

# ANALISA KERUGIAN ENERGI PADA TURBIN UAP



## TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Persyaratan Ujian Sarjana Untuk  
Mendapatkan Gelar Sarjana Teknik Mesin**

Oleh :

**HAMSYAH RIZAL NASUTION**

**NIM : 08.813.0016**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MEDAN AREA  
MEDAN  
2012**

**UNIVERSITAS MEDAN AREA**

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber  
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area  
Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

# ANALISA KERUGIAN ENERGI PADA TURBIN UAP

## TUGAS AKHIR Diajukan Untuk Memenuhi Persyaratan Ujian Sarjana

Oleh :

**HAMSYAH RIZAL NASUTION**  
NPM. : 08. 813. 0016

Disetujui :

**Pembimbing I,**

**Pembimbing II,**

  
(Ir. Amirsyan Nasution, MT)

  
(Ir. Amrinsyah, MM)

Mengetahui :

  
(Ir. Bekti Haniza A Susanto, MT)

**Ka. Program Studi,**

  
(Ir. Amru Siregar, MT)

**Tanggal Lulus :**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

## KATA PENGANTAR

Penulis mengucapkan puji syukur kehadirat Allah SWT karena berkat rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan judul **“Analisa Kerugian Energi pada Turbin Uap”**

Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus diselesaikan bagi setiap mahasiswa Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik UMA, yang akan menyelesaikan kuliah di tingkat Strata-I (SI).

Dalam menyelesaikan tugas akhir ini penulis banyak mendapatkan bantuan dan dukungan dari berbagai pihak, maka dalam kesempatan ini penulis ingin mengucapkan banyak terimakasih kepada :

1. Ibu Ir. Haniza A. MT. Selaku Dekan Fakultas Teknik UMA.
2. Bapak Ir. Amru Siregar, MT selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin UMA.
3. Bapak Ir. Amirsyam Nasution, MT., selaku dosen pembimbing I.
4. Bapak Ir. Amrinsyah MM., selaku dosen pembimbing II.
5. Staf pengajar dan seluruh pegawai Program Studi Teknik Mesin UMA.
6. Rekan-rekan Mahasiswa yang telah banyak membantu dalam penyusunan tugas akhir ini.
7. Kedua orang tua penulis, Datim Nasution (alm) dan Mas dewi murni Harahap yang telah memberikan bantuan dan dorongan baik dalam bentuk moril maupun materil kepada penulis selama perkuliahan dan penyelesaian tugas sarjana ini.
8. Abang dan adik saya, yang telah memberikan dorongan secara moril

UNIVERSITAS MEDAN AREA

kepada saya selama perkuliahan dan penyelesaian tugas sarjana ini.

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

## DAFTAR ISI

<b>KATA PENGANTAR</b>	.....	<b>ii</b>
<b>DAFTAR ISI</b>	.....	<b>iii</b>
<b>DAFTAR ISTILAH</b>	.....	<b>v</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b>	.....	<b>viii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b>	.....	<b>x</b>
<b>DAFTAR GRAFIK</b>	.....	<b>xi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	.....	<b>1</b>
<b>1.1 Latar Belakang</b>	.....	<b>1</b>
<b>1.2 Perumusan Masalah</b>	.....	<b>2</b>
<b>1.3 Batasan Masalah</b>	.....	<b>2</b>
<b>1.4 Tujuan Penulisan</b>	.....	<b>2</b>
<b>1.5 Metode penulisan</b>	.....	<b>3</b>
<b>BAB II LANDASAN TEORI</b>	.....	<b>4</b>
<b>2.1 Siklus Turbin Uap</b>	.....	<b>4</b>
<b>2.1.1 Jenis – Jenis Uap</b>	.....	<b>5</b>
<b>2.1.1.1 Berdasarkan Proses pembentukannya</b>	.....	<b>5</b>
<b>2.1.1.2 Berdasarkan Keadaannya</b>	.....	<b>6</b>
<b>2.2 Turbin Uap</b>	.....	<b>6</b>
<b>2.2.1 Klasifikasi Turbin uap</b>	.....	<b>6</b>
<b>2.2.1.1 Menurut Jumlah Tingkat Tekanan</b>	.....	<b>7</b>
<b>2.2.1.2 Menurut arah aliran uap</b>	.....	<b>8</b>
<b>2.2.1.3 Menurut jumlah silinder</b>	.....	<b>8</b>
<b>2.2.1.4 Menurut metode pengaturan</b>	.....	<b>9</b>
<b>2.2.1.5 Menurut prinsip aksi uap</b>	.....	<b>10</b>
<b>2.2.1.6 Menurut proses penurunan kalor</b>	.....	<b>10</b>
<b>2.2.1.7 Menurut kondisi uap pada sisi masuk turbin</b>	.....	<b>11</b>

<b>BAB IV ANALISA DATA</b>	39
<b>4.1 Efisiensi Turbin Uap</b>	40
<b>4.2 Perhitungan Penurunan Kalor pada Turbin Uap</b>	41
<b>4.2.1 Tingkat pengaturan ( turbin Curtis )</b>	44
<b>4.2.2. Perhitungan Kalor Terinci Untuk Tingkat Tekanan Sampai Ekstraksi Kelima</b>	49
<b>4.2.3 Perhitungan Penurunan Kalor dari Ekstraksi Kelima ke Ekstraksi Keempat</b>	73
<b>4.2.4 Perhitungan Penurunan Kalor dari Ekstraksi Keempat ke Ekstraksi ketiga</b>	81
<b>4.2.5 Perhitungan Penurunan Kalor dari Ekstraksi Ketiga ke Ekstraksi Kedua</b>	87
<b>4.2.6 Perhitungan Penurunan Kalor dari Ekstraksi Kedua ke Ekstraksi Pertama</b>	92
<b>4.2.7 Tingkat Reaksi 42</b>	97
<b>4.2.8 Tingkat Reaksi 43</b>	98
<b>4.3 Analisa Grafik</b>	100
<b>4.3.1 Penurunan kalor pada ekstraksi 5</b>	100
<b>4.3.2 Penurunan kalor pada ekstraksi 4</b>	101
<b>4.3.3 Penurunan kalor pada ekstraksi 3</b>	102
<b>4.3.4 Penurunan kalor pada ekstraksi 2</b>	103
<b>4.3.5 Penurunan kalor pada ekstraksi 1</b>	104
<b>BAB V KESIMPULAN</b>	105
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	107
<b>LAMPIRAN</b>	108

## DAFTAR ISTILAH

$c_1$  = Kecepatan uap mutlak masuk sudu turbin

$c_{1t}$  = Kecepatan uap teoritis keluar nozel

$c_2$  = Kecepatan mutlak uap keluar sudu gerak

$\alpha_1$  = sudut masuk sudu gerak

$\alpha_2$  = sudu keluar sudu gerak

$\beta_1$  = sudut relative masuk sudu gerak

$\beta_2$  = Sudut relative keluar sudu gerak

$G_0$  = Masa alir uap pada turbin

$G_{\text{kebocoran}}$  = Kebocoran melalui perapat diafragma

$H_0$  = Penurunan kalor tanpa memperhitungkan kerugian

$H'_0$  = Penurunan kalor dengan memperhitungkan kerugian pada katup pengatur

$H_i$  = Penurunan kalor yang dimanfaatkan didalam turbin

$h_0$  = Penurunan kalor pada tingkat turbin

$h_b$  = Kerugian kalor pada sudu gerak

$h_e$  = Kerugian kalor akibat kecepatan keluar

$h_{gb}$  = Kerugian kalor uap pada sudu tetap/pengarah

$h_{gea}$  = Kerugian kalor akibat gesekan cakram dan pengadukkan

$h_n$  = Kerugian kalor uap pada nozel

$h_{\text{kebocoran}}$  = Kerugian kalor uap melalui ruang bebas

$n$  = Putaran turbin ( rpm )

$N_{gea}$  = Kerugian pembilasan

$N_e^n$  = Kapasitas nominal terminal generator

$N_i$  = Daya yang dihasilkan oleh tingkat

$P_0$  = Tekanan awal

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Ditakdirkan Untuk Semua  
 $P_0$  Tekanan sebelum nozel dengan memperhitungkan kerugian

Document Accepted 9/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber  
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area.  
Access From (repository.uma.ac.id)9/1/24

$p_1$  = Tekanan uap keluar sudu gerak tingkat impuls

$p_2$  = Tekanan sesudah baris terakhir sudu turbin

$p_{2c}$  = Tekanan keluar turbin

$t_0$  = Temperatur uap masuk turbin

$t_{apk}$  = Temperatur air pengisian ketel

$t_s$  = Temperatur uap saturasi pada tekanan buang

$t_{kon}$  = Temperatur kondensat keluar kondensor

$U$  = Kecepatan keliling

$w_1$  = Kecepatan relative uap masuk sudu gerak

$w_2$  = Kecepatan relative uap keluar sudu gerak

$\pi = 3,14$

$\phi$  = Koefisien kecepatan pada nozel

$\psi$  = Koefisien kecepatan pada sudu gerak

$\psi_{gb}$  = Koefisien kecepatan pada sudu pengarah

$\eta_g$  = Efisiensi generator

$\eta_m$  = Efisiensi mekanis turbin

$\eta_{oi}$  = Efisiensi internal turbin

$\eta_{re}$  = Efisiensi relative turbin

DAFTAR GAMBAR

1. Gambar 2.1 Siklus Rankine Ideal	.....	4
2. Gambar 2.2 siklus rankine dengan pemanas ulang	.....	5
3. Gambar 2.3 turbin reaksi dengan tingkat tekanan ganda dan dua tingkat kecepatan	.....	7
4. Gambar 2.4 turbin uap silinder tunggal	.....	8
5. Gambar 2.5 turbin uap silinder ganda	.....	8
6. Gambar 2.6 turbin uap tiga silinder	.....	9
7. Gambar 2.7 turbin uap empat silinder	.....	9
8. Gambar 2.8 turbin tekanan lawan	.....	10
9. Gambar 2.9 turbin tekanan rendah	.....	11
10. Gambar 2.10 turbin tekanan menengah	.....	11
11. Gambar 2.11 turbin tekanan tinggi	.....	12
12. Gambar 2.12 turbin tekanan sangat tinggi	.....	12
13. Gambar 2.13 turbin tekanan super kritis	.....	12
14. Gamabar 2.14 turbin industry	.....	13
15. Gambar 2.15 koefisien kecepatan pada nosel konvergen	.....	17
16. Gambar 2.16 a. nosel konvergen b. nosel konvergen-divergen	.....	17
17. Gamabar 2. 17 Tingkat turbin	.....	20
18. Gamabr 2. 18 Kerugian sudu gerak secara diagram	.....	20
19. Gambar 2. 19 Tingkat turbin reaksi	.....	35
20. Gambar 2. 20 Tingkat tekanan pada turbin impuls	.....	26
21. Gambar 2. 21 Efisiensi mekanis turbin	.....	29

23. Gambar 4.1 Skema pada Pembangkit	.....	39
24. Gambar 4.2 Turbin Uap Dengan Lima Ekstraksi	.....	40
25. Gambar 4.1 Segitiga kecepatan pada sudu turbin	.....	45
26. Gambar 4.2 diagram i-s untuk penurunan kandungan kalor pada turbin.....		48
27. Sudu Turbin	.....	108
28. Nozel	.....	108
29. Main Stop Valve	.....	105
30. Rangkaian katup	.....	109



## DAFTAR TABEL

1. Tabel 2.1. koefisien kecepatan untuk beberapabentu penampang.....	17
2. Table 3.1 Jadwal kegiatan yang akan dilakukan .....	35
3. Table 3.1 Diameter sudu turbin uap .....	37
4. Table 4.1 Penurunan kalor pada ekstraksi 5.....	49
5. Table 4.2 Sudut pada sudu ekstraksi 5.....	49
6. Table 4.3 Koefisien kecepatan untuk sudu pengarah dan sudu gerak eks. 5.....	50
7. Table 4.4 Penurunan kalor pada ekstraksi 4.....	73
8. Table 4.5 koeffisien kecepatan ekstraksi 4 .....	73
9. Table 4.6 Sudut pada sudu ekstraksi 4.....	74
10. Table 4.7 Penurunan kalor pada ekstraksi ketiga.....	81
11. Table 4.8 koefisien kecepatan ekstraksi 3.....	81
12. Table 4.9 Sudut pada sudu ekstraksi 3.....	81
13. Table 4.10 Penurunan kalor pada ekstraksi kedua.....	87
14. Table 4.11 koefien kecepatan ekstraksi kedua.....	87
15. Table 4.12 Sudut pada sudu ekstraksi kedua.....	87
16. Table 4.13 Penurunan Kalor pada ekstraksi pertama.....	93
17. Table 4.14koefisien kecepatan pada ekstraksi pertama.....	93
18. Table 4.15 Sudut pada sudu pada ekstraksi pertama.....	93
19. Table sifat uap .....	110

## DAFTAR GRAFIK

1. Grafik 4.1 Penurunan kalor pada ekstraksi 5.....	100
2. Grafik 4.2 Penurunan kalor pada ekstraksi 4.....	101
3. Grafik 4.3 Penurunan kalor pada ekstraksi 3.....	102
4. Grafik 4.4 Penurunan kalor pada ekstraksi 2.....	103
5. Grafik 4.5 Penurunan kalor pada ekstraksi 1.....	104



# BAB I

## PENDAHULUAN

### I.1. Latar Belakang

Turbin uap merupakan komponen yang sangat penting dalam instalasi pembangkit listrik Tenaga Uap. Dalam perkembangannya, rancangan turbin uap telah banyak mengalami perubahan, baik dalam segi bentuk maupun efisiensi. Hal ini dikaitkan dengan semakin bertambahnya permintaan akan energi listrik dewasa ini. Oleh karena itu diperlukan suatu turbin uap yang dapat memiliki bentuk yang sederhana tetapi memiliki efisiensi yang tinggi, baik dari aspek biaya operasional maupun dari aspek daya yang dihasilkan.

Secara umum rancangan turbin uap bertujuan untuk memperoleh efisiensi turbin yang lebih baik. Akan tetapi sampai saat ini masih terdapat suatu permasalahan yang tetap saja muncul dan menyebabkan turbin uap tidak bekerja seperti yang diharapkan. Pada turbin uap terdapat beberapa kerugian energi yang dapat mengurangi efisiensi dari turbin uap itu sendiri, adapun kerugian-kerugian yang muncul seperti pada katup pengatur, sudu pengarah (nosel), sudu gerak dan kebasahan uap, serta faktor-faktor lainnya yang menyebabkan biaya produksi tidak sebanding dengan daya yang dihasilkan.

Oleh karena adanya beberapa faktor penyebab kerugian seperti yang dijelaskan diatas, maka penulis merasa perlu mengangkat permasalahan ini dalam tugas akhir dengan judul “Analisa Kerugian Energi Pada Turbin Uap“. Sebagai data pembanding yang diperlukan, akan diperoleh di PT. PLN (Persero)

## **I.2 Perumusan Masalah**

Dalam penyusunan tugas akhir ini ada beberapa hal yang ingin dipecahkan permasalahannya, diantaranya adalah sebagai berikut:

1. Apakah penyebab terjadinya penurunan energi kalor.
2. Apakah akibat dari turunnya energi kalor uap.

## **I.3. Batasan Masalah**

Untuk lebih memudahkan di dalam pelaksanaan, maka dirasa perlu untuk dilakukan pembatasan terhadap masalah yang akan dibahas, yaitu :

1. Analisa dilakukan terhadap turbin uap dengan prinsip kerja reaksi dan dengan daya 65 MW dengan putaran 3000 rpm dan kapasitas uap 560 ton uap / jam, seperti yang ada di PT.PLN SERTOR PEMBANGKITAN BELAWAN.
2. Uap yang digunakan adalah uap kering panas lanjut dengan tekanan 90 bar dan temperatur 510<sup>0</sup>C.
3. Keadaan yang dianalisa merupakan keadaan yang sebenarnya.

## **I.4. Tujuan Penulisan**

Adapun tujuan dari penulisan tugas ini adalah :

1. Mengetahui besarnya penurunan kalor pada tiap ekstraksi turbin uap.
2. Mengetahui besarnya kerugian energi yang terjadi pada tiap tingkat

## **I.5. Sistematika Penulisan**

Untuk memudahkan penulisan dalam tugas akhir ini, maka penulis membuat suatu sistematika penulisan berupa suatu urutan langkah yang terdiri dari bab-bab. Isi susunan penulisan sebagai adalah sebagai berikut :

### **BAB I PENDAHULUAN**

Pada bab pendahuluan ini membahas tentang latar belakang masalah, Tujuan Penulisan, Batasan Masalah dan Metode Penulisan.

### **BAB II LANDASAN TEORI**

Bab ini membahas tentang teori – teori sistem tenaga uap, uap dan turbin uap

### **BAB III METODE PENELITIAN**

Bab ini membahas tentang tempat dan waktu analisa, disgrsm alir dan data hasil pengamatan.

### **BAB IV ANALISA DATA**

Bab ini membahas tentang analisa perhitungan kerugian turbin uap dari data–data yang didapat dari survey tentang turbin uap yang akan dianalisa.

### **BAB V KESIMPULAN DAN SAARAN**

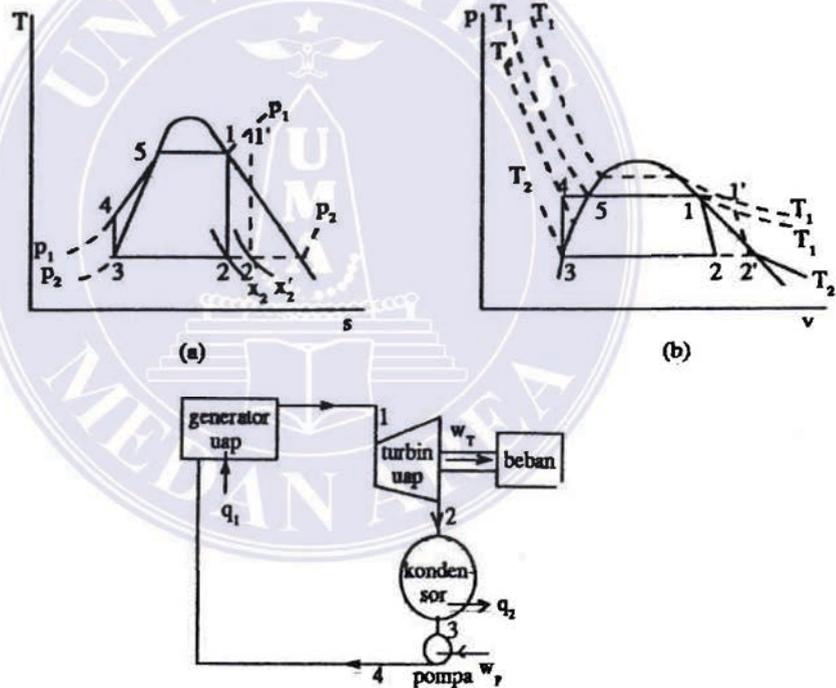
Pada bab ini penulis akan menarik kesimpulan dan saran dari hasil yang didapat dari analisa.

## BAB II

### LANDASAN TEORI

#### II.1. Siklus Turbin Uap

Sistem pembangkit tenaga uap bekerja berdasarkan siklus rankine. Siklus rankine adalah siklus termodinamika yang mengubah panas menjadi kerja. Panas disuplai secara eksternal pada aliran tertutup, yang biasanya menggunakan air sebagai fluida yang bergerak. Siklus ini menghasilkan 80% dari seluruh energi listrik yang dihasilkan di seluruh dunia .



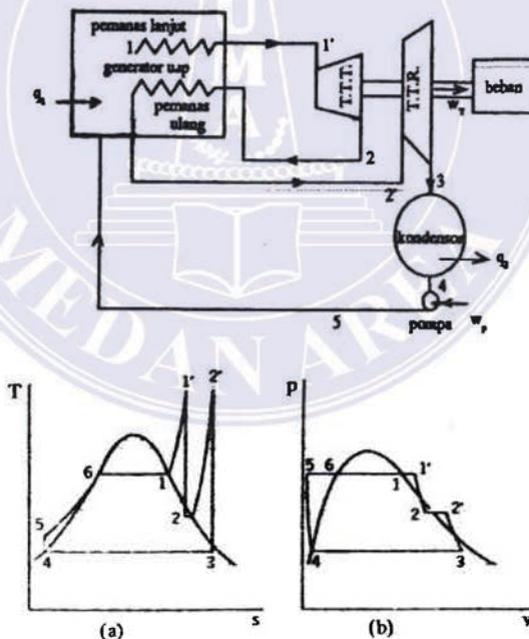
Gambar 2.1 Siklus Rankine Ideal

- 1- 2 = ekspansi mampu balik adiabatik melalui turbin. Uap keluar pada biasanya berada dalam daerah dua fase.
- 2- 3 = proses pembuangan kalor pada suhu tetap dan juga tekanan tetap

3- 4 = kompresi adiabatik mampu balik oleh pompa terhadap cairan jenuh pada tekanan kondensor, menjadi cairan dingin – lanjut pada tekanan pembangkit uap.

4- 1 = penambahan kalor pada tekanan – tetap dalam pembangkit uap.....(Muin: 115 )

Untuk meningkatkan lagi efisiensi dapat dengan cara meneikkan kualitas uap pada akhir proses ekspansi – isentropis pada turbin tanpa menaikkan temperatur masuk awal, yakni dengan jalan pemanasan uap sebelum diekspansikan secara terpisah didalam turbin tekanan rendah ( TTR ), seperti terlihat dalam gambar.



Gambar 2.2 Siklus rankine dengan Pemanas Ulang

## II.1.1 Jenis-Jenis Uap

### II.1.1.1 Berdasarkan proses pembentukan uap

UNIVERSITAS MEDAN AREA Berdasarkan proses pembentukannya, uap dapat dibedakan atas 2 ( dua ),

- a. Uap air (kabut air) yaitu uap air yang terbentuk diatas permukaan air, sebagai akibat penurunan tekanan diatas permukaan sampai tekanan penguapan yang sesuai dengan temperatur permukaan air tersebut.
- b. Uap air (uap didih) yaitu uap yang terbentuk akibat pendidihan air. Air akan mendidih bilah tekanan dan temperature berada pada kondisi didih.

### II.1.1.2 Berdasarkan keadaan uap

Berdasarkan keadaannya, uap dapat dibedakan menjadi 3 ( tiga ), yaitu :

- a. Uap basah ( uap jenuh ), yaitu uap yang memiliki kadar uap  $X < 1$
- b. Uap kering ( uap lanjut ), yaitu uap yang memiliki kadar uap  $X = 1$
- c. Uap adi panas, yaitu uap yang memiliki kadar uap  $X = 1$  ..... ( Muin:93 dan 95)

## II.2 Turbin Uap

Turbin uap merupakan suatu alat yang memanfaatkan energi potensial uap yang dihasilkan dari pembangkit uap atau ketel uap ( boiler ) yang dirubah menjadi energi kinetis uap ( kecepatan uap ) didalam sudu pengarah atau nosel yang digunakan untuk mendorong sudu – sudu gerak pada turbin uap yang kemudian dirubah lagi menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran poros turbin yang diteruskan kegenerator listrik.

### II.2.1. Klasifikasi Turbin uap

Turbin uap dapat diklasifikasikan kedalam kategori yang berbeda – beda berdasarkan pada konstruksinya, proses penurunan kalor, kondisi – kondisi awal dan akhir uap dan pemakaiannya di bidang industri adalah sebagai berikut:

### II.2.1.1. Menurut Jumlah Tingkat Tekanan

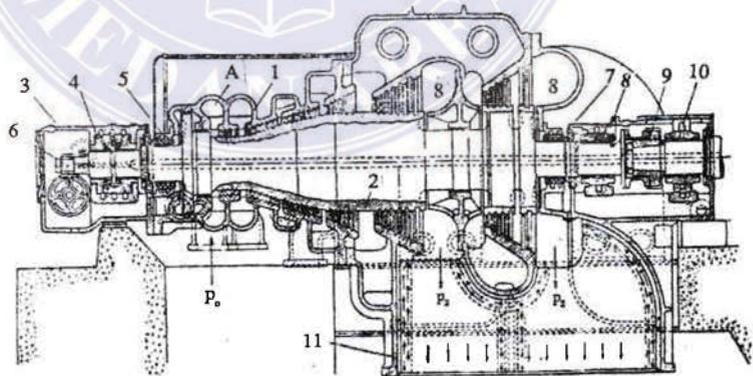
a) Turbin satu tingkat atau lebih tingkat kecepatan yang biasanya berkapasitas kecil, biasa digunakan untuk menggerakkan kompresor sentrifugal.

b) Turbin impuls bertingkat

Turbin uap impuls adalah turbin uap yang memiliki kecepatan uap pada sisi keluar nosel kira-kira 1200 m/s atau lebih dan dimana ekspansi lengkap uapnya hanya terjadi pada sudu-sudu pengarah/ nosel atau kanal diam, dan energi kecepatan diubah menjadi kerja mekanis pada sudu-sudu turbin (tanpa terjadi ekspansi lebih lanjut pada sudu-sudu turbin itu).

c) Turbin reaksi bertingkat

turbin uap reaksi adalah turbin yang ekspansi uapnya terjadi tidak saja pada laluan-laluan sudu pengarah, tetapi juga pada laluan-laluan sudu gerak, sehingga penurunan seluruh kandungan kalornya pada semua tingkat, kurang lebih terdistribusi pada semua tingkat (Shiyakin:10)



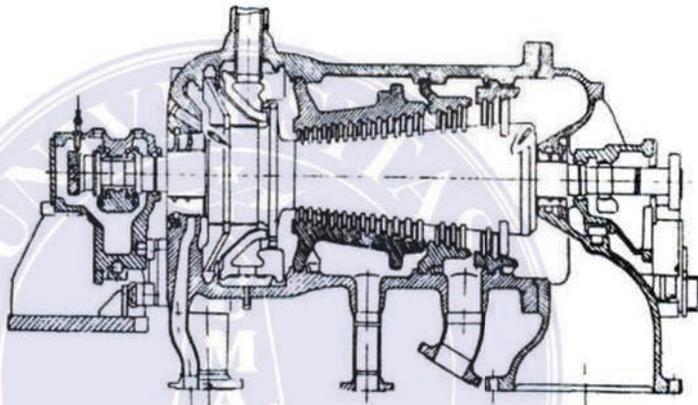
Gambar 2.3 Turbin reaksi dengan tingkat tekanan ganda dan dua tingkat kecepatan (Muis)

### II.2.1.2 Menurut arah aliran uap

- a) Turbin aksial, yang uapnya mengalir dalam arah yang sejajar terhadap sumbu turbin
- b) Turbin radial, yang uapnya mengalir dalam arah yang tegak lurus terhadap sumbu turbin (Shiyakin:11)

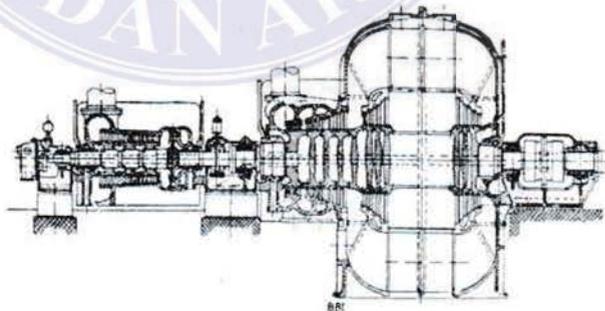
### II.2.1.3 Menurut jumlah silinder

- a) Turbin silinder-tunggal



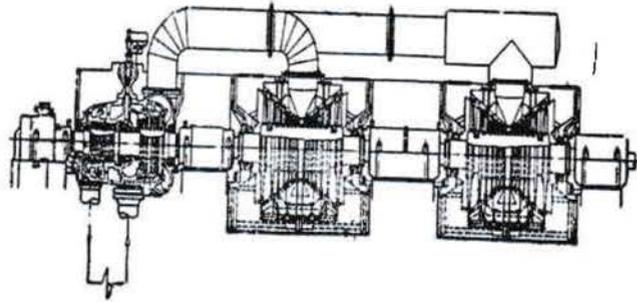
Gambar 2.4 turbin uap silinder tunggal(Muin)

- b) Turbin silinder-ganda



Gambar 2.5 turbin uap silinder ganda(Muin)

c) Turbin tiga-silinder



Gambar 2.6 turbin uap tiga silinder(Muin)

d) Turbin empat-silinder



Gambar 2.7 turbin uap empat silinder(Muin)

II.2.1.4 Menurut metode pengaturan

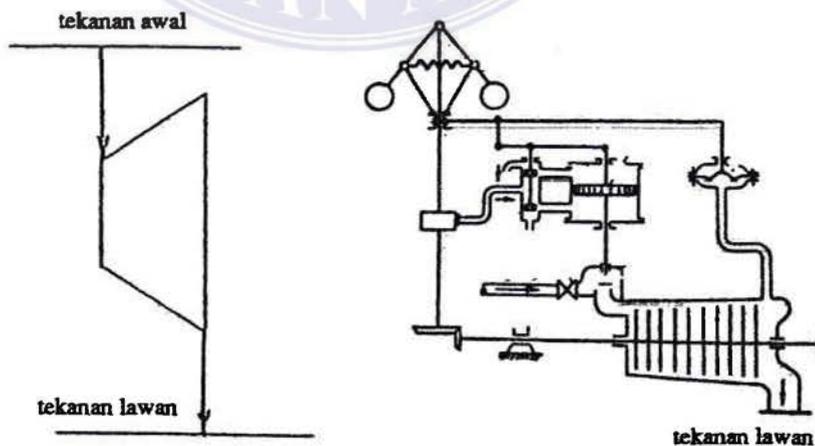
- a) Turbin dengan pengaturan pengecilan ( throttling ) yang uap segarnya masuk melalui satu atau lebih katup pengecil yang diatur secara serempak
- b) Turbin dengan pengaturan yang uap segarnya masuk melalui dua atau lebih pengatur pembuka yang ( opening regulator ) yang berurutan
- c) Turbin dengan pengaturan langkau ( by – pass governing ) yang uap segarnya disamping dialirkan ke tingkat pertama juga dialirkan ke satu, dua atau bahkan tiga tingkat menengah turbin tersebut.... ( Shiyakin:11 )

### II.2.1.5 Menurut prinsip aksi uap

- a) Turbin impuls, yang energi potensial uapnya diubah menjadi energi kinetik di dalam nosel
- b) Turbin reaksi aksial, yang ekspansi uapnya antara laluan sudu baik sudu pengarah maupunsudu gerak.
- c) Turbin reaksi radial tanpa sudu pengarah yang diam

### II.2.1.6 Menurut proses penurunan kalor

- a) Turbin kondensasi ( condensing turbine ) dengan regenerator
- b) Turbin kondensasi dengan satu atau dua penceratan dari tingkat menengahnya
- c) Turbin tekanan lawan ( back pressure turbine ) yaitu apabila tekanan uap bekasnya sama dengan tekanan uap yang dibutuhkan untuk keperluan prosesing ( pengolahan ) pada kegiatan ( aktivitas ) suatu pabrik. Banyak digunakan pada pabrik kelapa sawit pada proses stelisasi



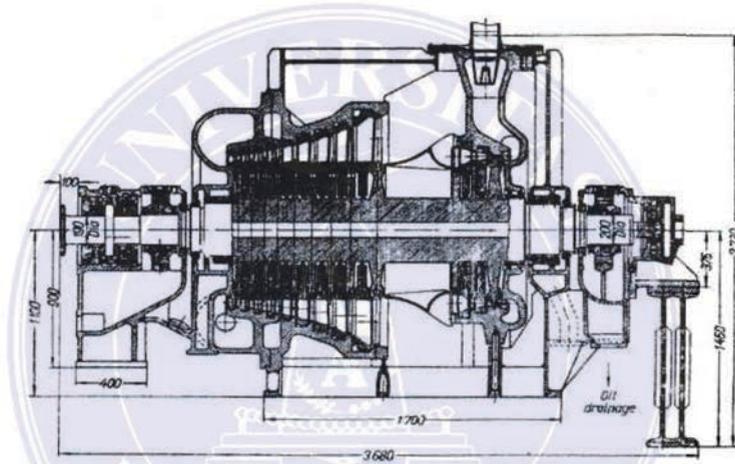
Gambar 2.8 turbin tekanan lawan... ( Muin:67 )

- d) Turbin tumpang
- e) Turbin tekanan lawan dengan peneratan dari tingkat menengahnya pada tekanan tertentu
- f) Turbin tekanan rendah ( tekanan buang )
- g) Turbin tekanan campur dengan dua atau tiga tingkat tekanan...

Shiyakin:11 )

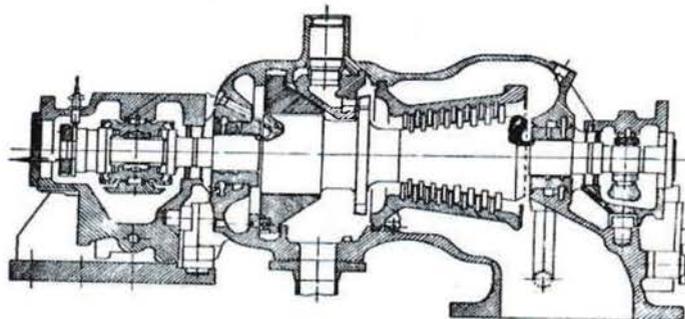
### II.2.1.6 Menurut kondisi uap pada sisi masuk turbin

- a) Turbin tekanan rendah ( pada tekanan 1,2 – 2 ata )



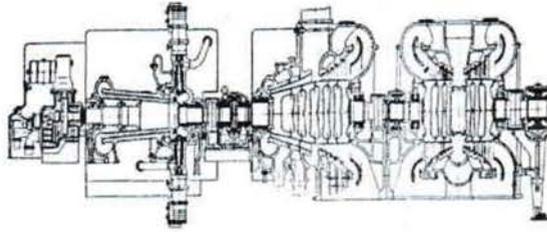
Gambar 2.9 turbin tekanan rendah... ( Muin:80 )

- b) Turbin tekanan menengah ( pada tekanan 40 ata )



Gambar 2.10 turbin tekanan menengah ... ( Muin: 81 )

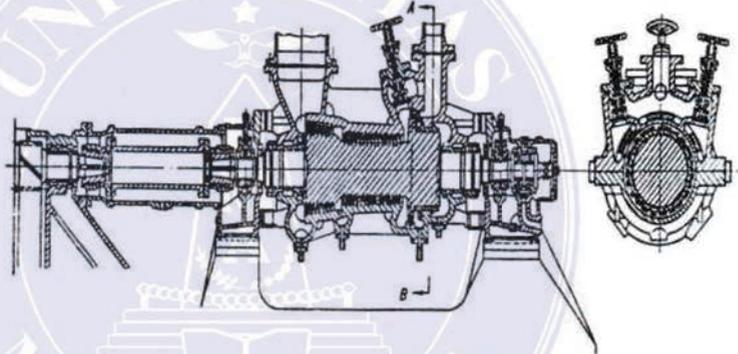
c) Turbin tekanan tinggi ( pada tekanan diatas 40 ata )



Gambar 2.29. Turbin tekanan tinggi (THT) p < 170 bar

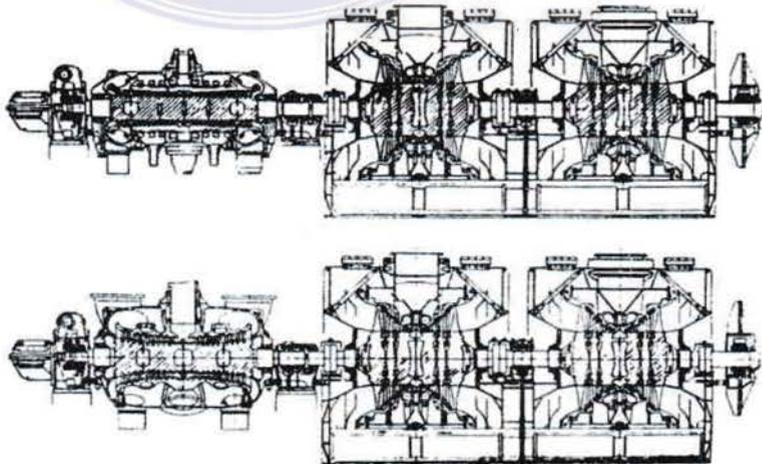
Gambar 2.11 turbin tekanan tinggi... ( Muin:82 )

d) Turbin tekanan sangat tinggi ( uap pada 170 ata dan temperatur 550  
550 C atau lebih )



Gambar 2.12 turbin tekanan sangat tinggi..( Muin:83 )

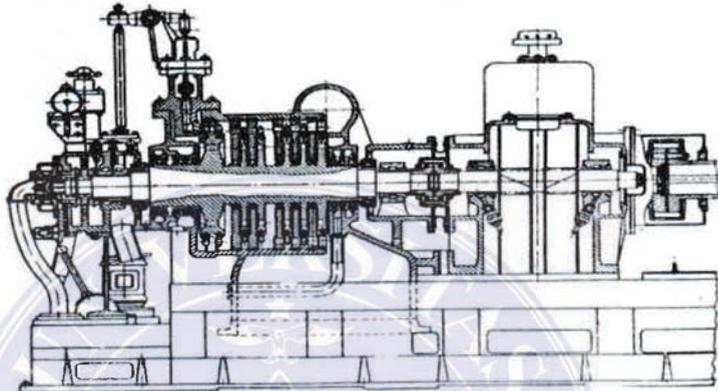
e) Turbin tekanan super kritis ( uap pada tekanan 225 ata atau lebih )



Gambar 2.13 turbin tekanan super kritis..( Muin:84 )

### II.2.1.7 Menurut pemakaiannya di industri

- a) Turbin stasioner dengan kecepatan konstan
- b) Turbin stasioner dengan kecepatan bervariasi
- c) Turbin tidak stasioner dengan kecepatan yang bervariasi... ( Shiyakin:12 )



Gambar 2.14 turbin industri.. ( Muin: 90 )

### II.2.2 Turbin Dengan Ekstraksi Untuk Regenerasi

Pada turbin dengan tekanan awal yang tinggi, biasanya dibuat dengan ekstraksi dari tingkat – tingkat menengahnya. Untuk turbin dengan parameter kritis lanjut ( super kritis ) jumlah ekstraksi dapat mencapai 8 sampai 9.

#### II.2.2.1 Proses Penurunan Kalor pada Diagram i-s

Untuk kondisi uap segar dan uap buang yang diketahui, proses penurunan kalor teoritis dilukiskan pada diagram i-s. Dimana  $H_i = H_0 \eta_{oi}$  dan  $\eta_{oi} = \eta_{re} / \eta_m$ .

Dari temperatur air pengisian ketel  $t_{apk}$ , jumlah ekstraksi dan temperatur kondenser, ditentukan temperatur dan tekanan – tekanan ekstraksi. Temperatur air pengisian ketel diperoleh dengan:

$$\Delta t = \frac{t_{apk} - t_{kon}}{z}$$

Dimana  $t_{apk}$  = temperatur air pengisian ketel

$t_{kon}$  = Temperatur kondensat

$Z$  = jumlah ekstraksi

Temperatur air pengisian ketel sesudah melewati pemanas dengan demikian:

Setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan rendah No. 1 akan sama dengan

$$t_{apk}^1 = t_{kon} + \Delta t$$

Setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan rendah no 2

$$t_{apk}^2 = t_{apk}^1 + \Delta t$$

Setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan rendah no 3

$$t_{apk}^3 = t_{apk}^2 + \Delta t$$

Setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan tinggi no 4

$$t_{apk}^4 = t_{apk}^3 + \Delta t$$

Setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan tinggi no 5

$$t_{apk}^5 = t_{apk}^4$$

Temperatur jenuh pada pemanas – pemanas air pengisian ketel diperoleh dengan

Pada pemanas no 1

$$t_s^5 = t_{apk}^1 + \delta t$$

Pada pemanas no 2

$$t_s^4 = t_{apk}^2 + \delta t$$

Pada pemanas no 3

$$t_s^3 = t_{apk}^3 + \delta t$$

Pada pemanas no 4

$$t_s^2 = t_{apk}^4 + \delta t$$

Pada pemanas no 5

$$t_s^1 = t_{apk}^5 + \delta t$$

Dimana  $\delta t$  = perbedaan temperatur antara temperatur jenuh uap air pengisian ketel dan temperatur air pengisian ketel pada sisi keluar dari pemanas air ketel, 5 sampai 7<sup>0</sup>.

Tekanan uap pada titik ekstraksi ditentukan dari tabel standar untuk uap jenuh yang bersesuaian dengan temperatur jenuh yang terdapat pada pemanas air pengisian ketel yang dimaksudkan.

Tekanan pada ekstraksi yang pertama,  $p_{eks}^1$ .

Tekanan pada ekstraksi yang kedua,  $p_{eks}^2$

Tekanan pada ekstraksi yang ketiga,  $p_{eks}^3$

Tekanan pada ekstraksi yang keempat,  $p_{eks}^4$

Tekanan pada ekstraksi yang kelima,  $p_{eks}^5$

## II.3 Kerugian Energi pada Turbin

### II.3.1 Klasifikasi Kerugian Turbin

Kerugian energi pada turbin adalah pertambahan energi kalor yang dibutuhkan untuk melakukan kerja mekanis pada praktek aktual dibandingkan dengan nilai teoritis dimana 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.

II.3.1.1 Kerugian dalam yaitu kerugian yang berkaitan dengan kondisi – kondisi uap sewaktu uap tersebut melalui turbin. Kerugian ini terdapat pada:

II.3.1.1.1' Kerugian pada katup – katup pengatur

Sebelum uap masuk kedalam turbin haruslah melewati katup penutup ( stopvalve ) dan katup pengatur tanpa kecuali. Aliran uap melalui katup penutup dan katup pengatur disertai dengan kerugian energi akibat proses pengecilan ( Throttling ). Dapat diandaikan selama proses pengecilan kandungan kalor total uap perkilogram akan tetap sama (  $i = \text{enthalpi} = \text{konstan}$  ). Gambar diatas menunjukkan proses ekspansi uap melalui mekanisme pengatur beserta kerugian – kerugian lainnya yang diakibatkan oleh pengecilan ( throttling ).

$$H = H_0 - H_0^1 \dots\dots\dots ( 2.1 )$$

$H_0$  = nilai penurunan kalor yang diandaikan pada turbin

H = Jumlah penurunan energi

Besarnya kerugian akibat pengecilan dengan katup yang terbuka lebar dapat diandaikan sebesar 5% dari uap segar (  $p_0$  ). Akan tetapi untuk turbin yang sekarang dapat mencapai 3% dan kebawahnya. Besarnya kerugian tekanan adalah :

$$\Delta p_v = ( 0.03 - 0.05 ) p_v \dots\dots\dots ( 2.2 )$$

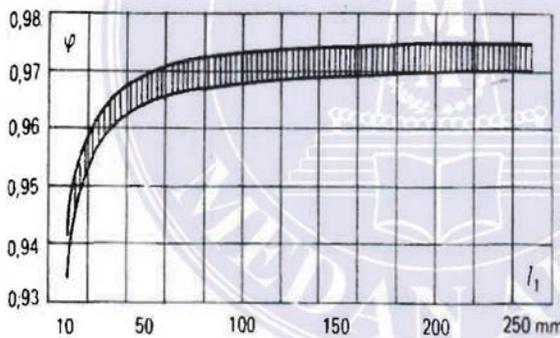
II.3.1.1.2. Kerugian pada nosel ( sudu pengarah )

Kerugian – kerugian energi kinetik sewaktu mengalir melalui laluan – laluan nosel adalah akibat kerugian energi uap sebelum memasuki nosel, tahanan gesek dinding – dinding nosel, gesekan akibat viskositas partikel, penyimpangan aliran, penebalan lapisan batas,

turbulensi pada olakkan ( kerugian olakkan ) dan kerugian pada dinding atas dan bawah nosel. Koefisien kecepatan tergantung dari ukuran – ukuran nosel ( panjang, tinggi dan kelengkungannya ), kekasaran dinding, kecepatan aliran dan bentuk laluan sudu. Koefisien kecepatan sangat tergantung dari tinggi nosel, sangat berkurang dengan berkurangnya tinggi nosel.

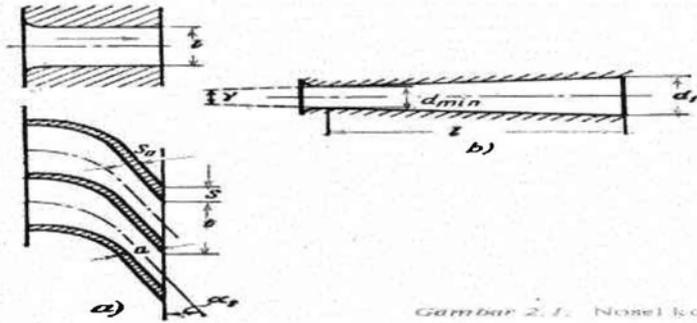
Tabel 2.1. koefisien kecepatan untuk beberapabentu penampang

No	Perlakuan	Koefisien kecepatan $\phi$
1	Nosel coran kasar	0.93 – 0.94
2	Dicor dan dimesin sempurna	0.95 – 0.96
3	Difrais halus	0.96 – 0.97



Gambar 5-2. Koefisien kecepatan  $\phi$  untuk nosel-nosel konvergen sebagai fungsi tinggi nosel  $l_1$ .

Gambar 2.15 koefisien kecepatan pada nosel konvergen.. ( Shiyakin: 61 )



Gambar 2.1. Nosel konver

Gambar 2.16 a. nosel konvergen b. nosel konvergen-divergen... (Shiyakhin: 21)

Pada nosel konvergen – divergen, koefisien kecepatan tergantung dari ekspansi uap. Pada kondisi tekanan lawan yang lebih besar dari nilai – nilai yang didisain dan bila gelombang kejut terjadi di dalam aliran, koefisien kecepatan akan berkurang yang menyebabkan membesarnya kerugian.

$$h_{1r} = \frac{A}{2g} (C_{1r}^2 - C_1^2) = \frac{C_{1r}^2 - C_1^2}{8.730} (1 - \varphi^2) \frac{C_{1r}^2}{8.738} = \left( \frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{C_{1r}^2}{8.738} \quad (2.3)$$

Penurunan kalor adiabatik dalam nosel :

$$h_0 = i_0 - h_{1r} \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

Kecepatan uap teoritis keluar nosel :

$$C_{1r} = 91.5 \sqrt{h_0 + \frac{C_0^2}{8.738}} \quad \dots\dots\dots(2.5)$$

Kecepatan uap aktual pada sisi keluar nosel : pada

$$C_0 = 0$$

$$C_1 = \varphi C_{1r} = 91.5 \varphi \sqrt{i_0 - i_{1r}} \quad \dots\dots\dots(2.6)$$

Pada  $C_0 \neq 0$

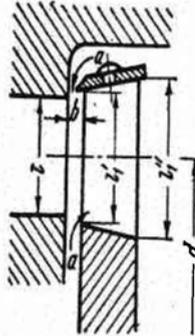
$$C_1 = \varphi C_{1r} = 91.5 \varphi \sqrt{\left[ (i_0 - i_{1r}) + \frac{C_0^2}{8.738} \right]} \quad \dots\dots\dots(2.7)$$



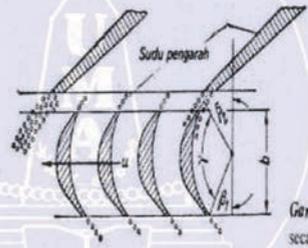
### II.3.1.1.3 Kerugian pada sudu gerak

Kerugian pada sudu gerak terdiri dari kerugian – kerugian yang berikut ini : (1) **Kerugian akibat belokan pada ujung belakang sudu.** Uap yang keluar dari nosel akan memasuki ruang melingkar yang ada diantara nosel dan sudu gerak dan semburannya dalam keadaan terpisah. Setelah meninggalkan dinding nosel uap akan menjadi bercampur dan membentuk aliran yang homogen akibat adanya pusaran. Terdapat kerugian akibat turbulensi saat uap meninggalkan yang disebut dengan kerugian keluar (leaving losses ) atau kerugian olakan. (2) **Kerugian akibat tubrukan.** Sebelum uap memasuki laluan-laluan sudu gerak, bertemu dengan ujung depan profil – profil sudu, yang dengan ini menyebabkan adanya kekacauan pada aliran. Kerugian ini tergantung pada bentuk profil sudu pada sisimasuk. (3) **Kerugian akibat kebocoran uap melalui ruang melingkar.** Antara stator dan selubung atau b. untuk setiap tingkat mesin – mesin turbo, ada kebocoran uap yang tidak dapat dihindari melalui ruang b yang ditunjukkan oleh gambar dibawah yang membawah aliran tak produktif sepanjang pembangkitan momen gaya (torque) mekanis pada rotor tersebut yang dimaksudkan, yang dengan demikian akan menambah kerugian. Untuk menghindari kerugian ini biasanya tinggi sudu-gerak biasanya dibuat sedikit lebih tinggi daripada tinggi nosel sisi keluar. Pertambahan tinggi sudu-gerak ini mengakibatkan tidak seluruh laluan sudu terisi oleh uap, yang menyebabkan terjadinya kevakuman parsial

yang selanjutnya akan mengisap uap dari ruangan melingkar tersebut kedalam sudu-gerak seperti yang ditunjukkan oleh panah pada gambar.



Gamabar 2.17 Tingkat turbin... ( Shiyakin:58 )



Gamabr 2. 18 Kerugian sudu gerak secara diagram..( Shiyakin:61 )

(4) **Kerugian akibat gesekan.** Uap sewaktu mengalir melalui laluan-laluan nosel atau sudu akan mengalami tahanan gesek pada alirannya sepanjang dinding nosel, yang untuk melawan tahanan ini sebagian kandungan energi dilepaskan. Kerugian akibat gesekan tergantung dari panjang dinding nosel, yakni busur  $b$  dan juga pada sifat dinding itu: kasar, mulus dan lain- lain. (5) **Kerugian akibat pembelokkan semburan pada sudu.** Kerugian ini disebabkan oleh saling bergeseknya partikel-partikel uap yang disebabkan oleh perbedaan

panjang laluan yang dilaluinya sebagai akibat dari lengkungan permukaan sudu yang dilaluinya. Kerugian akibat pembelokkan uap pada sudu tergantung pada sudut pembelokkan :

$$v = 180 - (\beta_1 + \beta_2) \dots\dots\dots (2.8)$$

dengan membesarnya nilai sudut  $v$  atau dengan mengecilnya sudut  $\beta_1 + \beta_2$ , kerugian bertambah dengan cepat dan akhirnya sangat berpengaruh dibandingkan dengan kerugian – kerugian lainnya. (6)

**Kerugian akibat penyelubungan.** Perbedaan antara tinggi  $l$  dan  $l_1$  akan mempengaruhi keseragaman aliran pada sisi masuk nosel dan sebagaimana biasanya akan menyebabkan penebalan lapisan batas dan akan mengakibatkan kerugian.

**II.3.1.1.4. Kerugian akibat kecepatan keluar ( carry over )**

Uap meninggalkan sudu graak dengan kecepatan mutlak  $c_2$ . Pada turbin nekatingkat ( multy – stage ), enrgi kecepatan uap yang keluar dapat dipakai sebagai atau seluruhnya pada tingkat yang selanjutnya. Untuk dapat memanfaatkan energi yang ekivalen dengan energi kecepatan uap yang keluar dari sudu maka perlu untuk mempertahankan celah yang ada diantara sudu tingkat sebelumnya dan nosel – nosel berikutnya sesempit mungkin.

$$h_e = A \frac{c_2^2}{2g} = \frac{c^2}{8.728} \text{ ( kkal / kg ) } \dots\dots\dots (2.9)$$

Kerugian akibat kecepatan keluar  $h_e$ , akan memperbesar kandungan kalor uap yang keluar. Kerugian ini ditambahkan pada diagram i-s sesudah kerugian nosel dan sudu. Kerugian yang diakibatkan oleh kecepatan keluar uap pada tingkat terakhir turbin kapasitas kecil dan

menengah pada kevakuman yang tidak terlalu tinggi, tidak melebihi 1 sampai 2% dari penurunan kalor pada turbin. Untuk turbin kapasitas besar dan kevakuman tinggi dapat mencapai 3- 4% bahkan lebih.

**II.3.1.1.5. kerugian akibat gesekan cakram dan pengadukan**

Kerugian gesek terjadi antara cakram turbin yang berputar dan uap yang menyelubunginya. Cakram yang berputar ini menarik partikel – partikel yang ada didekat permukaannya dan memberinya gaya – gaya yang searah dengan putarannya. Dalam hal pemasukkan parsial ( partial admission ), terjadi turbulensi yang besar sepanjang busur yang tidak dialiri uap. Turbulensi ini akan menyebabkan kerugian pengadukan yang pada dasarnya terdiri dari : (a) Gesekan uap pada sudu, dan (b) Tubrukkan uap pada sudu

Disamping itu, bila ada pemasukkan uap parsial, hanya bagian cakram rotor sudu gerak yang pada saat itu berada didepan nosel saja yang diisi oleh uap masuk, sedangkan laluan – laluan sudu yang lainnya diisi oleh uap yang sudah dipakai.

$$N_{angin} = \lambda ( 1.07 d^2 + 0.61 z ( 1 - \epsilon ) d l_i^{10.5} ] \times \frac{u^3}{10^6} \gamma [ kW]..... ( 2.10 )$$

Dimana Nangin = daya yang hilang dalam mengatasi gesekan dan ventilasi ( kerugian pengadukan )

$\Lambda$ = koefisien yang biasanya diambil dengan 1 untuk udara panas dan uap panas lanjut temperatur tinggi ( menurut levitsky), antara 1.1 dan 1.2 untuk uap panas lanjut biasa dan 1.3 untuk uap jenuh

$z$  = jumlah tingkat kecepatan pada cakram

$\epsilon$  = derajat pemasukan uap parsial

$l_1$  = tinggi sudu ( cm )

$u$  = kecepatan keliling pada diameter rata – rata ( m/ detik )

$\gamma$  = bobot uap spesifikl didalam mana cakram tersebut berputar (  $kg/m^3$  )

Penentuan daya gesekan dan ventilasi cakram Nangin sering dilakukan dengan memakai rumus Forner seperti berikut ini :

$$N_{angin} = \beta \times 10^{-10} d^4 n^3 l_1 \gamma \text{ (kW)} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana  $n$  = putaran turbin ( rpm )

$B$  = koefisien yang, 1.76 untuk cakram baris tunggal, 2.06 untuk cakram baris ganda, 2.80 untuk cakram baris tiga

Kerugian akibat gesekan cakram dan ventilasi dalam satuan kalor dapat dotentukan dari persamaan berikut :

$$h_{angin} = \frac{102 N_{angin}}{427 G} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana:  $G$  = massa alir uap[ melalui tingkat turbin

$h_{angin}$  = ekivalen thermal kerja yang digunakan untuk mengatasi gesekan dan kerugian pengadukan

### II.3.1.1.6. Kerugian Akibat Kebasahan Uap

Dalam hal turbin kondensasi, beberapa tingkat yang terakhir biasanya beroperasi pada kondisi – kondisi uap dalam keadaan basah yang menyebabkan terbentuknya tetesan air yang halus.Tetesan ini oleh

saat yang bersamaan, tetesan air ini akan menerima gaya percepatan dari partikel – partikel uap searah dengan aliran. Jadi sebagian energi kinetik uap akan hilang dalam mempercepat tetesan air ini. Oleh karena kecepatan mutlak muap  $c_1$  agak lebih besar daripada kecepatan tetesan air  $c_{1w}$ , arah vektor kecepatan relatif  $w_{1w}$  ( sudut masuk tetesan air kedalam laluan sudu gerak ) berbeda dari arah semburan uap. Kerugian akibat kebasahan uap dapat ditentukan dengan ketelitian yang baik untuk maksud – maksud praktek :

$$h_{kebasahan} = (1 - x) h_i \dots\dots\dots( 2.13 )$$

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

$x$  = fraksi kekeringan rata – rata uap didalam tingkat yang dimaksudkan

$x_1$  dan  $x_2$  = fraksi kekeringan uap sebelum nosel dan sesudah sudu gerak tingkat tersebut

$$X = \frac{x_1 + x_2}{2} \dots\dots\dots( 2.14 )$$

saat yang bersamaan, tetesan air ini akan menerima gaya percepatan dari partikel – partikel uap searah dengan aliran. Jadi sebagian energi kinetik uap akan hilang dalam mempercepat tetesan air ini. Oleh karena kecepatan mutlak muap  $c_1$  agak lebih besar daripada kecepatan tetesan air  $c_{1w}$ , arah vektor kecepatan relatif  $w_{1w}$  ( sudut masuk tetesan air kedalam laluan sudu gerak ) berbeda dari arah semburan uap. Kerugian akibat kebasahan uap dapat ditentukan dengan ketelitian yang baik untuk maksud – maksud praktek :

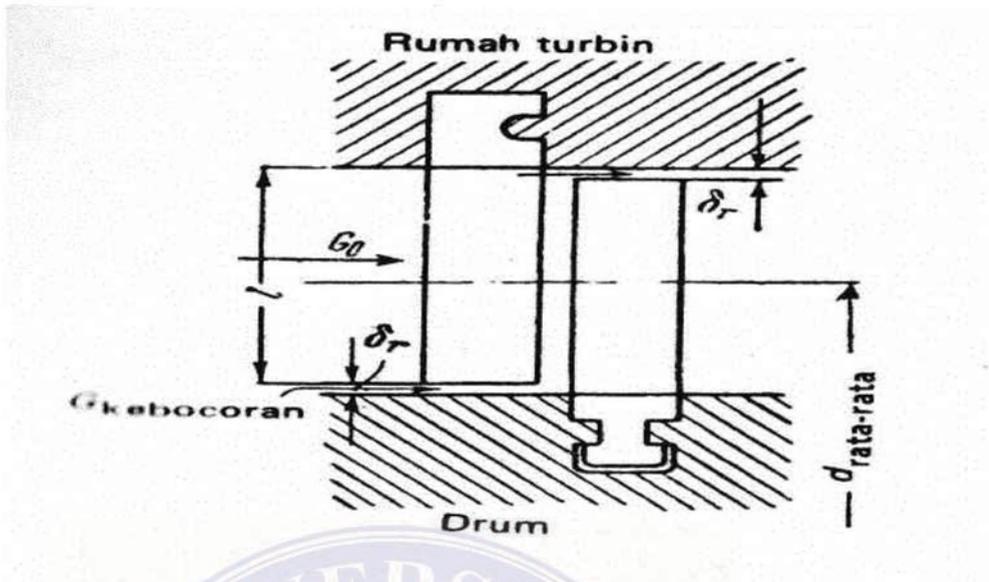
$$h_{kebasahan} = (1 - x) h_i \dots\dots\dots( 2.13 )$$

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

$x$  = fraksi kekeringan rata – rata uap didalam tingkat yang dimaksudkan

$x_1$  dan  $x_2$  = fraksi kekeringan uap sebelum nosel dan sesudah sudu gerak tingkat tersebut

$$X = \frac{x_1 + x_2}{2} \dots\dots\dots( 2.14 )$$



Gambar 2.19 Tingkat turbin reaksi... (Shiyakin:68)

### II.3.1.1. 7. Kerugian Pemipaan Buang

Kerugian pemipaan buang dapat diabaikan pada turbin tekanan lawan ( back pressure turbine ) karena kecepatan aliran lambat dan dapat diabaikan ( 30 – 50 m/detik ). Pada turbin kondensasi terdapat kecepatan – kecepatan yang lebih besar ( 100 – 120 m/ detik ) dan oleh karena itu kerugian – kerugian yang terjadi tidak dapat diabaikan. Kerugian tekanan pada pemipaan buang pada turbin kondensasi:

$$p_2 - p_{2k} = \lambda \left( \frac{c_s}{100} \right)^2 p_{2k} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana  $p_2$  = tekanan uap sesudah sudu

$p_{2k}$  = tekanan uap didalam pemipaan buang

$c_s$  = kecepatan uap pada pemipaan buang

$\lambda$  = koefisien yang bervariasi dari 0.07 sampai 0.1

II.3.1.1.8. Kerugian Ruang Bebas (celah)

A) Turbin impuls

Kerugian energi akibat kebocoran uap melalui ruang bebas itu adalah dapat ditentukan dengan rumus berikut:

$$G_{kebocoran} = ( i_0 - i_2 ) \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana  $G_{kebocoran}$  = massa alir uap melalui ruang bebas ( kg/detik)

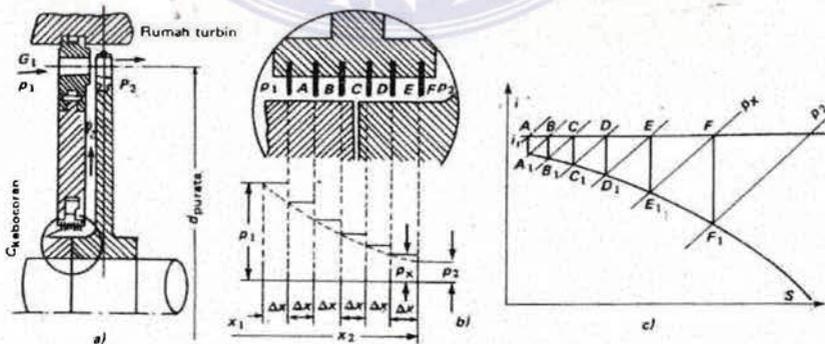
$i_0$  = kandungan kalor sebelum diafragma

$i_2$  = kandungan kalor uap sesudah diafragma sudah gerak dengan memperhitungkan semua kerugian kecuali kerugian kebocoran.

Kerugian kandungan kalor untuk melakukan kerja yang bermanfaat pada satu tingkat akibat kebocoran ditentukan dari hubungan :

$$h_{kebocoran} = \frac{G_{kebocoran}}{G} ( i_0 - i_2 ) [ kkal / kg ] \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana  $G$  = massa alir uap melalui tingkat turbin tersebut, kg / detik



Gambar 2. 20 Tingkat tekanan pada turbin impuls... ( Shiyakin:65 )

Dari persamaan kontinuitas, kita dapat menuliskan untuk setiap celah

UNIVERSITAS MEDAN AREA ~~lainnya~~ Persamaannya adalah sebagai berikut :

$$G_{\text{kebocoran}} v = f_s \cdot c \quad \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana -  $v$  = volum uap sfesidik didalam celah – celah labirin  
(pada titik –titik  $A_1, B_1, C_1$  dan lainnya ) dalam  $m^3 / \text{detik}$

$c$  = kecepatan uap didalam celah akibat ekspansi adiabatik,  
dalam m /detik

$$f_s = \pi ds = \text{luasan celah melingkar}$$

$s$  = lebar celah

b). kerugian pada turbin reaksi

Gambar dibawah menunjukkan sketsa tingkat turbin reaksi. Pada turbin reaksi, sudu pengarah langsung dipasang pada stator turbin sementara sudu gerak dipasang pada drum atau rotor.jadi baik antara sudu gerak dan rotor maupun antara sudu gerak dan stator turbin akan terbentuk celah yang sempit. Besarnya celah  $\delta_r$  dipilih sedemikian sehingga selama pengoperasian turbin, sudu – sudu turbin baik yang bergerak maupun yang tetap tidak akan mengikis stator maupun rotor.

Karena penurunan tekanan terjadi baik pada sudu gerak maupu sudu tetap, akan terjadi kebocoran uap dari antara celah radial  $\delta_r$ . uap bocor ini dianggap hilang jika ditinjau dari segi pengkonversian energi kalor menjadi kerja mekanis.

Kerugian kalor akibat ruang bebas dapat ditentuka dengan persamaan berikut :

$$G_{\text{kebocoran}} = l \sin \alpha_1 ( i_0 - i_2 ) \quad \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana  $\alpha_1$  = sudut yang dibentuk oleh semburan uap terhadap sudu turbin ( untuk sudu pengarah ) dalam derajat

$r_1$  = lebar ruang bebas, dalam mm

$l$  = tingi sudu – sudu pengarah, dalam mm

$i_1$  = kandungan kalor uap sebelum sudu pengarah, dalam kkal/kg

$i_2$  = kandungan kalor sesudah sudu – sudu gerak, dengan

memperhatikan semua kerugian kecuali kerugian yang diakibatkan kerugian ruang bebas radial, dalam kkal/kg

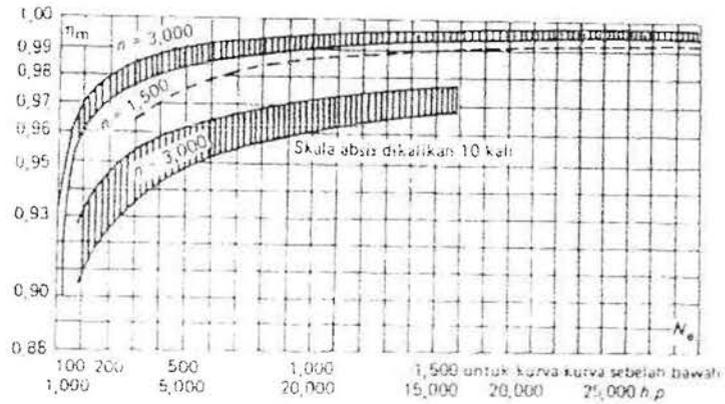
Kerugian kalor juga dapat ditentukan dengan rumus empiris yang diberikan oleh andekhoob :

$$h_{\text{kebojoran}} = 1.72 \frac{v^4}{g} h_g \dots\dots\dots( 2.20 )$$

**II.3.1.2 Kerugian luar (external)**

**II.3.1.2.1 kerugian mekanis**

Kerugian mekanis ini 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 seperti pompa minyak utama, pengatur ( governor ) dan lain-lain. Kerugian mekanis suatu turbin dicakup oleh suatu besaran yang disebut sebagai efisiensi mekanis  $\eta_m$  dan kerugian mekanis dapat ditentukan dalam percobaan.



Gambar 2. 21 Efisiensi mekanis turbin... ( Shiyakin:70 )

### II.3.1.2.2. Kerugian akibat kebocoran uap yang melalui perapat bagian ujung

Untuk mengurangi kebocoran pada turbin dan dengan demikian berarti mengurangi kerugian energi yang bermanfaat dari kedua ujung turbin yang pada bagian ini poros turbin keluar dari dalam stator dan perapat labirin. Akibat adanya perbedaan tekanan antara bagian dalam stator dan udara luar, akan terjadi kebocoran uap melalui perapat labirin bagian ujung ini. Kebocoran uap melalui perapat ujung tidak akan mempengaruhi variasi – variasi kondisi uap didalam turbin.

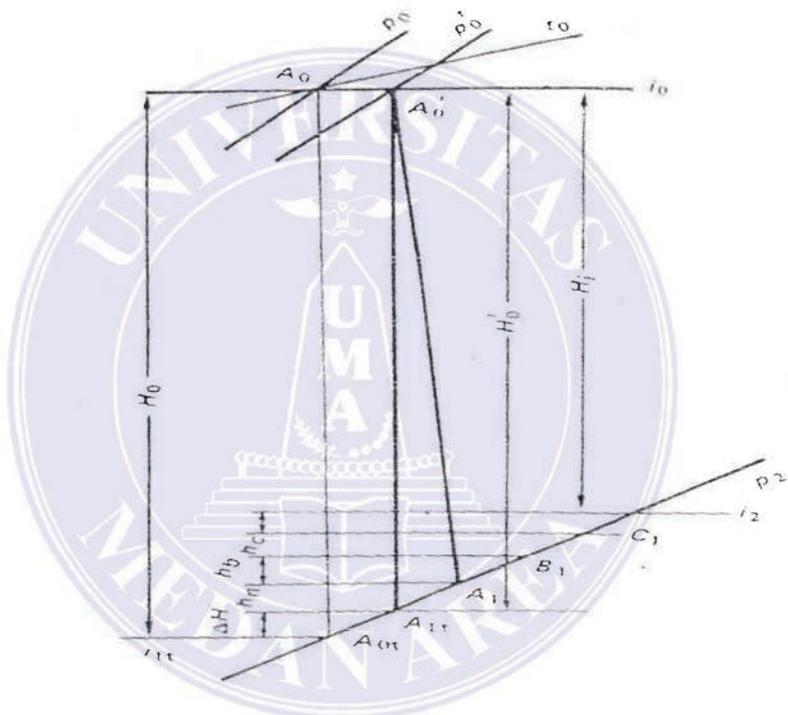
## II.4. Efisiensi Turbin Uap

Hubungan antara kerja satu kilogram uap  $l_u$  pada keliling cakram yang mempunyai sudu-sudu gerak terhadap kerja toritis yang dapat dilakukannya dikenal sebagai efisiensi relatif sudu tersebut.

Hubungan kerja yang bermanfaat yang dilakukan oleh 1 kilogram uap  $i_1$  pada tingkat atau didalam turbin terhadap kerja teoritis yang tersedia  $i_0$ , disebut sebagai efisiensi dalam ( internal ) tingkat atau turbin tersebut :

$$\eta_{tu} = \frac{i_1}{i_0} = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_1} = \frac{H_1}{H_0} \dots\dots\dots ( 2.22 )$$

Efisiensi dalam relatif dapat ditentukan dari proses penurunan kalor tingkat atau turbin yang digambarkan oleh digram i – s berikut.



Gambar 2. 22 Diagram i – s.. (Shiyakin:60)

Prestasi ekonomik (economic performance) turbin uap banyak tergantung pada efisiensi dalam  $\eta_{tu}$ . Hubungan antara penurunan kalor adiabatik teoritis didalam turbin  $H_0 = i_0 - i_1$  ( kkal/kg ) dan kalor yang teredia dari ketel  $i_0 - q$  ( kkal/kg ) dikenal sebagai efisiensi thermal :

$$\eta = \frac{i_1}{i_0 - q} = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - q} \dots\dots\dots ( 2.23 )$$

Dimana  $q$  = panas sensibel ( sensible heat ) kondensat, yang temperaturnya sama dengan temperatur uap buang.

Daya yang dibangkitkan pada velek ( rim ) cakram turbin :

$$N_u = \frac{427 G h_u}{102} \text{ [kW]} \dots\dots\dots( 2.24 )$$

Diaman  $G$  = massa alir uap pada tingkat yang dimaksudkan, kg/detik

$h_u = h_c - h_{f1} - h_{f2} - h_g =$  kalor yang dibutuhkan untuk melakukan kerja pada pelek cakram turbin ( $h_c =$  penurunan kalor adiabatik teoritis pada tingkat yang dimaksud)

Daya dalam tingkat turbin :

$$N_1 = \frac{427 G h}{102} \text{ [kW]} \dots\dots\dots( 2.25 )$$

Daya – dalam turbin :

$$N_1 = \frac{427 G H}{102} \text{ [kW]} \dots\dots\dots( 2.26 )$$

Diamana  $h_1 = h_g - \dots =$  penurunan kalor yang digunakan pada tingkat yang dimaksud

(  $\Sigma h_1$  ) adalah penjumlahan semua kerugian kalor pada tingkat turbin yang dimaksud

$H_1 = \Sigma h_1 =$  penurunan kalor yang digunakan pada semua tingkat turbin yang dimaksud

Daya yang dihasilkan turbin ideal :



$$N_e = \frac{427 G H}{102} = \frac{N_i}{\eta_o} \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana

$$N_i = N_e \eta_o \dots\dots\dots (2.28)$$

Daya efektif yang dihasilkan menjadi :

$$N_{\text{efektif}} = N_i - \Delta N_m \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana  $\Delta N_m$  = kerugian daya dalam mengatasi tahanan – tahanan

mekanis, kW

Hubungan daya efektif turbin dan daya -dalam yang dihasilkannya disebut sebagai efisiensi mekanis turbin tersebut :

$$\eta_m = \frac{N_{\text{efektif}}}{N_i} \dots\dots\dots (2.30)$$

Hubungan antara  $N_{\text{efektif}}$  dan  $N_e$  disebut sebagai efisiensi efektif relatif

$$\eta_{tr} = \frac{N_{\text{efektif}}}{N_e} = \frac{N_{\text{efektif}}}{N_i} \eta_o = \eta_m \eta_o \dots\dots\dots (2.31)$$

Perkalian antara efisiensi efektif relatif dan efisiensi thermal disebut sebagai efisiensi efektif mutlak :

$$\eta_e = \eta_{tr} \eta_t = \eta_o \eta_m \eta_t = \eta_i \eta_m \dots\dots\dots (2.32)$$

## **BAB III**

### **METODE PENELITIAN**

#### **III. 1 Tempat dan Jadwal Penelitian**

##### **III. 1.1. Tempat Penelitian**

Untuk mempermudah dalam pelaksanaan proses analisa dan guna mendapatkan data yang akurat tentang turbin uap yang akan dianalisa, maka penulis akan melakukan pengambilan data di **PT. PLN Cabang Belawan, Medan.**

##### **III. 1.2 Jadwal Penelitian**

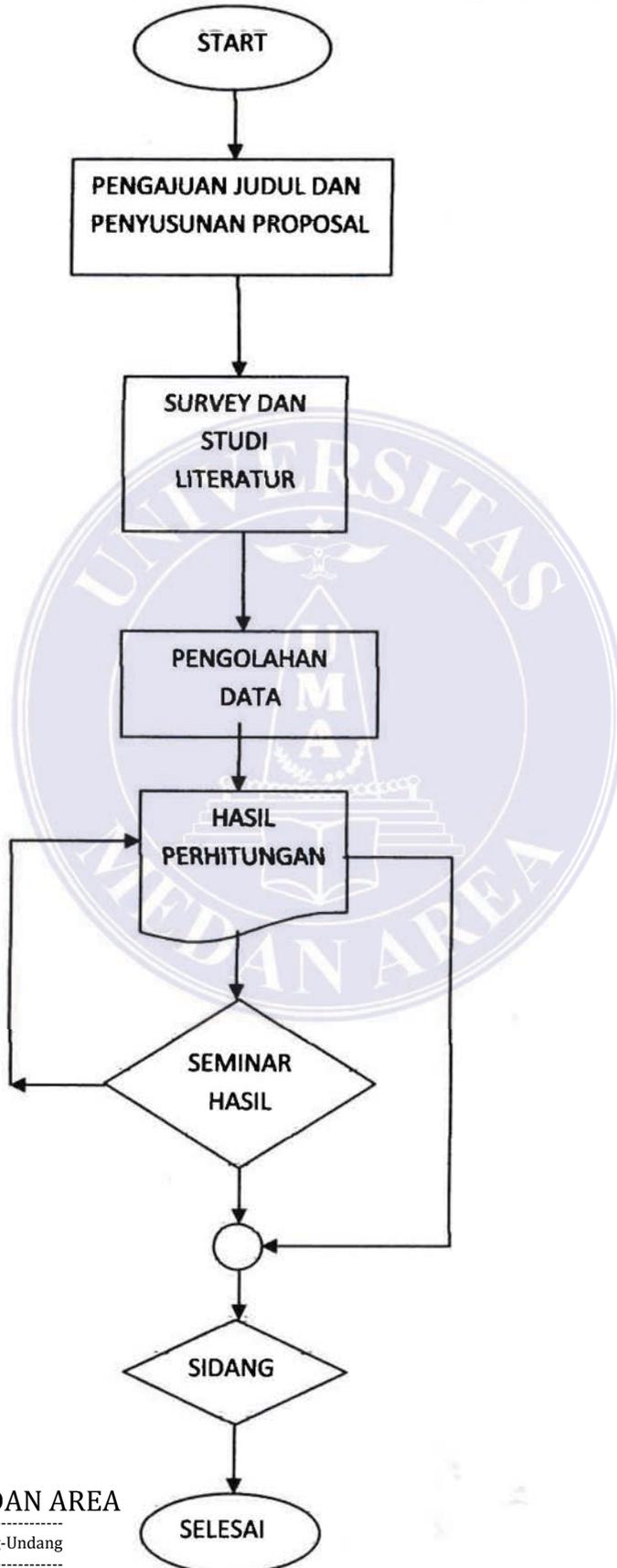
Yang dimaksudkan Waktu peneliti adalah waktu dimulai dari proses pengajuan judul hingga selesainya tugas skripsi ini direncanakan berjalan selama 5 bulan. Yakni dimulai dari tanggal April 2012 s/d Agustus 2012.

Secara terperinci waktu ini disusun dalam jadwal kegiatan yang akan dilakukan kedepannya. Adapun jadwal selengkapnya dapat ditunjukkan sebagai berikut.

Table 3.1 Jadwal kegiatan yang akan dilakukan

No	Kegiatan	BULAN																			
		April				Mei				Juni				Juli				Agustus			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Pengajuan Judul			■	■																
2	Pengajuan dan Penulisan Proposal					■	■	■	■												
3	Studi literatur dan survey									■	■	■	■								
4	Seminar Proposal													■							
5	Revisi														■						
6	Analisa Data															■	■	■			
7	Seminar Hasil																		■		
8	Revisi																			■	
9	Sidang																				■

### III.2 Diagram Alir



### III.3 Data Hasil Pengamatan

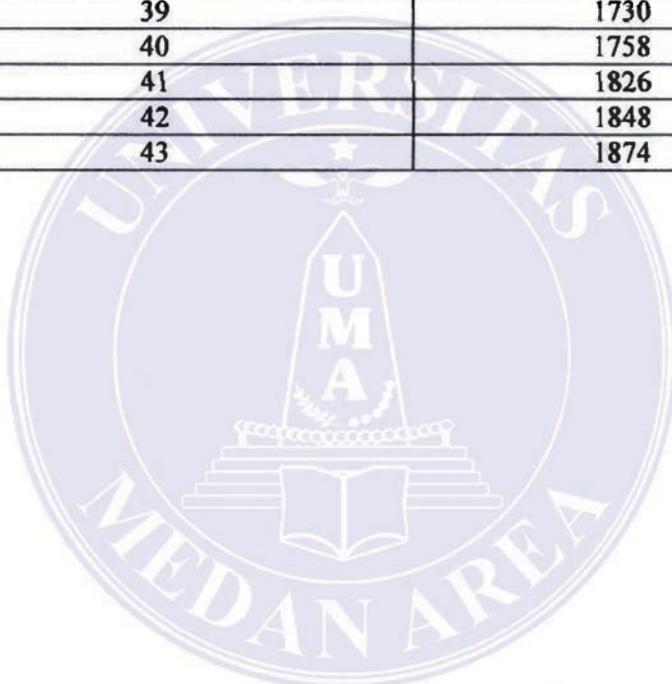
Data yang diperoleh dari hasil pengamatan/ survey adalah data yang di peroleh dari turbin pada unit 4.

- 1. Daya : 65 mW
- 2. Putaran : 3000 rpm
- 3. Jumlah Tingkat Sudu : 43 Tingkat
- 4. Tekanan Uap : 86 Bar
- 5. Temoeratur : 510 oC
- 6. Jumlah Ekstraksi : 5
- 7. Tekanan keluar : 66 mm Hg
- 8. Tmperatur condenser :30<sup>o</sup>
- 9. Jumlah Ekstraksi :5
- 10. Temperature air pengisian ketel:209<sup>o</sup>

**Table 3.2 Diameter sudu turbin uap**

Tingkat	D ( meter)
1a	987
1b	
1	626
2	630
3	632
4	634
5	636
6	638
7	640
8	642
9	644
10	646
11	648
12	650
13	652
14	654
15	842
16	846
17	850
18	854
19	858
20	866
21	874
22	950
23	982

24	1148
25	1182
26	1230
27	1282
28	1326
29	1300
30	1382
31	1430
32	1465
33	1474
34	1482
35	1542
36	1548
37	1558
38	1642
39	1730
40	1758
41	1826
42	1848
43	1874



## BAB V

### KESIMPULAN

Dari perhitungan yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa:

1. Tekanan awal 86 bar memiliki entalpi = 816,13 kkal/kg
2. Tekanan pada turbin Curtis adalah 50,2 bar dan memiliki entalpi 776,13 kka/kg
3. Penurunan tekanan pada tiap tingkat ditabelkan dibawah ini

Penurunan kalor pada ekstraksi 5

Tingkat	Entalphy	Tekanan
1	773,81	49,02
2	771,48	47,56
3	769,12	46,09
4	766,73	45,11
5	764,32	43,15
6	761,89	41,68
7	759,44	40,7
8	756,97	39,72
9	754,48	38,34
10	751,97	37,75
11	749,44	35,21
12	746,89	33,88
13	744,32	32,1
14	741,73	31,58
15	739,1	30,31
16	736,44	28,2
17	733,75	27,24
18	731,04	26,2
19	728,31	25,42
20	725,56	24,33
21	722,79	22,52
22	720	21,8

Penurunan kalor pada ekstraksi 4

Tingkat	Entalphy	Tekanan
23	717,2	21,1
24	714,38	20
25	711,55	19,5
26	708,7	18,85
27	705,82	17,5
28	702,92	16,75
29	700	15,68

### Penurunan kalor pada ekstraksi 3

Tingkat	Entalphy	Tekanan
30	692,4	13,64
31	684,6	11,68
32	676,6	9,87
33	668,4	8,4
34	660	7

### Penurunan kalor pada ekstraksi 2

Tingkat	Entalphy	Tekanan
35	646,5	5,2
36	632,97	3,7
37	619,41	2,75
38	605,83	1,95

### Penurunan kalor pada ekstraksi 1

Tingkat	Entalphy	Tekanan
39	590,25	1,38
40	574,65	0,86
41	559,02	0,521

4. Penurunan kalor yang terjadi pada sudu – sudu turbin dikarenakan proses ekspansi uap, yakni dari uap kering menjadi cairan jenuh yang berlangsung selama proses.

## DAFTAR PUSTAKA

1. El – Wakil, M.M: “ **Instalasi Pembangkit Daya** ,“ Jilid 1, Erlangga, Jakarta,1992.
2. Shlyakhin, P: “ **Turbin Uap ( Teori dan Rancangan )** ,“ Erlangga, Jakarta, 1990.
3. Dietzel, Fritz.: “ **Turbin, Pompa dan Kompresor,**” Erlangga, Jakarta, 1993.
4. Muin, Syamsir. A.:“ **Pesawat – Pesawat Konversi Energi II ( Turbin Uap )**,” Raja Grafindo Persada, Jakarta, 1993.
5. Moran, Michael. J. and Shapiro, Howard. N.: “ **Termodinamika Teknik,**” Jilid 2, Erlangga, Jakarta, 2004.
6. Husain, Zoeb.; “ **Steam Turbinees ( Theory and Design )** , Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, New Delhi,1984.
7. Patel, R.C and Bhavsar, V.C: “**Steam Turbine Plants ( Theory and Practice )**,Acharya Book Depot, Baroda,1974.