

PERANCANGAN TURBIN AKSIAL SATU TINGKAT UNTUK MESIN *TURBOJET* BERBASIS *TURBOCHARGER T70*

Zulham Hidayat, S.ST

Sekolah Tinggi Penerbangan Indonesia Curug – Tangerang

ABSTRAK :

Turbocharger T70 memiliki tipe turbin radial yang mempunyai nilai efisiensi 60 % akan dimodifikasi menjadi mesin turbojet. Untuk mendapatkan nilai efisiensi yang lebih tinggi pada mesin turbojet, maka pada tesis ini dirancang sebuah turbin aksial satu tingkat. Turbin aksial satu tingkat ini diharapkan mempunyai efisiensi 87 % dan dapat mensuplai daya ke kompresor sebesar 120000 Watt dan juga diharapkan mesin ini mudah untuk di manufaktur.

Metode perancangan turbin aksial satu tingkat ini, diambil dari berbagai literatur. Titik desain yang diambil dalam perancangan ini adalah massa udara (\dot{m}) 0.505kg/s, dengan putaran poros 1763.33 rps. Tekanan total pada inlet turbin adalah 3.936 bar dan temperatur total pada bagian inlet turbin adalah 1260.417 K. Hasil perhitungan analisis didapatkan jumlah bilah nosel 49 dan jumlah bilah rotor 35. Prediksi performa pada turbin aksial satu tingkat ini menggunakan metode Ainley-Matieson yang menghasilkan nilai efisiensi 87.3 %.

Pembuatan bilah turbin nosel dan bilah turbin rotor menggunakan software Cascade. Distribusi ketebalan dari profil menggunakan airfoil NACA 0012. Garis camber pada airfoil 2 dimensi ini menggunakan tipe busur lingkaran.

Pada bilah turbin nosel dan bilah turbin rotor yang telah di bentuk selanjutnya dilakukan analisis dengan menggunakan computational fluid dynamic (CFD). Dengan menggunakan CFD, efisiensi yang dihasilkan adalah 88.4 %, lebih besar dari prediksi performa turbin dengan menggunakan metode Aeiley-Matieson. Daya yang dihasilkan oleh turbin adalah 132436.74 Watt, sedangkan daya yang di butuhkan oleh kompresor adalah 119960.68 Watt.

Kata Kunci : *Turbocharger, Turbojet, Turbin Aksial, Computational Fluid Dynamic*

ABSTRACT

Turbocharger T70 has a type of radial turbine that has a value of 60% efficiency will be modified into a turbojet engine. To obtain a higher efficiency rating on the turbojet engine, the thesis is designed a one-stage axial turbine. This one-tiered axial turbine is expected to have an 87% efficiency and can supply power to a compressor of 120000 Watt and is also expected to be easy to manufacture .

This one-tier axial turbine design method, drawn from various literatures. The design point taken in this design is the air mass (\dot{m}) 0.505kg / s, with the spin axis 1763.33rps. The total pressure on the turbine inlet is 3936 bar and the total temperature at the turbine inlet is 1260.417 K. The calculation result of the analysis shows the number of nozzle bar 49 and the number of rotor blades 35. The performance prediction on this one-tiered axle turbine uses Ainley-Matieson method which yields efficiency value 87.3%.

Turbine turbine blades and rotor turbine blades using Cascade software. The thickness distribution of the profile uses airfoil NACA 0012. The camber line on this 2 dimensional airfoil uses a circular arc type.

Pada bilah turbin nosel dan bilah turbin rotor yang telah di bentuk selanjutnya dilakukan analisis dengan menggunakan computational fluid dynamic (CFD). Dengan menggunakan CFD, efisiensi yang dihasilkan adalah 88.4 %, lebih besar dari prediksi performa turbin dengan menggunakan metode Aeiley-Matieson. Daya yang dihasilkan oleh turbin adalah 132436.74 Watt, sedangkan daya yang di butuhkan oleh kompresor adalah 119960.68 Watt.

Keywords: *Turbocharger, Turbojet, Turbin Aksial, Computational Fluid Dynamic*

I. Pendahuluan

Sejarah perkembangan mesin turbin gas secara intensif dimulai sejak adanya perang dunia ke-2. Pada waktu itu, mesin turbin gas digunakan untuk tenaga pendorong pesawat tempur. Seiring dengan perkembangan zaman saat ini, mesin turbin gas juga digunakan untuk berbagai macam aplikasi seperti tenaga pendorong untuk pesawat komersil, tenaga pendorong untuk pesawat UAV (*Unmanned Aerial Vehicle*), penggerak baling-baling kapal laut, penggerak rotor helikopter, pembangkit tenaga listrik, tenaga pendorong misil dan lain-lain.

Misil yang ada sekarang menggunakan tenaga pendorong roket untuk dapat meluncur secara parabolik. Kekurangan misil ini mudah dideteksi oleh radar. Kedepan ingin dikembangkan sebuah *cruise missile* yang dapat terbang rendah, sehingga tidak mudah dideteksi oleh radar. *Cruise missile* ini menggunakan mesin turbojet sebagai tenaga pendorong.

Turbin gas terdiri dari kompresor, ruang bakar, dan turbin. Turbin dihubungkan ke kompresor dengan menggunakan poros. Secara umum terdapat dua jenis turbin yaitu turbin aksial dan turbin radial. Turbin aksial dilihat dari konstruksinya mempunyai bobot yang lebih ringan dibandingkan dengan turbin sentrifugal dan juga memiliki efisiensi yang lebih baik dibanding dengan turbin radial (Aungier, 2006). Penggunaan turbin dengan efisiensi yang lebih tinggi dapat meningkatkan performa mesin turbojet, oleh karena itu penulis akan membahas tentang turbin aksial pada penyusunan tesis ini.

Pada tesis ini akan dirancang turbin aksial satu tingkat yang digunakan pada mesin turbojet kecil. Turbin aksial yang dirancang harus memenuhi kriteria mudah diproduksi dengan biaya murah dan diharapkan mempunyai efisiensi yang tinggi. Nantinya mesin turbojet ini akan digunakan sebagai tenaga penggerak untuk misil.

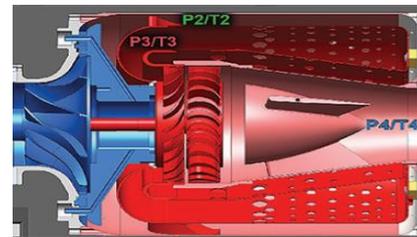
Mesin turbojet ini dibangun dengan menggunakan *turbocharger* T70. *Turbocharger* T70 ini memiliki 2 komponen utama yaitu kompresor radial dan turbin radial. Untuk mendapatkan bobot yang lebih ringan dan juga efisiensi yang lebih tinggi pada mesin turbojet ini, maka penulis akan merubah turbin

radial pada *turbocharger* T70 menjadi turbin aksial.



Gambar I. 1 Turbocharger T70 (www.turbocharged.com, 2016)

Untuk ruang bakar dan sistem pengapian pada mesin turbojet ini telah dirancang sebelumnya (Fuad, 2014) dan (Kusnadi, 2014). Untuk Pengembangan lebih lanjut nantinya ruang bakar dari mesin turbojet ini akan dibuat *reverse flow*, seperti pada gambar I.5 di bawah. Hasil akhir yang ingin dicapai adalah dapat membuat mesin turbojet untuk misil dengan biaya yang lebih murah, ringan dan memiliki efisiensi yang baik.



gambar I. 2 Mesin turbojet (turbojet-engine-lab, 2016)

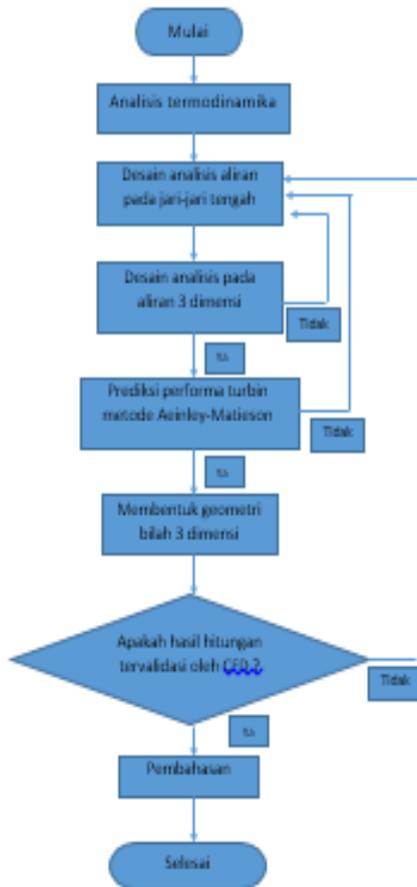
II. Perancangan turbin aksial satu tingkat

Diagram alir proses perancangan

Proses perancangan turbin aksial satu tingkat mengikuti diagram alir pada gambar III.1. Proses perancangan geometri bilah turbin dilakukan secara detail pada perancangan aerodinamika. Selanjutnya perancangan mekanika dilakukan untuk memprediksi material yang sesuai untuk bilah turbin. Data titik desain diperoleh dari referensi (Fuad, 2014).

Analisis Termodinamika

Analisis termodinamika dilakukan untuk memprediksi tenaga yang harus dihasilkan oleh turbin untuk dapat memutar kompresor pada titik desain yang dipilih. Pada perancangan ini, kompresor yang akan diputar oleh turbin aksial satu tingkat adalah kompresor *turbocharger* T70



gambar III. 1 Diagram alir proses perancangan turbin aksial

Dari data performa kompresor dibawah dipilih titik desain dengan RPM 108500, laju massa udara 0.505 kg/s, Efisiensi kompresor (η_c) 0.6 dan rasio tekanan udara masuk dan tekanan udara keluar adalah 4.223. Mesin turbin dalam keadaan statik, dengan temperatur total dan tekanan total pada bagian kompresor inlet 288.5 K, 1.0133 bar. Pada kompresor outlet, nilai tekanan total di dapat dengan menggunakan persamaan:

$$P_{02} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right) P_{01} \quad (III.1)$$

$$P_{02} = 4.223 \times 1.0133 \text{ bar} = 4.279 \text{ bar}$$

$$P_{02} = 4.223 \times 1.0133 \text{ bar} = 4.279 \text{ bar}$$

Temperatur total pada kompresor outlet didapat dengamenggunakan persamaan:

$$T_{02} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \times \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] + T_{01} \quad (III.2)$$

$$T_{02} = \frac{288.5 \text{ K}}{0.6} \times \left[(4.223)^{\frac{1.32-1}{1.32}} - 1 \right] + 288.5 \text{ K} = 528.307$$

Pada ruang bakar terdapat kerugian tekanan sebesar 8 %, nilai ini didapat dari referensi (Fuad, 2014). Tekanan total keluar dari ruang bakar adalah:

$$P_{03} = P_{02} \left(1 - \frac{\Delta P_b}{P_{02}}\right) \quad (III.3)$$

$$P_{03} = 4.279 \times (1 - 0.08) = 3.936 \text{ bar}$$

Setelah udara keluar dari ruang bakar, kemudian udara menuju bilah turbin aksial. Tenaga yang dibutuhkan oleh kompresor di suplai dari turbin aksial, sehingga,

$$W_{turbin} = \frac{W_{kompresor}}{\eta_{mekanik}}$$

dimana efisiensi mekanik diasumsikan 0.98.

$$\frac{c_p \text{ air}(T_{02}-T_{01})}{c_p \text{ gas}\eta_{mekanik}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{\quad} \quad (III.4)$$

$$T_{03} - T_{04} = \frac{1019.4(528.3-288.5)}{1159.6 \times 0.98}$$

$$T_{03} - T_{04} = 215.10^\circ \text{ K}$$

Dari referensi (Fuad, 2014) diketahui bahwa nilai temperatur total keluar dari ruang bakar adalah 1260.147 K, sehingga temperatur keluar turbin menjadi 1045 K. Tekanan total pada turbin adalah:

$$P_{04} = P_{03} \times \left(\frac{T'_{04}}{T_{03}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (III.5)$$

$$T'_{04} = T_{03} - \frac{1}{\eta_{turbin}} (T_{03} - T_{04})$$

$$= 1260.417$$

$$- \frac{1}{0.94} (1260.417 - 1045)$$

$$T'_{04} = 1031.25 \text{ K}$$

$$P_{04} = 3.936 \times \left(\frac{1031.25}{1260.417}\right)^{\frac{1.32}{1.32-1}} = 1.749 \text{ bar}$$

Dari analisa termodinamika diatas maka performa turbin yang dibutuhkan dapat dilihat pada tabel III.1.

tabel III. 1 Tabel performa turbin aksial satu tingkat

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Masa udara	\dot{m}	0.505	Kg/s
Putaran mesin	N	1763.333	rps
Rasio tekanan total	P_{03}/P_{04}	2.25	
Penurunan suhu	ΔT	215.21	Kelvin

Titik Desain Awal

Berikut ini adalah tabel data awal yang diambil dari referensi (Fuad, 2014), data Turbocharger T70 Performance Map dan hasil dari analisa termodinamika dari mesin turbin.

tabel III. 2 Data awal perancangan turbin satu tingkat

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Masa udara	\dot{m}	0.505	Kg/s
Tekanan Total inlet	P_{03}	3.936	bar
Tekanan Total outlet	P_{04}	1.745	bar
Temperatur total inlet	T_{03}	1260.417	Kelvin
Temperatur total outlet	T_{04}	1045	Kelvin
Penurunan temperatur	ΔT	215.41	Kelvin
Efisiensi isentropik	η_t	94	%
Jumlah tingkat		1	
Kecepatan putar mesin	N	1763.33	rps
Jari-jari tengah	r_m	0.045	meter
Sudut masuk udara	α_{1m}	0	degree
Pembebanan Tingkat	ψ	1	
Sudut reaksi	R	0.5	
Flow coefficient	ϕ	0.6	
Specific Heat pada tekanan konstan	C_p	1159.69	J/kg.K
Konstanta gas	R	286.96	J/kg.K
Rasio Specific heat	γ	1.32	

Pada tabel III.2 nilai *specific heat*, *ratio specific heat* dan konstanta gas di dapat dengan menggunakan tabel polinomial yang terdapat pada referensi (Wilson, The Design of High Efficiency Turbomachinery and Gas Turbine, 1989). Nilai parameter dimensional (ψ , R, ϕ) dan nilai jari-jari tengah (r_m) didapat dengan melakukan beberapa kali iterasi pada lembar excel. Untuk nilai sudut

masuk udara ke nosel (α_1) diasumsikan sama dengan 0° , sehingga $Ca1 = C1$.

Langkah-Langkah Desain

Proses desain ini secara umum terbagi menjadi beberapa bagian utama yaitu menghitung properti aliran udara, menghitung luas annulus dan tinggi bilah turbin nosel dan rotor. Selanjutnya dengan metode *free vortex*, properti aliran udara bagian *hub* dan *tip* dari bilah turbin dapat diketahui. Setelah itu, dilakukan perhitungan untuk mencari parameter dalam membentuk geometri bilah turbin, kemudian dilanjutkan dengan memprediksi kerugian-kerugian yang terjadi pada bilah turbin. Tahap berikutnya adalah menghitung tegangan yang terjadi pada turbin untuk menentukan material yang cocok pada pembuatan turbin, dilanjutkan dengan membentuk profil 2D dari airfoil dengan menggunakan program Cascade. Setelah itu dilakukan pembuatan geometri 3 dimensi dengan menggunakan software gambar Bladegen.

Perhitungan Properti Aliran Udara di Jari-Jari Tengah

Proses perhitungan properti aliran udara pada jari-jari tengah mengikuti tahapan pada referensi (El- Sayed, 2008) dan dilakukan pada lembaran Excel. Pada proses ini dilakukan iterasi yang berulang-ulang sampai semua parameter yang dibutuhkan dalam mendesain turbin aksial masuk dalam batas. Hasil perhitungan dapat dilihat pada Tabel III.3 dan gambar penampang meridional nosel dan rotor dapat dilihat pada gambar III.5.

Desain Aliran Udara Tiga Dimensi

Perhitungan dilakukan untuk mendapatkan parameter sudut aliran udara absolut, sudut aliran udara relatif dan kecepatan putar bilah pada bagian hub, jari-jari tengah dan tip

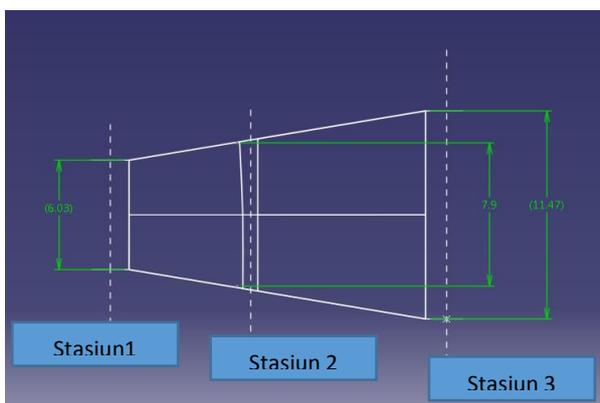
Beberapa asumsi yang digunakan dalam metode *free vorteks* ini adalah :

1. Entalpi stagnasi konstan sepanjang annulus ($dh_o/dr = 0$)
2. Kecepatan aksial konstan sepanjang annulus
3. Kecepatan *whirl* berbanding terbalik terhadap jari-jari.

Karena tidak ada kerja yang dilakukan oleh nosel maka h_o harus konstan sepanjang annulus (kondisi (a) terpenuhi).

tabel III. 3 Hasil perhitungan properti aliran udara pada jari-jari tengah

Properti aliran udara	Simbol	Sta. 1	Sta. 2	Sta. 3
Sudut antara kec. aksial dan kec. absolut	αm°	0	59.08	0.19
Sudut antara kece. aksial dan kec. relatif	βm°	-	0.199	59.08
Kec. putar bilah rotor	Um (m/s)	-	498.77	498.77
Kecepatan aksial	Cam (m/s)	299.26	299.26	299.26
Temperatur total	Tt (K)	1260.4	1260.4	1260.4
		17	17	17
Temperatur statik	Ts (K)	1221.8	1114.0	1006.3
			9	9
Tekanan Total	Pt (bar)	3.936	3.936	1.749
Tekanan statik	Ps(bar)	3.471	2.39	1.502
Kerapatan udara	ρ (kg/m ³)	0.99	0.747	0.52
Luas permukaan annulus	A (m ²)	0.0017	0.0022	0.0032
Tinggi bilah	h(m)	0.0060	0.0079	0.0114
		2	7	6
Jari-jari bilah pada bagian tip	rt(m)	0.048	0.0489	0.0507
Jari-jari tengah bilah	rm(m)	0.045	0.045	0.045
Jari-jari bilah pada hub	rh(m)	0.0419	0.041	0.0392
Rasio jari-jari bilah tip & hub	rt/rr	1.143	1.19	1.29



gambar III. 2 Penampang meridional nosel dan rotor hasil perhitungan

Jika $C_{a2} = \text{konstan}$ dan $C_{w2}r = \text{konstan}$ maka tiga kondisi di atas terpenuhi dan kesetimbangan radial berada pada bidang 2. Jika dirancang $C_{a3} = \text{konstan}$ dan $C_{w3}r = \text{konstan}$ maka kesetimbangan radial dicapai pada bidang 3. Dengan menuliskan ω untuk kecepatan angular diperoleh:

$$W_s = U(C_{w2} + C_{w3}) = \omega(C_{w2}r + C_{w3}r) = \text{konstan}$$

dimana kerja per satuan massa sepanjang annulus konstan. Entalpi konstan pada bagian inlet dan entalpi juga akan konstan pada bagian outlet. Sehingga sudut $\alpha_2, \alpha_3, \beta_2, \beta_3$ pada bagian *hub* dan bagian *tip* dapat dihitung dengan menggunakan metode perhitungan pada referensi [Cohen, 20014].

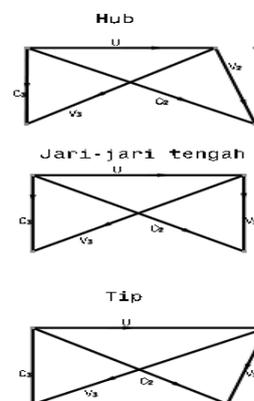
Hasil perhitungan sudut-sudut aliran udara pada tiap bagian dari turbin dapat dilihat pada tabel III.4, dan gambar diagram segitiga kecepatan pada bagian hub, jari-jari tengah dan tip dapat dilihat pada gambar III.5.

tabel III. 4 Ringkasan hasil perhitungan di atas

Simbol	Hub	Jari-jari tengah	Tip
α_1°	0	0	0
α_2°	61.37	59.08	56.9
α_3°	0.22	0.19	0.177
β_2°	17.413	0.199	-15.65
β_3°	55.56	59.08	62.01

Estimasi jumlah bilah dan panjang chord dari airfoil

Dalam membentuk bilah nosel dan rotor diperlukan sedikitnya 3 penampang airfoil. Penampang airfoil itu berada pada bagian hub, jari-jari tengah dan bagian *tip*. Parameter *aspect ratio* (h/c) pada rancangan bilah turbin ini ditentukan sama dengan 1. Hal ini dilakukan untuk mendapatkan bilah turbin yang memiliki nilai tinggi bilah (h) tidak terlalu kecil, sehingga memudahkan dalam proses manufaktur.



gambar III. 3 Diagram segitiga kecepatan di hub, jari-jari tengah dan tip

Dengan menggunakan metode yang terdapat pada referensi maka didapatkan nilai

parameter seperti pada tabel.

tabel III. 5 Panjang chord airfoil pembentuk bilah turbin dan nilai s/c

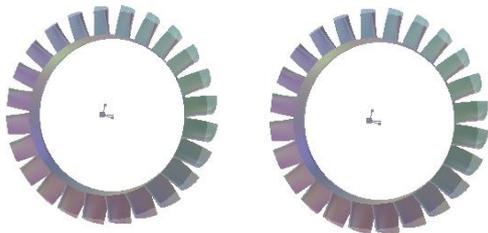
Parameter	hub	Jari-jari tengah	tip
Panjang cord nosel	0.0071 m	0.0071 m	0.0068 m
Panjang chord rotor	0.0093 m	0.0097 m	0.01 m
s/c pada nosel	0.81	0.83	0.84
s/c pada rotor	0.85	0.83	0.81

Estimasi Performa Pada Titik Desain

Beberapa variabel yang digunakan dalam menentukan estimasi performa pada titik desain antara lain adalah kerugian profil (YP), kerugian aliran sekunder, kerugian *tip clearance*. Dengan menggunakan metode perhitungan seperti pada referensi (Saravanamuttoo, Rogers, & Cohen, 2001) maka didapatkan efisiensi total **87.3 %**.

Konstruksi Bilah turbin.

Konstruksi bilah ini dilakukan dengan *Direct Method*, Yaitu dengan membuat terlebih dahulu profil dua dimensi dari airfoil dengan teknik geometrik yang sistematis, kemudian dilakukan analisis atau eksperimen terhadap airfoil yang telah dibuat sebelumnya (Lewis, 1996). Parameter bilah turbin didapat dengan menggunakan aplikasi fipsi. Setelah parameter didapatkan maka tahap selanjutnya adalah membuat gambar 3D dari rotor dan stator turbin dengan menggunakan aplikasi Ansys seperti pada gambar III.7



gambar III. 4 Gambar nosel turbin (kiri) dan rotor turbin (kanan)

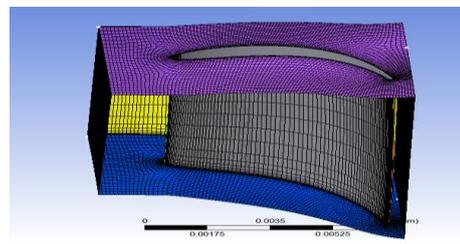
III. Simulasi Computational Fluid Dynamic

Pemodelan CFD ini dilakukan untuk mensimulasikan perilaku aliran udara yang melewati bilah turbin rotor dan stator. Simulasi aliran udara pada turbin satu tingkat ini menggunakan Ansys Turbo System. Pemodelan ini diharapkan dapat memprediksi hasil yang akan terjadi pada keadaan yang sebenarnya. Turbo System adalah fitur dalam program ANSYS yang khusus mensimulasikan aliran udara pada komponen mesin turbin.

Tahapan prosedur yang harus dilakukan dalam proses simulasi yaitu membuat geometri bilah turbin 3D dengan menggunakan Bladegen, Generating mesh dari geometri bilah turbin 3D dengan menggunakan Turbogrid dan Simulasi aliran udara yang melewati bilah turbin dengan menggunakan CFX Simulation.

Membuat Mesh

Setelah geometri selesai dibentuk maka tahap selanjutnya adalah membuat mesh pada geometri tersebut. Pembuatan mesh dilakukan dengan membagi-bagi geometri model menjadi bagian-bagian kecil sehingga dapat dilakukan simulasi CFD. Penentuan ukuran mesh sangat berpengaruh pada hasil hitungan CFD. Semakin kecil ukuran mesh maka akan semakin banyak jumlah elemen yang terbentuk dan hasil simulasi cenderung lebih akurat, akan tetapi dibutuhkan daya komputasi yang lebih besar dan waktu yang lebih lama. Hasil Meshing pada stator dan rotor turbin dapat dilihat pada gambar berikut:



gambar IV. 1 Hasil Meshing Bilah Nosel

Tahap terakhir pada turbogrid ini adalah mengetahui kualitas dari meshing. Kualitas meshing dapat dilihat pada menu Mesh Analysis. Pada Mesh analysis ini ditampilkan statistik dari Mesh. Berdasarkan mesh analysis tidak ada mesh yang rusak pada bilah nosel maupun bilah rotor.

Simulasi CFX

Setelah membuat mesh nosel dan rotor pada program turbogrid, maka langkah selanjutnya adalah melakukan simulasi pada bilah turbin satu tingkat dengan menggunakan program ANSYS CFX. ANSYS CFX ini akan melakukan perhitungan dari dinamika fluida pada bilah turbin. Perhitungan ini dilakukan dalam Mode Turbo, yang terdapat pada menu tool pada CFX pre.

Ada tiga tahapan dari simulasi dengan menggunakan CFX yaitu Setup, solution, result. Ada beberapa tahapan yang dilakukan

dalam proses Setup. Berikut ini adalah tahapan tahapan dalam proses Setup.

1. *Pengaturan Awal*. Pada tahap ini dilakukan pengaturan terhadap tipe mesin, sumbu putar mesin dan tipe dari analisis yang digunakan. Tipe mesin yang digunakan dalam analisis ini adalah Axial Turbine. Sumbu putar dari mesin adalah sumbu Z. Ketergantungan karakteristik aliran fluida terhadap waktu dapat ditentukan dengan Steady state atau transient. Tipe analisis yang digunakan dalam simulasi ini adalah Steady State.
2. *Definisi Komponen*, Komponen yang akan disimulasikan adalah satu nosel dan satu rotor yang sebelumnya sudah dilakukan proses meshing dengan menggunakan program Turbogrid. Kombinasi jumlah bilah nosel dan rotor pada simulasi ini adalah 7 bilah nosel dan 5 bilah rotor. Putaran rotor yang akan disimulasikan adalah pada nilai 705.333 rps, 1057.999 rps, 1410.666 rps, 1763.333 rps dan 2115.999 rps.
3. *Definisi Fisik*, Persamaan yang berhubungan dengan aliran fluida sangat erat keterkaitannya dengan penentuan kondisi batas dari domain. Kondisi batas ini akan menghasilkan solusi yang berbedapada setiap geometri dan model. Kondisi batas ini harus dapat memastikan solusi yang unik. Fluida yang digunakan adalah Air Ideal Gas. Untuk model heat transfer digunakan total energi dan untuk model turbulence di gunakan k- Epsilon. Untuk mensimulasikan CFD pada titik desain, digunakan kondisi batas Tekanan total dan temperatur total pada inlet dan tekanan statik pada outlet. Nilai tekanan total dan temperatur total pada kondisi batas outlet adalah 3.936 bar dan 1260.417 Kelvin. Sedangkan untuk nilai kondisi batas tekanan statik pada outlet adalah 1.5026 bar. Untuk simulasi off desain, kondisi batas yang digunakan adalah Tekanan total dan Temperatur total pada inlet dan Corrected mass flow pada outlet. Nilai tekanan total pada inlet adalah 3.936 bar.Sedangkan nilai temperatur total pada inlet adalah 1260.42 Kelvin. Alasan digunakan Corrected Mass flow pada kondisi batas outlet adalah untuk mendapatkan konvergensi pada simulasi yang akan dilakukan.

4. *Definisi Interface*, Tipe interface antara nosel dan rotor pada simulasi ini adalah Frozen rotor. Turbin satu tingkat yang disimulasikan hanya sepertujuh bagian saja dengan kombinasi jumlah nosel 7 dan jumlah rotor 5. Ini dilakukan untuk mempermudah beban kerja dari komputer.
5. *Definisi Boundary*, Boundary pada simulasi ini di bentuk secara otomatis. Boundary pada simulasi ini antara lain bilah rotor (R1 Blade), rotor hub (R1 Hub), rotor outlet (R1 Outlet), rotor shroud (R1 Shroud), bilah nosel (S1 Blade), nosel hub (S1 Hub), inlet nosel (S1 Inlet), nosel shroud (S1 Shroud)
6. *CFX Solution*, CFX solution melakukan beberapa kali iterasi perhitungan untuk mendapatkan hasil yang konvergen. Solusi di katagorikan konvergen ketika global residual convergence bernilai 0. Artinya ketika nilai residual semakin mendekati 0, maka semakin akurat hasil perhitungan. Pada simulasi ini untuk mendapatkan solusi yang konvergen, jumlah iterasi yang digunakan adalah 300 iterasi dengan kriteria konvergen pada nilai 0.00001. Untuk kontrol konvergensi dipilih physical timescale dengan nilai 9e-005 [s].
7. *CFX Result*, Setelah didapatkan solusi yang konvergen maka hasilnya di visualisasikan dalam berbagai parameter seperti kecepatan, tekanan total, temperatur total, dan lain lain. Parameter parameter ini dapat divisualisasikan dalam bentuk 2D, 3D dan dengan Turbine Report.

IV. Hasil Simulasi dan pembahasan

Hasil Simulasi

Hasil Simulasi di dapatkan setelah dilakukan perhitungan dengan jumlah iterasi 300, dan konvegen kriteria 0.00001. Konvergen kriteria tercapai, sehingga simulasi . Hasil perhitungan computational fluid dynamic akan di sajikan pada gambar dan tabel di bawah ini. Berikut ini adalah tabel performa turbin aksial satu tingkat hasil perhitungan CFD.

Sedangkan Performa Turbin aksial hasil hitungan analisis adalah seperti pada tabel V.2.

tabel V. 1 Performa hasil hitungan CFD

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Masa udara	m	0.5018	Kg/s
Putaran mesin	N	1763.33	rps
Rasio tekanan total	P_{03}/P_{04}	2.19	
Penurunan temperatur	ΔT	220.98	Kelvin

tabel V. 2 Performa hasil hitungan Analisis

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Masa udara	\dot{m}	0.505	Kg/s
Putaran mesin	N	1763.33	rps
Rasio tekanan total	P_{03}/P_{04}	2.25	
Penurunan temperatur	ΔT	215.21	Kelvin

Power turbin satu tingkat didapatkan dengan menggunakan persamaan :

$$Power_{turbin} = \dot{m} c_{p\ gas}(T_{03} - T_{04})$$

Nilai $c_{p\ gas}$ pada perhitungan dengan menggunakan metode analitik adalah 1159.69 J/kgK. Sehingga dengan nilai masa udara 0.505 kg/s dan nilai penurunan temperatur ($T_{03} - T_{04}$) 215.21 K, maka didapatkan nilai power sebesar 126026.5 Watt. Nilai $c_{p\ gas}$ pada metode analitik ini juga digunakan untuk mencari nilai tenaga pada metode CFD. Hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan diatas, didapatkan nilai power 128585 Watt. Efisiensi mekanik diasumsikan 98 %, sehingga daya digunakan untuk memutar kompresor menjadi 126013.3 Watt. Pada analisa termodinamika yang dilakukan pada Bab III, diketahui bahwa power yang dibutuhkan oleh kompresor adalah 119960.68 Watt. Sehingga turbin satu tingkat hasil rancangan ini dapat digunakan untuk memutar kompresor pada titik desain.

Nilai efisiensi isentropik dari turbin satu tingkat hasil rancangan yang didapat dengan menggunakan metode CFD adalah 88.04%. Sedangkan nilai efisiensi isentropik yang dihasilkan dengan menggunakan metode analitik adalah 87.3 %.

Prediksi efisiensi isentropik metode analitik menggunakan cara Ainley and Matieson. Dalam perhitungan cara ini, terdapat beberapa asumsi yang digunakan, yaitu :

1. Aliran udara pada turbin adalah aliran subsonik.
2. Rasio ketebalan trailing edge dari bilah dan pitch adalah 0.02.
3. Sudut incident, $i = 0$
4. Bilangan reynolds R_e dalam hitungan analisis harus berkisar antara 1×10^5 sampai dengan 3×10^5 .

Pada turbin satu tingkat hasil rancangan, sudut incident tidak sama dengan nol. Nilai sudut incident tiap seksi bilah pada nosel dan rotor dapat dilihat pada tabel 5.3 dan tabel 5.4.

tabel V. 3 Nilai sudut incident pada nosel

Parameter	hub	jari-jari tengah	tip
Sudut udara masuk ke inlet	0	0	0
sudut pasang bilah pada inlet	-11.5	-12	-11
Sudut incident	-11.5	-12	-11

tabel V. 4 Nilai sudut incident pada rotor

Parameter	hub	jari-jari tengah	tip
Sudut udara masuk ke inlet	17.4	0.2	-15.65
sudut pasang bilah pada inlet	8.5	-12	-29
Sudut incident	8.9	12.2	13.35

Bilangan reynold untuk turbin satu tingkat hasil perancangan didapat dengan menggunakan persamaan berikut:

$$R_e = \frac{\rho_3 c V_3}{\mu_3}$$

Dimana R_e adalah bilangan reynold, ρ_3 adalah kerapatan udara pada stasiun 3, c adalah panjang chord pada rotor, V_3 adalah kecepatan tangensial udara melewati rotor dan μ_3 adalah kekentalan pada stasiun 3 sebesar 4.2×10^{-5} , sehingga nilai bilangan reynold adalah :

$$R_{e\ nosel} = \frac{0.744 \times 335.68 \times 0.007}{4.62 \times 10^{-5}} = 37497$$

$$R_{e\ rotor} = \frac{0.52 \times 584.19 \times 0.0097}{4.2 \times 10^{-5}} = 70158.43$$

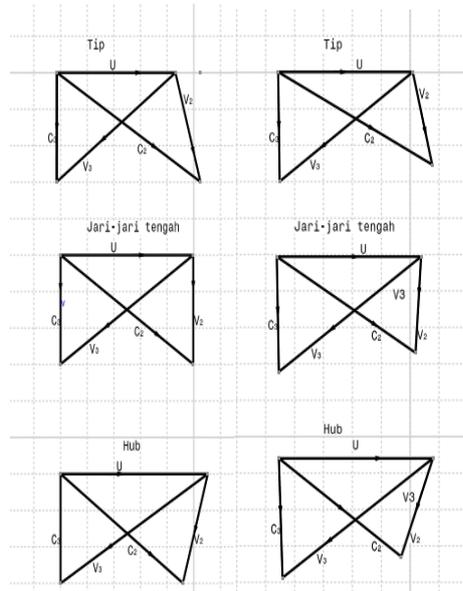
Sehingga terjadi perbedaan bilangan reynold antara asumsi yang di gunakan dalam perhitungan performa cara Ainley and Matieson dengan nilai bilangan reynold turbin satu tingkat hasil rancangan.

Perbandingan Segitiga Kecepatan metode analitik dan CFD

Segitiga kecepatan pada gambar 5.1 di dapat dengan melakukan analisis pada titik desain turbin satu tingkat.

Dari gambar tersebut dapat dilihat, terdapat perbedaan bentuk segitiga kecepatan terutama pada bagian jari-jari tengah. Pada segitiga kecepatan metode analitik terdapat diagram yang simetris. Sedangkan pada segitiga kecepatan yang dihasilkan dengan metode CFD tidak simetris.

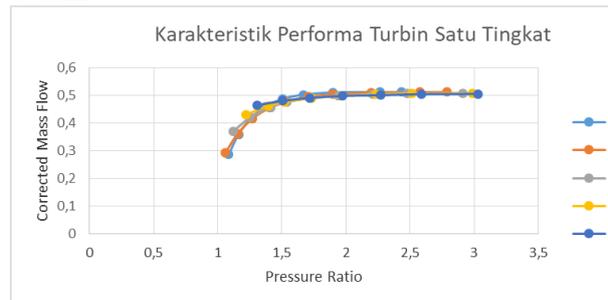
Hal ini akan menyebabkan perbedaan hasil perhitungan antara perhitungan menggunakan analitik dan perhitungan dengan menggunakan CFD.



gambar V. 1 Perbandingan Segitiga Kecepatan metode Analisis (kiri) dan CFD (kanan)

Karakteristik Performa Turbin Satu Tingkat

Gambar 5.2 menunjukkan karakteristik turbin hasil CFD pada keadaan Steady State. Analisa CFD menggunakan Ansys CFX Solver pada 40%, 60%, 80%, 100%, dan 120% kecepatan desain.

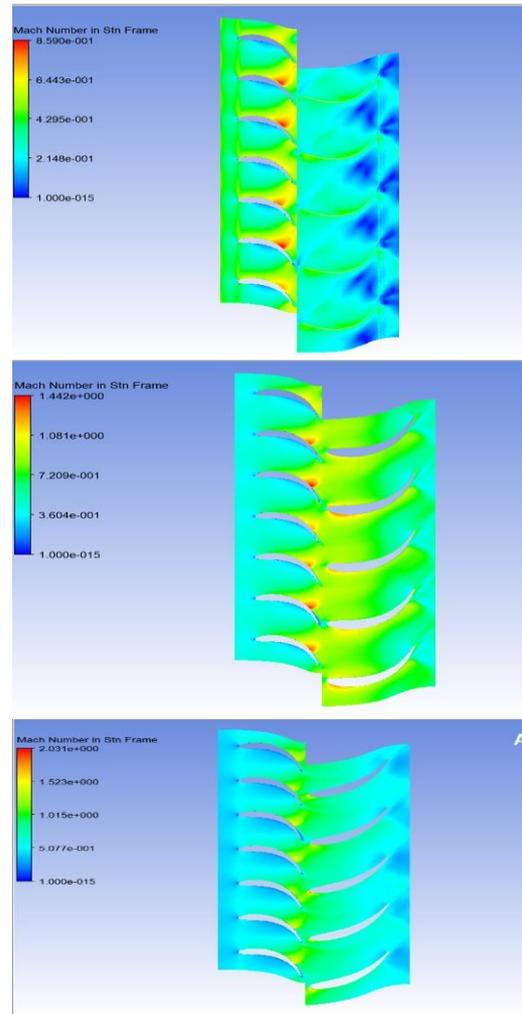


Gambar V. 2 Grafik Masa udara VS Pressure Ratio

Pada Gambar V.3 dapat dilihat bahwa choking terjadi pada rasio tekanan antara 2.4 sampai 2.6. Pada saat choking masa udara sekitar 0.5 kg/s.

Analisis Aliran Udara Pada Mesin Turbin Satu Tingkat.

Pada bagian hub dapat dilihat terjadi maksimum mach number pada leading edge dari rotor. Bilangan mach maksimum menurun dari hub ke tip. Bilangan mach maksimum terjadi pada leading edge dari rotor.



Gambar V. 3 Mach number pada bagian tip (atas), bagian jari-jari tengah (tengah) dan bagian hub (bawah)

V. Kesimpulan dan Saran
Kesimpulan

1. Turbin aksial satu tingkat dirancang untuk menggantikan turbin radial yang ada pada turbocharger T70 agar mendapatkan efisiensi yang lebih baik dan lebih ringan.
2. Dalam perancangan ini menggunakan 2 metode yaitu metode analisis dan metode CFD. Proses CFD menggunakan AnsysTurbo system. Perhitungan dengan menggunakan kedua metode tersebut menghasilkan turbin aksial dengan efisiensi yang lebih besar di bandingkan dengan efisiensi yang dihasilkan oleh turbin radial yang terpasang pada turbocharger T70. Efisiensi turbin radial yang terpasang pada turbocharger T70 adalah 60% (ref Performance MAP Turbocharger T70) Sedangkan turbin aksial hasil rancangan memiliki efisiensi 87.3%

- (dengan metode analisis) dan 88.04 % (dengan metode CFD)
3. Antara Hasil analisis dan hasil CFD terdapat perbedaan hasil. Perbedaan hasil ini dikarenakan beberapa faktor seperti beberapa asumsi pada perhitungan analitik tidak sesuai dengan kondisi turbin satu tingkat hasil rancangan.
 4. Turbin aksial satu tingkat hasil rancangan menghasilkan power 126013.3 Watt, dengan masa udara 0.502 kg/s, rasio tekanan 2.19 dan putaran 1763,33rps.

Saran.

Beberapa saran yang mungkin berguna untuk memperbaiki penelitian ini antara lain:

1. Melakukan validasi dengan melakukan eksperimen terhadap model turbin aksial satu tingkat hasil rancangan.
2. Melakukan analisis secara detail terhadap material yang akan digunakan dalam pembuatan turbin aksial.
3. Melanjutkan pembuatan ruang bakar tipe reverse flow sehingga dapat membuat mesin turbojet secara utuh.

VI. Daftar Pustaka

- Arismunandar, W. (2002). *Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi*. Jakarta: Dirjen Dikti Depdiknas.
- Aungier, R. H. (2006). *Turbine Aerodynamics*. New York: ASME PRESS.
- Aurelio, M., & Barbosa, J. R. (2006). *Aerodynamic Analysis of an Axial flow Turbine stage for 5 kN turbojet Engine*. Curitiba: Brazilian congress of thermal science and engineering.
- Basith, M. L. (2014). *Perancangan dan Analisa Diffuser Compressor Sentrifugal pada Mesin Turbojet 200 Newton*. Bandung: ITB.
- El- Sayed, A. F. (2008). *Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engine*. New York: CRC Press.
- Fuad, N. (2014). *Desain Ruang Bakar Turbojet Berbasis Turbocharger T70 menggunakan Metode CFD*. Bandung: ITB.
- Kusnadi, K. (2014). *Perancangan Vaporizer Untuk Ruang Bakar Turbojet Berbasis Turbocharger T70 Menggunakan Metode CFD*. Bandung: ITB.
- Lewis, R. (1996). *Turbomachinery Performance Analysis*. Elsevier Science and Technology Book.
- Mattingly, J. D. (2006). *Elements of Propulsion: Gas Turbine and Rocket*. Virginia: AIAA Education Series.
- Muis, A., Sutikno, P., & Soewono, A. (2015). Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application. *Science Direct*.
- NPTEL, E. M. (2016, 5 25). *Elementary Cascade*. Retrieved from nptel.ac.in: <http://nptel.ac.in/courses/112104117/11>
- Prathapanayaka, R., Agnimitra, S. S., Balamurungan, M., & Kishar, K. (2015). *CFD analysis of Highly Loaded Gas Turbine Stage*. Bangalore: Annual CFD Symposium.
- R.Couturier. (n.d.). *High temperature alloy for HTGR Gas Turbine required properties and development needs*. France.
- Saravanamuttoo, H., Rogers, G., & Cohen, H. (2001). *Gas Turbine Theory*. Harlow, England: Prentice Hall.
- Smith, D., & Johnson, I. (1968). *Investigation on an Experimental Single Stage Turbine of Conservative Design*. London: London her Majesty's Stationary Office.
- Wilson, D. G. (1987). *New guidelines for the Preliminary design and performance prediction of axial flow turbine*. Massachusetts: MS.
- Wilson, D. G. (1989). *The Design of High Efficiency Turbomachinery and Gas Turbine*. Massachusetts: The MIT Press.
- www.turbocharged.com. (2016, 05 25). *Compressor MAP*. Retrieved from <http://www.turbocharged.com>: <http://www.turbocharged.com/catalog/t-series.html>