

# PERANCANGAN TURBIN UAP UNTUK SIKLUS GABUNGAN

Jenne Syarif

Email : Jenne 671965@yahoo.com

Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Lhokseumawe

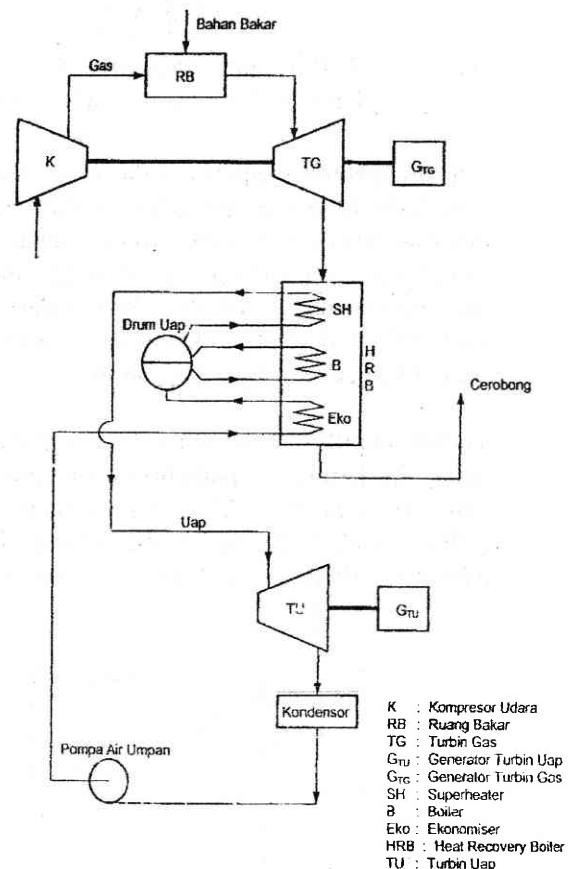
Turbin gas beroperasi pada temperatur yang tinggi, sekitar 1100 – 1650<sup>0</sup>C. Temperatur gas-gas hasil pembakaran pada turbin gas biasanya masih cukup tinggi, sehingga masih mengandung energi yang cukup besar. Energi ini masih bisa dimanfaatkan untuk meningkatkan efisiensi siklus turbin gas sekaligus meningkatkan daya yang dihasilkannya. Salah satu cara untuk memanfaatkan energi ini adalah dengan menggunakan siklus turbin uap. Siklus turbin gas yang dilanjutkan dengan siklus turbin uap disebut sebagai siklus gabungan (Combined Cycle). Pada siklus turbin uap, energi gas-gas hasil pembakaran dimanfaatkan untuk memanaskan uap pada suatu Heat Recovery Boiler. Uap dari Boiler digunakan untuk menggerakkan turbin uap yang selanjutnya akan menjalankan generator. Uap yang dapat dihasilkan oleh Heat Recovery Boiler biasanya memiliki laju aliran massa yang cukup kecil, sehingga daya yang dapat dibangkitkan oleh turbin uap juga akan relatif kecil.

Kata kunci: Turbin Uap, Combined Cycle, Siklus Gabungan

## PENDAHULUAN

Pembangkit daya siklus gabungan (Combined Cycle) adalah gabungan antara siklus turbin gas (Brayton) dan siklus turbin uap (Rankine). Penambahan siklus turbin uap pada siklus turbin gas dapat meningkatkan efisiensi siklus dengan memanfaatkan gas buangan hasil pembakaran system turbin gas. Selain meningkatkan efisiensi, siklus gabungan ini juga meningkatkan daya keluaran (daya output) yang dihasilkan. Gambar (1) memperlihatkan suatu siklus gabungan yang sederhana.

Energi yang dikandung oleh gas-gas hasil pembakaran system turbin gas biasanya masih cukup tinggi karena beroperasi pada temperature 1100-1650<sup>0</sup>C. pada siklus turbin uap, energi ini dimanfaatkan untuk membangkitkan uap pada suatu Heat Recovery Boiler (HRB) yang biasanya beroperasi pada temperature 540-650<sup>0</sup>C. Uap yang dihasilkan oleh Boiler digunakan untuk menggerakkan turbin uap yang mengkonversikan energi potensial uap menjadi energi poros. Pada siklus gabungan yang memiliki kapasitas daya yang rendah, daya yang dihasilkan turbin uap kira-kira setengah dari daya output turbin gas.



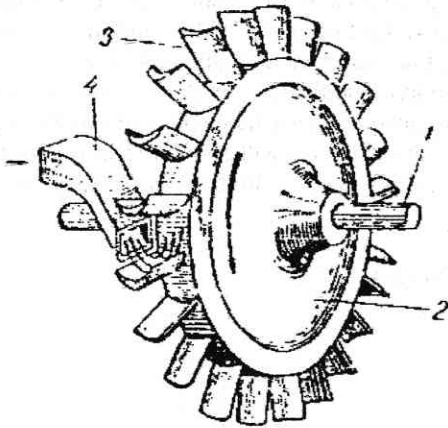
Gambar 1. Siklus Gabungan

## TEORI DASAR

### Dasar Perancangan Turbin Uap

#### 1. Jenis Turbin Uap

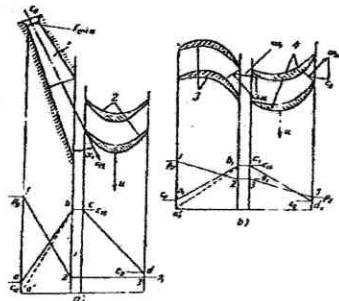
Turbin uap adalah suatu mesin tenaga yang mengkonversikan energi potensial (entalpi) uap menjadi energi kinetik yang selanjutnya dikonversikan lagi menjadi energi mekanik berupa putaran poros turbin. Turbin uap yang paling sederhana terdiri dari poros, cakram, sudu dan nosel ekspansi. Seperti yang diperlihatkan pada gambar (2) dibawah ini :



Gambar 2. Turbin Impuls Sederhana  
1-poros; 2-cakram; 3-sudu; 4-nosel

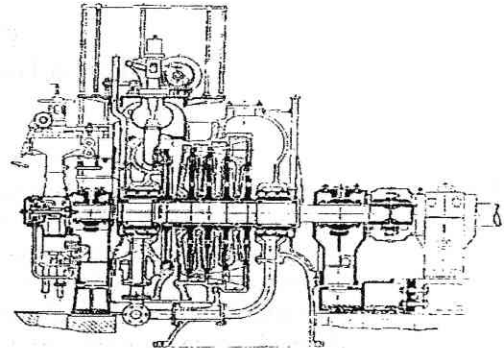
Uap mengalami ekspansi pada nosel 4 dari tekanan awal yang tinggi sampai tekanan akhir yang rendah. Penurunan tekanan uap disertai dengan turunnya energi yang dikandung uap sehingga menyebabkan naiknya kecepatan uap yang keluar dari nosel. Uap yang keluar dari nosel kemudian masuk ke barisan sudu 3 yang dipegang oleh cakram 2.

Turbin impuls adalah turbin yang proses ekspansi uapnya terjadi hanya pada nosel. Jika proses ekspansi uap terjadi pada nosel dan juga pada sudu, maka turbin tersebut disebut turbin reaksi. Untuk lebih jelasnya perhatikan gambar (3) dibawah ini :



Gambar 3. a) Tingkat Impuls dan b) Tingkat Reaksi  
1-nosel; 2&4-sudu gerak; 3-sudu tetap

Turbin Curtis adalah turbin tingkat tekanan tunggal yang memiliki dua atau tiga tingkat kecepatan. Contoh turbin impuls yang menggunakan turbin Curtis dapat dilihat pada gambar (4) :



Gambar 4. Turbin Impuls

#### 2. Ekspansi Uap pada Nosel

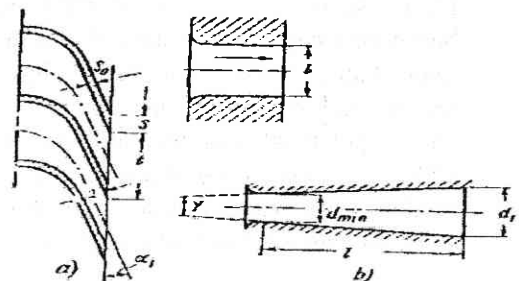
Peningkatan kecepatan uap pada sisi keluar nosel diperoleh akibat penurunan entalpi yang dikandung oleh uap. Jika tidak terjadi perpindahan panas dengan lingkungan, maka berdasarkan konservasi energi, energi total uap pada sisi masuk sama dengan pada sisi keluar nosel yaitu :

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + g \cdot z_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1$$

dengan menganggap  $z_0 = z_1$ , dan kecepatan  $c_0 \ll c_1$ , maka kecepatan teoritis uap adalah :

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1)}$$

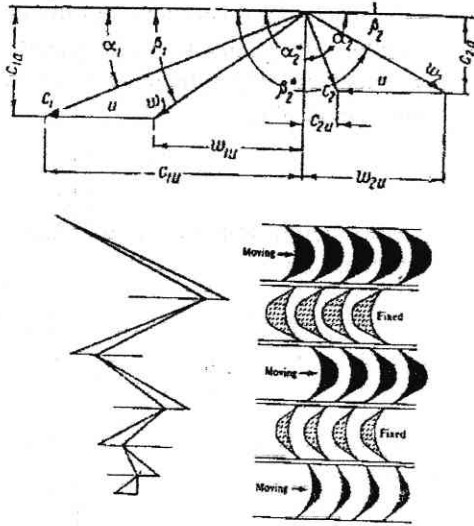
Proses ekspansi uap pada nosel yang memiliki penampang konstan dan konvergen hanya bisa mencapai suatu harga tekanan tertentu yang disebut tekanan kritis,  $p_{kr}$ . Untuk uap jenuh  $p_{kr} = 0,577 \cdot p_0$ , sedangkan untuk uap panas lanjut  $p_{kr} = 0,546 \cdot p_0$ . Jika tekanan keluar nosel  $p_1 < p_{kr}$ , maka ekspansi uap hanya terjadi sampai tekanan kritis  $p_{kr}$ . Untuk memperoleh tekanan keluar nosel  $p_1 < p_{kr}$ , dapat digunakan nosel jenis konvergen-divergen. Lihat gambar (5) dibawah ini :



Gambar 5. a) Nosel Konvergen, b) Nosel Konvergen-Divergen.

### 3. Segitiga Kecepatan Pada turbin Impuls

Pada turbin curtis, uap yang keluar dari sudu gerak baris pertama akan masuk kesudu tetap yang selanjutnya masuk kesudu gerak baris kedua dan seterusnya. Lihat gambar (6) dibawah ini :



Gambar 6. Segitiga kecepatan turbin impuls 1 baris (atas) dan 3 baris (bawah).

Kecepatan tangensial,  $u$ , merupakan kecepatan keliling turbin pada diameter cakram rata-rata. Kecepatan tangensial dapat diperoleh dari persamaan berikut :

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

Perbandingan antara kecepatan keliling (tangensial) dan kecepatan uap absolute,  $x = u/c_1$ , merupakan variable yang sangat penting dalam perancangan turbin uap, khususnya dalam menentukan efisiensi internal relative turbin  $\eta_{0i}$ .

Untuk turbin impuls dengan satu tingkat kecepatan :

$$x = u/c_1 = 0,20 - 0,50$$

untuk turbin Curtis dengan dua tingkat kecepatan :

$$x = u/c_1 = 0,20 - 0,26 \text{ atau } 0,10 - 0,30$$

Untuk turbin Curtis dengan tiga tingkat kecepatan :

$$x = u/c_1 = 0,10 - 0,18 \text{ atau } 0,05 - 0,20$$

Diameter cakram rata-rata merupakan harga diameter cakram yang dihitung pada sumbu sudu. Besarnya dapat ditentukan dari persamaan berikut.

$$d = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} [m]$$

dimana  $n$  adalah kecepatan putar turbin (rpm)

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

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

Besar sudut  $\beta_1$  adalah :

$$\beta_1 = \alpha_1 + \cos^{-1} \left[ \frac{c_1^2 + w_1^2 - u^2}{2 \cdot c_1 \cdot w_1} \right]$$

$$\text{atau ; } \beta_1 = \sin^{-1} \left[ \frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1 \right]$$

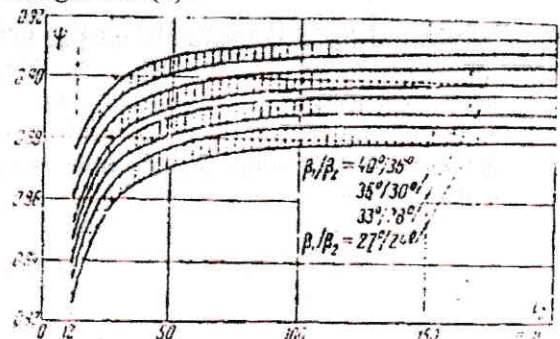
Untuk perancangan  $\beta_2$  dapat ditentukan dengan rumus sebagai berikut :

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

Pada sudu akan terjadi rugi-rugi energi yang menyebabkan kecepatan relative  $w_2$ , akan lebih kecil dari kecepatan relative  $w_1$ . Rugi-rugi energi ini dinyatakan sebagai koefisien kecepatan,  $\psi$  sehingga :

$$w_2 = \psi \cdot w_1 [m/s]$$

Harga koefisien kecepatan untuk sudu gerak maupun sudu tetap (pengarah) dapat diperoleh dari gambar (7) :



Gambar 7. Koefisien kecepatan ( $\psi$ ) sebagai fungsi tinggi sudu (1)

Kecepatan absolute uap yang keluar dari sudu gerak,  $c_2$ , dapat ditentukan secara grafis dari diagram kecepatan atau dengan menggunakan persamaan matematika sebagai berikut :

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

uap keluar dari sudu gerak dengan sudut  $\alpha_2$  dan ditentukan dari persamaan :

$$\alpha_2 = \beta_2 + \cos^{-1} \left[ \frac{c_2^2 + w_2^2 - u^2}{2 \cdot c_2 \cdot w_2} \right]$$

Kecepatan relative  $w_1'$  dan  $w_2''$  dapat ditentukan dari diagram segitiga kecepatan atau dengan persamaan matematika untuk aturan cosinus, yaitu :

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

dan

$$w_2'' = \sqrt{c_1''^2 + u^2 - 2.c_1''.u.\cos\alpha_1''} \quad [\text{m/s}]$$

sudut  $\beta_1', \beta_2''$  yang besarnya adalah

$$\beta_1' = \alpha_1' + \cos^{-1} \left[ \frac{c_1'^2 + w_1'^2 - u^2}{2.c_1'.w_1'} \right]$$

$$\beta_2'' = \alpha_1'' + \cos^{-1} \left[ \frac{c_1''^2 + w_2''^2 - u^2}{2.c_1''.w_2''} \right]$$

atau

$$\beta_1' = \sin^{-1} \left[ \frac{c_1'}{w_1'} \sin \alpha_1' \right]$$

$$\beta_2'' = \sin^{-1} \left[ \frac{c_1''}{w_2''} \sin \alpha_1'' \right]$$

Sudut  $\beta_1', \beta_2''$  ditentukan sebagai berikut :

$$\beta_2' = \beta_1' - 3^\circ$$

dan

$$\beta_2'' = \beta_1'' - 3^\circ$$

### Konversi Energi Pada Sudu Gerak Turbin Impuls

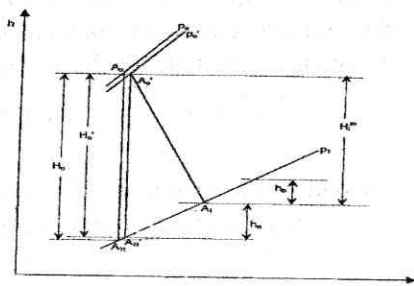
Perubahan energi kinetic uap dapat ditentukan jika perubahan kecepatan aliran pada nosel dan sudu sudah diketahui. Besarnya energi kinetic uap yang dapat digunakan untuk menghasilkan kerja mekanik pada sudu turbin impuls adalah :

$$H_u = \frac{c_{1r}^2 - c_2^2}{2} - h_n - h_b \quad [\text{J/kg}]$$

Untuk turbin curtis tiga baris :

$$H_u = \frac{c_{1r}^2 - c_2^2}{2} - h_n - h_{b1} - h_{gb1} - h_{b2} - h_{gb2} - h_{b3} \quad [\text{J/kg}]$$

Untuk lebih jelasnya perhatikan gambar (8) dibawah ini:



Gambar 8. Diagram h-s untuk suatu tingkat tekanan turbin impuls

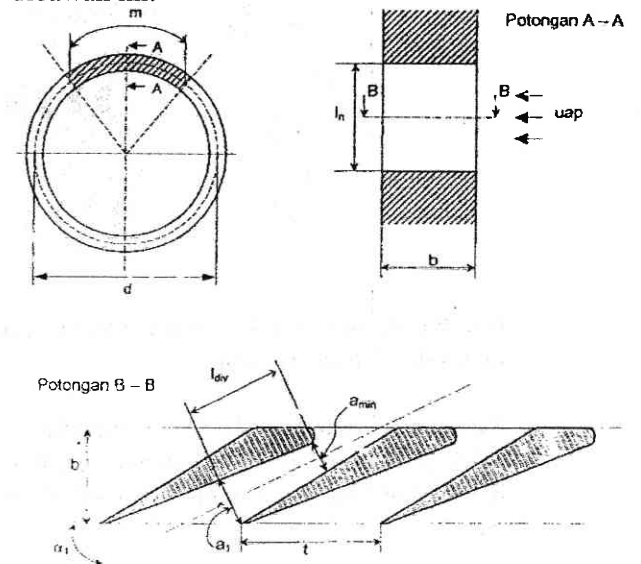
### Dimensi Nosel dan Sudu

#### 1. Dimensi Nosel

Uap yang masuk ke turbin akan melalui barisan nosel terlebih dahulu. Jika nosel yang digunakan diletakkan di seluruh keliling cakram, maka turbin tersebut dinamakan turbin dengan pemasukan uap penuh. Derajat pemasukan uap sebagian,  $\epsilon$ , dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\epsilon = \frac{m}{\pi.d} = \frac{t.z}{\pi.d}$$

Untuk lebih jelasnya perhatikan gambar (9) dibawah ini:



Gambar 9. Dimensi Nosel

Luas penampang seluruh nosel (total) pada sisi keluar nosel dalam arah tegak lurus vector kecepatan  $c_1$  adalah :

$$A_1 = a_1 l_n z$$

a. Pada sisi keluar

$$A_1' = \frac{A_1}{z} \quad [\text{m}^2]$$

Sedangkan lebar badan sebuah nosel adalah :

• Pada sisi masuk :

$$a_{\min} = \frac{A_1' \min}{l_n} \quad [\text{m}]$$

• Pada sisi keluar :

$$a_1 = \frac{A_1'}{l_n} \quad [\text{m}]$$

Panjang daerah divergensi nosel adalah :

$$L_{\text{div}} = \frac{a_1 - a_{\min}}{2 \cdot \tan(\gamma/2)} \quad [\text{m}]$$

Dimana  $\gamma$  adalah sudut divergensi nosel yang besarnya adalah  $6^\circ - 12^\circ$ .

## 2. Dimensi Sudu

Untuk sudu-sudu yang pendek tinggi sudu gerak pada sisi masuk adalah  $l_b' = 1_n + (2-4)mm$

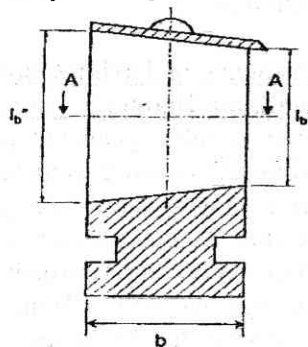
Sedangkan luas penampang pada sisi keluar sudu yang tegak lurus (normal) arah aliran uap adalah :

$$A_b^n = \frac{G.v_b}{w_2} [m^2]$$

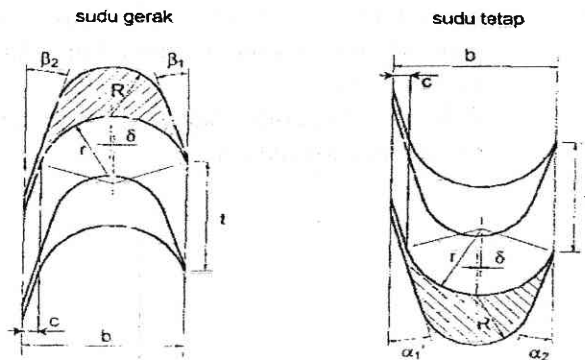
Jika diproyeksikan pada bidang putaran cakram, maka luas penampang sudu adalah :

$$A_{b1} = \frac{G.v_b}{w_2 \cdot \sin \beta_2} [m^2]$$

Untuk lebih jelasnya lihat gambar (10) berikut ini :



Potongan A - A



Gambar 10. Dimensi Sudu

Pada turbin Curtis tiga baris terdapat tiga buah sudu gerak dan dua buah sudu tetap. Dimensi masing-masing dapat dihitung dengan cara yang sama, yaitu :

- Tinggi sudu tetap pertama pada sisi masuk dibuat sedikit lebih besar dari  $l_{b1}''$  atau

$$L'_{gb1} = 1,3.l''_{b1} [m]$$

- Tinggi sudu tetap pertama pada sisi keluar :

$$l''_{gb1} = \frac{G.v_{gb1}}{\pi.d.\epsilon.c'_1 \cdot \sin \alpha'_1} [m]$$

- Tinggi sudu gerak kedua pada sisi masuk,  $l_{b2}'$ , dibuat sedikit lebih besar dari  $l_{gb1}''$ , sedangkan tinggi sudu pada sisi keluarnya adalah :

$$l''_{b2} = \frac{G.v_{b2}}{\pi.d.\epsilon.w'_2 \cdot \sin \beta'_2} [m]$$

- Tinggi sudu tetap kedua pada sisi masuk dibuat sedikit lebih besar dari  $l_{b2}''$  atau

$$L'_{gb2} = 1,3.l''_{b2} [m]$$

- Tinggi sudu tetap kedua pada sisi keluar :

$$L''_{gb2} = \frac{G.v_{gb2}}{\pi.d.\epsilon.c''_1 \cdot \sin \alpha''_1} [m]$$

- Tinggi sudu gerak ketiga pada sisi masuk,  $l_{b3}'$ , dibuat sedikit lebih besar dari  $l_{gb2}''$ , sedangkan tinggi sudu pada sisi keluarnya adalah :

$$l''_{b3} = \frac{G.v_{b3}}{\pi.d.\epsilon.w''_2 \cdot \sin \beta''_2} [m]$$

dimensi-dimensi sudu yang lain seperti c, r, t dan z dapat diperoleh dari persamaan-persamaan berikut :

$$c = 0,1.b [m]$$

$$r = \frac{b-c}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2} [m]$$

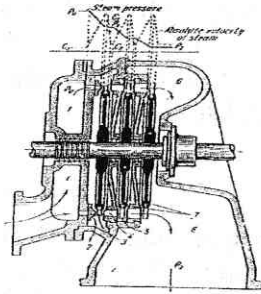
$$t = \frac{r}{2 \cdot \sin \left( \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)} [m]$$

$$z = \frac{\pi.d}{t} (\text{bilanganbulat})$$

## PEMBAHASAN

### Turbin Uap Bertingkat

Pada turbin bertingkat, ekspansi uap terjadi dari tekanan  $p_0'$  sebelum nosel tingkat pertama menjadi tekanan  $p_2$  setelah sudu gerak tingkat terakhir. Diagram variasi tekanan dan kecepatan ditunjukkan pada gambar (11) dibawah ini :



Gambar 11. Turbin impuls dengan tiga tingkat tekanan

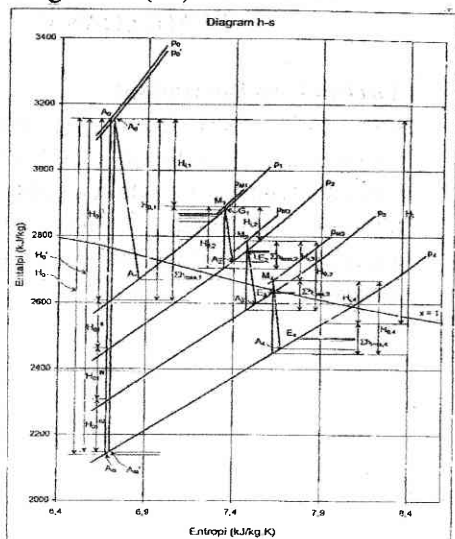
**Proses Penurunan Entalpi pada Diagram h-s**

Gambar (12) menunjukkan proses penurunan entalpi pada diagram h-s untuk turbin impuls dengan empat buah tingkat tekanan. Kondisi awal uap masuk ke turbin dinyatakan oleh titik  $A_0$  sebelum katup pengatur dan  $A_0'$  setelah melalui katup pengatur.  $H_0$  adalah penurunan entalpi total teoritis tanpa memperhitungkan rugi-rugi energi pada katup pengatur dan  $H_0'$  adalah penurunan entalpi total teoritis pada turbin setelah dikurangi dengan rugi-rugi energi pada katup pengatur.  $H_{01}$  adalah penurunan entalpi teoritis pada tingkat tekanan pertama.

Garis  $A_0'$   $A_1$  memperlihatkan proses ekspansi uap yang sebenarnya terjadi pada tingkat tekanan pertama. Kondisi uap keluar dari tingkat tekanan pertama diperoleh dengan menentukan rugi-rugi energi  $h_b'$  pada sudu gerak, rugi-rugi akibat gesekan dan ventilasi  $h_{fr,w}$ , serta rugi-rugi kecepatan keluar  $h_e$  pada diagram h-s. energi yang dimanfaatkan untuk kerja mekanik pada tingkat tekanan pertama adalah :

$$H_i^1 = H_0^1 - h_n^1 - h_b^1 - h_{fr,w}^1 - h_e^1 [kJ / kg]$$

Perhatikan gambar (12) dibawah ini:



Gambar 12. Proses Penurunan Entalpi pada diagram h-s

Pada diagram h-s, energi kecepatan keluar suatu tingkat yang dimanfaatkan oleh tingkat berikutnya digambarkan sebagai berikut : energi yang ekivalen dengan energi kecepatan keluar ditambahkan secara vertical pada penurunan energi tingkat berikutnya dari suatu titik yang merupakan kondisi uap keluar dari tingkat sebelumnya setelah memperhitungkan semua rugi-rugi energi.

Pada beberapa tingkat terakhir turbin, biasanya uap akan memiliki fasa campuran uap kering dan uap basah sehingga akan terjadi rugi-rugi akibat kebasahan uap ( $h_{wetness}$ ). Rugi-rugi ini ditambahkan untuk beberapa tingkat terakhir turbin yang beroperasi pada kondisi uap campuran.

**Perancangan Turbin Optimum  
Pemilihan Diameter Turbin**

Untuk melihat pengaruh perubahan diameter turbin, dilakukan perhitungan untuk diameter turbin yang berbeda-beda, yaitu sebesar 70,75, 80, dan 85 cm. harga diameter sebesar 70 cm, efisiensi yang diperoleh cukup kecil, akibat besarnya rugi-rugi pada turbin.

1. Pengaruh Diameter Turbin Terhadap Derajat pemasukan uap.

Dari hasil perhitungan dapat dilihat pengaruh perubahan diameter terhadap derajat pemasukan uap, seperti yang ditunjukkan oleh tabel berikut :

Tabel 1. Pengaruh Diameter turbin terhadap Derajat pemasukan uap.

Diameter (cm)	Derajat Pemasukan Uap, $\alpha$			
	Tingkat 1	Tingkat 2	Tingkat 3	Tingkat 4
70	0.084	0.316	0.552	1
75	0.079	0.293	0.519	1
80	0.074	0.273	0.489	1
85	0.070	0.255	0.462	1

Semakin besar diameter, maka derajat pemasukan uap akan semakin kecil, karena sudut busur yang ditempati nosel akan semakin kecil lihat gambar (13). Dengan demikian luas bagian sudu gerak dan cakram yang tidak dilingkupi oleh nosel akan semakin besar.

2. Pengaruh Diameter Turbin Terhadap Tinggi Sudu rata-rata

Dari hasil perhitungan dapat dilihat pengaruh perubahan diameter terhadap tinggi sudu rata-

rata, seperti yang ditunjukkan oleh tabel (2) berikut :  
Tabel 2. Pengaruh Diameter turbin terhadap tinggi sudu rata-rata

Diameter (cm)	Tinggi Sudu Rata-rata, $l_{ave}$ (mm)			
	Tingkat 1	Tingkat 2	Tingkat 3	Tingkat 4
70	23.16	15.66	22.94	44.96
75	22.61	15.32	22.86	42.27
80	22.10	15.59	22.81	39.89
85	21.63	15.56	22.76	37.80

3. Pengaruh Diameter Turbin Terhadap Rasio  $u/c_1$   
Dari hasil perhitungan dapat dilihat pengaruh perubahan diameter terhadap rasio  $u/c_1$ , seperti yang ditunjukkan oleh tabel (3) berikut :

Tabel 3. Pengaruh Diameter Turbin Terhadap Rasio  $u/c_1$

Diameter (cm)	Rasio $u/c_1$			
	Tingkat 1	Tingkat 2	Tingkat 3	Tingkat 4
70	0.123	0.178	0.164	0.157
75	0.131	0.191	0.176	0.170
80	0.140	0.202	0.189	0.183
85	0.149	0.213	0.202	0.196

Dengan naiknya diameter, maka harga kecepatan keliling  $u$  akan meningkat pula ( $u = \pi dn/60$ ), sehingga untuk harga  $c_1$  yang tetap, rasio  $u/c_1$  akan meningkat pula. Kenaikan rasio  $u/c_1$  akan menaikkan efisiensi tingkat sampai harga optimumnya.

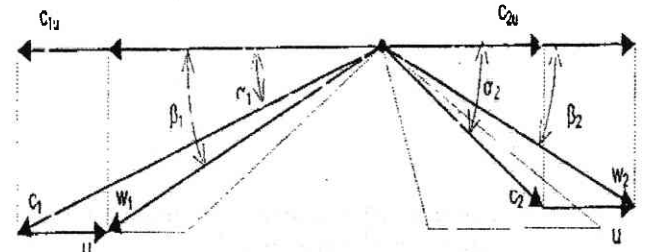
4. Pengaruh Diameter turbin terhadap efisiensi internal relatif

Dari hasil perhitungan dapat dilihat pengaruh perubahan diameter terhadap efisiensi internal relative turbin, seperti yang ditunjukkan oleh tabel (4) berikut :

Tabel 4. Pengaruh diameter turbin terhadap efisiensi internal relative

Diameter (cm)	Efisiensi internal, $\eta_{in}$				
	Tingkat 1	Tingkat 2	Tingkat 3	Tingkat 4	Total
70	0.4789	0.4443	0.4261	0.4114	0.4874
75	0.4807	0.4658	0.4514	0.4371	0.5023
80	0.4779	0.4845	0.4751	0.4620	0.5146
85	0.4701	0.5011	0.4975	0.4858	0.5244

Perubahan efisiensi sangat dipengaruhi oleh besarnya kecepatan keluar  $c_2$ . hal ini dapat diterangkan oleh diagram segitiga kecepatan seperti yang ditunjukkan pada gambar (13) berikut :



Gambar 13. Diagram Segitiga Kecepatan

Pada tingkat Curtis, dengan tiga tingkat kecepatan, harga kecepatan keluar dari sudu gerak terakhir jauh lebih kecil, sehingga pengaruhnya terhadap efisiensi tingkat Curtis jauh lebih kecil dan hampir sama dengan pengaruh akibat rugi-rugi yang lain. Sehingga dengan alasan ini turbin Curtis memiliki efisiensi yang relative stabil dibandingkan dengan turbin impuls satu tingkat kecepatan.

#### Pemilihan Jumlah Tingkat Tekanan Turbin

Untuk mengurangi jumlah tingkat tekanan, pada tingkat pertama biasanya digunakan turbin Curtis dengan dua atau tiga tingkat kecepatan, karena jatuh entalpi tingkat Curtis bisa mencapai dua atau tiga kali lebih besar dari pada turbin impuls satu tingkat kecepatan. Efisiensi tingkat Curtis relative lebih rendah dari pada turbin impuls satu tingkat kecepatan akibat adanya penambahan rugi-rugi energi pada sudu gerak dan sudu tetap baris kedua dan ketiga. Karena efisiensinya yang rendah, turbin Curtis hanya digunakan pada tingkat pertama saja.

#### Hasil-hasil Perancangan Turbin Uap Optimum

Dari hasil-hasil perhitungan dan analisa diatas, maka hasil perancangan yang optimum berada pada harga tekanan  $p_1$  sebesar 3 bar. Hasil-hasil perancangan tersebut dapat dilihat pada tabel-tabel berikut ini :

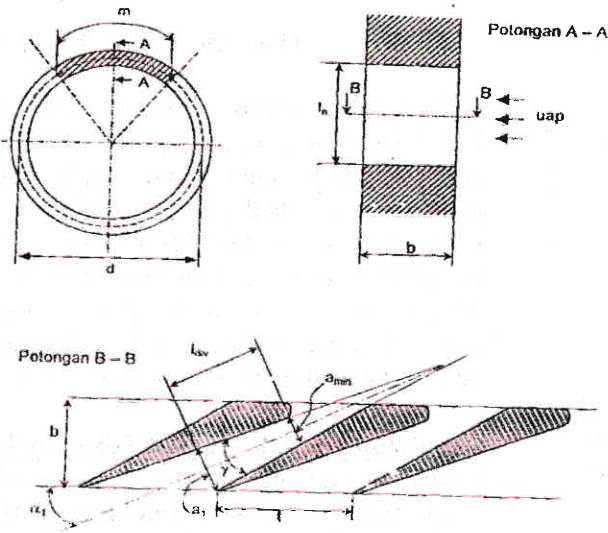
Tabel 5. Dimensi Utama Turbin

Tingkat	Diameter cakram (m)	Tinggi nosel (mm)	Tinggi sudu rata-rata (mm)
1	0.814	10	26.9
2	0.850	12	15.6
3	0.874	18	22.5
4	0.905	30.6	37.2

Tabel 6. Dimensi Nosel

Tingkat	1	2	3	4
Jumlah nosel, $z_n$	4	16	24	40
Tinggi nosel, $l_n$ [mm]	10	12	18	30,56
Sudut serang nosel, $\alpha_1$	$20^\circ$	$15^\circ$	$15^\circ$	$15^\circ$
Derajat pemasangan uap, $\epsilon$	0,0859	0,396	0,599	1
Lebar leher nosel, $a_{min}$ [mm]	6,72	15,67	15,08	13,47
Lebar sisi keluar nosel, $a_1$ [mm]	18,78	17,13	17,72	18,39
Sudut divergensi nosel, $\gamma$	$12^\circ$	$6^\circ$	$6^\circ$	$6^\circ$
Panjang daerah divergensi, $l_{dv}$ [mm]	57,37	13,89	25,85	47,90
Lebar nosel, $b_n$ [mm]	35,60	23,44	26,52	31,55
Busur cakram nosel, $m$ [mm]	219,58	1058,8	1643,51	2842,52
Pitch, $t$ [mm]	54,89	66,18	68,48	71,06
Sudut cakram nosel, $\theta$	$30,92^\circ$	$142,67^\circ$	$215,61^\circ$	$360^\circ$

Untuk lebih jelasnya perhatikan gambar (14&15) dan tabel (7&8) dibawah ini :



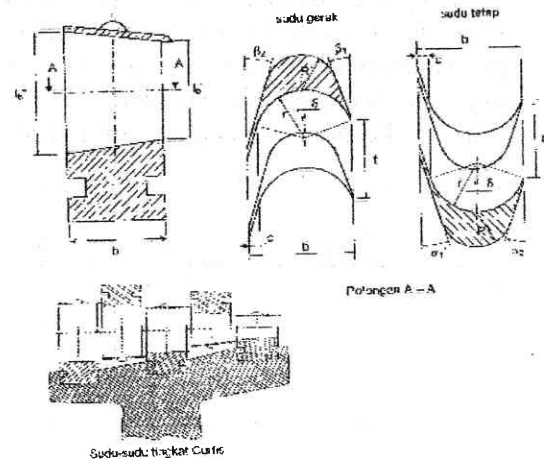
Gambar 14. Dimensi Nosel

Tabel 7. Dimensi sudu tingkat curtis

Sudu ...	Gerak Pertama	Tetap Pertama	Gerak Kedua	Tetap Kedua	Gerak Ketiga
Tinggi sudu masuk, $l_1'$ [mm]	12,00	17,41	25,28	35,08	38,75
Tinggi sudu keluar, $l_1''$ [mm]	15,41	22,26	29,37	35,08	38,75
Sudut $\beta_1$ (gerak) atau $\alpha_2$ (tetap)	$22,9^\circ$	$24,1^\circ$	$28,05^\circ$	$39,45^\circ$	$75,64^\circ$
Sudut $\beta_2$ (gerak) atau $\alpha_1$ (tetap)	$19,9^\circ$	$21,1^\circ$	$25,05^\circ$	$36,45^\circ$	$72,64^\circ$
Lebar sudu, $b$ [mm]	16	16	16	16	16
Lebar sudu tambahan, $c$ [mm]	1,6	1,6	1,6	1,5	1,6
Radius depan sudu, $r$ [mm]	7,74	7,80	8,05	9,13	26,26
Jumlah sudu, $z$	242	252	284	345	187
Pitch, $t$ [mm]	10,56	10,14	9,00	7,41	13,67
Radius belakang sudu, $R$ [mm]	5,23	5,13	4,79	3,87	1,28

Tabel 8. Dimensi sudu tingkat impuls

Tingkat	2	3	4
Tinggi sudu masuk, $l_1'$ [mm]	14,00	20,00	32,56
Tinggi sudu keluar, $l_1''$ [mm]	17,10	25,04	41,90
Sudut $\beta_1$	$19,47^\circ$	$19,30^\circ$	$19,23^\circ$
Sudut $\beta_2$	$16,47^\circ$	$16,30^\circ$	$16,23^\circ$
Lebar sudu, $b$ [mm]	16	16	16
Lebar sudu tambahan, $c$ [mm]	1,6	1,6	1,6
Radius depan sudu, $r$ [mm]	7,57	7,57	7,56
Jumlah sudu, $z$	218	222	229
Pitch, $t$ [mm]	12,26	12,36	12,41
Radius belakang sudu, $R$ [mm]	5,54	5,56	5,56



Gambar 15. Dimensi Sudu

Tabel 9. Kondisi tekanan dan kecepatan setiap tingkat

Tingkat	1	2	3	4
Tekanan awal $p_0$ , [bar]	38	3	1,23	0,43
Tekanan akhir $p_1$ , [bar]	3	1,23	0,43	0,1235
Tekanan masuk nosel $p_n$ , [bar]	38	3,141	1,441	0,540
Kecepatan uap keluar nosel $c_1$ , [m/s]	983,26	570,87	604,45	624,49
Rasio Kecepatan, $x = w/c_1$	0,130	0,234	0,227	0,224
Kecepatan keliling, $u$ [m/s]	127,82	133,58	137,21	142,13

Tabel 10. Tingkat keadaan uap sebelum masuk nosel

Tingkat	1	2	3	4	Di Kondensor
Tekanan, $p_w$ [bar]	38	3,141	1,441	0,540	0,1235
Temperatur, $T$ [°C]	373,23	212,27	157,21	94,05	50
Enthalpi, $h$ [kJ/kg]	3154,7	2850,4	2787,9	2676,1	2540,5
Entropi, $s$ [kJ/kg.K]	6,70306	7,34343	7,47416	7,62655	7,91763
Kualitas Uap, $x$ [%]	-	-	-	-	97,87

Tabel 11. Karakteristik turbin optimum

Tingkat	1	2	3	4	Total
Jatuh entalpi teoritis, $h_0$ [kJ/kg]	547,17	175,45	178,04	186,33	1086,99
Rugi-rugi total, $\Sigma h_{loss}$ [kJ/kg]	282,57	82,98	90,79	94,65	550,99
Efisiensi sudu relatif, $\eta_w$	0,506	0,568	0,557	0,554	0,489
Jatuh entalpi bermanfaat, $H_i$ [kJ/kg]	264,31	99,52	111,67	122,13	597,63
Efisiensi internal relatif, $\eta_{in}$	0,483	0,545	0,552	0,565	0,550
Derajat pemasukan uap, $\epsilon$	0,0859	0,396	0,599	1	-
Daya turbin, $N_i$ [kW]	330,38	124,40	139,59	152,67	747,03

Koefisien pemanfaatan ulang entalpi

$$\alpha = \frac{\sum H_0 - H'_0}{H'_0} = \frac{1086,99 - 1006,68}{1006,68} = 0,0798$$

Efisiensi internal relative total adalah :

$$\eta_{oi} = \frac{\sum H_i}{\sum H_0} = \frac{597,63}{1086,99} = 0,5498$$

Koefisien karakteristik turbin bertingkat

$$Y = \frac{\sum u^2}{\sum H_0}$$

Karena  $H_0$  harus dalam satuan kcal/kg, maka :

$$Y = \frac{4,1868 \cdot \sum u^2}{\sum H_0}$$

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh :

Tingkat	1	2	3	4	Total
Kecepatan tangensial, $u$ (m/s)	127,82	133,58	137,21	142,13	-
$u^2$ (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	16339,0	17844,7	18826,6	20199,8	73210,0

Sehingga :

$$Y = \frac{4,1868 \cdot (73,210)}{1086,99} = 281,99$$

Efisiensi mekanis turbin dapat diperoleh dari gambar dibelakang, yaitu untuk daya,  $N_i$ , sebesar 747,03 kW (1001,79 hp) adalah :

$$\eta_m = 0,965$$

Sedangkan efisiensi generator dapat diperoleh dari gambar sebelumnya, yaitu untuk daya,  $N_i$ , sebesar 747,03 kW adalah :

$$\eta_g = 0,928$$

Maka daya akhir yang dapat dimanfaatkan oleh turbin dapat dicari dari persamaan berikut ini :

$$N_e = \eta_g \cdot \eta_m \cdot \eta_{oi} \cdot G \cdot H_0 = \eta_g \cdot \eta_m \cdot N_i = 0,928 \cdot (0,965) \cdot (747,03)$$

$$N_e = 668,98 \text{ kW} = 897,12 \text{ hp}$$

### KESIMPULAN

1. Dari proses perancangan yang telah dilakukan, ternyata, sangat sulit untuk memperoleh hasil

rancangan yang optimum untuk turbin uap dengan kapasitas yang kecil. Efisiensi yang tinggi bisa dicapai dengan menambah tingkat tekanan turbin dan meningkatkan putaran turbin. Hal ini tentu akan memperbesar biaya pembuatannya.

2. Turbin Curtis dengan tiga tingkat kecepatan sangat baik digunakan sebagai tingkat pertama turbin uap karena efisiensinya yang relative lebih stabil dari pada turbin impuls dengan satu tingkat kecepatan. Disamping itu jatuh entalpi turbin curtis relative besar dari pada turbin impuls satu tingkat kecepatan sehingga dapat mengurangi jumlah tingkat turbin yang digunakan.
3. Hasil-hasil perancangan yang optimum yang ditunjukkan oleh tabel hasil perancangan turbin uap optimum.

### DAFTAR PUSTAKA

1. Arismunandar, W., *Penggerak Mula Turbin*, Edisi 5, Penerbit ITB, Bandung, 1986.
2. Church, Edwin, F. *Steam Turbines*, Second Editions, McGraw-Hill Book Company, Inc. 1935.
3. El-Wakil, M. M., *Powerplant Technology*, International Editions, Mc Graw-Hill, Inc, 1988.
4. Moran, Michael J., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Second Edition, SI Version, John Wiley & Sons, Inc. 1993.
5. Pawito, M. Sontowiro, *Diktat Ke-2: Turbin Uap*, Bandung, 1992.
6. Reynolds, C.W. and Perkins, C.H., *Engineering Thermodynamics*, Second Edition, Mc Graw-Hill, Inc.
7. Shlyakhin, P., *Steam Turbines, Theory and Design*, Peace Publishers, Moscow.
8. Zietemann, *Die Dampfturbinen, Theorie, Berechnung und Konstruktion fur Sturdium und Praxis*, Springer-Verlag, Berlin-Gottingen-Heidelberg, 1955.

