

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Pandangan Umum Tentang Turbin Uap**

Turbin uap termasuk mesin tenaga atau mesin konversi energi dimana hasil konversi energinya dimanfaatkan mesin lain untuk menghasilkan daya. Di dalam 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.

Energi mekanis yang dihasilkan dalam bentuk putaran poros turbin dapat secara langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan.

Turbin uap digunakan sebagai penggerak mula pada PLTU, seperti untuk menggerakkan pompa, kompressor dan mesin-mesin lain. Jika dibandingkan dengan penggerak generator listrik yang lain, turbin uap mempunyai kelebihan antara lain:

- Penggunaan panas yang lebih baik.
- Tidak menghasilkan loncatan bunga api listrik.
- Pengontrolan putaran yang lebih mudah.
- Uap bekasnya dapat digunakan kembali atau untuk proses.

Siklus yang terjadi pada turbin uap adalah siklus Rankine, yaitu berupa siklus tertutup, dimana uap bekas dari turbin dimanfaatkan lagi dengan cara mendinginkannya pada kondensor, kemudian dialirkan lagi ke pompa dan seterusnya sehingga merupakan suatu siklus tertutup.

#### **2.2 Analisis Termodinamika**

Siklus pada turbin uap adalah siklus Rankine, yang terdiri dari dua jenis siklus yaitu :

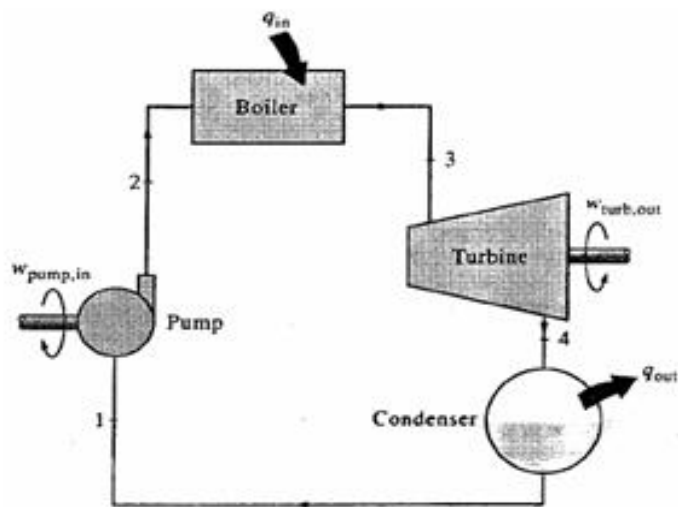
- Siklus terbuka, dimana sisa uap dari turbin langsung dipakai untuk keperluan proses.

- Siklus tertutup, dimana uap bekas dari turbin dimanfaatkan lagi dengan cara mendinginkannya pada kondensor, kemudian dialirkan kembali kepompa dan seterusnya sehingga merupakan suatu siklus tertutup.

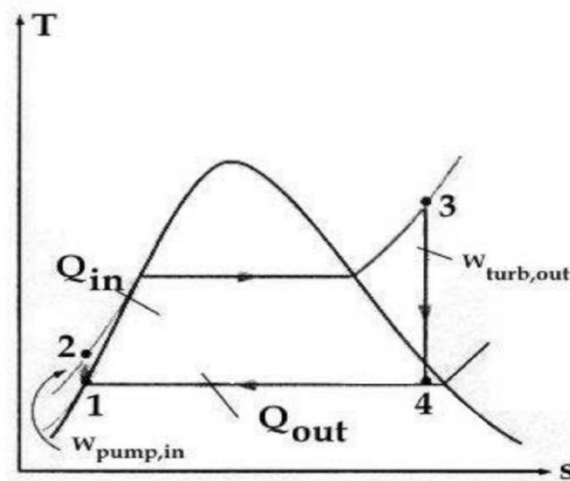
Uap menurut keadaanya ada 3 jenis ( *Nababan B Tumpal, 2009*) yaitu :

- Uap basah, dengan kadar uap  $0 < X < 1$
- Uap jenuh (saturated vapor), dengan kadar uap  $X = 1$
- Uap kering (Superheated vapor)

Diagram alir siklus Rankine dapat dilihat sebagai berikut



Gambar 1. Siklus Rankine sederhana  
(Sumber: *Tumpal Batara Nababan, 2009*)



Gambar 2. Diagram T-s Siklus Rankine Sederhana  
(Sumber: *Tumpal Batara Nababan, 2009*)

Siklus rankine sederhana terdiri dari beberapa proses sebagai berikut :

- 1 > 2 : Proses pemompaan isentropik didalam pompa.
- 2 > 3 : Proses pemasukan kalor atau pemanasan pada tekanan konstan dalam siklus uap.
- 3 > 4 : Proses ekspansi isentropik didalam turbin.
- 4 > 1 : Proses pengeluaran kalor pada tekanan konstan

Untuk mempermudah penganalisaan termodinamika siklus ini proses-proses diatas dapat di sederhanakan dalam diagram berikut :

Maka analisa pada masing-masing proses pada siklus untuk tiap satu satuan massa dapat ditulis sebagai berikut:

- 1) Kerja pompa ( $W_P$ ) =  $h_2 - h_1 = v (P_2 - P_1)$
- 2) Penambahan kalor pada ketel ( $Q_{in}$ ) =  $h_3 - h_2$
- 3) Kerja turbin ( $W_T$ ) =  $h_3 - h_4$
- 4) Kalor yang dilepaskan dalam kondensor ( $Q_{out}$ ) =  $h_4 - h_1$
- 5) Efisiensi termal siklus  $\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_t - W_p}{Q_{in}}$

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

### 2.3 Prinsip Dasar Turbin Uap

Turbin uap merupakan suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Tergantung kepada jenis mekanisme yang digerakkan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, untuk pembangkit tenaga listrik, dan untuk transportasi. Dalam perancangan ini, turbin uap digunakan untuk menggerakkan generator listrik pada PLTU skala 1000 watt

Untuk mengubah energi potensial uap menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros dilakukan dengan berbagai cara, sehingga turbin uap secara umum terdiri dari tiga jenis utama, yaitu : turbin uap impuls, reaksi, dan gabungan (impuls-reaksi). Selama proses ekspansi uap di dalam turbin juga terjadi beberapa

kerugian utama yang dikelompokkan menjadi dua jenis kerugian utama, yaitu kerugian dalam dan kerugian luar. Hal ini akan menyebabkan terjadinya kehilangan energi, penurunan kecepatan dan penurunan tekanan dari uap tersebut yang pada akhirnya akan mengurangi efisiensi siklus dan penurunan daya generator yang akan dihasilkan oleh generator listrik.

## **2.4 Klasifikasi Turbin Uap**

Turbin uap dapat diklasifikasikan ke dalam kategori yang berbeda yang tergantung pada jumlah tingkat tekanan, arah aliran uap, proses penurunan kalor, kondisi- kondisi uap pada sisi masuk turbin dan pemakaiannya di bidang industri. Adapun klasifikasi menurut [ *Nababan B Tumpal, 2009* ], antara lain :

### **2.4.1 Menurut jumlah tingkat tekanan, terdiri dari :**

- a. Turbin satu tingkat dengan satu atau lebih tingkat kecepatan, yaitu turbin yang biasanya berkapasitas kecil dan turbin ini kebanyakan dipakai untuk menggerakkan kompresor sentrifugal.
- b. Turbin impuls dan reaksi nekatingkat, yaitu turbin yang dibuat dalam jangka kapasitas yang luas mulai dari yang kecil sampai yang besar.

### **2.4.2 Menurut arah aliran uap, terdiri dari :**

- a) Turbin aksial, yaitu turbin yang uapnya mengalir dalam arah yang sejajar terhadap sumbu turbin.
- b) Turbin radial, yaitu turbin yang uapnya mengalir dalam arah yang tegak lurus terhadap sumbu turbin.

### **2.4.3 Menurut jumlah silinder, terdiri dari :**

- a) Turbin silinder tunggal
- b) Turbin silinder ganda
- c) Turbin tiga silinder
- d) Turbin empat silinder

Turbin nekatingkat yang rotornya dipasang pada satu poros yang sama dan yang dikopel dengan generator tunggal dikenal dengan turbin poros tunggal; turbin dengan poros rotor yang terpisah untuk masing-masing silinder yang dipasang sejajar satu dengan yang lainnya dikenal dengan turbin nekat-aksial.

#### 2.4.4 Menurut metode pengaturan, terdiri dari :

- a) Turbin dengan pengaturan pengecilan (*throttling*), dalam hal ini uap panas lanjut yang keluar dari ketel masuk melalui satu atau lebih katup pengecil yang dioperasikan serempak.
- b) Turbin dengan pengaturan nosel yang uap segarnya masuk melalui dua atau lebih pengatur pembuka yang berurutan.
- c) Turbin dengan pengaturan langkah (*by-pass governing*), dimana uap panas lanjut yang keluar dari ketel disamping dialirkan ke tingkat pertama juga langsung dialirkan ke satu, dua, atau bahkan tiga tingkat menengah turbin tersebut.

#### 2.4.5 Menurut prinsip aksi uap, terdiri dari :

- a. Turbin impuls, yang energi potensial uapnya diubah menjadi energi kinetik di dalam nosel atau laluan yang dibentuk oleh sudu-sudu diam yang berdekatan, dan didalam sudu-sudu gerak, energi kinetik uap diubah menjadi energi mekanis.
- b. Turbin reaksi aksial yang ekspansi uapnya diantara laluan sudu, baik sudu pengarah maupun sudu gerak.
- c. Turbin reaksi radial tanpa sudu pengarah yang diam
- d. Turbin reaksi radial dengan sudu pengarah yang diam

#### 2.4.6 Menurut proses penurunan kalor, terdiri dari :

- a. Turbin kondensasi (*condensing turbine*) dengan regenerator, yaitu turbin dimana uap pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan atmosfer dialirkan ke kondensor, disamping itu uap juga dicerat dari tingkat-tingkat menengahnya untuk memanaskan air pengisian ketel, dimana jumlah penceratan itu biasanya dari 2-3 hingga sebanyak 8-9. Kalor laten uap buang selama proses kondensasi semuanya hilang pada turbin ini.
- b. Turbin kondensasi dengan satu atau dua penceratan dari tingkat menengahnya pada tekanan tertentu untuk keperluan-keperluan industri dan pemanasan.
- c. Turbin tekanan lawan (*back pressure turbine*), yaitu turbin yang uap buang dipakai untuk keperluan-keperluan pemanasan dan untuk keperluan-keperluan proses dalam industri.

- d. Turbin tumpang, yaitu suatu jenis turbin tekanan lawan dengan perbedaan bahwa uap buang dari turbin jenis ini lebih lanjut masih dipakai untuk turbin- turbin kondensasi tekanan menengah dan rendah. Turbin ini, secara umum beroperasi pada kondisi tekanan dan temperatur uap awal yang tinggi, dan dipakai kebanyakan untuk membesarkan kapasitas pembangkitan pabrik, dengan maksud untuk mendapatkan efisiensi yang lebih baik.
- e. Turbin tekanan lawan dengan peneratan uap dari tingkat-tingkat menengahnya pada tekanan tertentu, dimana turbin jenis ini dimaksudkan untuk mensuplai uap kepada konsumen pada berbagai kondisi tekanan dan temperatur.
- f. Turbin tekanan rendah (tekanan buang), yaitu turbin yang uap buang dari mesin-mesin uap, palu uap, mesin tekan, dan lain-lain, dipakai untuk keperluan pembangkitan tenaga listrik
- g. Turbin tekanan campur dengan dua atau tiga tingkat-tekanan, dengan suplai uap buang ke tingkat-tingkat menengahnya.

#### **2.4.7 Menurut kondisi-kondisi uap pada sisi masuk turbin, terdiri dari :**

- a. Turbin tekanan rendah, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan 1,2 sampai 2 ata.
- b. Turbin tekanan menengah, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan sampai 40 ata.
- c. Turbin tekanan tinggi, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan diatas 40 ata.
- d. Turbin tekanan yang sangat tinggi, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan 170 ata atau lebih dan temperatur diatas  $550^{\circ}\text{C}$  atau lebih.
- e. Turbin tekanan superkritis, yaitu tubin yang memakai uap pada tekanan 225 ata atau lebih.

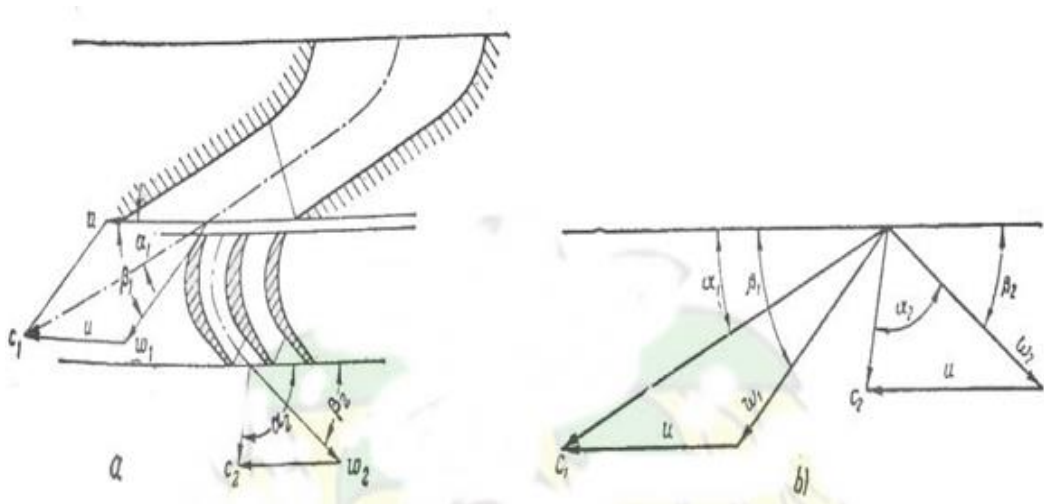
#### **2.4.8 Menurut pemakaiannya di bidang industri, terdiri dari :**

- a. Turbin stasioner dengan kecepatan putar yang konstan dipakai terutama untuk menggerakkan alternator.

- b. Turbin uap stasioner dengan kecepatan yang bervariasi dipakai untuk menggerakkan *blower-turbo*, pengedar udara (*air circulator*), pompa, dan lain-lain.
- c. Turbin yang tidak stasioner dengan kecepatan yang bervariasi, yaitu turbin yang biasanya dipakai pada kapal-kapal uap, kapal, dan lokomotif kereta api (*lokomotif-turbo*).

## 2.5. Analisa Kecepatan Aliran Uap

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



Gambar 3. Variasi kecepatan uap pada sudu-sudu gerak turbin impuls.  
(Sumber : Tumpal Batara Nababan, 2009)

- a) Kecepatan aktual keluar dari nosel ( $C_1$ ) adalah :

$$C_1 = 91,5\varphi \sqrt{H_o'} \text{ (m/det)} \quad \dots(1)$$

dimana :  $H_o'$  = besar jatuh kalor (*enthalpy drop*) (kkal/kg)

$\varphi$  = koefisien gesek pada dinding nosel (0,91 s/d 0,98)

- b) Kecepatan uap keluar teoritis ( $C_{1t}$ )

$$C_{1t} = \frac{C_1}{\varphi} \text{ (m/det)} \quad \dots(2)$$

c) **Kecepatan tangensial sudu (U)**

$$U = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \text{ (m/det)} \quad \dots(3)$$

dimana : d = diameter pada turbin (m)

n = putaran poros turbin (rpm)

d) **Kecepatan uap memasuki sudu gerak pertama ( $w_1$ )**

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1} \text{ (m/det)} \quad \dots(4)$$

e) **Kecepatan mutlak radial uap keluar sudu gerak baris pertama ( $C_{1u}$ )**

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 \text{ (m/det)} \quad \dots(5)$$

f) **Kecepatan mutlak radial uap keluar sudu gerak baris kedua ( $C_{2u}$ )**

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2 \text{ (m/det)} \quad \dots(6)$$

g) **Sudut relatif masuk sudu gerak baris pertama ( $\beta_1$ )**

$$\sin \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{w_1} \quad \dots(7)$$

h) **Sudut relatif uap sudu keluar sudu gerak pertama ( $\beta_2$ )**

$$\beta_2 = \beta_1 - (3^\circ - 5^\circ) \quad \dots(8)$$

i) **Kecepatan relatif uap keluar sudu gerak pertama ( $w_2$ )**

$$w_2 = \psi \cdot w_1 \text{ (m/det)} \quad \dots(9)$$

j) **Kecepatan mutlak uap keluar sudu gerak pertama ( $C_2$ )**

$$C_2 = \sqrt{w_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cos \beta_2} \text{ (m/det)} \quad \dots(10)$$

k) **Kecepatan mutlak uap masuk sudu gerak kedua ( $C_1$ )**

$$C_1' = \psi_{gb} \cdot C_2 \text{ (m/det)} \quad \dots(11)$$

## 2.6 Kerugian Energi pada Turbin Uap

Kerugian energi pada turbin adalah penambahan energi kalor yang dibutuhkan untuk melakukan kerja mekanis pada praktek aktual dibandingkan dengan nilai teoritis yang proses ekspansinya terjadi benar-benar sesuai dengan proses adiabatik. Pada suatu tingkat turbin, jumlah penurunan kalor yang benar-



benar dikonversi menjadi kerja mekanis pada poros turbin adalah lebih kecil daripada nilai-nilai yang dihitung untuk tingkat turbin yang ideal. Semua kerugian yang timbul pada turbin aktual dapat dibagi menjadi dua kelompok utama, yaitu :

### 2.6.1 Kerugian-kerugian dalam (*Internal losses*)

#### 2.6.1.1 Kerugian kalor pada katub pengatur

Aliran uap melalui katup-katup penutup dan pengatur disertai oleh kerugian energi akibat proses pengecilan (*throttling*), kerugian ini yang disebut dengan kerugian katup pengatur. Jika tekan uap masuk adalah  $P_O$  maka akan terjadi penurunan tekanan menjadi tekan awal masuk turbin  $P_{O'}$ . Penurunan tekan awal ( $\Delta P$ ) diperkirakan sebesar ( 3 - 5 ) % dari  $P_O$  [ Menurut Nababan B Tumpal, 2009 ].

Dimana  $\Delta P = P_O - P_{O'}$ , pada perencanaan ini diambil kerugian pada katup pengatur sebesar 5% dari tekan masuk turbin atau dapat di tuliskan :

$$\Delta P = 5\%P_O \quad \dots(12)$$

Kerugian energi yang terjadi pada katup pengatur ditentukan dengan :

$$\Delta H = H_O - H_{O'} \quad \dots(13)$$

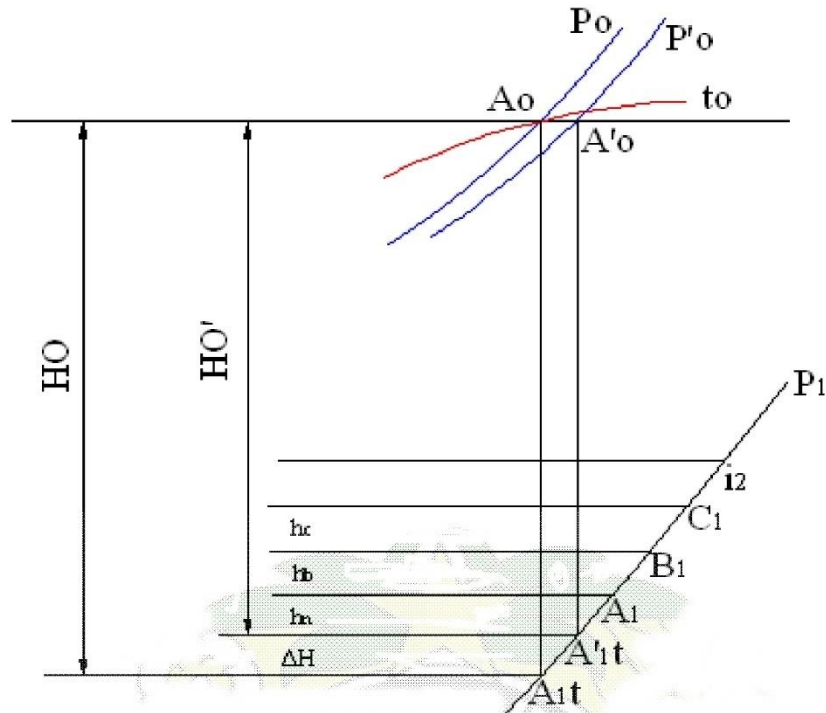
Dimana :

$H_O$  = nilai penurunan kalor total turbin

$H_{O'}$  = nilai penurunan kalor setelah mengalami proses penurunan tekanan akibat pengaturan katup penutup yang ditetapkan sebesar 3 – 5% dari  $P_O$ . jadi tujuan perencanaan kerugian tekanan yaitu melalui katup pengatur dan sebesar  $\Delta P = 5\%P_O$ .

Adapun gambar 4 menunjukkan proses ekspansi uap melalui mekanisme pengatur beserta kerugian-kerugian yang lainnya yang diakibatkan pengecilan (*throttling*).

Disebabkan oleh proses pengecilkan yang terjadi pada katub pengatur penurunan kalor yang tersedia pada turbin akan berkurang dari  $H_O$  menjadi  $H_{O'}$  dengan kata lain ada kehilangan energi yang tersedia sebesar  $H = H_O - H_{O'}$ . Besarnya kerugian tekanan akibat perncekikan dengan katub pengatur terbuka lebar dapat diandaikan sebesar 5 % dari tekanan uap segar  $P_O$  [Menurut Nababan B Tumpal, 2009].



Gambar 4. Proses ekspansi uap dalam turbin beserta kerugian akibat pencikitan  
(Sumber: Tumpal Batara Nababan, 2009)

### 2.6.1.2 Kerugian kalor pada nozel ( $h_n$ )

Kerugian energi dalam nozel adalah dalam bentuk kerugian energi kinetik dimana besarnya adalah : Kerugian energi pada nosel disebabkan oleh adanya gesekan uap pada dinding *nozel*, *turbulensi*, dan lain-lain. Kerugian energi pada nosel ini dicakup oleh koefisien kecepatan *nozel* ( $\phi$ ) yang sangat tergantung pada tinggi *nozel*.

Kerugian energi kalor pada *nozel* dalam bentuk kalor :

$$h_n = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2001} \text{ kJ/kg} \quad \dots(14)$$

dimana :

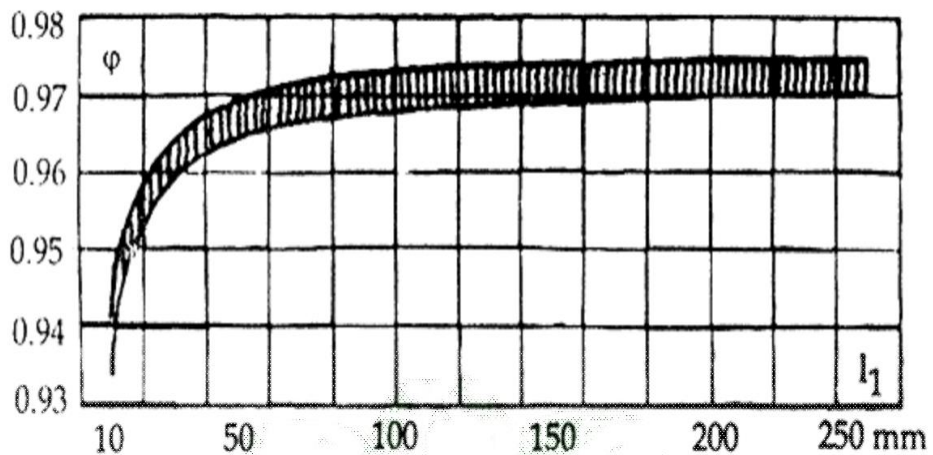
$h_n$  = besarnya kerugian pada nozel

$c_{1t}$  = kecepatan uap masuk nozel teoritis

$\phi$  = koefisien kecepatan pada dinding nozel (0,93 s/d 0,98)

$c_1$  = kecepatan aktual uap keluar dari nozel

Untuk tujuan perancangan, nilai-nilai koefisien kecepatan *nozel* dapat diambil dari grafik yang ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



Gambar 5. Grafik untuk Menentukan Koefisien  $\phi$  sebagai fungsi tinggi nozel  
(Sumber :Tumpal Batara Nababan, 2009)

### 2.6.1.3 Kerugian kalor pada sudu gerak

Kerugian pada sudu gerak dipengaruhi beberapa faktor yaitu :

- kerugian akibat tolakan pada ujung belakang sudu.
- Kerugian akibat tubrukan.
- Kerugian akibat kebocoran uap melalui ruang melingkar.
- Kerugian akibat gesekan.
- Kerugian akibat pembelokan semburan pada sudu.

Semua kerugian diatas disimpulkan sebagai koefisien kecepatan sudu gerak ( $\phi$ ). Akibat koefisien ini maka kecepatan relatif uap keluar dari sudu  $W_2$  lebih kecil dari kecepatan relatif uap masuk sudu  $W_1$ .

Kerugian kalor pada sudu gerak pertama

$$h_b = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2001} \text{ (kJ/kg)} \quad \dots(15)$$

Kerugian pada sudu gerak baris kedua

$$h_b = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2001} \text{ (kJ/kg)} \quad \dots(16)$$

dimana :

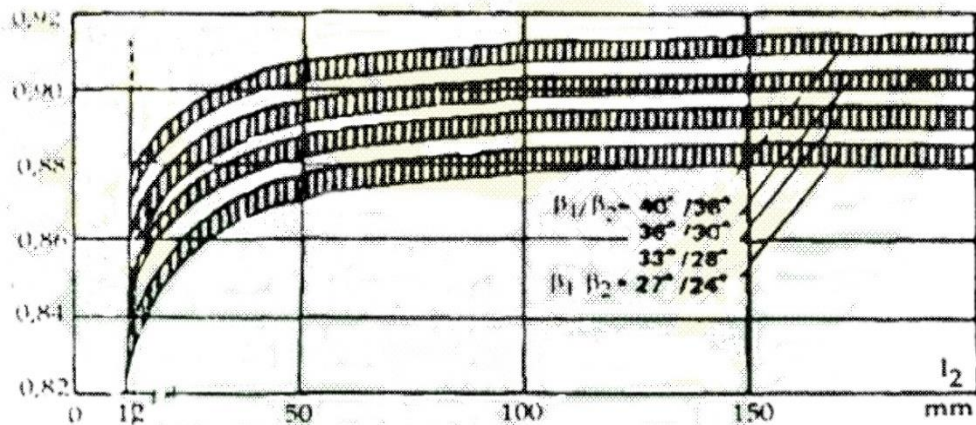
$w_1$  = kecepatan relatif uap masuk sudu gerak I

$w_2$  = kecepatan relatif uap keluar sudu gerak I

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

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

Untuk keperluan rancangan maka faktor  $\psi$  dapat diambil dari grafik berikut dibawah ini:



Gambar 6. koefisien kecepatan  $\psi$  untuk sudu gerak turbin impuls untuk berbagai panjang dan profil sudu (Sumber: Tumpal Batara Nababan, 2009),

#### 2.6.1.4 Kerugian kalor akibat kecepatan keluar

Uap meninggalkan sisi keluar sudu gerak dengan kecepatan mutlak  $C_2$ , sehingga kerugian energi kinetik akibat kecepatan uap keluar  $C_2$  untuk tiap 1

kg uap dapat ditentukan sama dengan  $C_2^2/2001$  kJ/kg .

Jadi sama dengan kehilangan energi sebesar:

$$h_c = \frac{C_2^2}{2001} \text{ (kJ/kg)} \quad \dots(17)$$

#### 2.6.1.5 Kerugian Kalor Pada Sudu Pengarah

$$h_{gb} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2001} \text{ (kJ/kg)} \quad \dots(18)$$

### 2.6.1.6 Kerugian kalor akibat gesekan cakram

Kerugian gesekan terjadi diantara cakram turbin yang berputar dengan uap yang menyelubunginya. Cakram yang berputar itu menarik partikel-partikel yang ada didekat permukaannya dan memberi gaya searah dengan putaran. Sejumlah kerja mekanis digunakan untuk mengatasi pengaruh gesekan dan pemberian kecepatan ini. Kerja yang digunakan untuk melawan gesekan dan percepatan-percepatan partikel uap ini pun akan di konversikan menjadi kalor, jadi akan memperbesar kalor kandungan uap.

Kerugian akibat gesekan cakram dan ventilasi dalam satu kalor dapat ditentukan dari persamaan berikut:

$$hg_{ca} = \frac{102 Ng_{ca}}{427G} \text{ (kJ/kg)} \quad \dots(19)$$

Dimana :

G = massa aliran uap melalui tingkatan turbin (kg/s)

Ng<sub>ca</sub> = daya gesek dari ventilasi cakram ( kW )

Adapun penentu daya gesek dari ventilasi cakram ini sering dilakukan dengan memakai rumus berikut :

$$Ng_{ca} = \beta \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l \cdot \gamma \text{ (kw)} \quad \dots(20)$$

Dimana :

$\beta$  = koefisien yang sama dengan 2,06 untuk cakram baris ganda

d = diameter cakra yang diukur pada tinggi rata-rata sudu A(m)

n = putaran poros turbin (rpm)

l = tinggi sudu (m)

$\rho$  = Massa

jenis uap dimana cakram tersebut berputar ( $\text{kg/m}^3$ ) =  $1/v$  ,

dimana v = volume spesifik uap pada kondisi tersebut ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

### 2.6.1.7 Kerugian Ruang Bebas pada Turbin Impuls

Ada perbedaan tekanan di antara kedua sisi cakram nosel yang dipasang pada stator turbin, sebagai akibat ekspansi uap di dalam nosel. Diafragma yang mempunyai sudu sudu gerak adalah dalam keadaan berputar, sementara cakram-cakram adalah dalam keadaan diam sehingga selalu ada

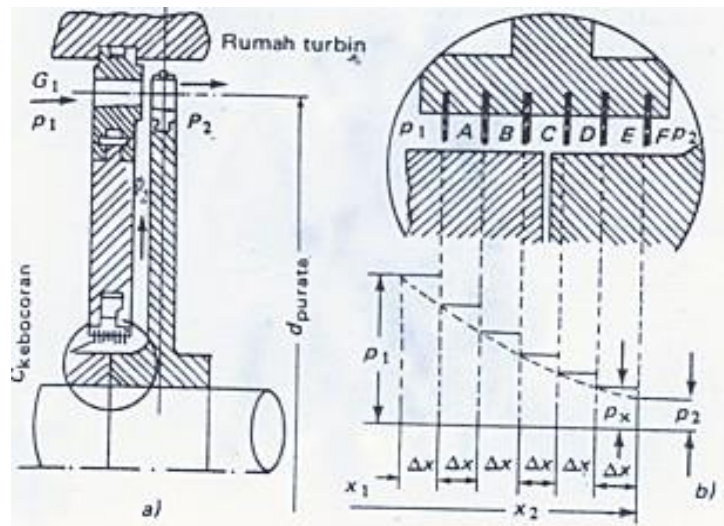
ruang bebas yang sempit antara cakram-cakram putar dan diafragma.

Tekanan sebelum melewati diafragma adalah  $p_1$  dan tekanan sesudah cakram yang mempunyai sudu-sudu gerak adalah  $p_2$ . Oleh sebab itu, seluruh penurunan tekanan yang terjadi pada perapat labirin dari  $p_1$  hingga ke  $p_2$  didistribusikan diantara ruang-ruang A, B, C, D, E, dan F. Adanya perbedaan tekanan menyebabkan adanya kebocoran melalui celah ini, yang besarnya :

$$\frac{h_{\text{kebocoran}}}{G} = G_{\text{kebocoran}} (i_0 - i_2) \text{ (kJ/kg)} \quad \dots(21)$$

Dimana  $G$  kebocoran ditentukan berdasarkan tekanan kritis, yaitu :

$$P_{kr} = 0,85 \cdot p_1 \sqrt{z + 1,5} \quad \dots(22)$$



Gambar 7. Celah kebocoran Uap tingkat tekanan pada turbin impuls  
(sumber : Tumpal Batara Nababan, 2009)

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 :

$$G_{\text{kebocoran}} = 100 F_x \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z p_1 u_1}} \quad \dots(23)$$

sebaliknya, bila tekanan kritis lebih tinggi dari  $p_2$ , maka kecepatan uap adalah lebih tinggi dari kecepatan kritisnya dan massa alir kebocoran dihitung :

$$G_{\text{kebocoran}} = 100 F_x \sqrt{\frac{g}{z+1,5}} x \frac{p_1}{v_1} \quad \dots(24)$$

### 2.6.1.8 Kerugian Akibat Kebasahan Uap

Dalam hal ini turbin kondensasi, beberapa tingkat yang terakhir biasanya beroperasi pada kondisi uap basah yang menyebabkan terbentuknya tetesan air. Tetesan air ini oleh pengaruh gaya sentrifugal akan terlempar ke arah keliling. Pada saat bersamaan tetesan air ini menerima gaya percepatan dari partikel-partikel uap searah dengan aliran, jadi sebagian energi kinetik uap hilang dalam mempercepat tetesan air ini. Kerugian akibat kebasahan uap dapat ditentukan dengan persamaan :

$$h_{\text{kebasahan}} = (1-x) h \quad \dots(25)$$

Dimana :

$x$  = fraksi kekeringan rata-rata uap di dalam tingkat turbin yaitu sebelum nosel (sudu pengarah) dan sesudah sudu gerak tingkat tersebut.

$h_i$  = penurunan kalor yang dimanfaatkan pada tingkat turbin dengan memperhitungkan semua kerugian kecuali akibat kebasahan uap

### 2.6.1.9 Kerugian Pemipaan Buang

Kerugian pemipaan buang terjadi karena kecepatan aliran pada pipa buang besar (100-120) m/s yang biasanya terjadi pada turbin kondensasi. Besarnya kerugian tekanan dalam pemipaan buang turbin-turbin kondensasi dapat ditentukan, yaitu :

$$p_2 - p_{2k} = \lambda \left(\frac{cs}{100}\right)^2 P_{2k} \quad \dots(26)$$

Dimana :

$P_2$  = tekanan uap sesudah sudu (bar)

$P_{2k}$  = tekanan uap di dalam pemipaan buang (bar)

$\lambda$  = koefisien yang nilainya dari 0,07-0,1

$cs$  = kecepatan uap pada pemipaan buang (m/s).

## 2.6.2 Kerugian-Kerugian Dari Luar

Kerugian mekanis disebabkan oleh energi yang digunakan untuk mengatasi tahanan yang diberikan oleh bantalan luncur dan dorong termasuk bantalan luncur generator atau mesin yang dihubungkan dengan poros turbin. Untuk tujuan perancangan, kerugian mekanis, generator dan turbin [Menurut Tumpal B Nababan, 2009] dapat ditentukan dengan mempergunakan grafik efisiensi mekanis turbin.

## 2.7 Efisiensi dalam Turbin Uap

### a. Efisiensi relatif sudu

Hubungan antara kerja satu kilogram uap  $L_u$  pada keliling cakram yang mempunyai sudu-sudu gerak terhadap kerja teoritis yang dapat dilakukannya adalah :

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_o} = \frac{A.L_u}{i_o - i_u} \quad \dots(27)$$

### b. Efisiensi internal

Hubungan antara kerja yang bermanfaat yang dilakukan oleh sudu dengan 1 kg uap pada tingkat atau di dalam turbin terhadap kerja teoritis yang tersedia adalah :

$$\eta_{oi} = \frac{L_i}{L_o} - \frac{i_o - i_2}{i_o - i_z} = \frac{H_i}{H_o} \quad \dots(28)$$

### c. Efisiensi termal

Hubungan antara penurunan kalor adiabatik teoritis di dalam turbin dan kalor yang tersedia dari ketel adalah :

$$\eta_t = \frac{H_o}{i_o - q} = \frac{i_o - i_1 z}{i_o - q} \quad \dots(29)$$

### d. Efisiensi relatif efektif

Hubungan antara efisiensi mekanis dengan efisiensi internal turbin adalah:

$$\eta_{re} = \eta_m \cdot \eta_{oi} \quad \dots(30)$$

Besarnya efisiensi mekanis ditentukan dari gambar diatas sedangkan efisiensi efektif relatif dapat ditentukan berdasarkan grafik [Menurut Tumpal B Nababan, 2009].



Daya dalam turbin dapat dituliskan sebagai berikut :

- Daya dalam turbin

$$N_i = \frac{427 \cdot G_o \cdot H_i}{102} \text{ (Kw)} \quad \dots(31)$$

- Daya efektif yang dihasilkan pada turbin adalah :

$$N_{ef} = \eta_m \cdot N_i \quad \dots(32)$$

Daya efektif turbin dapat juga diperoleh dari hubungan antara daya yang dibangkitkan pada terminal generator  $N_e$  dan efisiensi generator  $\eta_g$ , yaitu :

$$\eta_g = \frac{N_e}{N_{efektif}} \quad \dots(33)$$

## 2.8 Komponen-komponen Utama Turbin

### a. Rotor Turbin

Merupakan bagian turbin yang bergerak. Rotor turbin terdiri dari rotor untuk tekanan tinggi, menengah dan rendah. Tiap rotor ditahan oleh dua bantalan journal (bantalan luncur).

### b. Sudu-sudu Turbin

Adalah sudu-sudu yang dipasang di sekeliling rotor membentuk suatu piringan. Sudu gerak adalah sudu yang bergerak berputar bersama poros turbin.

## 2.9 Komponen-komponen Pendukung Turbin

### a. Bearing

Bantalan (*bearing*) berfungsi sebagai penyangga rotor sehingga membuat rotor dapat stabil/lurus pada posisinya didalam *casing* dan rotor dapat berputar dengan aman dan bebas.

### b. *Main Stop valve*

*Main Stop valve* adalah katup penutup cepat yang berfungsi untuk memblokir aliran uap dari *boiler* ke turbin. Katup ini dirancang hanya untuk menutup penuh atau membuka penuh.

- c. *Governor valve*  
Katup ini berfungsi untuk mengontrol laju aliran uap ke turbin untuk mengendalikan putaran turbin.
- d. Reheat Stop Valve (RSV)  
Fungsi utama *Reheat stop valve* adalah untuk menutup dengan cepat aliran *steam* dari *reheater* ke *intermediate pressure* turbin bila dalam keadaan bahaya.
- e. *Intercept Valve*  
*Interceptor valve* adalah peralatan untuk mengontrol putaran pada *intermediate pressure* turbin dan membatasi putarannya pada batas tertentu.
- f. Katup Ekstraksi Satu Arah  
adalah untuk mencegah turbin terhadap kemungkinan *overspeed* akibat aliran balik uap ekstraksi dari pemanas awal ke turbin atau *water induction* di turbin.
- g. Katup Ventilasi  
Katup ventilasi berfungsi untuk menghubungkan saluran MSV dengan HP turbin dan RSV dengan IP turbin dengan kondensor.
- h. Katup Drain  
Katup drain berfungsi untuk membuang air dari dalam saluran pipa-pipa uap. Karena adanya air dalam saluran uap dapat menyebabkan *water damage*, korosi, dan *water hammer*.
- i. Turning Gear  
Turning gear berfungsi untuk memutar poros turbin ketika turbin *shutdown* dan *start*
- j. High Pressure Bypass Valve  
*HP bypass valve* adalah katup yang berfungsi untuk mengalirkan *steam* dari *superheater* ketika turbin trip atau belum bekerja. *Steam* ini langsung dialirkan ke *reheater* untuk kemudian mengalami pemanasan ulang.
- k. Low Pressure Bypass Valve  
*LP bypass valve* adalah katup yang berfungsi untuk mengalirkan *steam* dari *reheater* ketika turbin trip. *Steam* ini langsung dialirkan ke *condensor*.

l. High Pressure Spray Valve

*HP spray valve* akan menyemprotkan air pendingin ke *steam* yang melalui *HP bypass* untuk menurunkan temperatur *steam* sebelum masuk ke *reheater*. Air yang digunakan untuk *spray* ini berasal dari BFPT.

m. Low Pressure Spray Valve

*LP spray valve* akan menyemprotkan air pendingin ke *steam* yang melalui *LP bypass* untuk menurunkan temperatur *steam* sebelum masuk ke *condenser*. Air yang digunakan untuk *spray* ini berasal dari CEP.

Selain komponen pendukung pengoperasian turbin, juga terdapat peralatan bantu turbin, sebagai berikut:

a. Kondensor

Kondensor adalah suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang digunakan untuk merubah uap bekas yang telah digunakan untuk memutar turbin menjadi air.

b. Circulating Water Pump (CWP)

CWP berfungsi untuk memompa air laut masuk ke *condenser* sebagai air pendingin untuk proses kondensasi.

c. Condensate Extraction Pump (CEP)

Condensate extraction pump berfungsi untuk memompa air kondensat untuk diproses di low pressure heater menuju deaerator.

d. Boiler Feed Pump (BFP)

BFP berfungsi untuk memompa air umpan dari *deaerator* menuju ke *boiler*, namun sebelum masuk ke *boiler* air umpan dipanaskan terlebih dahulu melalui *high pressure heater* dan *economizer*.

## 2.10 Turbine Heat rate

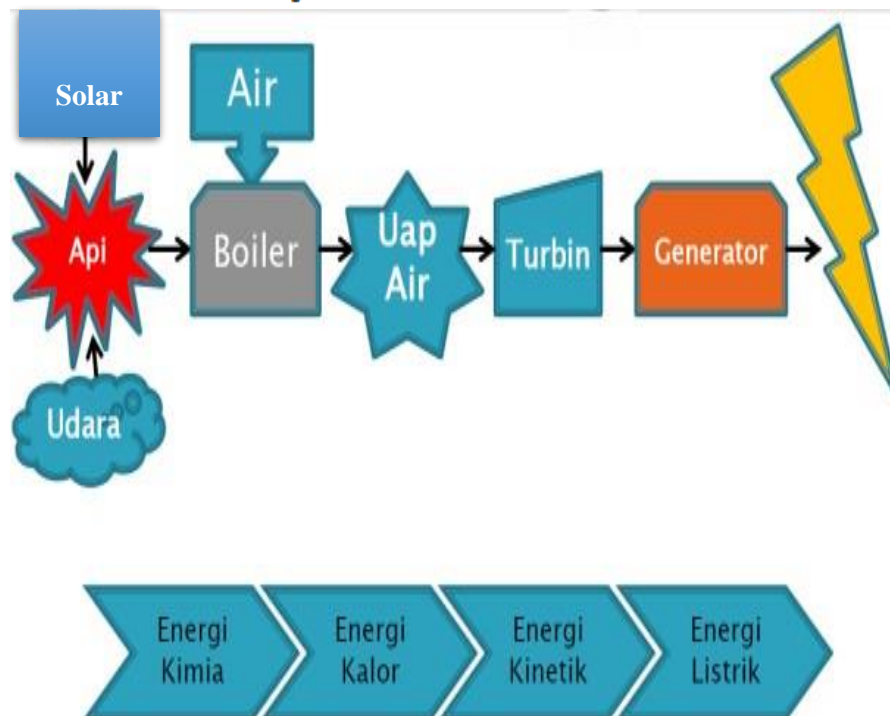
Kinerja turbin uap dipengaruhi oleh massa dan entalpi dari *steam* yang digunakan sebagai fluida kerja untuk memutar turbin hal itu dilihat dari sisi energinya. Semakin besar energi input yang masuk ke dalam turbin maka kinerja

turbin akan semakin baik, dan semakin kecil energi input yang masuk ke dalam turbin maka kinerja turbin juga semakin jelek, selain itu kevakuman kondensor juga mempengaruhi kinerja dari turbin uap, dimana semakin besar kevakuman kondensor maka kinerja dari turbin uap juga semakin baik, namun juga dilihat dari sisi titik embun *steam* karena jika kevakuman kondensor semakin tinggi maka *steam* akan berubah menjadi titik-titik embun dan hal ini sangat berbahaya bagi turbin. Adanya *feedwater heater* juga berpengaruh pada kinerja dari turbin karena

*Turbine heat rate* adalah jumlah kalor yang dibutuhkan untuk memproduksi listrik sebesar 1 kWh. Dan dinyatakan dalam (kJ/kWh). *Turbine heat rate* menunjukkan perbandingan dari energi total yang digunakan untuk memutar turbin dengan energi listrik nett yang dihasilkan oleh generator. Dan dinyatakan dalam (kJ/kWh).

*Turbine Heat Rate* dapat dikalkulasi dengan persamaan :

$$HR_T = \frac{(\dot{m}_1 \times h_1 + \dot{m}_2 \times h_2) - (\dot{m}_f \times h_f + \dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_{is} \times h_{is})}{P_g - P_{exc}} \quad \dots(34)$$



Gambar 8. Proses Konversi Energi PLTU

(Sumber: Tumpal Batara Nababan, 2009)

Dimana :

$H_{RT}$ : <i>Heat rate</i> turbin	(kJ/kwh)
$\dot{m}_1$ : Laju aliran massa <i>main steam</i> (uap keluaran <i>superheater</i> )	(kg/jam)
$h_1$ : Entalpi <i>main steam</i> (uap keluaran <i>superheater</i> )	(kJ/kg)
$\dot{m}_3$ : Laju aliran massa <i>hot reheat</i> (uap keluaran dari <i>reheater</i> )	(kg/jam)
$h_3$ : Entalpi <i>hot reheat steam</i> (uap keluaran dari <i>reheater</i> )	(kJ/kg)
$\dot{m}_f$ : Laju aliran massa <i>feed water</i> (air umpan boiler)	(kg/jam)
$h_f$ : Entalpi <i>feed water</i> (air umpan boiler)	(kJ/kg)
$\dot{m}_2$ : Laju aliran massa <i>cold reheat</i> (uap masuk ke <i>reheater</i> )	(kg/jam)
$h_2$ : Entalpi <i>cold reheat</i> (uap masuk ke <i>reheater</i> )	(kJ/kg)
$\dot{m}_{is}$ : Laju aliran massa <i>desuperheater spray</i>	(kg/jam)
$h_{is}$ : Entalpi <i>desuperheater spray</i>	(kJ/kg)
$P_g$ : Turbin Generator output	(MW)
$P_{exc}$ : Generator excitation power	(MW)

## 2.11 Bahan Bakar

Bahan bakar yang digunakan pada pembangkit listrik tenaga uap kapasitas 1000 Watt adalah solar. Berikut adalah pembahasan mengenai bahan bakar jenis solar tersebut.

## 2.12 Solar

Bahan bakar solar adalah bahan bakar minyak nabati hasil destilasi dari minyak bumi mentah. Bahan bakar ini berwarna kuning coklat yang jernih. Penggunaan solar pada umumnya adalah untuk bahan bakar pada semua jenis mesin diesel dengan putaran tinggi (diatas 1000 rpm), yang juga dapat digunakan sebagai bahan bakar pada pembakaran langsung dalam dapur-dapur kecil yang terutama

diinginkan pembakaran yang bersih. Minyak solar ini biasa juga disebut Gas Oil, Automotive Diesel Oil, High Speed Diesel (*Pertamina, 2005*). Bahan bakar solar mempunyai sifat-sifat utama, yaitu:

- a. Warna sedikit kekuningan dan berbau
- b. Encer dan tidak mudah menguap pada suhu normal
- c. Mempunyai titik nyala yang tinggi (40 °C sampai 100°C)
- d. Terbakar secara spontan pada suhu 350°C
- e. Mempunyai berat jenis sekitar 0,82 – 0,86
- f. Mampu menimbulkan panas yang besar (10.500 kcal/kg)
- g. Mempunyai kandungan sulfur yang lebih besar daripada bensin.

### **2.13 Generator**

Generator merupakan instrumen pembangkit tenaga listrik yang mengubah energi mekanis sebagai masukan menjadi energi listrik sebagai keluaran dimana kecepatan putar dari rotornya sama dengan kecepatan putar dari statornya. Generator terdiri dari bagian yang berputar yang disebut rotor dan bagian yang diam yang disebut stator. Kumparan rotor merupakan rangkaian tertutup dari suatu penghantar, bila diberi tegangan arus searah akan menimbulkan fluks magnet. Rotor tersebut diputar dengan suatu penggerak mula atau prime mover sehingga fluks tersebut memotong konduktor-konduktor yang ada di stator yang selanjutnya pada kumparan stator akan terimbas tegangan.

## 2.14 Efisiensi Turbin

Efisiensi turbin merupakan parameter yang menyatakan derajat keberhasilan komponen atau sistem turbin mendekati desain atau proses ideal dengan satuan %.

Efisiensi turbin dapat dihitung dengan persamaan 2 :

$$\eta_{\text{turbin}} = \frac{\text{energi kalor dalam 1 kwh}}{\text{Heat Rate Turbin}} \times 100\% \quad \dots(35)$$

Dimana :

$\eta_{\text{turbin}}$  : Efisiensi turbin %

Energi kalor 1kWh : 3600 kJ

Turbine heat rate : kJ/kWh