

PERANCANGAN TURBIN UAP IMPULS

Jenne Syarif

Email : Jenne 671965@yahoo.com

Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Lhokseumawe

Abstrak

Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan energi kinetik tersebut selanjutnya diubah menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran poros turbin. Turbin uap merupakan salah satu jenis penggerak mula yang banyak digunakan didalam industri, antara lain : sebagai penggerak mula generator listrik, pompa atau kompressor, serta industri proses. Dalam penulisan ini akan dirancang sebuah turbin uap impuls tingkat tekanan. Turbin ini terdiri dari beberapa tingkat pasangan sebuah nosel dan sebuah sudu gerak. Ide dari adanya turbin Rateau ini adalah mengatasi penurunan kalor yang terlalu besar bila hanya menggunakan turbin impuls tingkat tunggal. Dengan penurunan kalor yang terlalu besar, maka kecepatan tangensial pada ujung sudu pun akan menjadi sangat besar. Disini material memegang peranan penting sebagai kendala atas kecepatan tangensial yang cukup tinggi. Turbin Rateau cocok digunakan pada turbin besar, dimana efisiensi lebih penting dari pada biaya investasi. Pada umumnya perencanaan turbin yang ideal mengharapkan terpenuhinya beberapa kriteria, antara lain : efisien, mudah pengoperasian, konstruksi dan peralatan yang sederhana, perbaikan dan perawatan yang mudah. Namun dalam perencanaan terdapat banyak hal yang membatasi untuk mendapatkan hasil perancangan yang ideal. Semua hal-hal yang membatasi tersebut akan dicoba untuk dipenuhi sehingga akan diperoleh hasil perancangan turbin uap yang optimum. Pembahasan akan berkisar pada nalisis termodinamik, perencanaan konstruksi dan dimensi, perhitungan kekuatan, pemilihan bahan serta beberapa hal yang dianggap perlu untuk perencanaan komponen-komponen yang membentuk turbin uap impuls berdasarkan batasan kondisi seperti yang ditentukan dalam data perencanaan.

Kata kunci : Nosel, Sudu, Efisiensi, Entalpi, kecepatan, rugi-rugi energi, tekanan.

PENDAHULUAN

Turbin uap merupakan salah satu jenis penggerak mula yang banyak digunakan di dalam industri, antara lain ; sebagai penggerak mula generator listrik, pompa atau kompressor, serta industri proses. Hal tersebut didasari oleh beberapa pertimbangan berikut : efisiensi yang cukup tinggi, keleluasaannya untuk menggunakan bermacam-macam bahan bakar, perawatan dan pelayanannya mudah, tingkat keandalannya tinggi. Praktis untuk kebutuhan daya tinggi dan lebih bebas getaran.

Tujuan yang ingin dicapai oleh teknologi turbin adalah memanfaatkan energi fluida kerja yang tersedia sebesar-besarnya dan mengubahnya menjadi kerja mekanis dengan efisiensi yang maksimal. Selain berpedoman pada tujuan tersebut, pada perencanaan turbin uap harus dipertimbangkan pula banyak faktor agar turbin yang dihasilkan mengarah kepada persyaratan umum yang dikehendaki, yaitu ekonomis dan efektif, pengoperasian dan pemeliharaan relatif mudah, pengawasan yang minimum dan dapat diandalkan, waktu start yang serendah-rendahnya,

konstruksi dan peralatan yang sederhana dan kemampuan kerja yang tinggi. Turbin biasanya direncanakan beroperasi selama 30-40 tahun. Sehingga dengan mempertimbangkan faktor-faktor diatas dapat ditentukan secara tepat jenis turbin uap yang sesuai dengan kondisi lingkungan dan kebutuhan yang harus dipenuhi.

Berdasarkan pengalaman, konstruksi turbin yang memenuhi semua kriteria diatas tidak pernah terwujud. Misalnya konstruksi turbin yang mempunyai efisiensi tinggi akan melibatkan pemakaian material yang relatif banyak, sehingga akan menaikkan biaya pembuatan, perakitan, dan perawatannya. Dilain pihak turbin yang mempunyai konstruksi yang sederhana mungkin akan memenuhi beberapa kriteria seperti pengoperasian yang mudah, namun akibatnya akan menurunkan efisiensinya.

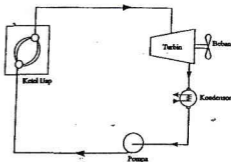
Untuk mengatasi hal-hal tersebut diatas perlu kiranya diambil suatu jalan tengah, yaitu untuk mendapatkan pilihan yang optimum dari beberapa kriteria diatas. Untuk mengambil keputusan mana yang paling baik dalam perencanaan turbin uap tersebut, perlu kiranya dilakukan optimasi

terhadap berbagai variabel dari berbagai variabel desain yang dapat mempengaruhi efisiensi total turbin.

TEORI DASAR

1. Siklus Rankine

Seperti yang telah disebutkan bahwa sistem pembangkit tenaga dengan turbin uap terdiri dari beberapa komponen utama, yaitu : pembangkit uap, turbin penggerak beban, kondensor, dan pompa air. Secara skematis, instalasi turbin uap digambarkan pada gambar (1a) dibawah ini :

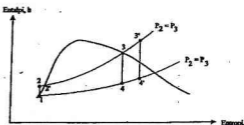
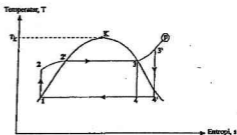


Pembangkit uap atau boiler adalah perangkat pengubah air menjadi uap, yang merupakan fluida kerja turbin. Uap selanjutnya dialirkan kedalam turbin yang mengubah energi uap menjadi kerja mekanis. Tekanan dan temperatur uap turun dalam turbin. Setelah itu uap meninggalkan turbin dan masuk dalam kondensor. Kondensor adalah suatu perangkat yang berfungsi mengembunkan uap melalui proses pendinginan dengan bantuan pipa-pipa yang berisi aliran air pendingin. Air pengembunan yang terjadi disebut sebagai air kondensat. Dengan bantuan pompa, air kondensat dialirkan kembali ke dalam boiler.

Siklus ideal sistem turbin sederhana adalah siklus Rankine. Siklus tersebut diperlihatkan pada gambar (1b) dibawah ini :

Proses-proses yang terjadi pada siklus Rankine adalah sebagai berikut :

- 1-2 : Proses pemompaan isentropik, yang terjadi di dalam pompa.
- 2-2-3 : Proses pemanasan kalor atau pemanasan pada tekanan konstan yang terjadi didalam pembangkit uap (boiler).
- 3-4 : Proses ekspansi isentropik di dalam turbin yang menghasilkan energi mekanis berguna.
- 4-1 : Proses pengeluaran kalor atau pengembunan pada tekanan konstan, yang terjadi di dalam kondensor.



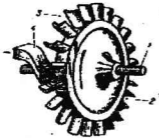
Gambar 1. Skema sebuah sistem turbin uap sederhana, diagram T-s dan diagram h-s yang bekerja berdasarkan Siklus Rankine.

2. Prinsip Kerja Turbin Uap

Turbin uap adalah suatu mesin tenaga yang mengkonversikan energi potensial (entalpi) uap menjadi energi kinetik yang selanjutnya dikonversikan lagi menjadi energi mekanik berupa putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, untuk pembangkit tenaga listrik, dan untuk transportasi. Turbin uap yang paling sederhana terdiri dari poros, cakram, sudu, dan nosel ekspansi gambar (2).

Uap mengalami ekspansi pada nosel (4) dari tekanan awal yang tinggi sampai tekanan akhir yang rendah. Penurunan tekanan uap disertai dengan turunnya energi yang dikandung uap

sehingga menyebabkan naiknya kecepatan uap yang keluar dari nosel. Uap yang keluar dari nosel kemudian masuk ke barisan sudu (3) yang dipegang oleh cakram (2). Energi kecepatan uap ini membangkitkan suatu gaya impuls pada sudu dan menyebabkan kerja mekanik pada poros turbin (1).



Gambar 2. Turbin impuls sederhana (1. poros; 2.cakram; 3.sudu; 4. nosel)

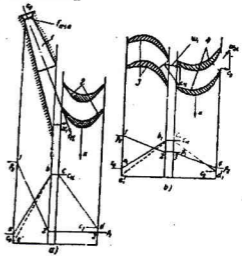
3. Klasifikasi Turbin Uap

Turbin dapat digolongkan atas dasar segi peninjauannya :

1. Dari segi tekanan akhirnya, turbin dapat digolongkan menjadi turbin tekanan lawan (back pressure turbine) dan turbin kondensasi. Turbin tekanan lawan adalah turbin yang tekanan akhirnya diatas 1 atmosfer. Sedangkan turbin kondensasi, tekanannya sedemikian rupa sehingga temperatur kondensasinya sedikit diatas temperatur air pendingin yang tersedia.
2. Dari segi arah aliran uap, turbin dapat digolongkan menjadi turbin radial dan turbin aksial. Turbin radial adalah turbin yang uapnya mengalir dalam arah tegak lurus sumbu turbin. Turbin aksial adalah turbin yang uapnya mengalir dalam arah sejajar terhadap sumbu turbin.
3. Dari segi letak pengembangan uap, turbin uap impuls atau aksi dan turbin uap reaksi. Turbin impuls (aksi) adalah turbin yang proses ekspansi (perubahan energi potensial uap menjadi energi kinetik, disertai dengan penurunan tekanan) fluida kerjanya hanya terjadi didalam nosel atau sudu tetap saja. Turbin reaksi yaitu turbin yang proses ekspansi fluida kerjanya terjadi baik disudu tetap maupun sudu gerak.
4. Dari segi pembentukan tingkat, turbin dapat digolongkan menjadi turbin tingkat tekanan dan tingkat kecepatan (yang paling terkenal adalah turbin Curtis). Turbin tingkat kecepatan yaitu turbin yang transformasi energi kinetik uap dengan sekali jatuh tekanan

terjadi pada beberapa baris sudu gerak yang dipasang pada cakram turbin tanpa adanya penurunan tekanan selanjutnya, dan sudu tetapnya hanya mengubah arah aliran tanpa adanya pengembangan uap. Turbin tingkat tekanan yaitu turbin yang transformasi energi kinetik uap dengan turunnya tekanan yang terjadi pada beberapa baris sudu gerak setiap pasangan sudu tetapnya.

5. Dan lain-lain



Gambar 3.a) tingkat impuls dan b) Tingkat Reaksi. 1-Nosel; 2&4-Sudu gerak; 3-sudu tetap.

4. Ekspansi Uap pada Nosel

Nosel adalah saluran dengan luas penampang yang bervariasi yang mengkonversikan energi potensial uap (entalpi) menjadi energi kinetik. Peningkatan kecepatan uap pada sisi keluar nosel diperoleh akibat penurunan entalpi yang dikandung oleh uap. Jika tidak terjadi perpindahan panas dengan lingkungan, maka berdasarkan konservasi energi, energi total uap pada sisi masuk sama dengan pada sisi keluar nosel, yaitu ;

$$h_0 + \frac{C_0^2}{2} + g \cdot z_0 = h_1 + \frac{C_1^2}{2} + g \cdot z_1$$

Dimana :

h : entalpi (J/kg)

c : Kecepatan (m/s)

z : Ketinggian (m)

indeks "0" menyatakan sisi masuk nosel

indeks "1" menyatakan sisi keluar nosel

indeks "t" menyatakan keadaan teoritis gambar (3).

Dengan mengabaikan $z_0 = z_1$ dan kecepatan $c_0 \ll c_{1t}$, maka kecepatan teoritis uap adalah :

$$c_{1t} = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1)} [m/s]$$

Pada nosel terjadi rugi-rugi energi yang akan menyebabkan berkurangnya kecepatan uap yang keluar dari nosel. Rugi-rugi tersebut dinyatakan sebagai koefisien kecepatan φ , sehingga kecepatan absolut uap sewaktu meninggalkan nosel dapat ditentukan sebagai berikut :

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1t} = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1)} [m/s]$$

Dimana :

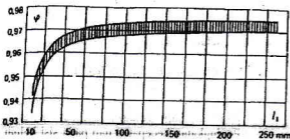
c_1 : kecepatan absolut uap aktual sewaktu meninggalkan nosel [m/s]

c_{1t} : Kecepatan absolut uap teoritik sewaktu meninggalkan nosel [m/s]

φ : Koefisien kecepatan absolut uap pada nosel

Harga φ dapat diperoleh dari gambar (4) harga φ tergantung dari dimensi dan bentuk nosel yang besarnya dapat ditentukan melalui eksperimen, biasanya berharga antara 0,91 sampai 0,98.

Untuk turbin impuls, harga kecepatan c_1 dapat mencapai 1200 m/s atau lebih.



Gambar 4. Koefisien kecepatan (φ) sebagai fungsi tinggi nosel (I_n)

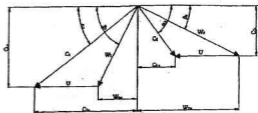
5. Segitiga Kecepatan pada Turbin Impuls

Karena sudu gerak berputar, maka ada kecepatan relatif antara uap dan sudu gerak. Hubungan antara kecepatan sudu gerak dan kecepatan absolut uap sangat menentukan efisiensi sudu. Dalam pembahasan turbin, umumnya dipakai notasi-notasi sebagai berikut :

Kecepatan keliling sudu gerak dinyatakan dengan "u", Kecepatan relatif uap terhadap sudu dinyatakan dengan "w". Kecepatan absolut uap dinyatakan dengan "c". Hubungan antara kecepatan-kecepatan tersebut adalah sebagai berikut :

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$$

persamaan tersebut merupakan persamaan vektor dan dinyatakan dengan segitiga kecepatan pada gambar (5) dibawah ini :



Gambar 5. Segitiga kecepatan tingkat impuls 1 baris

Uap keluar dari nosel dengan kecepatan absolut c_1 , kemudian memasuki barisan sudu gerak dengan sudut α_1 (sudut serang nosel). Karena cakram berputar dengan kecepatan putar n dan kecepatan tangensial u , kecepatan uap masuk akan berubah besar dan arahnya. Kecepatan uap tersebut disebut sebagai kecepatan uap masuk relatif, w_1 (gambar 5). Uap keluar dari sudu gerak baris pertama dengan kecepatan absolut c_2 yang membentuk sudut α_2 terhadap arah putara cakram, sedangkan kecepatan relatifnya adalah w_2 dengan sudut β_2 .

Sudut serang nosel (α_1) dibuat sekecil mungkin untuk memperoleh gaya tangensial yang besar, namun karena dibatasi oleh konstruksi turbin uap, maka turbin impuls bertingkat banyak disarankan bahwa sudut α_1 haruslah berada diantara $11^\circ - 14^\circ$, yang secara berangsur-angsur α_1 diperbesar hingga ke 20° dan dalam hal khusus bahkan dapat dibuat lebih besar lagi [1]. Untuk keperluan perencanaan turbin ini maka dipilih sudut serang nosel (α_1) berturut-turut untuk tingkat 1, tingkat 2, dan tingkat 3 adalah sebesar $12^\circ, 15^\circ$, dan 18° .

Sedangkan harga kecepatan tangensial sudu (u) dapat ditentukan untuk variasi u/c_1 yang tertentu. Kecepatan tangensial merupakan kecepatan keliling turbin pada diameter cakram rata-rata. Kecepatan tangensial dapat diperoleh dari persamaan berikut :

$$u = \left(\frac{u}{c_1} \right) \cdot c_1 [m/s]$$

Kecepatan tangensial u pada tingkat tekanan terakhir turbin dibatasi sampai sebesar 350 m/s.

Perbandingan antara kecepatan keliling (tangensial) dan kecepatan uap absolut, $x = u/c_1$, merupakan variabel yang sangat penting dalam perancangan turbin uap, khususnya dalam menentukan efisiensi internal relatif turbin (η_{0i}).

Dalam perhitungan, harga u/c_1 diasumsikan terlebih dahulu dan sebagai perhitungan awal untuk berbagai tingkat kecepatan turbin, harga u/c_1 dapat menggunakan batasan yaitu untuk turbin impuls dengan satu tingkat kecepatan adalah : $x = u/c_1 = 0,20-0,50$ [1].

Harga u/c_1 optimum ditentukan melalui pertimbangan diameter cakram rata-rata (d) dan optimasi terhadap harga efisiensi internal relatif tiap tingkat tekanan turbin (η_{0i}). Efisiensi internal relatif untuk tiap tingkat merupakan perbandingan antara kerja bermanfaat yang dihasilkan oleh satu kilogram uap pada tingkat tersebut dan kerja teoritik yang dapat dihasilkannya.

Harga diameter cakram rata-rata untuk tiap tingkat tekanan ditentukan pada harga putaran (n) dan kecepatan absolut uap sewaktu meninggalkan nosel (c_1) tertentu untuk berbagai variasi harga u/c_1 . besarnya ditentukan sebagai berikut :

$$d = \frac{60 \left(\frac{u}{c_1} \right) \cdot c_1}{\pi n} = \frac{60 \cdot u}{\pi n} [m]$$

Dimana :

d : diameter cakram rata-rata [m]

u : kecepatan tangensial sudu gerak [m/s]

n : putaran cakram [rpm]

Pada turbin bertingkat, diameter turbin pada setiap tingkatnya dibuat sedemikian rupa sehingga kenaikan diameter terjadi secara gradual dari tingkat pertama sampai tingkat terakhir.

Untuk mempermudah dalam menentukan besar kecepatan dan sudut pada sudu turbin, maka perlu digambarkan segitiga kecepatan baik pada sisi masuk maupun pada sisi keluar sudu lihat gambar (5).

Kecepatan relatif, w_1 , dapat ditentukan dari diagram segitiga kecepatan atau dengan persamaan matematika untuk aturan cosinus, yaitu :

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1} [m/s]$$

Besarnya sudut β_1 adalah :

$$\beta_1 = \alpha_1 + \sin^{-1} \left[\frac{u \cdot \sin \alpha_1}{w_1} \right]$$

Walaupun sudu gerak yang ditentukan adalah berjenis impuls murni, namun dalam prakteknya sudu gerak tersebut tidaklah berjenis impuls murni melainkan memiliki derajat reaksi tertentu. Hal ini disebabkan bagian akhir sudu gerak dimana uap meninggalkan sudu gerak tidak diisi sepenuhnya oleh uap yang mengalir sehingga menyebabkan terbentuknya pusaran dan penarikan uap yang ada disekitarnya kedalam aliran utama maupun pengisapan uap yang melalui celah diantara sudu gerak dan stator [1].

Besarnya derajat reaksi tersebut dibatasi pada suatu harga optimum tertentu yang dinyatakan dengan perbedaan antara besar sudut β_2 dan β_1 . Biasanya sudut β_2 ditentukan sebagai berikut [1]:

$$\beta_2 = \beta_1 - (2^\circ - 10^\circ)$$

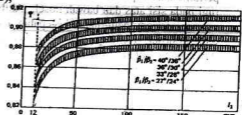
Pada sudu akan terjadi rugi-rugi energi yang menyebabkan kecepatan relatif w_2 akan lebih kecil dari kecepatan relatif w_1 . rugi-rugi energi tersebut dinyatakan sebagai koefisien kecepatan (Ψ) sehingga :

$$w_2 = \Psi \cdot \Psi_1 [m/s]$$

Pada sudu akan terjadi rugi-rugi energi yang menyebabkan kecepatan relatif w_2 akan lebih kecil dari kecepatan relatif w_1 . Rugi-rugi energi tersebut dinyatakan sebagai koefisien kecepatan (Ψ) sehingga :

$$W_2 = \psi \cdot \psi_1 [m/s]$$

Harga koefisien kecepatan untuk sudu gerak maupun sudu tetap dapat diperoleh dari gambar (6):



Gambar 6. Koefisien kecepatan ψ sebagai fungsi tinggi sudu (β_1).

Kecepatan uap absolut uap yang keluar dari sudu gerak (c_2), dapat ditentukan secara grafis dari diagram kecepatan atau dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot u \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2} [m/s]$$

Uap keluar dari sudu gerak dengan sudut α_2 dan ditentukan dari persamaan :

$$\alpha_2 = \beta_2 + \sin^{-1} \left[\frac{u \cdot \sin \beta_2}{c_2} \right]$$

Dari gambar (5) dapat dilihat bahwa :

$$\begin{aligned} W_{1u} &= w_1 \cdot \cos \beta_1 & c_{1u} &= c_1 \cdot \cos \alpha_1 \\ W_{2u} &= w_2 \cdot \cos \beta_2 & c_{2u} &= c_2 \cdot \cos \alpha_2 \\ W_{1a} &= w_1 \cdot \sin \beta_1 & c_{1a} &= c_1 \cdot \sin \alpha_1 \end{aligned}$$

6. Rugi-rugi Energi pada Turbin Uap

Dapat dibagi menjadi rugi-rugi internal dan rugi-rugi eksternal. Rugi-rugi internal adalah rugi-rugi energi uap ketika mengalir melalui turbin yang besarnya dipengaruhi oleh kondisi uap.

Rugi-rugi Energi pada Katup Pengatur

Sebelum memasuki turbin, uap akan melalui katup pengatur. Pada katup ini terjadi proses throttling dimana tekanan uap akan turun sementara entalpi uap konstan. Penurunan tekanan yang terjadi biasanya berkisar 3-5% dari tekanan uap sebelum memasuki katup, atau :

$$\Delta p_{kp} = (0,03 - 0,05) \cdot p_0$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \Delta p_{kp} &= \text{penurunan tekanan uap pada katup pengatur.} \\ P_0 &= \text{Tekanan uap sebelum melalui katup pengatur.} \end{aligned}$$

Rugi-rugi Energi Pada Nosel (h_n)

Rugi-rugi energi pada nosel disebabkan oleh adanya gesekan pada dinding nosel, gesekan visccus antara partikel uap, defleksi aliran, pertumbuhan lapisan batas, turbulensi dan rugi-rugi pada sisi atas dan bawah nosel. Akibat rugi-rugi ini terjadi penurunan kecepatan uap yang melalui nosel. Besarnya penurunan kecepatan ini dinyatakan oleh koefisien kecepatan uap (φ) dimana rumusnya :

$$h_n = \frac{c_u^2 - c_1^2}{2} = \left[\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right] \frac{c_1^2}{2} [J/kg]$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \varphi &= \text{koefisien kecepatan uap} \\ h_n &= \text{Tinggi nozel} \end{aligned}$$

Rugi-rugi Energi pada Sudu (h_b)

Besarnya rugi-rugi energi pada sudu dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$h_b = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{W_2^2}{2} [J/Kg]$$

Rugi-rugi Energi Kecepatan Keluar (h_c)

Besarnya rugi-rugi energi ini diberikan oleh persamaan :

$$h_c = \frac{c_2^2}{2} [J/kg]$$

Besarnya energi yang dimanfaatkan ini dinyatakan sebagai koefisien pemanfaatan kecepatan keluar (μ), sehingga kecepatan absolut uap yang masuk ke nosel tingkat berikutnya akan menjadi :

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_0 + \mu \cdot h_c^{pr})} [m/s]$$

Dimana h_c^{pr} adalah rugi-rugi energi kecepatan keluar dari tingkat sebelumnya. Harga koefisien μ bergantung pada jarak antara sudu gerak dan nosel tingkat berikutnya serta ketebalan ujung-ujung sudu gerak dan nosel.

Rugi-rugi Energi Akibat Gesekan Cakram dan Ventilasi (Windage)

Uap yang mengalir dalam turbin akan menimbulkan gesekan dengan cakram turbin yang berputar. Cakram yang berputar ini memberikan gaya tahan terhadap partikel uap yang berada didekat permukaan cakram dan memberikan gaya percepatan pada arah putaran cakram. Akibatnya sebagian energi mekanik akan dikonversikan menjadi panas. Besarnya rugi-rugi ini biasanya ditentukan dengan menggunakan persamaan empiris Stodola [1].

$$N_{fr,w} = \lambda \cdot [1,07 \cdot d^2 + 0,61 \cdot z \cdot (1 - \epsilon) \cdot d_1^{1,5}] \cdot \omega^3 \cdot \gamma \cdot 10^{-6} [kW]$$

Persamaan Forner dapat pula digunakan untuk menentukan rugi-rugi ini [1]. Yaitu ;

$$N_{fr,w} = \beta \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot \gamma \cdot 10^{-10} [kW]$$

Dimana :

n : putaran turbin [rpm]
 β : Koefisien 1,76 untuk rotor dengan satu tingkat kecepatan; 2,06 untuk rotor dengan dua tingkat kecepatan, dan 2,8 untuk rotor dengan tiga tingkat kecepatan.

Rugi-rugi energi akibat gesekan dan ventilasi dapat dihitung dari persamaan :

$$h_{fr,w} = \frac{N_{fr,w}}{G} [J/kg]$$

Rugi-rugi Energi Akibat Celah Antara Rotor dan Cakram sudu Tetap

Rugi-rugi energi akibat kebocoran uap melalui ruang celah dapat ditentukan sebagai berikut :

$$h_{leak} = \frac{G_{leak}}{G} (H_0 - h_n - h_b - h_c - h_{f,w}) [J / kg]$$

Laju aliran massa uap melalui celah labirin (G_{leak}), dapat ditentukan sebagai berikut [1].

$$G_{leak} = 100 \cdot f_s \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (p_1^2 - p_2^2)}{z \cdot p_1 \cdot v_1}} [kg / s] p_{cr} < p_2$$

Sedangkan apabila besar tekanan sesudah labirin terakhir lebih kecil dari pada tekanan kritis labirin, maka persamaannya adalah sebagai berikut :

$$G_{leak} = 100 \cdot f_s \cdot \sqrt{\frac{g \cdot p_1}{(z + 1,5) \cdot v_1}} [kg / s] p_{cr} > p_2$$

Harga tekanan kritis tersebut besarnya ditentukan sebagai berikut :

$$p_{cr} = \frac{0,86 \cdot p_1}{\sqrt{z + 1,5}} [ata]$$

Luas selimut pada satu labirin dapat ditentukan sebagai berikut :

$$f_s = \pi \cdot d \cdot s \quad [m^2]$$

7. Daya dan Efisiensi Turbin

Daya teoritis yang dapat dibangkitkan oleh turbin adalah :

$$N_0 = G \cdot H_0 \quad [\text{Watt}]$$

Dimana H_0 adalah jatuh entalpi uap teoritis pada turbin.

Daya yang ditimbulkan oleh perubahan energi kecepatan turbin adalah :

$$N_u = G \cdot H_u \quad [\text{Watt}]$$

Dimana $H_u = H_0 -$ rugi-rugi energi yang berhubungan dengan kecepatan, yaitu : rugi-rugi nosel, rugi-rugi sudu, dan rugi-rugi kecepatan keluar, sehingga;

$$N_u = G \cdot (H_0 - h_n - h_b - h_c) \quad [\text{Watt}]$$

Perbandingan antara N_u dengan daya teoritis turbin disebut dengan efisiensi relatif sudu η_u , yaitu :

$$\eta_u = \frac{N_u}{N_0} = \frac{H_u}{H_0}$$

Efisiensi internal sudu dapat pula dinyatakan oleh persamaan berikut

$$\eta_u = \frac{2 \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{c_h^2}$$

Daya internal turbin adalah daya yang dihasilkan oleh turbin setelah dikurangi dengan seluruh rugi-rugi energi didalam turbin. Daya internal turbin N_i diatas sebagai berikut :

$$N_i = G \cdot H_i \quad [\text{Watt}]$$

Dimana :

$$H_i = H_0 - \Sigma h_{losses} \quad [J / kg]$$

Perbandingan daya internal turbin terhadap daya teoritis turbin disebut sebagai efisiensi internal turbin, η_{oi} , atau :

$$\eta_{oi} = \frac{N_i}{N_0} = \frac{H_i}{H_0}$$

Daya efektif yang terjadi pada poros turbin adalah:

$$N_{eff} = N_i - N_m \quad [\text{Watt}]$$

Dimana N_m adalah kerugian mekanik pada poros.

Hubungan antara daya efektif dengan daya internal turbin disebut dengan efisiensi mekanik turbin, η_m , yaitu :

$$\eta_m = \frac{N_{eff}}{N_i}$$

Perbandingan antara daya efektif turbin terhadap daya teoritis turbin disebut sebagai efisiensi efektif relatif turbin, η_{re} , yaitu ;

$$\eta_{re} = \frac{N_{eff}}{N_0} = \frac{N_i \cdot \eta_m}{N_i / \eta_{oi}} = \eta_m \cdot \eta_{oi}$$

Daya yang terjadi pada generator, N_e , akan lebih kecil dari daya efektif, N_{eff} , karena adanya kerugian energi pada generator. Perbandingan antara keduanya disebut sebagai efisiensi generator η_g , yaitu :

$$\eta_g = \frac{N_e}{N_{eff}}$$

PEMBAHASAN

Proses Perhitungan

1. Perhitungan Tingkat Tekanan Pertama

1. Tingkat keadaan uap masuk ke tingkat tekanan pertama (titik A_0') sebagai berikut :

$$P_0' = 14,906 \text{ bar}$$

$$T_0' = 324,1763^\circ\text{C}$$

$$H_0' = 3092,643 \text{ kJ/kg}$$

$$S_0' = 7,01531 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$V_0' = 0,1790751 \text{ m}^3/\text{kg}$$

2. Entalpi uap setelah ekspansi isentropis pada nosel (titik A_{01}) $h_{A_{01}} = 2927,643 \text{ kJ/kg}$

3. Jatuh entalpi teoritis

$$H_{0,1} = h_0^* - h_{A_{01}} = 165 \text{ kJ/kg}$$

4. Tekanan uap keluar dari tingkat pertama, $p_1 = 7,652 \text{ bar}$

5. Kecepatan uap keluar dari nosel

$$C_{11} = \sqrt{2000H_{0,1}} = \sqrt{2000 \cdot 165} = 54,4563 \text{ m/s}$$

6. Koefisien kecepatan nosel, $\varphi = 0,95$

7. Kecepatan uap sebenarnya keluar dari nosel

$$c_1 = \varphi \cdot c_{11} = 0,95 \cdot 54,4563 = 54,57335 \text{ m/s}$$

8. Rasio w/c_1

Besarnya efisiensi internal relatif (η_{01}), dihitung berdasarkan harga rasio w/c_1 yang berbeda-beda, mulai dari 0 sampai 0,5 dengan interval sebesar 0,05. Harga w/c_1 yang memberikan harga efisiensi optimum (disebut w/c_1 optimum), akan digunakan dalam perhitungan. Dari perhitungan yang sudah dilakukan, diperoleh w/c_1 optimum sebesar 0,415.

9. Kecepatan keliling

$$u = \left(\frac{u}{c_1} \right) \cdot c_1 = 226,4794 \text{ m/s}$$

10. Diameter cakram rata-rata

$$d = \frac{60u}{\pi n} = 0,8651 \text{ m}$$

11. Sudut serang nosel

Sudut serang nosel ditetapkan sebesar, $\alpha_1 = 12^\circ$

12. Kecepatan uap relatif masuk

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 \cdot \cos \alpha_1}$$

$$\sqrt{(54,57335)^2 + (226,4794)^2 - 2 \cdot (54,57335) \cdot (226,4794) \cdot \cos 12^\circ}$$

$$= 327,6049 \text{ m/s}$$

13. Sudut β_1

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{c_1}{w_1} \cdot \sin \alpha_1 \right) = \sin^{-1} \left(\frac{54,57335}{327,6049} \cdot \sin 12^\circ \right) = 20,2639^\circ$$

14. Sudut β_2

$$\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ = 20,2639^\circ - 3^\circ = 17,2639^\circ$$

15. Koefisien kecepatan sudu gerak (untuk tinggi sudu, $l_1 = 14,5 \text{ mm}$) yaitu :

$$\psi_b = 0,82$$

16. Kecepatan uap relatif keluar sudu gerak $W_2 = \psi_b \cdot w_1 = 0,82 \cdot 327,6049 = 268,6360 \text{ m/s}$

17. Sudut α_2

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{w_2 \cdot \sin \beta_2}{(w_2 \cdot \cos \beta_2) - u} \right)$$

$$= \tan^{-1} \left(\frac{268,6360 \cdot \sin 17,2639^\circ}{(268,6360 \cdot \cos 17,2639^\circ) - 226,4794} \right)$$

$$= 69,3448^\circ$$

18. Kecepatan absolut dalam arah tangensial,

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 54,57335 \cdot \cos 12^\circ = 533,8079 \text{ m/s}$$

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 85,2008 \cdot \cos 69,3448^\circ = 30,0540 \text{ m/s}$$

19. Efisiensi relatif sudu, η_u

$$\eta_u = \frac{2u \cdot (c_{1u} - c_{2u})}{c_1^2}$$

$$= \frac{2 \cdot 226,4794 \cdot (533,8079 - 30,0540)}{54,4563^2}$$

$$= 0,740$$

20. Daya gesekan cakram dan ventilasi, $N_{fr,w}$

Dengan menggunakan rumus Forner, maka daya yang hilang akibat gesekan cakram dan ventilasi adalah :

$$N_{fr,w} = \beta \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_n \cdot \gamma \cdot 10^{-10} \text{ (kW)}$$

Dimana:

$$\beta = 1,76$$

$$l_1 = 1,45 \text{ cm}$$

$$\gamma = \frac{1}{v_{A1}} = \frac{1}{0,3043329} = 3,2859 \text{ kg/m}^3$$

$$N_{fr,w} = \beta \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_n \cdot \gamma \cdot 10^{-10} \text{ (kW)}$$

$$= 1,76 \cdot 0,8651^4 \cdot 5000^3 \cdot 1,45 \cdot 3,2859 \cdot 10^{-10}$$

$$= 58,7064 \text{ kW}$$

21. Koefisien gesekan cakram dan ventilasi,

$$\xi_{fr,w}$$

$$\xi_{fr,w} = \frac{204 \cdot g \cdot N_{fr,w}}{G \cdot c_{1u}^2}$$

$$= \frac{204 \cdot 9,81 \cdot 58,7064}{7,6 \cdot 54,4563^2} = 0,0468$$

22. Efisiensi internal relatif, η_{0i}

$$\eta_{0i} = \eta_u - \xi_{fr,w} = 0,7740 - 0,0468 = 0,7271$$

2. Entalpi uap setelah ekspansi isentropis pada nosel (titik A_n) h_{A_n} = 2927,643 kJ/kg

3. Jatuh entalpi teoritis

$$H_{0,1} = h_0' - h_{A_n} = 165 \text{ kJ/kg}$$

4. Tekanan uap keluar dari tingkat pertama, p₁ = 7,652 bar

5. Kecepatan uap keluar dari nosel

$$C_{1n} = \sqrt{2000H_{0,1}} = \sqrt{2000 \cdot 165} = 54,4563 \text{ m/s}$$

6. Koefisien kecepatan nosel, $\varphi = 0,95$

7. Kecepatan uap sebenarnya keluar dari nosel

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1n} = 0,95 \cdot 54,4563 = 545,7335 \text{ m/s}$$

8. Rasio w/c₁

Besarnya efisiensi internal relatif (η_{oi}), dihitung berdasarkan harga rasio w/c₁ yang berbeda-beda, mulai dari 0 sampai 0,5 dengan interval sebesar 0,05. harga w/c₁ yang memberikan harga efisiensi optimum (disebut w/c₁ optimum), akan digunakan dalam perhitungan. Dari perhitungan yang sudah dilakukan, diperoleh w/c₁ optimum sebesar 0,415.

9. Kecepatan keliling

$$u = \left(\frac{u}{c_1} \right) \cdot c_1 = 226,4794 \text{ m/s}$$

10. Diameter cakram rata-rata

$$d = \frac{60u}{\pi n} = 0,8651 \text{ m}$$

11. Sudut serang nosel

Sudut serang nosel ditetapkan sebesar, $\alpha_1 = 12^\circ$

12. Kecepatan uap relatif masuk

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha_1}$$

$$\sqrt{(545,7335)^2 + (226,4794)^2 - 2(545,7335)(226,4794) \cos 12^\circ} \\ = 327,6049 \text{ m/s}$$

13. Sudut β_1

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1 \right) = \sin^{-1} \left(\frac{545,7335}{327,6049} \sin 12^\circ \right) = 20,2639^\circ$$

14. Sudut β_2

$$\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ = 20,2639^\circ - 3^\circ = 17,2639^\circ$$

15. Koefisien kecepatan sudu gerak (untuk tinggi sudu, l₁ = 14,5 mm) yaitu :

$$\psi_b = 0,82$$

16. Kecepatan uap relatif keluar sudu gerak

$$W_2 = \psi_b \cdot w_1 = 0,82 \cdot 327,6049 = 268,6360 \text{ m/s}$$

17. Sudut α_2

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{w_2 \sin \beta_2}{(w_2 \cos \beta_2) - u} \right) \\ = \tan^{-1} \left(\frac{268,6360 \sin 17,2639^\circ}{(268,6360 \cos 17,2639^\circ) - 226,4794} \right) \\ = 69,3448^\circ$$

18. Kecepatan absolut dalam arah tangensial,

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 545,7335 \cos 12^\circ = 533,8079 \text{ m/s}$$

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = 85,2008 \cos 69,3448^\circ = 30,0540 \text{ m/s}$$

19. Efisiensi relatif sudu, η_u

$$\eta_u = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_{1n}^2} \\ = \frac{2 \cdot 226,4794 \cdot (533,8079 - 30,0540)}{54,4563^2} \\ = 0,740$$

20. Daya gesekan cakram dan ventilasi, N_{f,w}

Dengan menggunakan rumus Forner, maka daya yang hilang akibat gesekan cakram dan ventilasi adalah :

$$N_{f,w} = \beta \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_n \cdot \gamma \cdot 10^{-10} \text{ (kW)}$$

Dimana:

$$\beta = 1,76$$

$$l_1 = 1,45 \text{ cm}$$

$$\gamma = \frac{1}{v_{A1}} = \frac{1}{0,3043329} = 3,2859 \text{ kg/m}^3$$

$$N_{f,w} = \beta \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_n \cdot \gamma \cdot 10^{-10} \text{ (kW)}$$

$$= 1,76 \cdot 0,8651^4 \cdot 5000^3 \cdot 1,45 \cdot 3,2859 \cdot 10^{-10} \\ = 58,7064 \text{ kW}$$

21. Koefisien gesekan cakram dan ventilasi,

$$\xi_{f,w}$$

$$\xi_{f,w} = \frac{204 \cdot g \cdot N_{f,w}}{G \cdot c_u^2}$$

$$= \frac{204 \cdot 9,81 \cdot 58,7064}{7,6574 \cdot 4563^2} = 0,0468$$

22. Efisiensi internal relatif, η_{oi}

$$\eta_{oi} = \eta_u - \xi_{f,w} = 0,7740 - 0,0468 = 0,7271$$

23. Rugi-rugi energi

a. Rugi-rugi pada nosel, h_n

$$h_n = \frac{c_n^2 - c_1^2}{2000} = \frac{(574,4563)^2 - (545,7335)^2}{2000} = 16,0875 \text{ kJ / kg}$$

➤ Entalpi uap setelah mengalami ekspansi pada nosel (titik A_1) adalah :

$$h_{A1} = h_{A0} + h_n = 2927,643 + 16,0875 = 2943,7305 \text{ kJ/kg}$$

➤ Volume spesifiknya adalah :

$$v_{A1} = 0,3043329 \text{ m}^3/\text{kg}$$

b. Rugi-rugi pada sudu gerak, h_b

$$h_b = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2000} = \frac{(327,6049)^2 - (268,6360)^2}{2000} = 17,5798 \text{ kJ / kg}$$

➤ Entalpi uap setelah melalui sudu gerak (titik B_1) adalah :

$$H_{B1} = h_{A1} + h_b = 2943,7305 + 17,5798 = 2961,3103 \text{ kJ/kg}$$

➤ Volume spesifiknya adalah

$$v_{B1} = 0,3096625 \text{ m}^3/\text{kg}$$

c. Rugi-rugi pada titik C_1 adalah :

$$h_{fr,w} = \frac{N_{fr,w}}{G} = \frac{58,7064}{7,6} = 7,7245 \text{ kJ / kg}$$

d. Rugi-rugi akibat kebocoran uap, h_{leak}

Pada tingkat pertama, cakram yang memegang nosel menyatu dengan rumah turbin, sehingga tidak memerlukan labirin antara cakram pemegang nosel dengan rumah turbin karena tidak ada celah pada tempat tersebut. Akibatnya pada tingkat pertama tidak terjadi kebocoran uap sehingga :

$$h_{leak} = 0 \text{ kJ/kg}$$

e. Rugi-rugi akibat kebasahan uap, $h_{wetness}/h_{wet}$
 Pada tingkat pertama, tingkat keadaan uap berada pada fasa kering (uap panas lanjut), sehingga tidak ada rugi-rugi akibat kebasahan uap, maka :

$$H_{wet} = 0 \text{ kJ/kg}$$

f. Rugi-rugi kecepatan keluar, h_e

$$h_e = \frac{c_2^2}{2000} = \frac{(85,2008)^2}{2000} = 3,6296 \text{ kJ / kg}$$

24. Tingkat keadaan uap yang keluar dari tingkat pertama turbin (titik M_1),

➤ $H_{M1} = h_{F1} = 2972,6644 \text{ kJ/kg}$

➤ $S_{M1} = S_{c1} = 7,09467 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

Dari tabel uap diperoleh :

- $P_{M1} = 7,77422 \text{ bar}$
- $T_{M1} = 259,9371 \text{ }^\circ\text{C}$
- $v_{M1} = 0,3083743 \text{ m}^3/\text{kg}$
- $X_{M1} = 1$ (uap panas lanjut)

25. Jatuh entalpi yang dapat dimanfaatkan pada tingkat pertama,

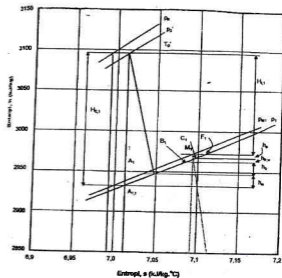
$$H_{i,1} = H_{0,1} - \sum h_{\text{losses}} = 165 - 45,0214 = 119,9786 \text{ kJ/kg}$$

26. Efisiensi internal relatif tingkat pertama

$$\eta_{oi} = \frac{H_{i,1}}{H_{0,1}} = \frac{119,9786}{165} = 0,7271$$

27. Daya internal tingkat pertama

$$N_{i,1} = G \cdot H_{i,1} = 7,6 \cdot 119,9786 = 911,8374 \text{ kW}$$



Tingkat Keadaan Uap Masuk Tingkat 1 :

$$h_0 = 3082,84 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 2961,31 \text{ kJ/kg}$$

Tingkat Keadaan Uap Keluar Tingkat 1 :

$$h_{M1} = 2972,66 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{B1} = 2961,31 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{C1} = 2943,73 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{F1} = 2972,66 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{0,1} = 2961,31 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{0,1} = 119,9786 \text{ kJ/kg}$$

$$h_e = 3,6296 \text{ kJ/kg}$$

KESIMPULAN

1. Tegangan maksimum pada roda gerak terjadi pada permukaan hub yang bersentuhan dengan poros. Hal tersebut terjadi karena permukaan tersebut mengalami tegangan tangensial yang terbesar.
2. Putaran kritis poros berada 21% dibawah putaran kerja poros turbin yang direncanakan, sehingga operasi turbin berada pada tingkat yang aman. Krena putaran kritisnya berada dibawah putaran kerja maka poros ini disebut

dengan poros fleksibel. Sewaktu menstart turbin putaran kritis ini harus dilewati dengan cepat sehingga tidak ada waktu untuk pembesaran lendutan yang bila dibiarkan akan menyebabkan melengkungnya poros dan merusakkan bantalan-bantalan.

3. Elemen-elemen turbin yang direncanakan baik dari segi bentuk, kekuatan terhadap beban dan pemilihan bahan telah memenuhi kondisi aman.

DAFTAR PUSTAKA

1. Arismunandar, W., *Penggerak Mula :Turbin*, Edisi kedua, Detakan Ketiga, Penerbit ITB, Bandung, 1997.
2. El-Wakil, M.M., *Powerplant Technology*, International Editions, Mc Graw- Hill Book Company, Inc. 1988.
3. Kearton, William J., *Steam Turbines*, Second Editions, McGraw-Hill Company Book, Inc, 1948.
4. Moran, Michael J., *Fundamental of Engineering Thermodynamics*, Third Edition, SI Version, John Wiley & Sons, Inc.1955.
5. Niemann, Gustav, *Machine Elements, Design and Calculation in Mechanical Engineering*, English Edition Volume 1, Springer-Verlag, New York, 1978.
6. Pawito, M. Sontowiro, *diktat ke-2 :Turbin Uap*, 1992.
7. Pawito, M. Sontowiro, *Fuel and Lubrication*, Edisi kedua, 1984.
8. Shlyakhin, P., *Sistem Turbines, Theory and Design*, Peace Publisher, Moscow.
9. Sularso, Kiyokatsu suga, *Elemen Mesin Dasar - Perencanaan dan Pemilihan*, Cetakan ke-7 PT. Pradnya Paramita, Jakarta, 1991.
10. Zietemann, *Die Dampfturbinen , Theorie, Berechnung und Konstruktion fur Studium und Praxis*, Springer-Verlag, Berling-Gottingen-Heidelberg, 1955.