Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

ANALISIS VARIASI SUDUT PADA TURBIN IMPULS TERHADAP DAYA MEKANIS TURBIN UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP

Edi B.Kacaribu[1], Mulfi Hazwi[2], Darwin Sitompul[3], Tulus B. Sitorus[4], Terang UHSG[5], M. Sabri[6]
[1,2,3,4,5,6]Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara
Email: eb.kacaribu@yahoo.com

ABSTRAK

Kondisi sudut nosel turbin secara tepat akan mampu mendayagunakan uap secara efisien untuk menghasilkan daya turbin. Artinya posisi atau arah sudut sudu tersebut akan menentukan besar kecilnya daya yang akan ditransmisikan ke poros turbin. Dengan menentukan arah uap masuk ke turbin dan posisi sudu yang menerima semburan uap harus dihitung secara cermat guna mendapatkan daya yang dihasilkan turbin semaksimum mungkin. Objek dari penelitian adalah turbin uap di PT.Growth Sumatera Industri Medan. Hasil dari analisis untuk variasi sudut semburan uap didapat bahwa besar sudut α_1 yang paling optimal untuk menghasilkan daya turbin yang maksimal adalah sebesar 16° dan mengalami peningkatan 3,35%. Untuk variasi sudut sudu masuk atau sudut β_1 dengan memakai sudut α_1 sebesar 16°, didapat bahwa besar sudut β_1 yang optimal untuk mendapatkan daya maksimum sebesar 21°, mengalami peningkatan 0,416%.

Kata kunci : Sudut Sudu-sudu Turbin Impuls, Pembangkit Tenaga Uap, Daya Mekanis

1. PENDAHULUAN

Salah satu bentuk energi yang paling dibutuhkan manusia sekarang ini adalah energi listrik, manusia membutuhkan energi listrik untuk kebutuhan rumah tangga, industri, transportasi dan untuk kebutuhan lainnya.

Pada instalasi turbin uap, turbin memiliki peranan yang paling penting guna memperoleh hasil yang dibutuhkan. Untuk memperoleh hasil yang optimal maka efektifitas dan efisiensi menjadi hal yang utama dalam pengoperasian tersebut.

Memposisikan sudut sudu-sudu turbin secara tepat akan mampu mendayagunakan uap secara efisien untuk menghasilkan daya turbin. Posisi atau arah sudut sudu tersebut akan menentukan besar kecilnya daya yang akan ditransmisikan ke poros turbin, jadi posisi sudu-sudu turbin harus dihitung secara cermat.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Gambaran Umum Turbin Uap

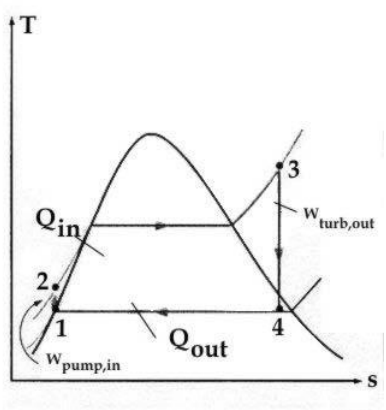
Turbin uap termasuk mesin pembangkit tenaga. Pada turbin terjadi perubahan dari energi potensial uap menjadi energi kinetik yang kemudian diubah lagi menjadi energi mekanik pada poros turbin, selanjutnya energi mekanik diubah menjadi energi listrik pada generator.

2.2. Analisa Termodinamika

Turbin uap, ketel uap, pompa dan kondensor, dipadukan untuk membentuk suatu siklus daya uap atau siklus rankine. Siklus ini menggunakan fluida dalam dua fasa yaitu cairan dan uap.

Secara ideal proses termodinamika yang terjadi pada siklus ini adalah penekanan isentropik, penambahan kalor secara isobar, ekspansi isentropik, dan pembuangan panas isobar.

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)



Gambar 1. Diagram T-S siklus Rankine

Siklus Rankine sederhana terdiri dari beberapa proses, yakni sebagai berikut :
1 → 2 : Proses pemompaan isentropik didalam pompa
2 → 3 : Proses pemasukan kalor atau pemanasan pada tekan konstan dalam ketel uap
3 → 4 : Proses ekspansi isentropik didalam turbin
4 → 1 : Proses pengeluaran kalor pada tekanan konstan

Besar kerja dan kalor dapat ditentukan pada masing-masing proses yakni sebagai berikut :

1. Kerja Pompa WP $= h_2 - h_1$ (1)
2. Penambahan Kalor pada Boiler Qin $= h_3 - h_2$ (2)
3. Kerja Turbin WT $= h_3 - h_4$
4. Kalor yang dibuang pada Kondensor

   Qout $= h_4 - h_1$ (3)
5. Efisiensi Thermal

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_r - W_p}{Q_{in}} \quad (4)$$

$$\eta_{th} = \frac{h_3 - h_4 - h_2 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (5)$$

2.3. Komponen Instalasi Turbin Uap

2.3.1. Pompa

Pompa adalah suatu alat yang digunakan untuk memindahkan suatu cairan dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara menaikkan tekanan cairan tersebut. Secara umum pompa dapat diklasifikasikan menjadi 2 bagian yaitu pompa kerja positif *(positive displacement pump)* dan pompa kerja dinamis (*non positive displacement pump*).

2.3.2. Ketel Uap

Ketel uap merupakan suatu komponen yang berfungsi sebagai tempat untuk menghasilkan uap, energi kinetiknya digunakan untuk memutar turbin. Secara umum boiler dibagi kedalam dua jenis yaitu boiler pipa api *(Fire tube boiler)* dan boiler pipa air *(water tube boiler)*.

2.3.3. Turbin

Turbin merupakan mesin penggerak, dimana energi fluida kerja dipergunakan langsung untuk memutarnya. Dengan adanya energi kinetis uap yang digunakan langsung untuk memutar turbin, maka dapat dikatakan juga disini, bahwa kemajuan teknologi turbin banyak dipengaruhi oleh kondisi uap yang dihasilkan.

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

2.3.4. Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar kalor yang berfungsi untuk mengkondensasikan uap keluaran turbin.

2.4. Dasar Teori Impuls

2.4.1. Prinsip Impuls dan Momentum

Dalam ilmu mekanika, *impuls* pada suatu benda terjadi akibat adanya perubahan momentum benda tersebut dalam selang waktu tertentu. Namun perlu diketahui bahwa impuls diartikan sebagai gaya yang bekerja pada benda dalam waktu yang sangat singkat. Sedangkan momentum suatu benda tersebut dalam fisika didefinisikan sebagai hasil kali massa benda dengan kecepatan gerak benda tersebut.

$$P = m.v \qquad (6)$$

p adalah lambang momentum, m adalah massa benda dan v adalah kecepatan benda. Momentum merupakan besaran vektor, jadi selain mempunyai besar alias nilai, momentum juga mempunyai arah. Besar momentum $p = m.v$

Hubungan impuls dengan momentum dapat dilihat dari persamaan berikut :

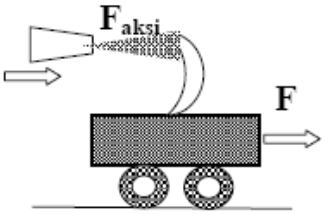
$$F = \frac{\Delta p}{\Delta t} \qquad (7)$$

Dimana :

F = gaya total yang bekerja pada benda
$p\Delta$ = perubahan momentum
$t\Delta$ = selang waktu perubahan momentum

2.4.2. Asas Impuls Pada Turbin

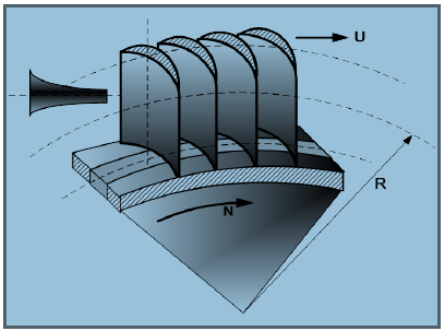
Pada roda turbin terdapat sudu dan fluida kerja mengalir melalui ruang di antara sudu tersebut. Apabila roda turbin dapat berputar akibat semburan uap, maka ada gaya yang bekerja pada sudu. Gaya tersebut timbul karena terjadinya perubahan momentum dari fluida kerja yang mengalir di antara sudu yang dianggap sangat efektif untuk menghasilkan gaya dorong. Gaya dorong harus lebih besar atau sekurang-kurangnya sama dengan berat turbin dan porosnya.



Gambar 2.. Asas Impuls Pada Sudu Turbin

2.5. Prinsip Turbin Impuls

Turbin impuls adalah turbin yang mempunyai roda jalan atau rotor dimana terdapat sudu-sudu impuls. Sudu-sudu impuls mudah dikenali bentuknya, yaitu simetris dengan sudut masuk β_1 dan sudut keluar β_2 yang sama.



Gambar 3. Sudu Turbin Impuls

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

2.6. Analisa Kecepatan Aliran Uap

Analisa kecepatan aliran uap yang melewati suatu sudu dapat digambarkan sebagai berikut :

1. Kecepatan aktual uap keluar dari nosel (c_{1t})

$$c_{1t} = 44{,}72\sqrt{\Delta h} \quad (m/s) \quad (8)$$

dimana :
Δh = besar jatuh kalor (*entalphi drop)* (kj/kg)

2. Kecepatan teoritis uap keluar dari nosel (c_1)

$$c_1 = c_{1t}.\varphi \quad (m/s) \quad (9)$$

dimana : φ = koefisien kecepatan pada dinding nosel (0,91 s/d 0,98)

3. Kecepatan tangensial sudu (u)

$$u = \frac{\pi.d.n}{60} \quad \text{(m/det)} \quad (10)$$

dimana :
d = diameter pada turbin(m)
n = putaran poros turbin (rpm)

4. Kecepatan relatif uap masuk sudu gerak pertama (w_1)

$$w_1 = \sqrt{c_1^{\,2} + u^2 - 2.c_1.u.\cos\alpha_1} \text{ (m/det)} \quad (11)$$

5. Kecepatan mutlak radial uap keluar sudu gerak baris pertama (c_{1u})

$$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1 \quad \text{(m/det)} \quad (12)$$

6. Kecepatan mutlak radial uap keluar sudu gerak baris kedua (c_{2u})

$$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_2 \quad \text{(m/det)} \quad (13)$$

7. Sudut masuk sudu gerak baris pertama (β_1)

$$\sin\beta = \frac{c_q \sin\alpha_1}{w_1} \quad \text{(m/det)} \quad (14)$$

8. Sudut uap keluar dari sudu gerak pertama (β_2)

$$\beta_2 = \beta_1 - (3^o - 5^o) \quad (15)$$

9. Kecepatan mutlak uap keluar dari sudu gerak pertama (w_2)

$$w_2 = \psi.w_1 \quad \text{(m/det)} \quad (16)$$

dimana :
ψ = koefisien kecepatan pada dinding sudu gerak

10. Kecepatan relatif uap masuk ke sudu pengarah (c_2)

$$c_2 = \sqrt{w_2^{\,2} + u^2 - 2.c'_1 + u.\cos\beta_2}\,(\text{m/det})) \quad (17)$$

11. Kecepatan mutlak uap keluar dari sudu pengarah ($c_{1'}$)

$$c_1' = \psi_{gb}.c_2 \quad \text{(m/det)} \quad (18)$$

12. Kecepatan teoritis uap keluar dari sudu pengarah (c'_1t)

$$c_1' = \frac{c'_1}{\psi_{gb}}\,(\text{m/det}) \quad (19)$$

dimana :
ψgb = koefisien kecepatan pada dinding sudu pengarah

13. Sudut keluar uap dari sudu pengarah (α'_1)

$$\alpha'_1 = \alpha_2 - (3^o - 5^o)$$

14. Kecepatan relatif uap masuk sudu gerak kedua (w'_1)

$$w'_1 = \sqrt{c'^{\,2}_1 + u^2 - 2.c'_1 + u.\cos\alpha'_2}\,(\text{m/det})$$

15. Kecepatan pada pelek (rim) menjadi (c'_1u)

$$c'_{1u} = c'_1 \cos\alpha'_1 \quad \text{(m/det)}$$

16. Sudut masuk sudu gerak kedua (β'_1)

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

$$\sin \beta'_1 = \frac{c'_1 \cos \alpha'_1}{w_1} \quad \text{(m/det)}$$

17. Sudut relatif uap keluar dari sudu gerak kedua (β'_2)

$$\beta'_2 = \beta'_1 - (3^o - 5^o) \text{(m/det)}$$

18. Kecepatan relatif uap keluar dari sudu gerak kedua (w'_2)

$$w'_2 = \psi . w'_1 \quad \text{(m/det)}$$

dimana :

ψ = koefisien kecepatan pada dinding sudu gerak

19. Kecepatan mutlak uap keluar dari sudu gerak kedua (c'_2)

$$c'_2 = \sqrt{w'^2_2 + u^2 - 2.w'_1 + u.\cos \beta'_2}$$

20. Sudut keluar sudu gerak kedua (α'_2)

$$\sin \alpha'_1 = \frac{w'_2 \sin \beta'_2}{c'_1} \quad \text{(m/det)}$$

21. Kecepatan pada pelek (rim) menjadi (c'_{2u})

$$c'_{2u} = c'_2 \cos \alpha'_1 \quad \text{(m/det)}$$

2.7. Kerugian Energi Pada Turbin Uap

1. Kerugian energi di katup pengatur

Jika tekanan uap masuk adalah Po maka akan terjadi penurunan tekanan menjadi tekan awal masuk turbin Po'. Penurunan tekan awal (ΔP) diperkirakan sebesar (3 − 5) % dari Po.

Kerugian energi yang terjadi pada katup pengatur ditentukan dengan :

ΔH = Ho - Ho'

dimana:

Ho = nilai penurunan kalor total turbin

Ho' = nilai penurunan kalor setelah mengalami proses penurunan tekanan akibat pengaturan melalui katup (3-5%) dari Po.

2. Kerugian energi pada nozel (h_n)

Kerugian energi dalam nosel adalah dalam bentuk kerugian energi kinetis

$$h_n = \frac{c^2_{1t} - c_1^2}{2000} \quad kJ / Kg$$

dimana :

H_n = besarnya kerugian di nosel

c_{it} = kecepatan uap masuk nosel teoritis

φ = koefisien kecepatan pada dinding nosel (0,93 - 0,98)

c_1 = kecepatan aktual uap keluar dari nosel

3. Kerugian energi pada sudu pengarah

$$h_{gb}' = \frac{c_2^{\ 2} - c_1^{\ 2}}{2000} \text{(kJ/kg)}$$

4. Kerugian energi pada sudu gerak

- Kerugian kalor pada sudu gerak pertama

$$h_b' = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2000} \text{(kJ/kg)}$$

- Kerugian pada sudu gerak baris kedua

$$h_b'' = \frac{w'^2_1 - w'^2_2}{2000} \text{(kJ/kg)}$$

dimana :

w_1 = kecepatan relatif uap masuk sudu gerak I

w_2 = kecepatan relatif uap keluar sudu gerak I

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

w'$_1$ = kecepatan relatif uap masuk sudu gerak II
w'$_2$ = kecepatan relatif uap keluar sudu gerak II

5. Kerugian energi akibat kecepatan keluar (h_e)

$$h_e = \frac{c'^2_2}{2000}(\text{kJ/kg})$$

6. Kerugian akibat gesekan cakram

$$hge.a = \frac{102Ng_{ca}}{427.\overset{o}{m}}4{,}187(\text{kJ/kg})$$

7. Kerugian energi pada ruang bebas pada turbin impuls

$$\text{h}_{\text{kebocoran}} = \frac{\overset{o}{m}_{kebocoran}}{\overset{o}{m}}(i_0 - i_2)(\text{kJ/kg})$$ Dimana m' kebocoran ditentukan berdasarkan tekanan kritis, yaitu :

$$P_{kr} = \frac{0{,}85.P_1}{\sqrt{z+1{,}5}}$$

Bila tekanan kritis lebih rendah dari P_2, maka kecepatan uap di dalam labirin adalah lebih rendah daripada kecepatan kritis dan massa alir kebocoran ditentukan dengan persamaan :

$$\overset{o}{m}\ kebocoran = 100\ fs\ \sqrt{\frac{g\left(\text{P}_1^{\ 2} - P_2^{\ 2}\right)}{zP_1\upsilon_1}} \qquad \text{(kg/det)}$$

sebaliknya, bila tekanan kritis lebih tinggi dari P_2 , maka kecepatan uap adalah lebih tinggi dari kecepatan kritisnya:

$$\overset{o}{m}\ kebocoran = 100\ fs\sqrt{\frac{g}{z+1{,}5}x\frac{P_1}{v_1}}$$

2.8. Efisiensi Turbin Uap Impuls

Efisiensi turbin dapat kita hitung sebagai berikut :

$$\eta_u = \frac{2 \cdot u \sum(c_{1u} + c_{2u})}{c_{1t}^{\ 2}}$$

$$L_o = E\dot{K}_{maks} = \dot{m}\ \frac{c_{1t}^2}{2} \qquad (J/s)$$

Sedangkan hubungannya dengan efisiensi turbin uap dapat dicari dengan menggunakan perbandingan antara kerja mekanis yang dihasilkan turbin dengan kerja teoritis uap pada pinggir cakram.

$$\eta_{\ u} = \frac{L_u}{L_o}$$

efesiensi relatif dalam

$$\eta_{01} = \frac{H_i}{H_0'}$$

efisiensi turbin dapat dihitung sebagai berikut :

$$\eta_u = \frac{2 \cdot u \sum(c_{1u} + c_{2u})}{c_{1t}^{\ 2}}$$

2.9. Daya Mekanis Turbin

Daya turbin dapat dihitung sebagai berikut :

$$P_u = F_u \cdot u$$

3. PENGUMPULAN DATA

3.1. Data Hasil Survey

Untuk membantu penelitian ini, maka dilakukan survey studi ke pembangkit listrik tenaga uap di PT. Growth Sumatra Industry. Ltd dengan spesifikasi:

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

1. Diameter turbin (d) : 850 mm
2. Sudut masuk uap (α_1) : 20°
3. Pemasukan uap parsial (ε) : 0,27
4. Tekanan uap masuk (P_3) : 20 bar
5. Suhu uap masuk (T_3) : 260 °C
6. Tekanan uap bekas (P_4) : 3 bar
7. Kualitas uap (x) : 0,93

3.2. Perhitungan

Untuk menghitung berapa besar panas jatuh uap pada turbin maka kondisi uap harus diketahui. Dalam hal ini kehilangan tekanan pada katub pengatur sebesar 5% dari tekanan suplai, sehingga tekanan sebelum memasuki nosel akan menjadi P'_3 = 0,95. 20 bar = 19 bar.

Sehingga pada tekanan uap masuk (P_3) = 20 bar dan temperatur 260 °C dan tekanan uap keluar turbin (P_4) = 3 bar, diperoleh kondisi uap :

io = 2930,9 Kj/kg
i_{1t} = 2554,07 Kj/kg
i'_{1t} = 2572,91 Kj/kg

Memasuki nosel akan menjadi :

P'_3 = 0,95. 20 bar = 19 bar

Sehingga penurunan kalor teoritis

$H_0 = (\Delta h) = io - i_1t$
= (2930,9–2554,07) = 376,86 kJ/kg

Sedangkan Penurunan kalor yang terjadi pada nosel ditentukan dari persamaan:

$H_0' = (\Delta h') = io - i'_{1t}$
= (2930,9–2572,91= 357,99 kJ/kg

3.3. Perhitungan Kecepatan Aliran Uap Pada Sudu-sudu Turbin

a. Kecepatan teoritis uap keluar dari nosel (c_1t)

$$c_{1t} = 44{,}72\sqrt{\Delta h_0'} = 44{,}72\sqrt{357{,}99} = 846{,}13\ m/s$$

b. Kecepatan mutlak uap keluar nosel (c_1)

Karena ada pengaruh koefisien kecepatan pada dinding nosel φ = 0,95
Maka

$$c_1 = c_{1t}.\varphi$$
$$= 0{,}95\ .\ 846{,}13\ m/s = 803{,}82\ m/s$$

c. Laju Aliran Massa Uap ($\overset{o}{m}$)

$$\overset{o}{m} = \frac{A_{nosel.}c_1}{v} = \frac{2{,}98.10^{-3}.803{,}82}{0{,}57}$$
$$= 4{,}2 kg/s$$

d. Kecepatan tangensial (u)

$$u = \left(\frac{u}{c_1}\right) opt.c_1$$

u = 0,22x 803,82 m/s = 176,84 m/s

sehingga dari sini kita dapat menghitung putaran turbin sebesar :

$$u = \frac{60.u}{\pi.d} = \frac{60.176{,}84}{\pi.0{,}85}$$
$$n = 3975\ rpm$$

e. Kecepatan relatif uap masuk sudu gerak pertama (w_1)

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

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2.c_1.u.\cos\alpha_1}$$
$$= \sqrt{803{,}82^2 + 176{,}84^2 - (2.803{,}82.176{,}84.\cos 20)}$$
$$= 640{,}51\ m/s$$

f. Sudut masuk sudu gerak I (β_1)

$$w_1 \sin\beta_1 = c_1 \sin\alpha_1 = \sin\beta = \frac{c_q \sin\alpha_1}{w_1}$$

$$\sin\beta = \frac{803{,}82}{640{,}51} x \sin 20 = 0{,}429$$

$$\beta_1 = arc \sin 0.42 = 25{,}42^0$$

g. Sudut sudu keluar dari sudu gerak pertama (β_2)

Sudut relatif sudu keluar lebih kecil 3º dari sudut sudu masuk.

Maka :

$\beta_2 = \beta_1$ - 3º = 25,42º - 3º = 22,42º

h. Kecepatan relatif uap keluar dari sudu gerak pertama (w_2)

Koefisien kecepatan pada sudu-sudu ψ = 0,86

$$w_2 = \psi\, w_1 = 0{,}86.640, = 55{,}84\ m/s$$

i. Kecepatan uap masuk kesudu pengarah (c_2)

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2.w_2.u.cos\beta_2}$$
$$c_2 = 393{,}19\ m/s$$

j. Sudut masuk sudu pengarah (α_2)

$$w_2 \sin\beta_1 = c_2 \sin\alpha_2$$
$$\sin\alpha_2 = \frac{w_2}{c_2} \times \sin\beta_2$$
$$\sin\alpha_2 = \frac{550{,}84}{393{,}19} \times \sin 22{,}42^0$$
$$= 32{,}30^0$$

k. Kecepatan mutlak radial uap keluar sudu gerak baris pertama (c_1u)

$$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1$$
$$= 803{,}82.\cos 20^0 = 775{,}34\ m/s$$

l. Kecepatan mutlak radial uap keluar sudu gerak baris kedua (c_2u)

$$c_{2u} = c_2 \cos\alpha_2 = 393{,}19 \cos 32{,}30^0$$
$$= 332{,}36\ m/s$$

m. Kecepatan mutlak uap keluar dari sudu pengarah (c_1')

Kecepatan mutlak uap masuk sudu gerak kedua dengan memperhitungkan kerugian akibat koefisien kecepatan pada sudu pengarah ψ = 0,86

$$c_1' = \psi_{gb}.c_2 = 338{,}14\ m/s$$

Dimana ψ_{gb} = koefisien kecepatan untuk sudu pengarah

n. Sudut sudu keluar dari sudu pengarah (α'_1)

Sudu gerak baris kedua lebih kecil 3º dari sudut sudu keluar sudu pengarah maka :

$$\alpha'_1 = \alpha_2 - 3^0 = 32{,}30 - 3^0 = 29{,}30^0$$

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

o. Kecepatan relatif uap masuk sudu gerak kedua (w'$_1$)

$$w'_1 = \sqrt{c'_1{}^2 + u^2 - 2.c'_1 u.\cos\alpha'_1}$$
$$w'_1 = 203{,}25\ m/s$$

p. Kecepatan pada pelek (rim) menjadi (c'$_{1U}$)

$$c'_{1u} = c'_1 \cos\alpha'_1$$
$$c'_{1u} = 338{,}14.\cos 29{,}30^0 = 294{,}90\ m/s$$

q. Sudut masuk sudu gerak kedua (β'$_1$)

$$\sin\beta'_1 = \frac{c'_1 \sin\alpha'_1}{w'_1}$$
$$\beta'_1 = arc\ \sin 0{,}814 = 54{,}49^0$$

r. Sudut uap keluar dari sudu gerak kedua (β'$_2$)

Sudut relative uap keluar dari sudu gerak kedua lebih kecil 3º dari sudut kecepatan relative uap masuk kedua sudu gerak kedua, maka :

$$\beta'_2 = \beta'_1 - 3^0 = 54{,}49^0 - 3^0 = 54{,}49$$

s. Kecepatan mutlak uap keluar dari sudu gerak kedua (w'$_2$)

Kecepatan relative uap pada sisi keluar sudu gerak kedua dengan memperhitungkan kerugian akibat koefisien kecepatan pada sudu pengarah

$$\psi = 0{,}86$$
$$w_2' = \psi.\mathrm{w}_1' = 174{,}80\ \mathrm{m/s}$$

Dimana ψ = koefisian kecepatan pada dinding sudu gerak

t. Kecepatan uap keluar dari sudu gerak kedua (c'$_2$)

$$c'_2 = \sqrt{w'_1{}^2 + u^2 - 2.u'_2.u.\cos\beta'_2}$$
$$= 152{,}75\ m/s$$

u. Sudut keluar sudu gerak kedua *(α'$_2$)*

$$\sin\alpha'_2 = \frac{w'_2.\sin\beta'_2}{c'_2}$$
$$\alpha'_2 = arc\ \sin 0{,}895 = 116{,}44^0$$

v. Kecepatan pada pelek (rim) menjadi (c'$_{2U}$)

$$c'_{2u} = c'_{2u}\cos\alpha'_2$$
$$c'_{2u} = 152{,}75 \times \cos 116{,}44^0$$
$$= -68\ m/s$$

3.4. Perhitungan Kerugian-kerugian Energi Pada Turbin Uap

a. Kerugian energi pada nosel *(h_n)*

$$h_n = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2000} \qquad kJ/kg$$
$$h_n = \frac{846{,}13^2 - 803{,}82^2}{2000} = 34{,}90\ kJ/kg$$

b. Kerugian energi untuk sudu pengarah

$$h_{gb} = \frac{c_2^2 - c_1'^2}{2000} = \frac{393{,}19^2 - 338{,}14^2}{2000}$$
$$= 20{,}13\ kJ/kg$$

c. Kerugian energi untuk sudu gerak

Kerugian kalor pada sudu gerak pertama *(h_b')*

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

$$h_b' = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2000} = \frac{640{,}51^2 - 550{,}84^2}{2000}$$
$$= 53{,}41\ kJ/kg$$

Kerugian pada sudu gerak baris kedua *(h_b'')*

$$h_b'' = \frac{w_1'^2 - w_2'^2}{2000} = \frac{203{,}25^2 - 174{,}80^2}{2000}$$
$$= 5{,}38\ kJ/kg$$

d. Kerugian energi untuk kecepatan keluar *(h_e)*

$$h_e = \frac{c_2'^2}{2000} = \frac{152{,}75^2}{2000} = 11{,}67\ kJ/kg$$

3.5. Efisiensi Turbin Uap Impuls

Efisiensi turbin dapat dihitung sebagai berikut :

$$\eta_u = \frac{2 \cdot u \sum(c_{1u} + c_{2u})}{c_{1t}^2}$$
$$\eta_u = 0{,}649 = 64{,}9\ \%$$

Untuk memeriksa ketepatan perhitungan kerugian kalor yang diperoleh diatas hasilnya dibandingkan dengan hasil yang diperoleh untuk nilai kecepatan uap masuk turbin teoritis (c_{1t}), dimana jika kesalahan perhitungan dibawah dari 2%, maka perhitungan diatas sudah tepat.

$$\eta_u = \frac{H_0' - \left(h_n + h_b' + h_{gb} + h_b + h_e\right)}{H_0'}$$
$$= 0{,}649 = 64{,}9\%$$

Sedangkan efesiensi relatif dalam (*internal relatife eficiency*) turbin dapat dihitung dengan cara sebagai berikut :

$$\eta_{01} = \frac{H_i}{H_0'}$$
$$= 230{,}62\ kJ/kg$$

Sedangkan $h_{ge.a}$ merupakan kerugian energi akibat gesekan cakram

$$h_{ge.a} = \frac{102 \cdot N_{ge.a}}{427 \cdot \overset{o}{m}}(Kkal/kg)$$
$$h_{ge.a} = \frac{102 \cdot N_{ge.a}}{427 \cdot \overset{o}{m}} 4{,}187(Kkal/kg)$$
$$N_{ge.a} = \beta \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot 1 \cdot \upsilon$$

β = koefisien untuk cakram baris ganda 2,06

$\overset{o}{m}$ = massa alir uap melalui tingkat turbin (4,2 kg/s)

n = putaran turbin (3975 rpm)

l = tinggi rata-rata sudu (2,05 cm)

d = diameter cakram atau diameter turbin = 0,85 m

Maka :

$$N_{ge.a} = (2{,}06 \cdot 10^{-10} \cdot 0{,}85^4 \cdot 3975^3 \cdot 2{,}05 \cdot 0{,}56)$$
$$= 7{,}89\ KW$$
$$N_{ge.a} = \frac{102 \times 7{,}89}{427 \times 4{,}2} 4{,}187$$
$$= 1{,}88\ kJ/kg$$

Maka efesiensi relatif dalam turbin sebesar :

$$\eta_{01} = \frac{230{,}62}{357{,}99} = 0{,}644 = 64{,}5\%$$

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

3.6. Daya Mekanis Yang Dihasilkan Turbin

Daya turbin dapat dihitung sebagai berikut :

$P_u = F_u \cdot u$

$P_u = 5521{,}33 \times 176{,}84$

$= 976393{,}38$ watt

$= 976{,}39$ kW

4. ANALISIS VARIASI SUDUT SUDU-SUDU IMPULS TERHADAP DAYA YANG DIHASILKAN TURBIN

4.1. Pengaruh Semburan Uap Terhadap Turbin Jika Sudut Masuk Semburan uap (α_1) Bervariasi

Dengan menggunakan persamaan di atas diperoleh nilai *Fu* dan *Pu* serta *ηu* yang berbeda-beda, jika α_1 divariasikan, seperti yang ditunjukkan pada tabel 1.

Tabel 1. Pengaruh Variasi Sudut Nosel (α_1) Terhadap Kecepatan Aliran Uap Pada Sudu-sudu Turbin dan Daya yang Dihasilkan

α_1 (°)	β_1 (°)	c_1 (m/s)	P_u (kW)
5	6,41	803,82	1.051,35
7	8,96	803,82	1.048,93
9	11,52	803,82	1.044,16
11	14,06	803,82	1.037,05
13	16,60	803,82	1.027,61
15	19,14	803,82	1.015,85
16	20,40	803,82	1.009,10
19	24,17	803,82	985,42
20	25,42	803,82	976,39
23	29,15	803,82	945,93
25	31,62	803,82	922,84
27	34,08	803,82	897,55
29	36,52	803,82	870,11
31	38,95	803,82	840,53
33	41,36	803,82	808,86
35	43,75	803,82	775,14
37	46,12	803,82	739,41
39	48,48	803,82	701,71
41	50,82	803,82	662,08
43	53,14	803,82	620,58
45	55,44	803,82	577,26
47	57,72	803,82	532,16
48	58,85	803,82	508,97

4.2.Pengaruh Semburan Uap Terhadap Turbin Jika Sudut Masuk Sudu (β_1) Bervariasi

Pada penelitian ini, sudut masuk sudu (β_1) divariasikan diantara 16,5°-22,0°, dasar dari pemilihan dari sudut ini adalah karena untuk sudut semburan uap dari perhitungan diatas didapat sudut α_1 sebesar 16°. Untuk menghitung pengaruh semburan uapnya terhadap turbin jika sudut masuk sudu divariasikan. Dengan cara yang sama seperti perhitungan diatas, Maka dapat kita dapatkan pengaruh semburan uap terhadap turbin, seperti dalam tabel berikut ini, dengan memakai sudut masuk semburan uap (sudut α_1) sebesar 16°. Dengan menggunakan persamaan di atas diperoleh nilai Fu dan Pu serta ηu yang berbeda-beda, jika β_1 divariasikan, seperti yang ditunjukkan pada tabel 2.

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, Maret 2015 (ISSN: 0216-7492)

Tabel 2. Besarnya daya mekanik yang dihasilkan

α_1 (°)	β_1 (°)	η_u(%)	P_u (kW)
16	16,5	0,164	246,29
16	17,0	0,297	447,16
16	17,5	0,405	608,96
16	18,0	0,490	737,07
16	18,5	0,556	836,08
16	19,0	0,605	909,89
16	19,5	0,640	961,83
16	20,0	0,662	994,79
16	20,5	0,673	1.011,23
16	21,0	0,674	1.013,30
16	21,5	0,667	1.002,84
16	22,0	0,653	981,46

Berdasarkan dari analisa diatas dapat diketahui bahwa jika besar sudut dari β_1 semakin besar dari α_1 maka efisiensi dan daya mekanis turbin yang dihasilkankan semakin besar, tetapi sampai pada saat-saat tertentu akan menghasilkan daya semakin menurun. Ini menunjukkan bahwa besar sudut dari β_1 tidak boleh beda jauh dari besar sudut dari α_1, dengan kata lain bahwa sudut dari β_1 haruslah searah dengan besar sudut dari α_1 nya.

5. KESIMPULAN

Dari proses analisis yang dilakukan terhadap data-data dan spesifikasi turbin uap jenis impuls yang dianalisis, maka disimpulkan bahwa:

1. Gaya tangensial dan daya mekanis turbin akan semakin besar jika sudut uap masuk (α_1) semakin kecil.
2. Hasil dari analisis untuk variasi sudut semburan uap didapat bahwa besar sudut α_1 yang paling optimal untuk menghasilkan daya turbin yang maksimal adalah sebesar 16°, dengan daya yang dihasilkan sebesar 1009,10 kW. Ini menunjukkan bahwa daya yang dihasilkan turbin mengalami peningkatan dari 976,39 kW menjadi 1009,10 KW (3.35%).
3. Untuk variasi sudut sudu masuk (sudut β_1) dengan memakai sudut α_1 sebesar 16°, didapat bahwa besar sudut β_1 yang optimal untuk mendapatkan daya maksimum didapat sudut β_1 sebesar 21°, dengan daya yang dihasilkan sebesar 1013,30 kW. Ini menunjukkan bahwa daya yang dihasilkan turbin mengalami peningkatan dari 1009,10 kW menjadi 1013,30 KW (0,416%).

DAFTAR PUSTAKA

[1]Shlyakhin, P. *Turbin Uap dan Perancangan*, terjemahan Zulkifli Harahap, Penerbit Erlangga, Jakarta 1993.

[2]Dietzel, Fritz. *Turbin, Pompa dan Kompresor*, terjemahan Dakso Sriyono, Penerbit Erlangga, Jakarta 1993.

[3]Douglas C. Giancoli, *Fisika 1* edisi kelima, terjemahan Dra. Yuhilza Hanum, M.Eng. Penerbit Erlangga, Jakarta 1998.

[4]Menson, Bruce R, Young, Donal F. *Mekanika Fluida*, edisi keempat jilid 2, alih bahasa Dr.Harinaldi dan Budiarso M.Eng, Penerbit Erlangga Jakarta, 2003.

[5] Kulshrestha S.K, *Termodinamika Terpakai, Teknik Uap dan Panas*, UI-Press Jakarta, 1989.