------------------|--------------------|-------|-------|
| | Uap Air | R134a | R143a |
| Daya keluaran (kW) | 330,88 | 64,11 | 70,23 |
| Efisiensi (%) | 78,60 | 73,20 | 75,20 |

ANSYS Vista RTD™

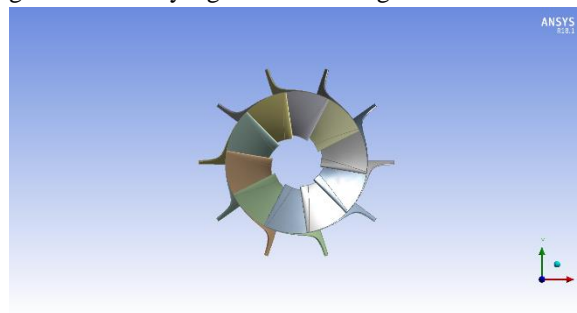
4.2 Pemodelan Geometri Rotor Turbin

Perangkat lunak ini digunakan untuk membuat pemodelan geometri atas hasil rancangan rotor oleh perangkat lunak ANSYS Vista RTD™. Tabel berikut menjabarkan beberapa dimensi utama dari rotor yang telah dirancang.

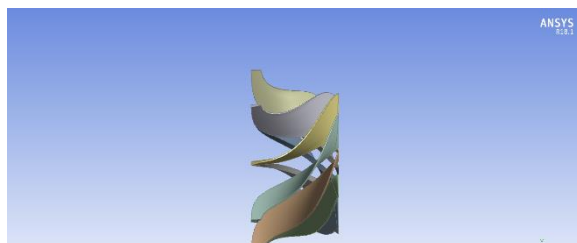
Tabel 4. Dimensi rotor hasil perancangan numerik

| Geometri | Nilai | Satuan |
|---------------------------------|-------|--------|
| Radius rotor (r_4) | 59,82 | mm |
| Radius hub (r_{h4}) | 10,11 | mm |
| Panjang aksial (ΔZ_R) | 36,09 | mm |
| Tinggi inlet (b_4) | 3,92 | mm |
| Tinggi outlet (b_5) | 19,21 | mm |
| Tebal blade inlet (tb_4) | 2,39 | mm |
| Tebal blade outlet (tb_5) | 1,19 | mm |

Gambar berikut menampilkan penampang desain geometri rotor yang telah dirancang.



Gambar 1. Desain geometri rotor (tampak depan)



Gambar 2. Desain geometri rotor (tampak samping)

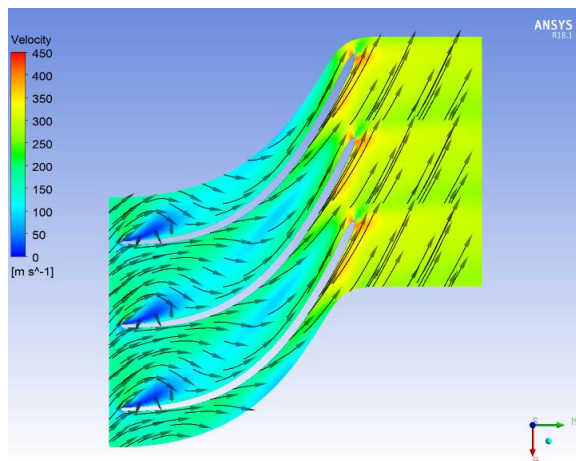
4.3 Simulasi Computational Fluid Dynamics

Simulasi dengan pendekatan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) diharapkan memberikan prediksi performansi rotor yang lebih akurat jika dibandingkan dengan hasil simulasi iterasi satu dimensi yang diperoleh dari perangkat lunak ANSYS Vista RTD™.

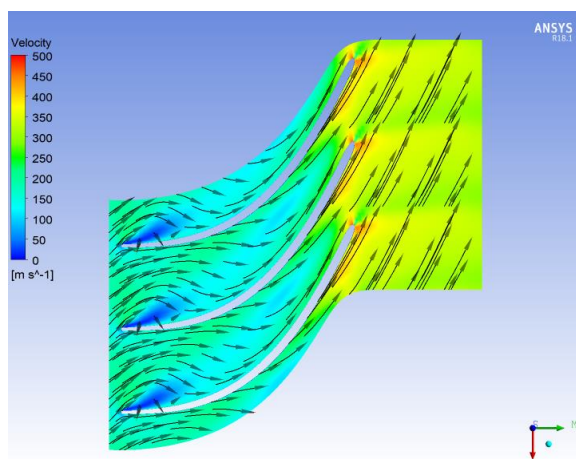
Simulasi CFD juga memungkinkan untuk mendapatkan profil kecepatan aliran dan distribusi tekanan pada permukaan *blade* rotor.

Tahap Meshing

Pada tahap ini, geometri rotor yang telah dirancang dikonversi menjadi sebuah *mesh* sebagai *domain* komputasi. Tahap ini menentukan tingkat akurasi dari simulasi CFD yang dilakukan. Dimana semakin banyak jumlah *element* pada *mesh*, tingkat akurasi akan semakin meningkat, namun membutuhkan proses komputasi yang lebih berat.



Gambar 7. Vektor *streamline* aliran fluida R134a



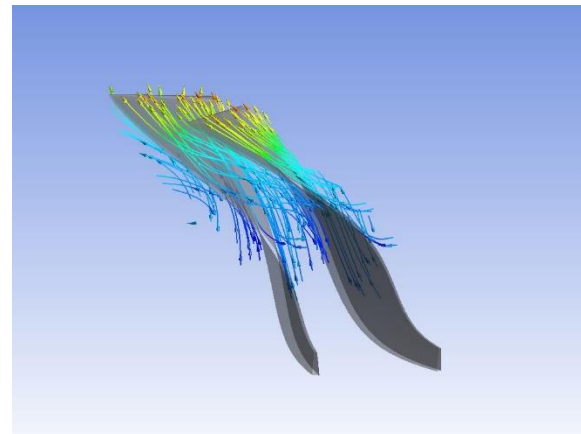
Gambar 8. Vektor *streamline* aliran fluida R143a

Pada gambar 6,7, dan 8 kita dapat mengamati bahwa aliran fluida bergerak dari arah *downstream* menuju *mainstream*, dan terjadi perubahan kecepatan yang cukup signifikan.

Perubahan kecepatan tersebut yang pertama adalah ketika fluida mengenai ujung airfoil bagian *inlet* pada daerah *leading edge*. Pola aliran tersebut membentuk titik stagnasi yang menyebabkan terjadi separasi aliran, (ditandai dengan warna biru tua pada titik stagnasi). Selain daripada itu, jika memperhatikan kecepatan aliran fluida yang dekat dengan permukaan *blade* memiliki kecepatan yang cenderung lebih rendah dibandingkan dengan area yang jauh dari permukaan *blade* (ditandai dengan warna yang cenderung lebih gelap pada daerah yang dekat dengan permukaan *blade* dibandingkan dengan daerah yang jauh dari permukaan *blade*). Hal ini disebabkan oleh fenomena aliran yang melewati *boundary layer*. Kecepatan aliran yang cenderung lebih rendah terjadi akibat pengaruh tegangan geser antara fluida dengan permukaan *blade*.

Perubahan kecepatan yang kedua terdapat ketika fluida memasuki daerah *mainstream*. Peningkatan kecepatan yang signifikan (ditandai dengan adanya perubahan warna menjadi hijau hingga oranye). Hal ini sesuai dengan teori literatur mengenai aliran tiga

dimensi berbasis CFD yaitu pada saat fluida melewati sisi cekung *blade*, kecepatan aliran cenderung rendah, dan akan meningkat ketika fluida melalui sisi *blade* yang datar. Hal ini dapat diperhatikan dengan lebih jelas dengan mengamati *streamline* pada gambar 9.



Gambar 9. *Streamline* aliran fluida pada permukaan *blade* sisi cekung dan datar

- Profil Distribusi Tekanan

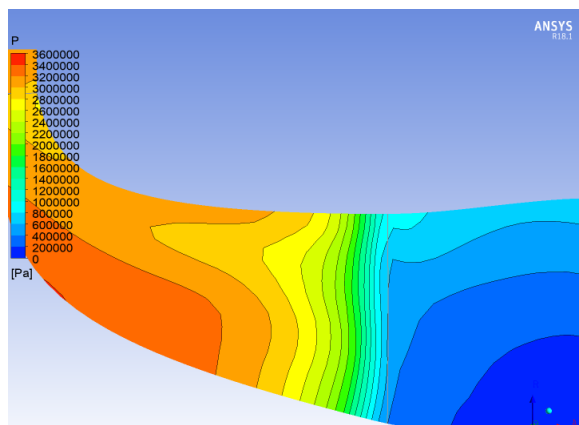
Hukum Bernoulli menyatakan bahwa semakin cepat arah putaran suatu benda berputar, maka tekanan yang terjadi pada area tersebut akan menurun, sehingga kecepatan aliran pada area tersebut akan meningkat. Gambar 10, gambar 11, dan gambar 12 menyajikan distribusi tekanan yang terjadi sepanjang *blade* rotor dengan masing – masing fluida kerja uap air, R134a, dan R143a.

Jika kita memperhatikan secara umum, prinsip Bernoulli berlaku mengingat *streamline* yang ditunjukkan oleh Gambar 6, gambar 7, dan gambar 8 dan distribusi tekanan yang ditunjukkan oleh gambar 10, gambar 11, dan gambar 12 memiliki warna yang berkebalikan. Merupakan indikasi yang menunjukkan bahwa pada area dimana terjadi penurunan kecepatan, terjadi peningkatan tekanan, begitu pula sebaliknya.

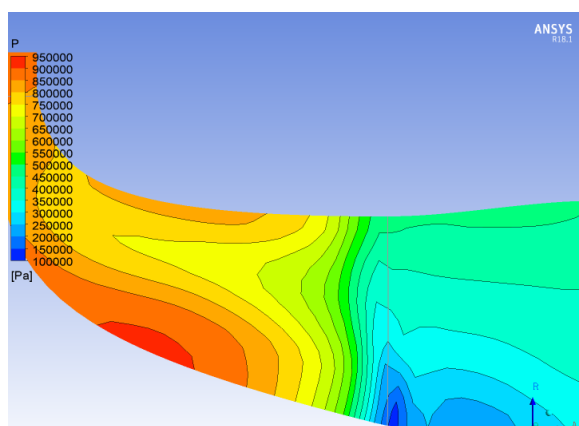
Pada gambar terlihat bahwa penurunan tekanan pertama terjadi pada daerah *leading edge*. Tekanan bernilai konstan pada daerah inlet (ditandai dengan warna oranye tua) dan begitu memasuki hulu *blade* terjadi penurunan tekanan (ditandai dengan perubahan warna menjadi oranye yang lebih muda). Penurunan tekanan selanjutnya terjadi sepanjang *passage blade* (ditandai dengan berbagai kontur warna mulai dari oranye hingga kuning). Dan penurunan tekanan selanjutnya terjadi ketika fluida mengalir keluar dari *passage* dan memasuki daerah *trailing edge* (ditandai perubahan warna dari hijau ke biru).

Pada gambar juga terlihat bahwa saat fluida melewati permukaan *blade* yang cekung, maka tekanan di area tersebut cenderung akan lebih besar dibandingkan area yang permukaannya cembung atau datar. Hal ini bisa diartikan dalam ilmu perancangan

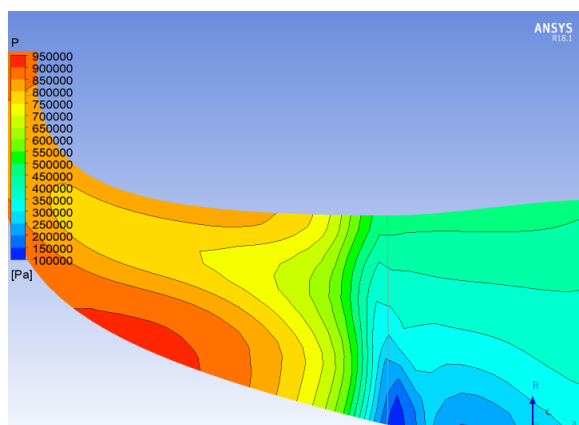
bahwa rotor turbin didesain agar aliran fluida mengalir menubruk bagian *blade* yang cembung untuk meningkatkan kecepatan aliran fluida.



Gambar 10. Distribusi tekanan pada *blade* rotor dengan fluida uap air



Gambar 11. Distribusi tekanan pada *blade* rotor dengan fluida R134a



Gambar 12. Distribusi tekanan pada *blade* rotor dengan fluida R143a

Jika membandingkan distribusi tekanan dari masing – masing fluida kerja, terdapat perbedaan kontur antara fluida uap air dengan refrigeran R134a,

dan R143a. Pada kedua jenis refrigeran, terdapat penurunan tekanan yang mencolok pada daerah ujung *trailing edge*. Hal ini disebabkan pada daerah tersebut merupakan hilir *blade* yang menyebabkan aliran fluida mengalami peningkatan kecepatan yang berakibat pada penurunan tekanan. Sehingga dapat diartikan bahwa kelengkungan suatu *blade* memiliki pengaruh pada pola aliran fluida, dan setiap jenis fluida membutuhkan kelengkungan optimal yang berbeda – beda.

Dan berdasarkan hasil simulasi dengan melihat kontur tekanan, dapat dikatakan bahwa dari arah inlet hingga outlet proses ekspansi rotor turbin berhasil, yang diindikasikan oleh terjadinya penurunan tekanan.

- Performansi Rotor

Selain memperoleh data hasil simulasi berupa kontur kecepatan dan kontur tekanan, ANSYS Turbomachinery Fluid Flow™ memungkinkan kita untuk mendapatkan hasil simulasi berupa performansi rotor turbin yang telah dirancang.

Tabel-tabel berikut menyajikan data kuantitatif dari kinerja rotor yang telah dirancang berupa tingkat keadaan pada stasiun inlet, *leading edge*, *trailing edge*, dan outlet rotor pada masing-masing variasi fluida kerja.

Tabel 5. Tingkat keadaan rotor dengan fluida uap air

| Stasiun | Parameter Tingkat Keadaan | | | | |
|---------|---------------------------|---------------|----------------|-----------------|-------------------|
| | Kecepatan (m/s) | Tekanan (kPa) | Temperatur (K) | Entalpi (kJ/kg) | Entropi (kJ/kg.K) |
| Inlet | 313,11 | 3160,33 | 745,71 | 3378,26 | 7,14 |
| LE | 372,46 | 2962,65 | 735,64 | 3297,55 | 7,14 |
| TE | 956,60 | 605,06 | 529,25 | 2948,10 | 7,14 |
| Outlet | 1031,78 | 428,98 | 502,19 | 2925,07 | 7,14 |

Tabel 6. Tingkat keadaan rotor dengan fluida R134a

| Stasiun | Parameter Tingkat Keadaan | | | | |
|---------|---------------------------|---------------|----------------|-----------------|-------------------|
| | Kecepatan (m/s) | Tekanan (kPa) | Temperatur (K) | Entalpi (kJ/kg) | Entropi (kJ/kg.K) |
| Inlet | 114,63 | 898,05 | 764,18 | 902,19 | 2,72 |
| LE | 140,24 | 849,90 | 761,80 | 876,13 | 2,72 |
| TE | 288,52 | 344,12 | 704,90 | 801,88 | 2,72 |
| Outlet | 314,12 | 261,49 | 681,13 | 792,23 | 2,72 |

Berdasarkan tingkat keadaan rotor yang dijabarkan pada tabel 5, tabel 6, dan tabel 7 kita mengetahui bahwa dari arah inlet hingga menuju outlet telah terjadi peningkatan kecepatan, penurunan temperatur, serta penurunan tekanan dan penurunan entalpi yang mengindikasikan bahwa telah terjadi proses ekspansi pada rotor yang telah dirancang. Nilai entropi yang konstan mengindikasikan bahwa proses ekspansi rotor pada proses simulasi CFD berjalan secara isentropis.

Tabel 7. Tingkat keadaan rotor dengan fluida R143a

| Stasiun | Parameter Tingkat Keadaan | | | | |
|---------|---------------------------|---------------|----------------|-----------------|-------------------|
| | Kecepatan (m/s) | Tekanan (kPa) | Temperatur (K) | Entalpi (kJ/kg) | Entropi (kJ/kg.K) |
| Inlet | 128,34 | 895,55 | 763,73 | 925,11 | 2,90 |
| LE | 156,06 | 846,99 | 761,16 | 898,35 | 2,90 |
| TE | 325,42 | 342,38 | 674,93 | 800,82 | 2,90 |
| Outlet | 346,22 | 294,76 | 626,11 | 779,02 | 2,90 |

Sementara itu, tabel berikut menyajikan perbandingan daya keluaran dan efisiensi rotor turbin dengan variasi fluida kerja berdasarkan hasil simulasi CFD.

Tabel 8. Perbandingan daya keluaran dan efisiensi rotor dengan variasi fluida kerja

| Parameter | Jenis Fluida Kerja | | |
|--------------------|--------------------|-------|-------|
| | Uap Air | R134a | R143a |
| Daya keluaran (kW) | 314,37 | 59,70 | 63,00 |
| Efisiensi (%) | 72,14 | 63,78 | 65,00 |

Melalui tabel 8 kita mengetahui bahwa dengan variasi fluida kerja uap air, R134a, dan R143a, rotor yang telah dirancang menghasilkan daya keluaran secara berturut – turut sebesar 314,37 kW, 59,70 kW, dan 63,00 kW dengan efisiensi total to total berturut – turut sebesar 72,14% ; 63,78% ; 65%.

4.4 Validasi Daya Keluaran

Untuk membuktikan bahwa hasil yang diperoleh melalui proses simulasi CFD adalah relevan, Selanjutnya penulis berusaha memvalidasi hasil daya keluaran yang diperoleh melalui hasil simulasi CFD dengan membandingkan hasil daya keluaran dan yang diperoleh melalui perhitungan formulasi.

Berikut merupakan tabel yang menjabarkan perbandingan nilai daya keluaran yang diperoleh melalui hasil simulasi CFD dengan nilai daya keluaran yang diperoleh melalui perhitungan formulasi.

Tabel 9. Perbandingan daya keluaran hasil simulasi CFD dengan perhitungan formulasi

| Jenis Kerja | Fluida | Metode | |
|-------------|--------|--------------|-----------|
| | | Simulasi CFD | Formulasi |
| Uap air | | 314,37 kW | 326,29 kW |
| R134a | | 59,70 kW | 69,27 kW |
| R143a | | 63,00 kW | 94,96 kW |

Hasil perhitungan dengan menggunakan formulasi menunjukkan nilai daya keluaran yang berbeda dengan nilai daya keluaran yang diperoleh dari hasil simulasi. Secara berturut – turut,

perhitungan daya keluaran menggunakan formulasi menunjukkan hasil 326,29 kW, 69,27 kW, 94,96 kW pada fluida kerja uap air, R134a, dan R143a.

Menurut pendapat penulis, perbedaan tersebut disebabkan oleh dua hal, yaitu bagaimana algoritma perangkat lunak ANSYS Turbomachinery Fluid FlowTM menentukan hasil perhitungan secara komputasi bisa saja berbeda dengan formulasi yang digunakan secara umum.

Dan hal yang kedua adalah formulasi yang digunakan adalah persamaan umum yang digunakan untuk menentukan daya keluaran sebuah turbin, sementara hasil yang diperoleh dari perangkat lunak adalah daya keluaran pada tingkat rotor. Jadi untuk membandingkan kedua hasil tersebut secara riil, diperlukan juga pengamatan terhadap komponen turbin lain seperti pada *volute*, *nozzle*, dan *diffuser*.

5. Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian yang dilakukan tentang studi perancangan preliminary design rotor turbin radial pada sistem siklus rankine organik dengan memanfaatkan gas buang turbin, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Telah dihasilkan sebuah *preliminary design* atau desain awal rotor turbin radial dengan dimensi radius sebesar 59,82 mm, radius hub sebesar 10,11 mm, panjang aksial *blade* sebesar 36,09 mm, tinggi inlet sebesar 3,92 mm, tinggi outlet 19,21 mm, tebal *blade* inlet sebesar 2,39 mm, dan tebal *blade* outlet sebesar 1,19 mm dengan jumlah *blade* 10 buah.
2. Simulasi *Computational Fluid Dynamics* terhadap rotor yang telah dirancang menggunakan perangkat lunak ANSYS Turbomachinery Fluid FlowTM dengan variasi fluida kerja uap air, R134a, dan R143a menghasilkan daya keluaran berturut – turut sebesar 314,37 kW, 59,70 kW, 63,00 kW dengan efisiensi berturut – turut 72,14% ; 63,78% ; 65,00%.
3. Distribusi tekanan pada blade rotor menunjukkan bahwa penurunan tekanan terjadi pada tiap stasiun rotor, yaitu inlet, *leading edge*, *trailing edge*, dan outlet, mengindikasikan bahwa telah terjadi proses ekspansi pada rotor. Sementara itu, profil kecepatan aliran fluida menunjukkan bahwa kenaikan kecepatan terjadi pada tiap stasiun rotor, yaitu inlet, *leading edge*, *trailing edge*, dan outlet. Hal ini sesuai dengan prinsip Bernoulli yang mengatakan bahwa kenaikan kecepatan terjadi seiring dengan terjadinya penurunan tekanan.

Daftar Pustaka

- [1]. Prasetyo, P., 2015, *Studi Penentuan Geometri Turbin Radial Aliran Masuk pada Siklus Rankine Organik dengan Fluida Kerja R134a*, Bandung: Institut Teknologi Bandung.
- [2]. Baines, N. C., 2003, *Axial and Radial Turbines*, CONCEPT NREC.

- [3]. Aungier, R. H. , 2005, *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis*, 1st ed. New York: ASME PRESS.
- [4]. Ventura, C. A. M., 2012, *Preliminary Design and Performance Estimation of Radial Inflow Turbines : An Automated Approach*. Journal of Fluids Engineering, Vol.134, No. 3, pp.134-147.
- [5]. Puspita Dewi, R. N. P. & Nugroho, G., 2018, *Analisis Aliran Fluida Refrigeran 134a pada Rotor Radial Berbasis Computational Fluid Dynamics*, Jurnal Teknik ITS, Vol. 7, No. 2, 185–192.
- [6]. Bao, J., Zhao L., 2013, *A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 24, pp. 325-342.

