

**DIKTAT KULIAH**

# Mesin Konversi Energi



**UMY**

UNIVERSITAS  
MUHAMMADIYAH  
YOGYAKARTA

Unggul & Islami

**Disusun Oleh:**

**MUHAMMAD NADJIB, S.T., M.Eng.**

**PROGRAM STUDI S-1 TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH YOGYAKARTA  
2020**

## KATA PENGANTAR

Assalaamu'alaikum wr. wb.

Mesin Konversi Energi adalah mata kuliah wajib yang harus diambil oleh mahasiswa semester VI di Program Studi S-1 Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Yogyakarta yang berbobot 2 SKS. Mata kuliah ini merupakan kelanjutan dari mata kuliah Termodinamika Teknik dan Teknik Konversi Energi. Dibandingkan dengan mata kuliah Teknik Konversi Energi, mata kuliah ini secara khusus mempelajari lebih dalam tentang mesin pembangkit tenaga jenis rotasional.

Materi kuliah Mesin Konversi Energi terdiri dari tiga hal pokok yaitu Turbin Gas, Turbin Uap dan Gabungan Turbin Gas-Uap. Ketiga materi tersebut banyak diaplikasikan di dunia industri. Tujuan dari mata kuliah ini adalah mahasiswa memahami prinsip konversi dan fungsi komponen utama pada sistem pembangkit tenaga turbin gas, turbin uap dan turbin gabungan gas-uap serta mengerti cara menganalisis secara termal baik sistem dasar maupun modifikasinya.

Diktat kuliah ini disusun untuk memudahkan mahasiswa mempelajari materi yang diberikan. Diktat ini hanya berisi tentang pokok-pokok materi tersebut. Untuk selanjutnya mahasiswa diharapkan mendalami materi lebih lanjut berdasarkan referensi yang diberikan di *learning*. Akhirnya penyusun berharap bahwa diktat ini dapat membantu mahasiswa dalam memahami dan mengembangkan wawasan teknik khususnya di bidang pembangkit tenaga jenis rotasional.

Wassalaamu'alaikum wr. wb.

Yogyakarta, Januari 2020

Penyusun

## DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN MUKA.....	i
KATA PENGANTAR.....	ii
DAFTAR ISI.....	iii
BAB 1. <i>OVERVIEW</i> TURBIN.....	1
BAB 2. PENGANTAR TURBIN GAS.....	9
BAB 3. TURBIN GAS.....	31
BAB 4. TURBIN UAP.....	60
BAB 5. GABUNGAN TURBIN GAS-UAP.....	105



**UMY**  
Universitas  
Muhammadiyah  
Yogyakarta

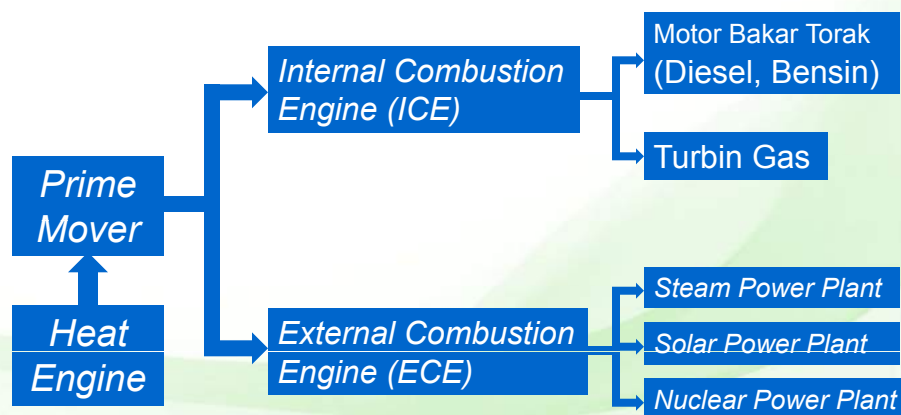
# BAB I *OVERVIEW* TURBIN

Oleh:  
Muhammad Nadjib

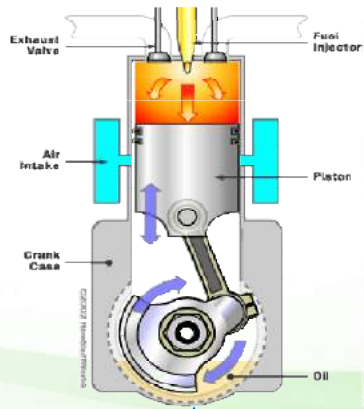
PROGRAM STUDI S-1 TEKNIK MESIN

www.umy.ac.id

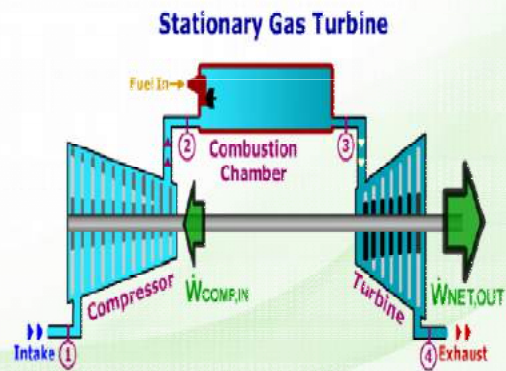
## 1. Penggolongan Pesawat Tenaga



ICE



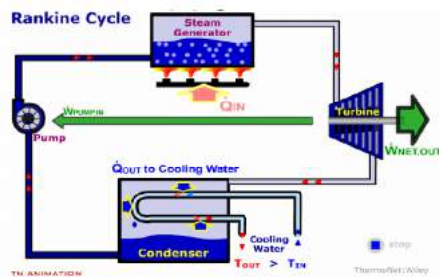
Motor Bakar Torak



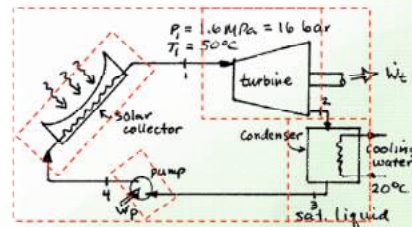
Turbin Gas



ECE



Steam Power Plant



Solar Power Plant

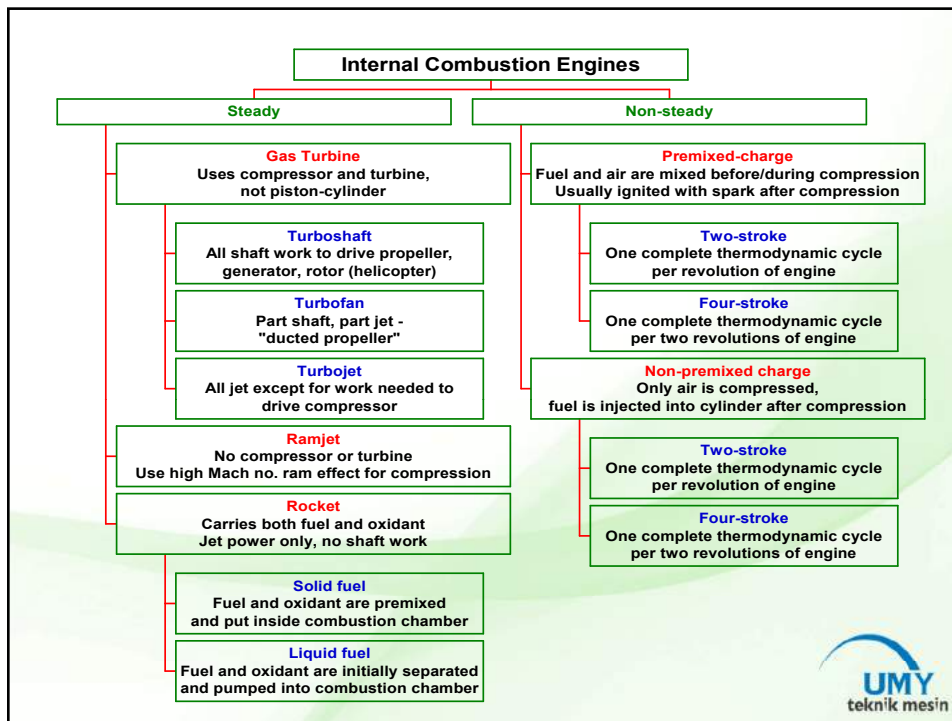


Nuclear Power Plant



## 2. Internal Combustion Engine

- *Internal combustion engines* (ICE) umumnya digunakan u/ **mendorong kendaraan** (*automotive, aircraft, dll*) dan **power plant** (pembangkit listrik)
- Contoh ICE: motor bakar torak, *gas turbines, supersonic propulsion engines*, dan *chemical rockets*
- Definisi ICE: **mesin kalor** dimana sumber kalor berasal dari campuran bahan yang mudah terbakar yang berfungsi juga sebagai fluida kerja
- Fluida kerja dipakai untuk:
  - ✓ Menghasilkan kerja poros dengan mendorong piston atau *turbine blade* selanjutnya **memutar poros**, atau
  - ✓ Menimbulkan momentum-tinggi dari fluida yang digunakan secara langsung u/ menimbulkan **daya dorong**



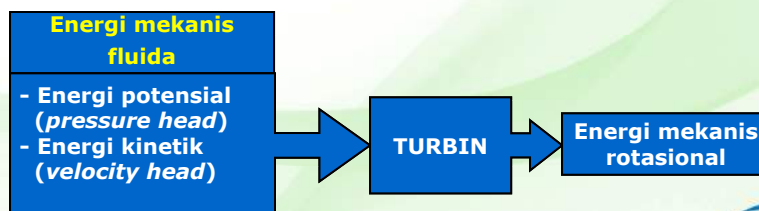
### 3. External Combustion Engine

- *External combustion engines* (ECE) umumnya digunakan u/ *power plant* (pembangkit listrik)
- Contoh ECE: *steam turbines*
- Definisi ECE: mesin kalor dimana sumber kalornya bukan berasal dari fluida kerja yang digunakan tetapi dari sumber eksternal
- Sumber kalor luar memberi energi ke fluida kerja dan selanjutnya fluida kerja menghasilkan putaran poros



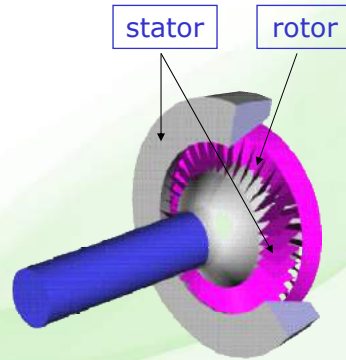
### 4. Pengertian Turbin

- *Turbinis* = pusaran
- Adalah mesin putar (*rotary engine*) yang menghasilkan energi mekanis dari aliran fluida
- Mekanisme perubahan energi:



#### 4. Pengertian Turbin (lanjutan)

- Turbin sederhana mempunyai sebuah bagian yang berputar (*rotor assembly*) yaitu susunan poros dengan *blades* dan bagian yang diam (*stator*). Gerakan fluida mengenai *blades*, atau *blades* bereaksi terhadap aliran, sehingga *blades* berputar dan memberikan energi ke rotor. Selanjutnya rotor memutar bebannya (generator listrik, dll)



#### 4. Pengertian Turbin (lanjutan)

- Di dalam turbin fluida kerja mengalami proses ekspansi, yaitu proses penurunan tekanan dan mengalir secara kontinyu. Penurunan ini akibat digunakannya energi fluida untuk menggerakkan rotor
- Fluida kerja yang dimaksud adalah fluida compressible atau incompressible

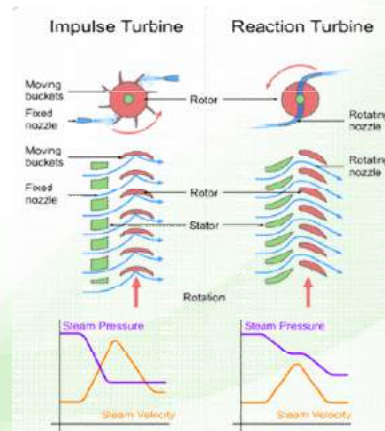




## 5. Klasifikasi Turbin: Operasional

### 1. Impulse turbines

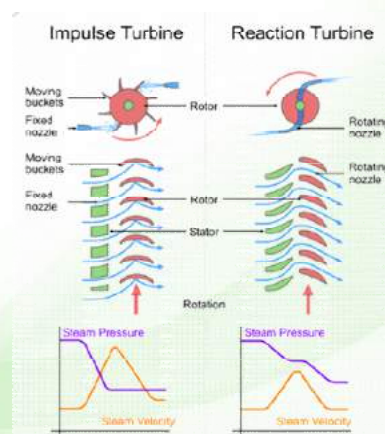
- Mengubah arah aliran semburan fluida berkecepatan tinggi
- Menghasilkan dorongan yang memutar turbin dan fluida meninggalkan turbin dengan energi kinetik yang berkurang
- Tidak ada perubahan tekanan fluida di dalam *blade* rotor turbin. Sebelum mencapai turbin, *pressure head* fluida diubah menjadi *velocity head* dengan mempercepat aliran memakai nosel



## 5. Klasifikasi Turbin: Operasional (lanjutan)

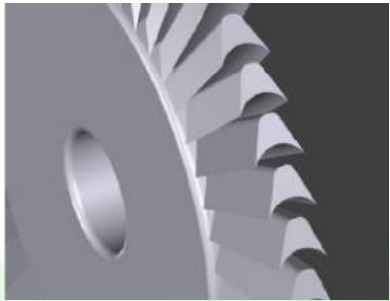
### 2. Reaction turbines

- Menghasilkan torsi sebagai reaksi terhadap tekanan dan berat fluida yang mengalir
- Tekanan fluida berubah pada saat fluida melalui *blade* rotor turbin

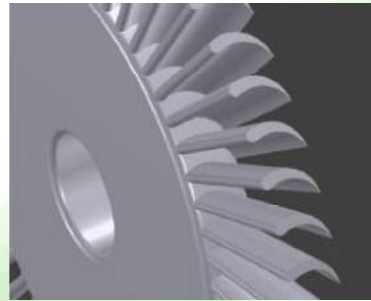


## 5. Klasifikasi Turbin: Operasional (lanjutan)

- Bentuk *blade*



***Impulse turbine***

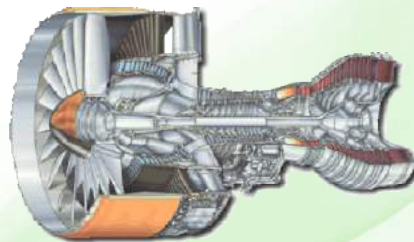


***Reaction turbine***



## 6. Klasifikasi Turbin: Fluida Kerja

1. Turbin Gas
  - Fluida **gas** dipakai di sepanjang siklus
  - Energi mekanikal diperoleh dari **ekspansi gas hasil pembakaran**
  - Sering disebut ***combustion turbine***



## 6. Klasifikasi Turbin: Fluida Kerja (lanjutan)

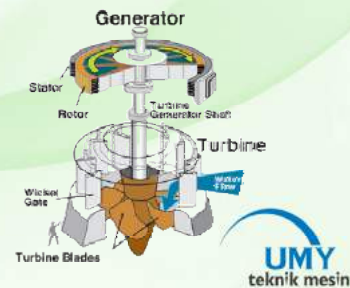
### 2. Turbin Uap

- Siklus memakai fluida air fasa cair dan fasa uap
- Fluida saat ekspansi daya berfasa uap



### 3. Turbin Air

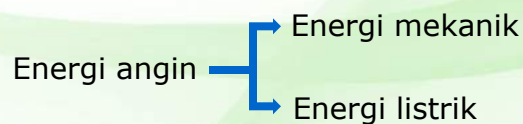
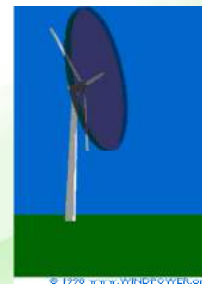
- Energi air (*head* dan aliran) dipakai untuk membangkitkan daya
- Disebut turbin hidroelektrik apabila menghasilkan daya listrik



## 6. Klasifikasi Turbin: Fluida Kerja (lanjutan)

### 4. Turbin Angin

- Angin: udara yang bergerak dan mengandung energi yang dapat dimanfaatkan
- Turbin angin: mesin yang mengkonversi energi kinetik angin menjadi energi mekanik berbentuk rotasional
- Pemanfaatan:



**Soal Diskusi: Benar atau salah pernyataan berikut? Mengapa demikian?**

1. Ciri yang membedakan sebuah mesin termasuk *ICE* atau *ECE* adalah ada atau tidak adanya *pipng systems*
2. Secara umum *ICE* lebih ringan dan tidak memerlukan tempat luas daripada *ECE* karena *ICE* lebih ringkas
3. Tenaga hasil pembakaran pada *ICE selalu* langsung digunakan untuk memutar poros secara rotasional
4. Persamaan antara turbin gas dan turbin uap adalah bahwa keduanya menghasilkan energi mekanik rotasional
5. Fluida kerja turbin uap termasuk fluida *incompressible*
6. Bentuk *blade* turbin tipe *impulse* dan *reaction* hanya terdapat pada turbin gas
7. Turbin air dan turbin angin dapat dikategorikan *ECE* karena sumber energinya berasal dari luar mesin





**UMY**

Universitas  
Muhammadiyah  
Yogyakarta

## **BAB II PENGANTAR TURBIN GAS**

Oleh:  
Muhammad Nadjib

PROGRAM STUDI S-1 TEKNIK MESIN

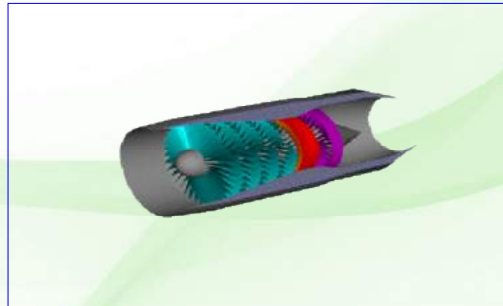
[www.umy.ac.id](http://www.umy.ac.id)

- 1. PENGERTIAN**
- 2. SEJARAH**
- 3. APLIKASI TURBIN GAS**
- 4. KEUNTUNGAN DAN KELEMAHAN**
- 5. TEORI AWAL TURBIN GAS**
- 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS**



## 1. PENGERTIAN

- ❑ Turbin gas adalah sebuah mesin putar (*rotary engine*) yang mengambil energi dari aliran gas pembakaran. Mesin terdiri dari kompresor di sisi depan yang dikopel dengan turbin di sisi belakang dan ruang pembakaran terletak di antaranya



## 1. PENGERTIAN (lanjutan)

- ❑ Energi diperoleh bila udara bercampur bahan bakar dibakar di dalam ruang pembakaran (*combustor*). Gas hasil pembakaran dialirkan ke ruang turbin dan berekspansi melalui *blade* turbin sehingga dapat memutar poros turbin. Daya yang dihasilkan turbin digunakan untuk menggerakkan kompresor dan generator
- ❑ Proses konversi energi:



## 2. SEJARAH

**1500** : Leonardo da Vinci mengkonsep alat pemutar pemanggang ayam

**1791** : Mesin turbin untuk kereta pertama kali dibuat

**1870** : Turbin gas pertama didesain oleh George Brayton

**1903** : Egidius Elling membuat turbin (dengan kompresor *rotary*) kapasitas 11 hp

**1914** : Charles Curtis mengaplikasikan turbin gas

**1918** : General Electric mulai memproduksi turbin gas

**1920** : Dr A. A. Griffith membangun teori turbin gas dengan *airfoil*

**1930** : Sir Frank Whittle mematenkan turbin gas untuk propulsi jet dan diaplikasikan mulai April 1937



## 3. APLIKASI TURBIN GAS



✓ *Aircraft Engines*



✓ *Trains Engines*



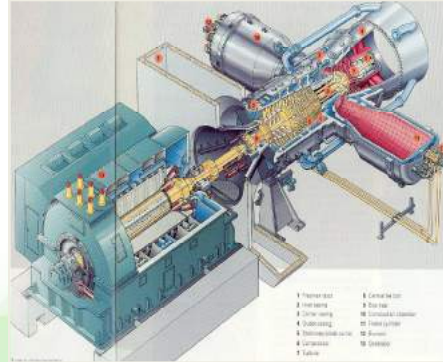
✓ *Main Propulsion*



### 3. APLIKASI TURBIN GAS (lanjutan)



✓ *Naval Engines*



✓ *Electrical Generator*

- *Stand-alone unit*
- *Combined gas-steam power plant*



### 4. KEUNTUNGAN DAN KELEMAHAN

#### □ **Keuntungan:**

- Ringan, pengurangan berat  $\pm 70\%$
- Konstruksi sederhana
- Mengurangi operator
- Respon waktu lebih cepat
- *Acceleration/deceleration* lebih cepat
- Mudah memindah (sistem modular)
- Getaran rendah
- Ekonomis





## 4. KEUNTUNGAN DAN KELEMAHAN (lanjutan)

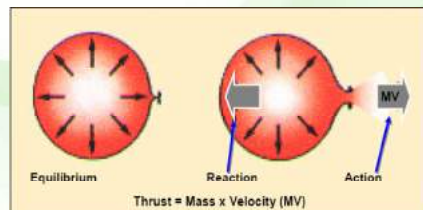
### ❑ Kelemahan:

- Material dalam kondisi tegangan tinggi
- Suara bising
- Perlu kuantitas udara banyak
- Sumber panas tinggi



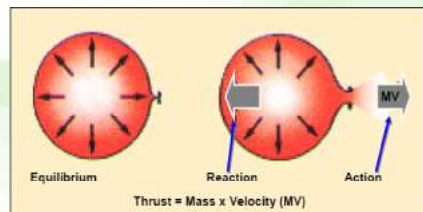
## 5. TEORI AWAL TURBIN GAS

- » Prinsip kerja propulsi jet seperti mainan balon
- » Apabila balon digembungkan dan lubang ditutup, tekanan akan merata pada seluruh permukaan dalam. Balon tidak akan bergerak karena terjadi kesetimbangan internal pressure
- » Apabila lubang dibuka, balon akan bergerak tidak beraturan pada arah yang berlawanan dengan arah semburan udara.



## 5. TEORI AWAL TURBIN GAS (lanjutan)

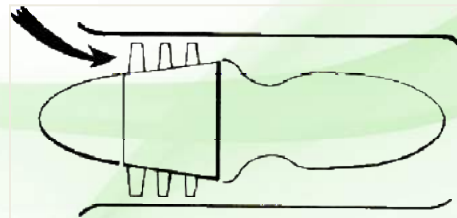
- » Apabila penutup lubang dibuka ➡ nosel konvergen  
Karakteristik udara keluar: kecepatan aliran bertambah  
disertai dengan penurunan tekanan
- » Tekanan-dalam balon di sisi lain lebih besar yang  
mengakibatkan balon bergerak berlawanan arah  
dengan semburan
- » Apa yang terjadi bila di dalam balon selalu diberi  
bertekanan?



## 5. TEORI AWAL TURBIN GAS (lanjutan)

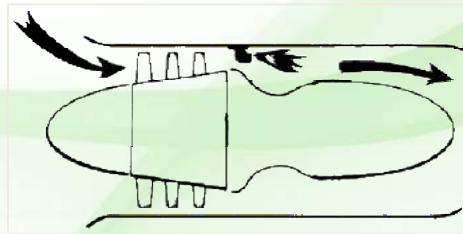
- » Konstruksi balon diubah:
  - dikonversi dengan pipa panjang tertentu,
  - sisi depan dipasang kompresor bersudu banyak

Konstruksi ini seolah seperti menyediakan sistem pengisian udara pada balon dan dibutuhkan daya untuk memutar kompresor



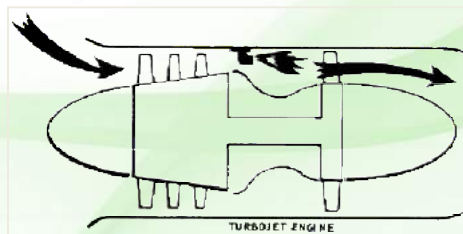
## 5. TEORI AWAL TURBIN GAS (lanjutan)

- » Untuk memberikan volume tinggi udara, diperlukan bahan bakar dan pengapian. Bila terjadi pembakaran akan mendapatkan volume gas yang diperlukan
- » Karena *body* sistem tidak mungkin mengembang, maka pengaruh pembakaran adalah temperatur dan tekanan gas yang tinggi



## 5. TEORI AWAL TURBIN GAS (lanjutan)

- » Sistem dipasang turbin pada sisi belakang. Bila gas melewati sudu-sudu (*blades*) turbin, gas dapat memutar turbin dengan kecepatan tinggi karena terjadi proses ekspansi
- » Poros turbin dihubungkan dengan kompresor, sehingga kebutuhan daya kompresor disuplai oleh daya yang dihasilkan turbin

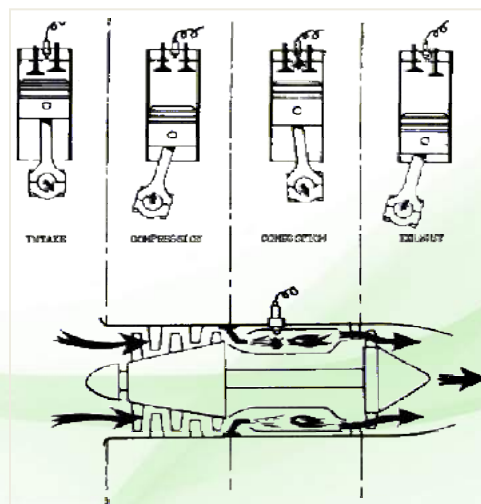


## 5. TEORI AWAL TURBIN GAS (lanjutan)

- » Gas masih memiliki energi yaitu yang dibuang ke atmosfer melalui nosel. Nosel mempercepat aliran gas ke atmosfer
- » Reaksi semburan gas adalah daya dorong (*thrust*) yang mendorong sistem dengan arah menjauh dari keluarnya aliran gas
- » Inilah prinsip kerja simple turbojet engine
- » Adakah kesamaan prinsip kerja turbin gas dengan motor bakar torak empat langkah?



## 5. TEORI AWAL TURBIN GAS (lanjutan)



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS

### 6.1 Siklus Brayton

- » Siklus Brayton adalah siklus ideal udara-standar untuk turbin gas
- » Pada sistem terbuka digunakan analisis aliran tunak (*steady-flow*) untuk menentukan perpindahan kalor dan daya siklus
- » Asumsi:
  - berlaku *air-standard cycle*
  - memenuhi kriteria *cold-air-standard cycle*



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

- » ***The Air Standard Assumptions:***
  - fluida kerja adalah udara yang bersirkulasi secara kontinyu pada sistem dan berlaku sebagai gas ideal
  - semua proses adalah internally reversible
  - proses pembakaran dianggap proses heat addition dari *external source*
  - proses exhaust dianggap sebagai proses heat rejection



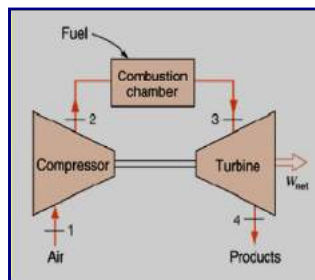
## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### » *The Cold Air Standard Assumptions:*

- semua asumsi di muka
- specific heats adalah konstan sepanjang siklus dan dievaluasi pada 25 °C atau 77 °F
- tujuan asumsi-asumsi di atas adalah untuk menyederhanakan siklus yang sebenarnya kompleks



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

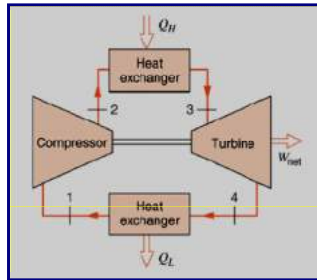


Siklus Terbuka

- » Udara dihisap masuk kompresor dan dimampatkan. Udara bertekanan tinggi dialirkan ke ruang bakar dimana *fuel* dibakar pada tekanan konstan. Gas hasil pembakaran (P dan T tinggi) mengalir ke turbin, bereks-pansi dan menghasilkan daya
- » Turbin gas moderen biasanya beroperasi dengan siklus terbuka
- » Gas keluar (*exhaust gas*) tidak diresirkulasi dan dibuang ke atmosfer



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)



Siklus Tertutup

» Perbedaan dengan siklus terbuka adalah:

- proses pembakaran diubah menjadi proses heat addition tekanan konstan dari sumber luar
- proses pengeluaran gas diganti dengan proses heat rejection tekanan konstan ke lingkungan

» Siklus ideal udara-standar beroperasi dengan sistem tertutup disebut **siklus Brayton**



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

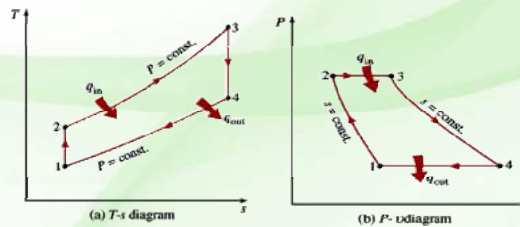
» Empat proses dalam diagram p-V:



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

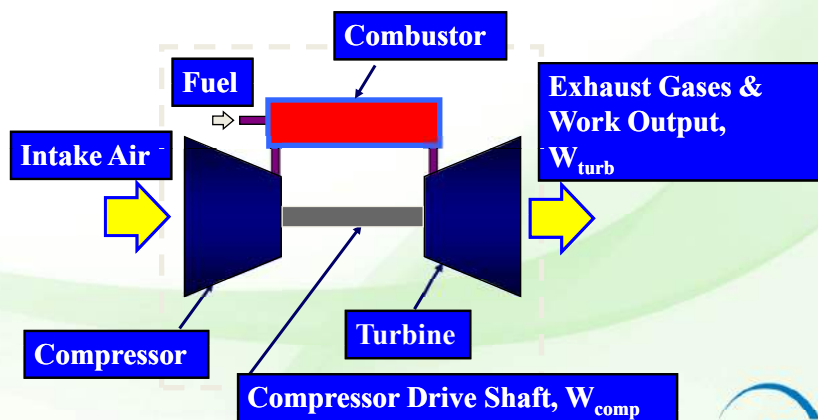
» Proses-proses siklus Brayton ideal:

Process	Closed cycle	Open cycle
1-2	<i>Isentropic compression</i>	<i>Isentropic compression</i>
2-3	<i>Constant pressure heat addition</i>	<i>Heat liberated from fuel during combustion process</i>
3-4	<i>Isentropic expansion</i>	<i>Isentropic expansion</i>
4-1	<i>Constant pressure heat rejection</i>	<i>Enthalpy difference between exhaust products and intake air</i>



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

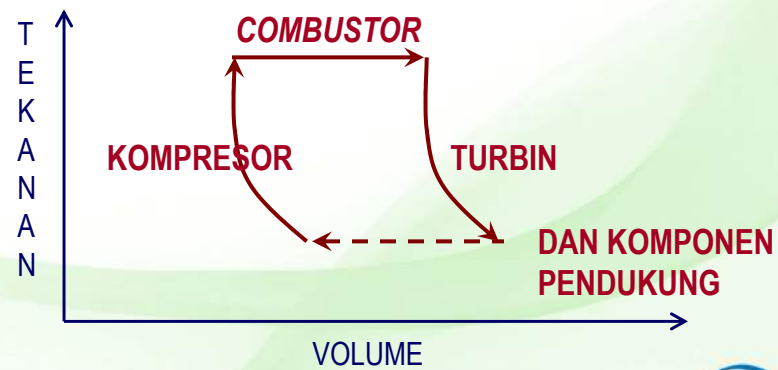
### 6.2 Komponen Turbin Gas





## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

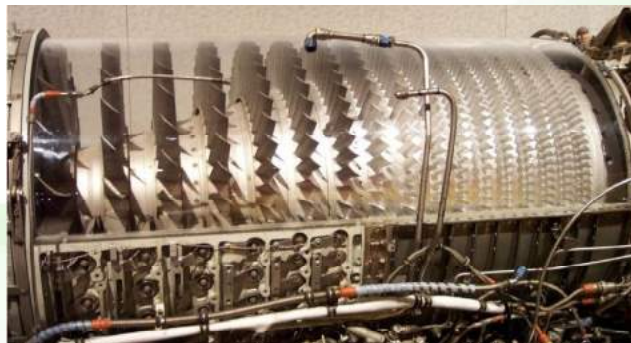
» Komponen turbin gas pada diagram p-v



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (1) KOMPRESOR

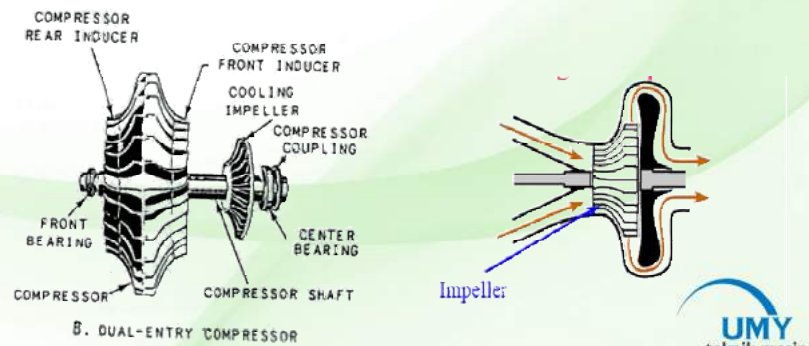
Alat yang berfungsi memampatkan udara



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (1.1) RADIAL (CENTRIFUGAL) FLOW

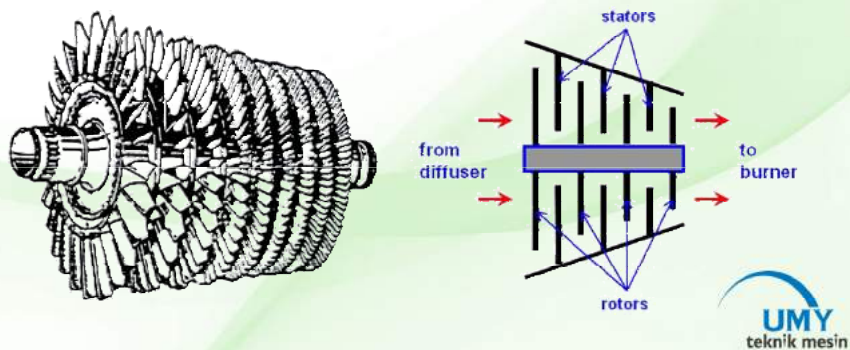
- Sederhana, murah, ringan
- Hanya *single stage*



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (1.2) AXIAL FLOW

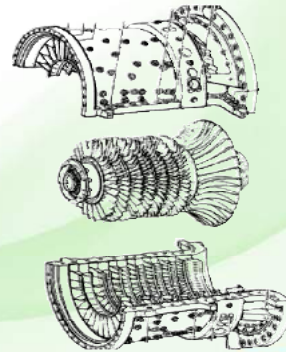
- *Multi-stage (higher pressure)*
- Mahal dan berat



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (1.3) AXIAL-RADIAL FLOW

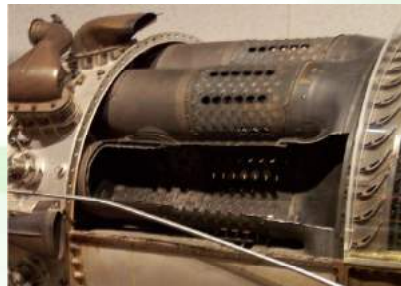
- Disebut *dual compressor*, yaitu kombinasi dari dua tipe di atas
- Biasanya berisi lima atau tujuh tingkat *axial-flow compressor* dan sebuah *centrifugal-flow compressor*
- *Centrifugal-flow compressor* berada di bagian belakang



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

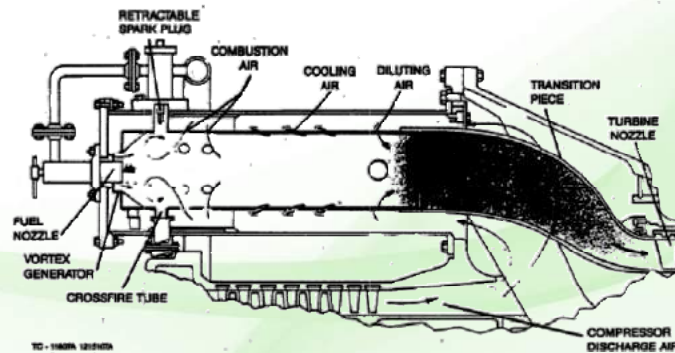
### (2) ALAT PEMBAKAR / COMBUSTOR

Alat yang digunakan untuk membakar campuran udara-bahan bakar. Terdiri dari *casing*, *perforated inner shell*, *fuel nozzle*, *device for ignition*



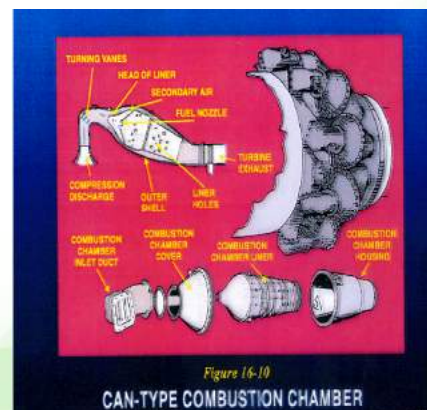
## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (2) ALAT PEMBAKAR / *COMBUSTOR*



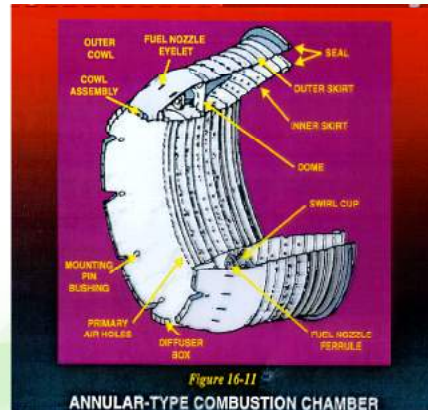
## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

- Tiga tipe *combustor*; *the can-type*, *the annular-type*, dan kombinasi keduanya (*the can-annular*)
- *Can-type* terdiri dari susunan beberapa *individual combustion chambers*, masing-masing terdapat satu *fuel nozzle*
- Proses pembakaran terjadi di dalam *liner*



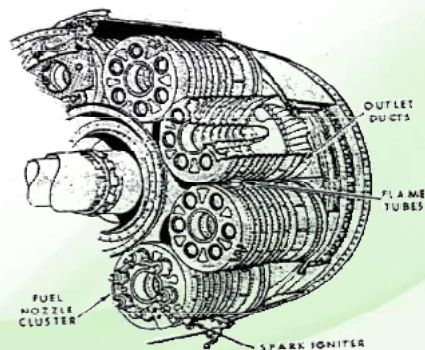
## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

- Biasanya digunakan pada *the axial-centrifugal-flow compressor*
- Konstruksinya lebih sederhana dan kompak
- Mampu bekerja untuk volume pembakaran yang besar per unit area



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

- Gabungan konstruksi *can-type* dan *annular-type*. Beberapa *can-type* diletakkan di dalam *annular case*
- Kombinasi dari kekuatan desain *annular-type* dengan kemudahan pemeliharaan *can-type*



Kombinasi *can-annular type*



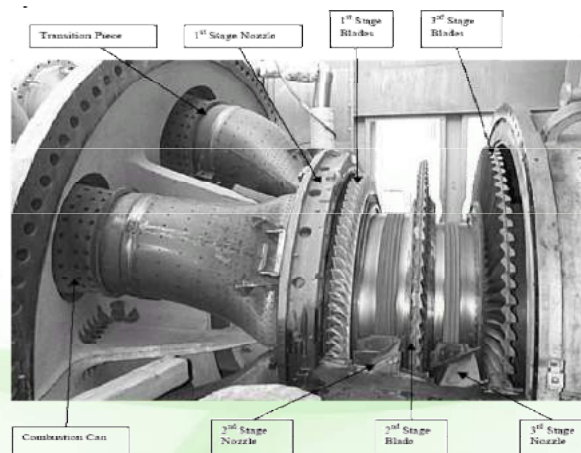
## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (3) TURBIN / EXPANDER

Alat yang mengubah energi termal menjadi energi mekanis rotasional dengan cara mengekspansi energi termal gas dari *combustion chamber*. Putaran *blades* diteruskan ke poros sehingga menghasilkan *shaft power*



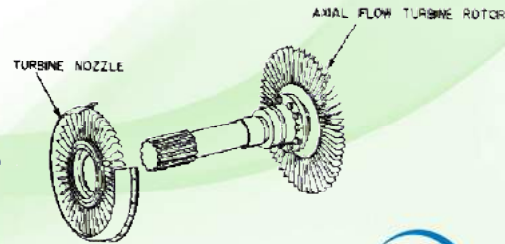
## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (3.1) AXIAL FLOW

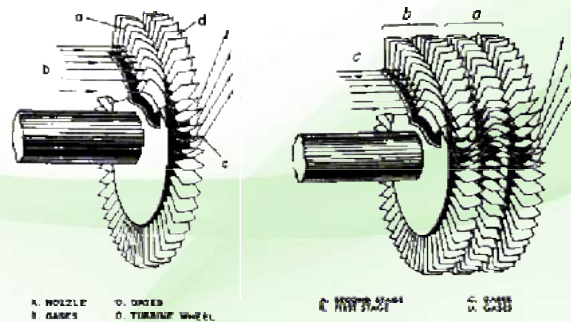
- Turbin aliran aksial terdiri dari dua elemen utama; satu set *stationary vanes* (stator) dan *turbine rotor* yang disusun searah aliran gas. Aliran gas searah sumbu poros
- Setiap tingkat (*stage*) turbin berisi dua komponen, yaitu *turbine nozzle* dan *turbine rotor* atau *wheel*



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

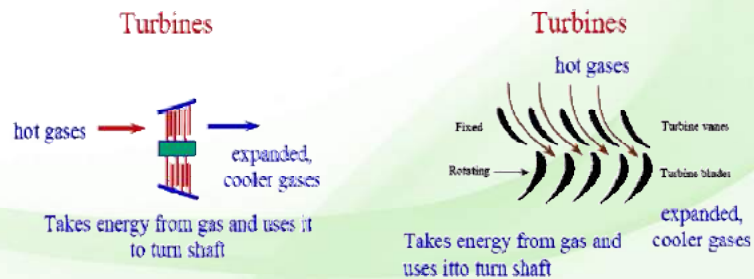
### (3.1) AXIAL FLOW

- Turbin aksial dikelompokkan dalam *single-rotor*, *single-stage* atau *multiple-rotor*, *multiple stage*



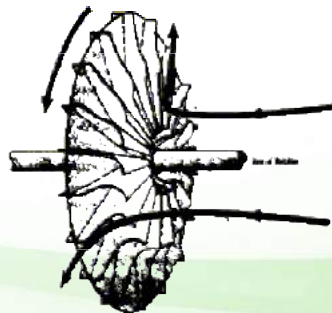
## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (3.1) AXIAL FLOW



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### (3.2) RADIAL INFLOW



- Arah aliran gas menjauhi poros (arah radial). Konstruksi seperti kompresor radial
- Keunggulan: konstruksi sederhana, relatif murah, dan kemudahan pabrikan





## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

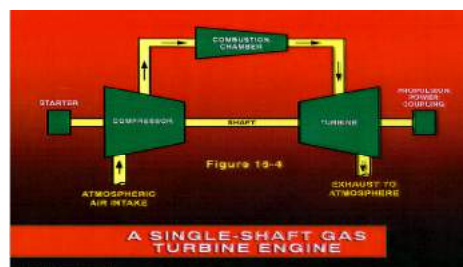
### (4) ACCESSORY DRIVE ASSEMBLY

- Menyediakan daya u/ menggerakkan asesoris yang diperlukan dalam operasional dan kontrol mesin
- Asesoris yang umum dalam mesin turbin:
  - *fuel oil pump*
  - *lube oil pump*
  - *starter (pneumatic, electric, hydraulic)*



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

### 6.3 Tipe Susunan Poros

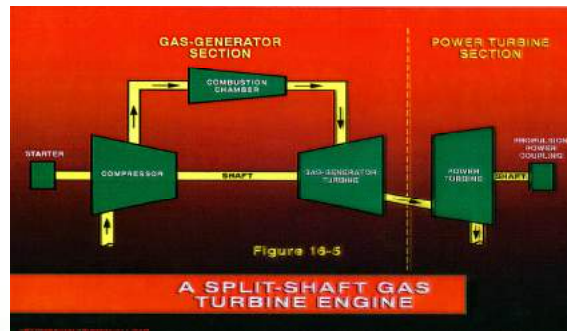


#### 1. Poros tunggal

Kompresor dan generator dilayani oleh satu poros. Mesin beroperasi pada putaran konstan



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)



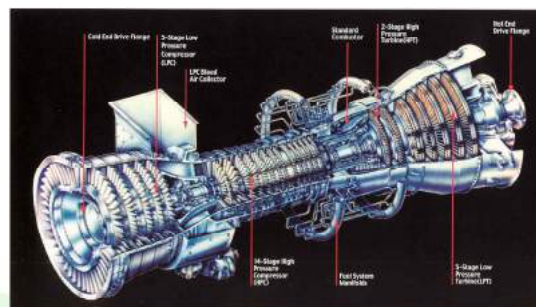
### 2. Poros terpisah

Poros untuk kompresor dan generator terpisah. Efisiensi operasi lebih optimum



## 6. SIKLUS DAN KOMPONEN TURBIN GAS (lanjutan)

Contoh turbin gas:



- 3600 rpm
- Berat 7100 kg
- 5 stage LPC
- 14 stage HPC
- Annular-type combustor
- 2 stage HPT
- 5 stage LPT

- Turbin gas siklus sederhana untuk instalasi tenaga industri; dua poros, tenaga yang dihasilkan 42,197 MW, efisiensi termal 40,9%, ukuran 4,9 x 2,2 x 2,2 m





**UMY**  
Universitas  
Muhammadiyah  
Yogyakarta

## BAB III TURBIN GAS

Oleh:  
Muhammad Nadjib

PROGRAM STUDI S-1 TEKNIK MESIN

www.umy.ac.id

### 1. ANALISIS TERMODINAMIKA

#### 1.1 Hukum I Termodinamika Sistem Terbuka

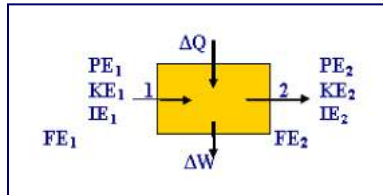
- Analisis siklus ideal Brayton dilakukan berdasar Hukum I Termodinamika untuk sistem terbuka
- Ingat, untuk sejumlah laju aliran massa fluida ( $\dot{m}$ ) dengan satuan kg/det berlaku:

Besaran	Spesifik	Total
Entalpi	$h$ (kJ/kg)	$H$ (kW) = $\dot{m} \cdot h$
Kalor	$q$ (kJ/kg)	$Q$ (kW) = $\dot{m} \cdot q$
Kerja	$w$ (kJ/kg)	$W$ (kW) = $\dot{m} \cdot w$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Skema energi aliran tunak sistem terbuka



PE : energi potensial =  $m \cdot g \cdot h$

KE : energi kinetik =  $\frac{1}{2} m v^2$

IE : energi dalam (u) ukuran aktivitas molekul  
utamanya tergantung pada T

FE : energi aliran =  $p \cdot m \cdot v = p \cdot V$

$p$  = tekanan,  $m$  = massa,  $v$  = vol. spesifik

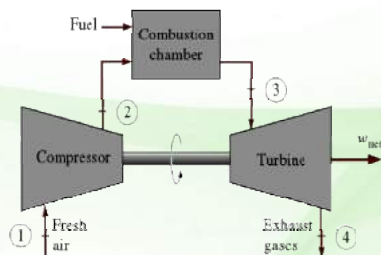


## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Secara matematik disusun persamaan energi:

$$PE_1 + KE_1 + IE_1 + FE_1 + \Delta Q = PE_2 + KE_2 + IE_2 + FE_2 + \Delta W$$

- Inilah Hk I Termodinamika untuk sistem terbuka.  
Besaran  $(u + pv)$  yaitu dari  $(IE + FE)$  disebut entalpi (H)



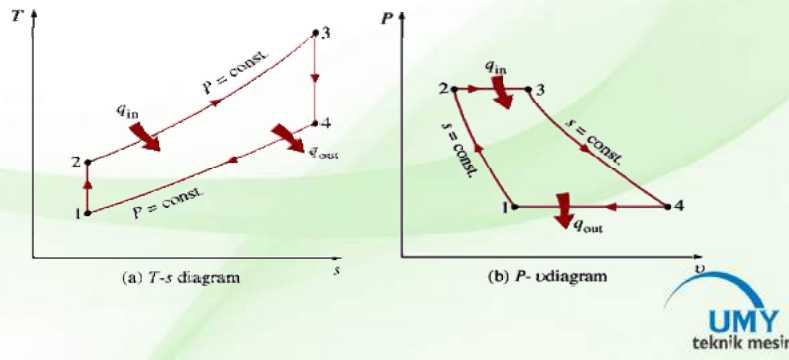
$\Delta Q$  → dapat diabaikan  
 $PE_2 - PE_1$  → dapat diabaikan  
 $KE_2 - KE_1$  → dapat diabaikan  
 $H_1 = H_2 + \Delta W$  →  $\Delta W = H_1 - H_2$   
 atau  
 $\Delta w = h_1 - h_2$



# 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

## 1.2 Unjuk Kerja Siklus

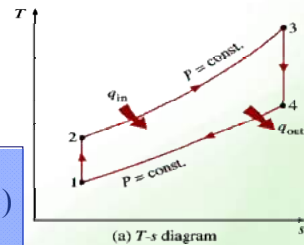
- Berdasar diagram P-v dan T-s siklus ideal Brayton, dapat dianalisis secara termodinamika yang meliputi kalor masuk dan keluar sistem, kerja bersih dan efisiensi termalnya



# 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- 1 ke 2 (kompresi isentropik di kompresor), menerapkan Hukum I Termodinamika:

$$w_{comp} = -h_2 + h_1 = c_p (-T_2 + T_1)$$



Hasil analisis siklus menunjukkan kerja kompresor berharga negatif. Hal ini mengindikasikan bahwa kompresor memerlukan energi. Dapat ditulis seperti di bawah ini dengan catatan bahwa kompresor membutuhkan energi:

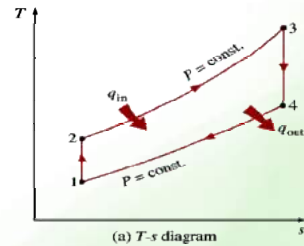
$$w_{comp} = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1)$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- 2 ke 3 (penambahan kalor pada tekanan konstan, dilakukan oleh *heat exchanger*)

$$q_{in} = q_{23} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$



- 3 ke 4 (ekspansi isentropik di turbin)

$$-w_{turb} = h_4 - h_3 = c_p (T_4 - T_3)$$

atau:

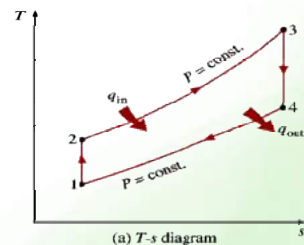
$$w_{turb} = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4)$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- 4 ke 1 (*heat rejection* pada tekanan konstan, dilakukan oleh *heat exchanger*)

$$q_{out} = h_1 - h_4 = c_p (T_1 - T_4)$$



Perpindahan kalor ini terjadi keluar sistem dan berharga negatif. Rumus dapat ditulis seperti di bawah dengan catatan bahwa kalor ini dibuang:

$$q_{out} = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1)$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Kerja bersih:

$$w_{net} = |w_{turb}| - |w_{comp}|$$

Kerja bersih yang digunakan untuk memutar generator (kerja berguna / *useful work* / *net work output*) adalah selisih antara kerja bruto turbin dan kerja yang dibutuhkan kompresor

Dengan mensubstitusikan  $w_{turb}$  dan  $w_{comp}$  diperoleh:

$$w_{net} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Efisiensi termal

Adalah perbandingan antara kerja keluaran bersih yang dihasilkan turbin dan kalor yang dimasukkan

Efisiensi:

$$\eta = \frac{w_{net}}{q_{in}} \rightarrow \text{Persamaan umum}$$

$$\eta = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

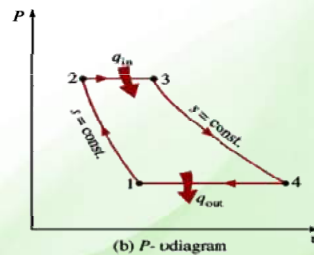


## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

Dengan asumsi *cold air conditions* (cac), maka ekspresi efisiensi adalah:

$$\eta = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)}$$



Memakai hubungan isentropik,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} ;$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

$k = c_p/c_v$ , untuk udara berharga 1,4

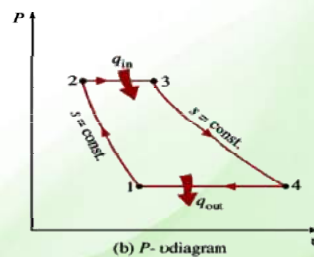
Didefinisikan:

$$r_p = \text{pressure ratio} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$$

yaitu perbandingan antara tekanan tertinggi dan terendah siklus

Hubungan antara temperatur dan *pressure ratio*:

$$\frac{T_2}{T_1} = r_p^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$





## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

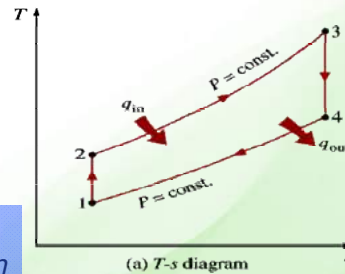
Ekspresi sederhana efisiensi termal:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = r_p^{(k-1)/k}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

cold air condition



DISKUSI

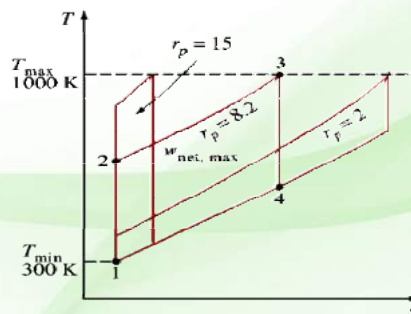
1. Buktikan:

$$\frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)} = 1$$

2. Buat grafik hubungan  $\eta$  dan  $r_p$  untuk  $r_p = 5, 10, 15, 20$  ( $r_p$  sebagai sumbu-x) memakai fluida udara

## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

Untuk harga  $T_{\min}$  dan  $T_{\max}$  yang tetap, kerja bersih siklus Brayton awalnya bertambah dengan naiknya  $r_p$ , kemudian mencapai maksimum pada  $r_p = (T_{\max}/T_{\min})^{k/[2(k-1)]}$ , dan akhirnya berkurang



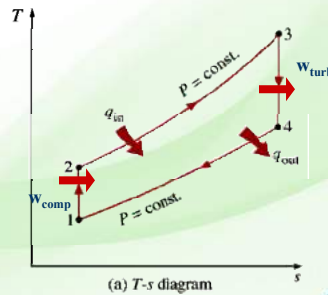
## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### 1.3 Back Work Ratio

- Kuantitas penting untuk siklus Brayton adalah *Back Work Ratio* (BWR), yaitu perbandingan antara kerja kompresor dan kerja bruto yang dihasilkan turbin

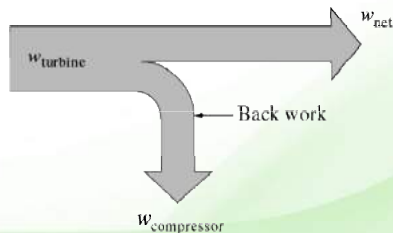
$$BWR = \frac{|w_{\text{comp}}|}{|w_{\text{turb}}|}$$

Mengapa BWR penting?



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- *Back Work Ratio* menunjukkan fraksi kerja yang dihasilkan turbin yang digunakan untuk menggerakkan kompresor



- Semakin besar BWR berarti semakin besar fraksi kerja yang dibutuhkan kompresor



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Contoh soal 1:

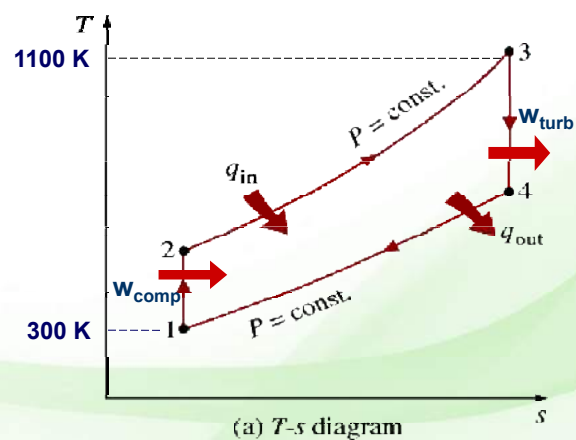
*Pressure ratio* sebuah siklus Brayton udara standard adalah 4.5. Kondisi udara masuk kompresor 100 kPa dan 27°C. Operasi turbin dibatasi pada temperatur 827°C dan aliran massanya 5 kg/s. Tentukan:

- a) Efisiensi termal
- b) Kerja bersih dalam kW
- c) BWR

Asumsikan dengan *constant specific heats*



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

✓ Persamaan efisiensi u/  $c_p$  konstan:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

Masukkan harga  $r_p = 4.5$

$$\eta = 1 - \frac{1}{4.5^{(1.4-1)/1.4}} = 0.349$$

✓ Kerja bersih:

$$W_{\text{net}} = m w_{\text{net}} = m \left( |w_{\text{turb}}| - |w_{\text{comp}}| \right)$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

Persamaan kerja bersih:

$$W_{\text{net}} = m \left( (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \right)$$

Persamaan u/ *constant specific heats*:

$$W_{\text{net}} = m c_p \left( (T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) \right)$$

Untuk mencari  $T_2$  dan  $T_4$  digunakan hubungan isentropik

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} ; \quad \frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

$$T_2: \quad T_2 = 300(4.5)^{0.4/1.4} = 461 \text{ K}$$

$$T_4: \quad T_4 = 1100(0.222)^{0.4/1.4} = 715.7 \text{ K}$$

Sehingga kerja bersih:

$$W_{\text{net}} = mc_p((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1))$$

$$W_{\text{net}} = (5\text{kg/s})(1.0035\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})) \\ ((1100 - 715.7) - (461 - 300))\text{K}$$

$$W_{\text{net}} = 1120 \text{ kW}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

✓ *Back Work Ratio*

$$\text{BWR} = \frac{|W_{\text{comp}}|}{|W_{\text{turb}}|} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$$

Untuk *constant specific heats*:

$$\text{BWR} = \frac{mc_p(T_2 - T_1)}{mc_p(T_3 - T_4)}$$

$$\text{BWR} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = \frac{461 - 300}{1100 - 715.7} = 0.42$$

Apa makna BWR sebesar itu?



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Contoh soal 2:

Instalasi tenaga industri beroperasi dengan siklus ideal Brayton dan rasio tekanan 8. Kondisi udara masuk kompresor 300 K dan masuk turbin pada 1300 K. Memakai asumsi udara standar dan *specific heats* bervariasi terhadap temperatur, tentukan; a) temperatur gas keluar kompresor dan turbin, b) BWR, c) efisiensi termal

Bila  $c_p$  bervariasi terhadap  $T$ , maka penyelesaian menggunakan tabel sifat udara (tabel A-17, Gengel)



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

a) Mencari  $T_2$  dan  $T_4$

Proses 1-2 (*isentropic compression*)

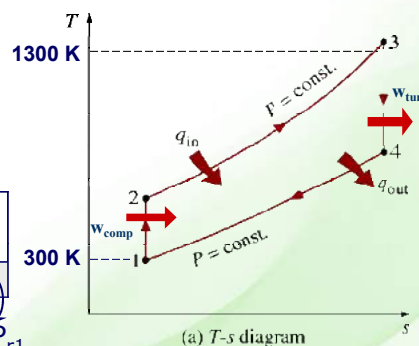
Memakai tabel A-17:

$T_1$ (K)	$h_1$ (kJ/kg)	$P_{r1}$
300	300.19	1.386

$$P_{r1}/P_{r2} = P_1/P_2 \Rightarrow P_{r2} = (P_2/P_1)P_{r1}$$

$$P_{r2} = (P_2/P_1)P_{r1} = (8)(1,386) = 11,09$$

$T_2$ (K)	$h_2$ (kJ/kg)	$P_{r2}$
540	544.35	11.10



$T_2 = 540$  K adalah temperatur gas keluar kompresor



# 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

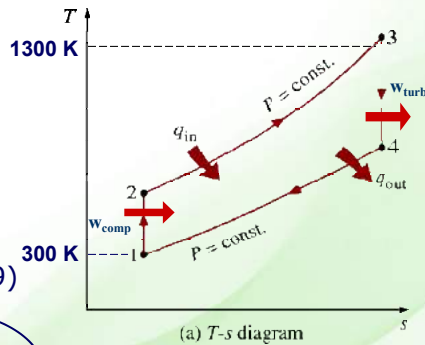
Proses 3-4 (*isentropic expansion*)

$T_3$	$h_3$	$P_{r3}$
(K)	(kJ/kg)	
1300	1395.97	330.9

$$P_{r4} = (P_4/P_3)P_{r3} = (1/8)(330,9) = 41,36$$

$T_4$	$h_4$	$P_{r4}$
(K)	(kJ/kg)	
760	778.18	39.27
770	789.11	41.36
780	800.03	43.35

Interpolasi



$T_4 = 770$  K adalah temperatur gas keluar turbin



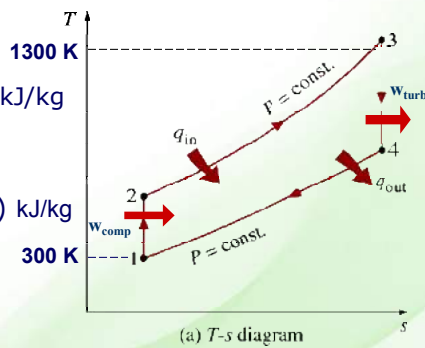
# 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

b) Mencari BWR

$$W_{comp,in} = h_2 - h_1 = (554,35 - 330,19) \text{ kJ/kg} = 224,16 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{turb,out} = h_3 - h_4 = (1395,97 - 789,11) \text{ kJ/kg} = 606,86 \text{ kJ/kg}$$

$$BWR = \frac{W_{comp,in}}{W_{turb,out}} = \frac{244,16}{606,86} = 0,402$$



Sebesar 40,2% dari kerja output turbin digunakan oleh kompresor. Sisanya dipakai untuk menggerakkan generator yang akan dikonversi menjadi energi listrik



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

c) Efisiensi termal

$$q_{in} = h_3 - h_2 = (1395,97 - 544,35) \text{ kJ/kg} = 851,62 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{net} = W_{out} - W_{in} = (606,86 - 244,16) \text{ kJ/kg} = 362,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= W_{net} / q_{in} \\ &= 362,7 / 851,62 \\ &= 0,426 \text{ (atau 42,6\%)}\end{aligned}$$

Bandungkan bila efisiensi termal dihitung berdasar asumsi *cold-air-standard (constant specific heats)*:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1,4-1)/1,4}} = 0,448 = 44,8\%$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Soal untuk diskusi:

Siklus Brayton ideal udara-standard beroperasi dengan udara masuk kompresor pada 95 kPa, 22 °C. *Pressure ratio*  $r_p$  is 6:1 dan udara keluar dari proses penambahan kalor pada 1100 K.

(a) Tentukan kerja kompresor dan kerja turbin per unit aliran massa, efisiensi termal siklus, dan BWR.

Asumsikan dengan *constant properties*.

(b) Pertanyaan serupa untuk panas jenis yang bervariasi

Jawaban (a):

- $w_{comp} = 198,15 \text{ kJ/kg}$
- $w_{turb} = 442,5 \text{ kJ/kg}$
- efisiensi termal = 40%
- BWR = 44,8%

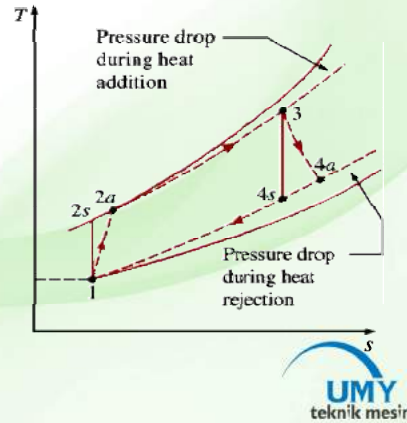




## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### 1.4 Pengaruh Ireversibilitas

- Ireversibilitas adalah kondisi operasional yang tidak memungkinkan sistem berjalan reversibel, yaitu:
  - *pressure drop*
  - *friction*
  - *non-quasi-equilibrium*
- Kondisi tersebut mengakibatkan efisiensi adiabatik turbin dan kompresor tidak mencapai 100%

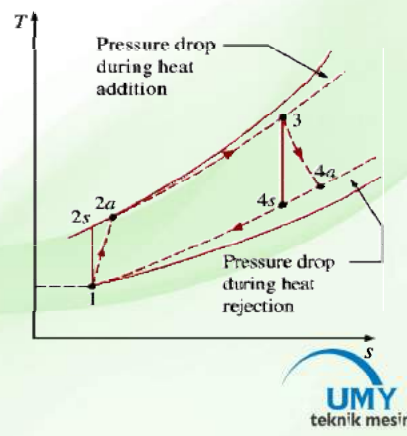


## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Didefinisikan efisiensi kompresor ( $\eta_C$ ) dan efisiensi turbin ( $\eta_T$ ).  $W_a$  adalah daya aktual dan  $W_s$  adalah daya ideal

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$
$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}}$$

- Kerja input aktual kompresor lebih besar
- Kerja output aktual turbin berkurang



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Contoh soal 3:

Seperti contoh soal 2, bila efisiensi kompresor dan turbin masing-masing 80% dan 85%, hitunglah;

a) BWR, b) efisiensi termal, c) temperatur keluar turbin

**Kompresor**  $w_a = \frac{w_s}{\eta_c} = \frac{244,16 \text{ kJ/kg}}{0,8} = 305,2 \text{ kJ/kg}$

**Turbin**  $w_a = \eta_T \cdot w_s = (0,85)(606,86 \text{ kJ/kg}) = 515,83 \text{ kJ/kg}$

a) BWR =  $w_{\text{comp,in}} / w_{\text{turb,out}}$   
 =  $305,2 / 515,83$   
 =  $0,592$

Terjadi peningkatan BWR, dari semula hanya 40,2%



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

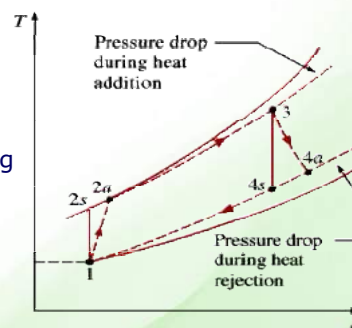
b) Efisiensi termal

$$w_{\text{comp,in}} = h_{2a} - h_1$$

$$h_{2a} = h_1 + w_{\text{comp,in}} = (300,19 + 305,20) \text{ kJ/kg} = 605,39 \text{ kJ/kg}$$

Dari tabel A-17

$$T_{2a} = 598 \text{ K}$$



$$q_{\text{in}} = h_3 - h_{2a} = 1395,97 - 605,39 = 790,58 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{out}} - w_{\text{in}} = 515,83 - 305,2 = 210,63 \text{ kJ/kg}$$

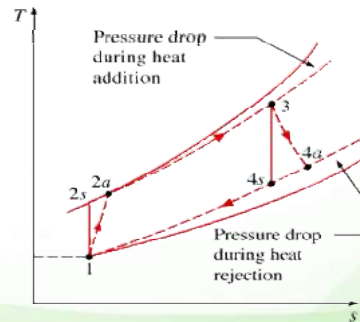
$$\eta_{\text{th}} = w_{\text{net}} / q_{\text{in}} = 210,63 / 790,58 = 26,6\%$$

Ireversibilitas menyebabkan  $\eta_{\text{th}}$  turun dari 42,6% menjadi 26,6%



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### c) Temperatur keluar turbin



$$\begin{aligned}h_{4,a} &= h_3 - w_{\text{turb},a} \\ &= 1395,97 - 515,83 \\ &= 880,14 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Dari tabel A-17

$$T_{4,a} = 853 \text{ K}$$

Hasil perhitungan menunjukkan temperatur gas keluar turbin aktual ( $T_{4,a} = 853 \text{ K}$ ) lebih besar daripada temperatur gas keluar kompresor aktual ( $T_{2,a} = 598 \text{ K}$ ). Kondisi ini adalah yang umum terjadi pada desain turbin gas



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### 1.5 Upaya Perbaikan Unjuk Kerja Siklus

#### A. Menaikkan temperatur masuk turbin

- Pada tahun 1940 an, temperatur masuk turbin sekitar  $540 \text{ }^\circ\text{C}$ , saat ini mencapai  $1425 \text{ }^\circ\text{C}$
- Kenaikan ini dipengaruhi pengembangan material baru untuk sudu turbin yaitu pelapisan permukaan dengan keramik
- Mengapa peningkatan efisiensi dilakukan dengan menaikkan temperatur masuk turbin?

$$\eta = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### B. Meningkatkan efisiensi kompresor dan turbin

- Perkembangan teknologi desain di bidang aerodinamika pada turbin gas yang pesat memungkinkan menghasilkan *machinery* dengan efisiensi operasional yang tinggi
- Efisiensi operasional tinggi diperoleh dengan meminimalkan *losses*. Dampaknya ireversibilitas dapat ditekan serendah mungkin
- Efisiensi operasional ini berpengaruh signifikan terhadap efisiensi termal. Mengapa?

$$\eta_c = \frac{w_s}{w_a} \quad ; \quad \eta_T = \frac{w_a}{w_s}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### C. Modifikasi siklus sederhana

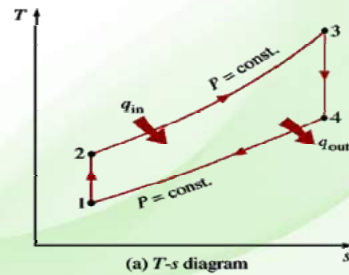
- Modifikasi dari siklus ideal dilakukan untuk memperbaiki unjuk kerjanya, khususnya **efisiensi termal**
- Langkah-langkah modifikasi:
  1. Regenerasi
    - Mengurangi kebutuhan *heat input* dan meminimalkan *heat rejected*
  2. *Intercooling*
    - Meminimalkan temperatur rata-rata proses kompresi
  3. Pemanasan ulang (*reheat*)
    - Menaikkan temperatur rata-rata proses penambahan kalor



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

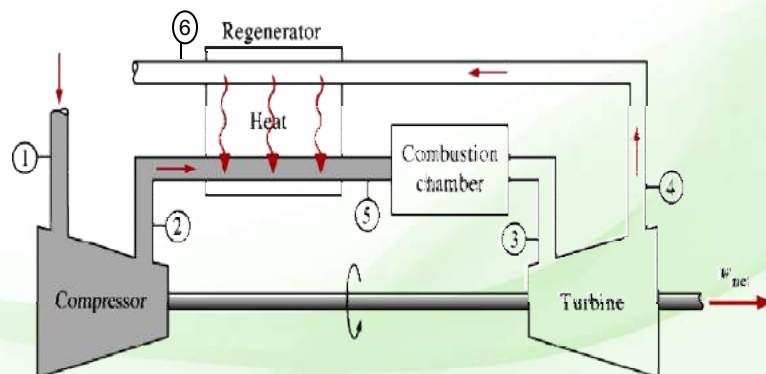
### 1. Regenerasi

- ▶ Temperatur *exhaust gas* turbin sering didesain lebih tinggi dari temperatur udara keluar kompresor
- ▶ *Exhaust gas* dimanfaatkan untuk memanaskan udara bertekanan tinggi yang keluar dari kompresor dengan cara transfer kalor melalui *counterflow heat exchanger (HE)*
- ▶ HE ini disebut *regenerator* atau *recuperator*



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- ▶ Instalasi regenerator:



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Peningkatan efisiensi diperoleh karena:

*Preheating* udara mengurangi *heat input* yang dibutuhkan untuk keluaran daya bersih yang sama

$$\eta = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}}$$

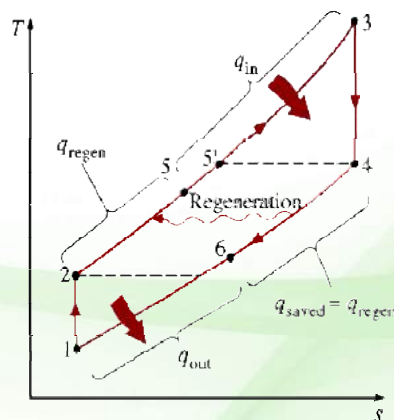
Apa dampak ekonomis pengurangan *heat input*?

Apakah mungkin bila temperatur *exhaust gas* lebih rendah dari temperatur udara keluar kompresor tetap dapat dipasang regenerator? MENGAPA?



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- Efektivitas regenerator



Didefinisikan efektivitas regenerator ( $\epsilon_{\text{regen}}$ ), yaitu rasio kalor yang ditransfer riil ke gas di regenerator terhadap kemungkinan maksimum kalor yang dapat ditransfer ke gas

$$q_{\text{regen, act}} = h_5 - h_2$$

$$q_{\text{regen, max}} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2$$

$$\epsilon_{\text{regen}} = \frac{q_{\text{regen, act}}}{q_{\text{regen, max}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

Untuk gas ideal memakai *cold-air-standard assumption* (*constant specific heats*), efektivitas regenerator menjadi:

$$\mathcal{E}_{regen} \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

### ► Efisiensi termal regeneratif

Memakai analisis *closed cycle* dan menganggap proses *heat addition* dan *heat rejection* sebagai *steady-flow processes*, efisiensi termal regeneratif adalah:

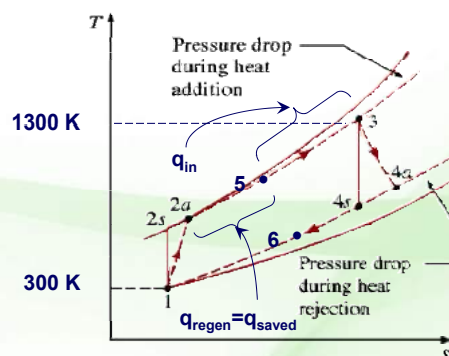
$$\begin{aligned} \eta_{th, regen} &= 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \\ &= 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_3 - h_5} \end{aligned}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### ► Contoh soal 4:

Tentukan efisiensi termal turbin gas pada contoh soal 3 bila instalasi dipasang regenerator dengan efektivitas 80%



$$\mathcal{E} = \frac{q_{regen, act}}{q_{regen, max}} = \frac{h_5 - h_{2a}}{h_{4a} - h_{2a}}$$

Dengan memasukkan harga2 entalpi, diperoleh:

$$h_5 = 825,19 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_{in} &= h_3 - h_5 = 1395,97 - 825,19 \\ &= 570,78 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

$q_{in}$  pada contoh soal 3 = 790,58 kJ/kg, sehingga diperoleh *saving energy* sebesar = 790,58 - 570,78 = 219,8 kJ/kg

Penambahan regenerator tidak berdampak pada kerja output. Maka:

$$\eta_{th} = w_{net} / q_{in} = 210,63 / 570,78 = 36,9\%$$

Jadi penambahan regenerator menaikkan efisiensi termal siklus sebesar 38,72%, yaitu dari 26,6% menjadi 36,9%



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

► Soal untuk diskusi:

1. Bila dianggap regenerator ideal dengan  $\epsilon_{regen} = 1$  dan *specific heats* konstan, nyatakan efisiensi termal dalam  $T_1$ ,  $T_3$ , dan  $r_p$
2. Pada  $r_p$  berapa sehingga terjadi kondisi efisiensi siklus Brayton udara standar sama dengan efisiensi siklus Brayton udara standar regeneratif ( $\eta_{th,Brayton} = \eta_{th,regen}$ )
3. Apa yang terjadi terhadap *net work turbine* dan *heat supplied* bila digunakan regenerator?

$$1. \quad \eta_{th,regen} = 1 - \frac{T_1}{T_3} (r_p)^{(k-1)/k} \quad 2. \quad r_p = \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{k/[2(k-1)]}$$





## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### 2. Intercooling

- ▶ Turbin gas memungkinkan pemakaian kompresor tingkat banyak (*multistage*), khususnya untuk sistem yang didesain mempunyai perbandingan kompresi tinggi
- ▶ Bila digunakan kompresor *multistage*, pendinginan fluida kerja di antara tingkat kompresi akan mengurangi kerja total yang diperlukan kompresor

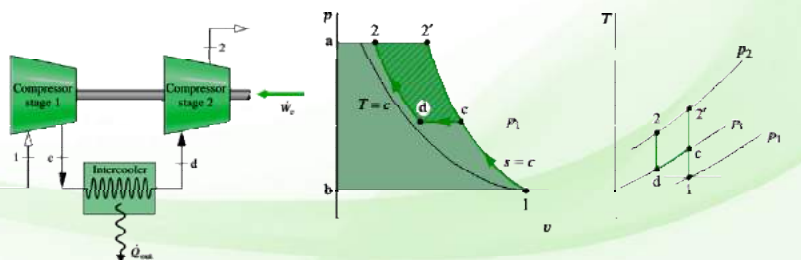


pendinginan fluida kerja mengurangi volume spesifik rata-rata sehingga mengurangi kerja untuk mencapai tekanan berikutnya



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- ▶ *Intercooler* dipasang di antara dua tingkat kompresor
- ▶ *Intercooler* berupa alat penukar kalor yang mendinginkan fluida kerja



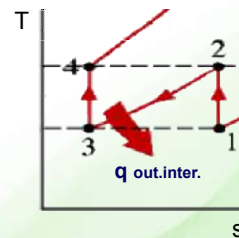
## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- ▶ Tekanan *intermediate*:

$$P_2 = \sqrt{P_1 P_4}$$

- ▶ Operasional akan optimum bila dipenuhi perbandingan tekanan:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_2} = \frac{P_4}{P_3}$$



- ▶ Pengaruh pemasangan *intercooler* tanpa adanya regenerasi:
  1. Kerja kompresor berkurang
  2. BWR berkurang
  3. Efisiensi termal berkurang

**Mengapa?**



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- ▶ Kerja kompresor berkurang:

$$N_{ad} = \frac{k}{k-1} \times \frac{P_s \times Q_s}{6120} \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] (kW)$$

$$Q_s = v \cdot \dot{m} \quad (m^3 / \text{menit})$$

$$v < \Rightarrow Q_s < \text{ sehingga daya kompresor } <$$

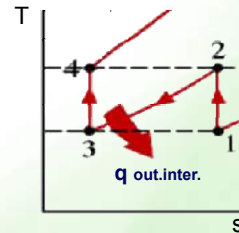


## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

▶  $w_{\text{comp}} = (h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)$

▶  $BWR = \frac{|w_{\text{comp}}|}{|w_{\text{turb}}|}$

▶  $\eta = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}}$

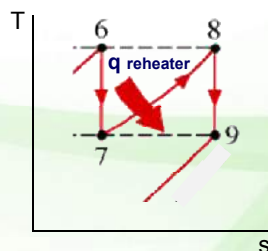
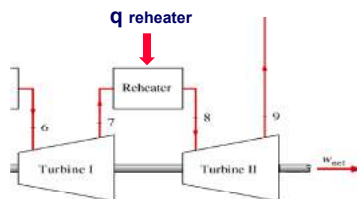


### 3. Reheating

- ▶ Digunakan untuk instalasi yang memakai beberapa tingkat ekspansi (turbin lebih dari satu)
- ▶ *Reheating* di antara tingkat turbin akan menambah *net work done* (juga menambah *required heat input*).



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)



- ▶ *Reheater* dipasang di antara dua tingkat turbin
- ▶ *Reheater* berupa alat penukar kalor yang memanaskan fluida kerja
- ▶ Tekanan *intermediate*:

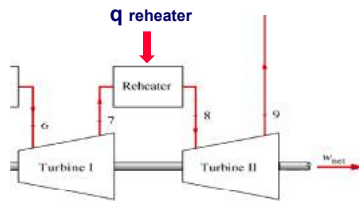
$$P_7 = \sqrt{P_6 P_9}$$

- ▶ Operasional akan optimum bila:

$$\frac{P_6}{P_7} = \frac{P_7}{P_9} = \frac{P_8}{P_9}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)



- ▶ Menambah total kalor yang diperlukan:

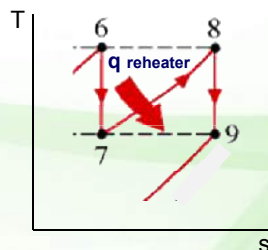
$$q_{\text{total}} = q_{\text{ruang bakar}} + q_{\text{reheater}}$$

- ▶ Menambah kerja turbin:

$$w_{\text{turb}} = (h_7 - h_6) + (h_9 - h_8)$$

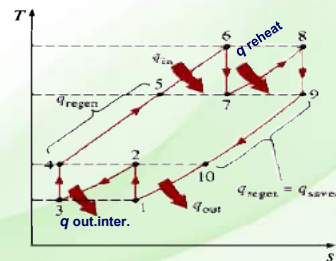
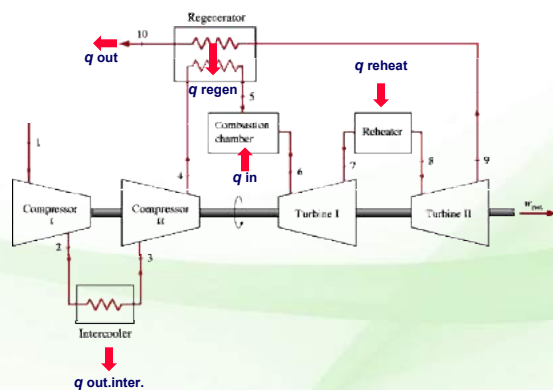
- ▶ Efisiensi termal:

$$\eta = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}}$$



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

- ▶ Umumnya instalasi regenerator, *intercooler* dan *reheater* digunakan secara bersamaan pada turbin gas



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### ► Soal untuk diskusi:

Turbin gas ideal terdiri dari dua tingkat kompresi dan dua tingkat ekspansi. Turbin mempunyai perbandingan tekanan menyeluruh sebesar 8. Udara masuk di tiap kompresor pada 300 K dan masuk di tiap turbin pada 1300 K. Tentukan BWR dan efisiensi termal turbin bila:

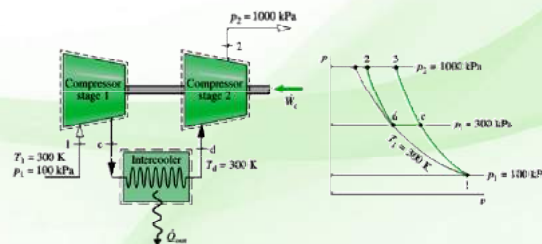
- Tidak digunakan regenerator
- Digunakan regenerator dengan efektivitas 100%



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### ► Contoh soal 5:

Udara dikompresi dari 100 kPa, 300 K ke 1000 kPa pada kompresor dua tingkat dengan *intercooling* di antaranya. Tekanan intercooler 300 kPa. Udara didinginkan kembali ke 300 K sebelum menuju kompresor tingkat kedua. Tiap kompresor bekerja isentropik. Tentukan: (a) temperatur dan entalpi sisi keluar kompresor tingkat kedua dan (b) kebutuhan kerja total kompresor tiap satuan laju aliran massa udara.



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### ► Contoh soal 6:

Gas turbin regeneratif beroperasi dengan *reheat* dalam keadaan tunak. Udara masuk kompresor pada 100 kPa, 310K dengan laju aliran massa 8 kg/s. Perbandingan tekanan pada kompresor dan sepanjang dua tingkat turbin adalah 12. *Reheater* beroperasi pada tekanan 300 kPa. Temperatur sisi masuk tiap tingkat turbin adalah 1500 K. Diketahui efisiensi adiabatik kompresor 85% dan efisiensi adiabatik turbin tiap tingkat 80%, sedangkan efektivitas regenerator 75%. Tentukan: (a) efisiensi termal, (b) BWR, dan (c) total daya bersih yang dihasilkan.



## 1. ANALISIS TERMODINAMIKA (lanjutan)

### ► Contoh soal 7:

Gas turbin regeneratif beroperasi dengan *intercooling* dan *reheat* dalam keadaan tunak. Udara masuk kompresor pada 100 kPa, 300K dengan laju aliran massa 8 kg/s. Perbandingan tekanan sepanjang dua tingkat kompresor dan dua tingkat turbin adalah 12. *Intercooler* dan *reheater* masing2 beroperasi pada 300 kPa. Temperatur sisi masuk tiap tingkat turbin adalah 1500 K. Temperatur inlet kompresor tingkat kedua adalah 300 K. Diketahui efisiensi adiabatik kompresor dan turbin tiap tingkat masing2 85% dan 80%, sedangkan efektivitas regenerator adalah 75%. Tentukan (a) efisiensi termal, (b) BWR, dan (c) total daya bersih yang dihasilkan.  
Jawaban: (a) 46 %, (b) 40.9 %, (c) 3489 kW





**UMY**

Universitas  
Muhammadiyah  
Yogyakarta

## BAB IV TURBIN UAP

Oleh:  
Muhammad Nadjib

PROGRAM STUDI S-1 TEKNIK MESIN

[www.umy.ac.id](http://www.umy.ac.id)

- 1. PENGERTIAN**

---

- 2. PERKEMBANGAN**

---

- 3. KLASIFIKASI TURBIN UAP**

---

- 4. KOMPONEN UTAMA**

---

- 5. UAP PANAS**

---

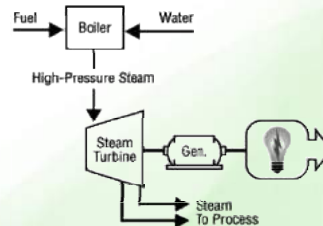
- 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA**

---




## 1. PENGERTIAN

- ❑ Turbin uap adalah mesin penggerak jenis rotasional dimana energi dari fluida kerja digunakan secara langsung untuk memutar roda turbin

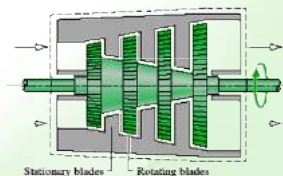


- ❑ Roda turbin terletak di dalam rumah turbin dan roda turbin memutar poros daya yang menggerakkan/memutar beban (generator listrik atau alat-alat mekanikal)



## 1. PENGERTIAN (lanjutan)

- ❑ Turbin uap tidak terdapat bagian mesin yang bergerak translasi
- ❑ Bagian turbin yang berputar disebut rotor atau roda turbin, sedang bagian yang tidak berputar disebut stator
- ❑ Di dalam turbin, fluida kerja mengalami proses ekspansi yaitu proses pelepasan energi ke sudu-sudu dan diikuti dengan penurunan tekanannya
- ❑ Fluida kerja turbin uap adalah air dalam fasa cair dan fasa uap panas (*steam*)





## 1. PENGERTIAN (lanjutan)

### ❑ Prinsip kerja:

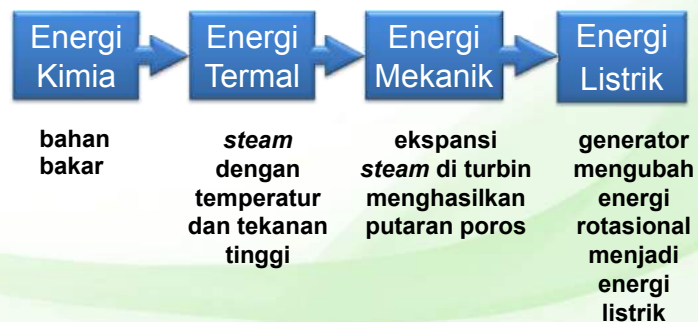
Roda turbin terdiri atas sudu-sudu dan uap panas mengalir melalui ruang di antara sudu

Timbulnya gaya yang bekerja pada sudu karena terjadi perubahan momentum dari uap panas yang mengalir di antara sudu. Akibat gaya tersebut maka roda turbin berputar



## 1. PENGERTIAN (lanjutan)

### ❑ Proses konversi energi



## 1. PENGERTIAN (lanjutan)

- ❑ Turbin uap digunakan untuk instalasi daya dll
- ❑ Perbandingan turbin gas dan turbin uap

Parameter	Turbin gas	Turbin uap
Tekanan maks., bar	4 – 10	240
Tekanan min., bar	1	0,04
Temperatur maks., °C	800 – 1300	580
Temperatur min., °C	400 – 700	20
Penurunan entalpi, kJ/kg	530	1500



## 1. PENGERTIAN (lanjutan)

- ❑ Perbandingan turbin gas dan turbin uap

Parameter	Turbin gas	Turbin uap
Laju aliran massa, kg/s	30 – 500	sampai 1000
Jumlah tingkat	4 – 6	20 – 40
Daya poros, MW	300	600 – 1500
Efisiensi termal, %	25 – 30	30 – 40
Volume instalasi, m <sup>3</sup> /MW	160	800 - 1500
Pendinginan	udara sekitar	air di kondenser



## 2. PERKEMBANGAN

- ❑ 1629 : Giovanni Branca usulkan turbin uap impuls tetapi tidak pernah dibuat
- ❑ 1831 : William Avery membuat turbin uap u/ mesin gergaji
- ❑ 1884 : Charles Parsons ciptakan turbin uap tipe reaksi, aliran aksial dan bertingkat. Daya poros 10 hp pada 18000 rpm
- ❑ 1896 : Charles G. Curtis mengembangkan turbin impuls kecepatan bertingkat
- ❑ 1897 : Charles Parsons kembali membuat turbin radial yang menghasilkan daya 2000 hp pada 20000 rpm



## 2. PERKEMBANGAN (lanjutan)

- ❑ 1897 : Carl Gustav Patrik de Laval juga mengembangkan turbin impuls sampai putaran 30000 rpm
- ❑ 1900 : Auguste Rateau berhasil membuat turbin impuls aksial tekanan bertingkat
- ❑ 1912 : Berger Ljungstrom memperkenalkan turbin radial aliran keluar, bertingkat dan putaran berlawanan
- ❑ 1958 : Dalam skala industri dibuat turbin uap dengan daya poros efektif lebih dari 500 MW, khususnya karena pengaruh penemuan material sudu



### 3. KLASIFIKASI TURBIN UAP

Turbin uap diklasifikasikan ke dalam beberapa kategori seperti pada konstruksinya, kondisi awal dan akhir uap serta pemakaiannya

- ❑ Menurut jumlah tingkat (*stage*) tekanan
  - ✓ Turbin satu tingkat  
Kapasitas turbin rendah. Kebanyakan digunakan untuk menggerakkan kompresor sentrifugal
  - ✓ Turbin nekatingkat  
Melayani *range* kapasitas dari rendah sampai besar



### 3. KLASIFIKASI TURBIN UAP (lanjutan)

- ❑ Menurut kondisi uap masuk
  - ✓ Turbin tekanan rendah  
Tekanan uap masuknya  $\leq 2$  bar
  - ✓ Turbin tekanan menengah  
Tekanan uap masuk sampai dengan 40 bar
  - ✓ Turbin tekanan tinggi  
Tekanan uap masuk sampai dengan 170 bar
  - ✓ Turbin tekanan sangat tinggi  
Tekanan uap masuknya lebih dari 170 bar



### 3. KLASIFIKASI TURBIN UAP (lanjutan)

#### □ Menurut arah aliran uap

##### ✓ Turbin aksial

Uap mengalir dalam arah sejajar dengan sumbu turbin

##### ✓ Turbin radial

Uap mengalir dalam arah tegak lurus terhadap sumbu turbin



### 3. KLASIFIKASI TURBIN UAP (lanjutan)

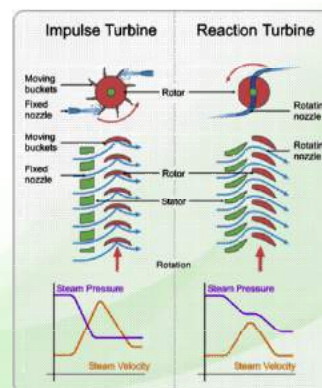
#### □ Menurut prinsip aksi uap

##### ✓ Turbin impuls

Proses ekspansi uap panas hanya terjadi di dalam baris sudu tetap saja

##### ✓ Turbin reaksi

Proses ekspansi uap panas terjadi di dalam baris sudu tetap dan sudu gerak



### 3. KLASIFIKASI TURBIN UAP (lanjutan)

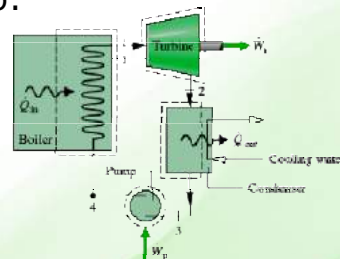
- Menurut pemakaiannya di industri
  - ✓ Turbin stasioner putaran konstan  
Biasanya untuk menggerakkan generator
  - ✓ Turbin stasioner putaran bervariasi  
Biasanya untuk menggerakkan *turbo-blower*, blower sistem pengkondisian udara, pompa, dll
  - ✓ Turbin tak stasioner putaran bervariasi  
Digunakan untuk menggerakkan kapal dan lokomotif kereta api



### 4. KOMPONEN UTAMA

- Komponen utama turbin uap:

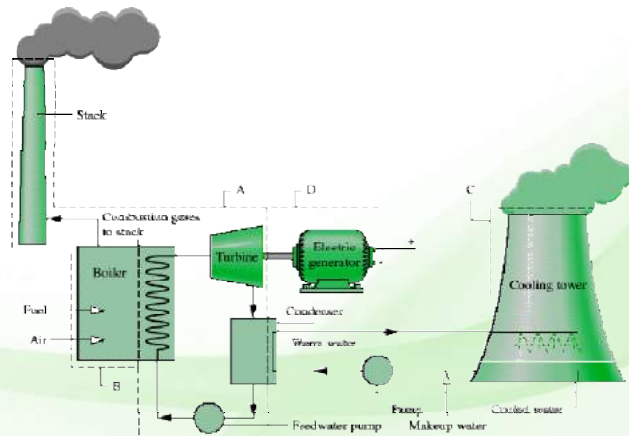
1. Pompa
2. Ketel uap/boiler
3. Ekspander/turbin uap
4. Kondenser



Antara satu komponen dengan komponen yang lain dihubungkan dengan **sistem perpipaan**. Pipa antara **boiler – turbin** dan **turbin – kondenser** diberi **isolasi** untuk mengurangi **heat loss**



## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)



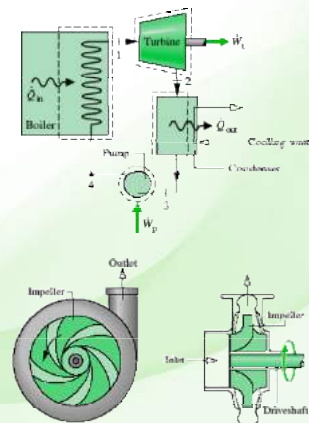
Sistem instalasi daya turbin uap



## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

### 4.1 Pompa

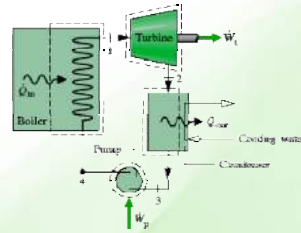
- Alat yang berfungsi **memampatkan air dari kondenser** sehingga air bertekanan dan mengalir **dalam sistem**
- Sisi **suction** pompa harus mampu mengatasi **head loss** sistem perpipaan **dari kondenser** dan sisi **discharge** mengatasi **head loss sampai boiler**



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Dikenal 2 tipe pompa:
  - a. Pompa torak
  - b. Pompa sentrifugal

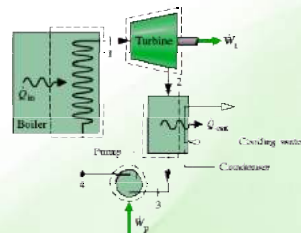
- Umumnya digunakan pompa sentrifugal
- Komponen yang pertama kali dijalankan
- Saat awal, energi pompa diperoleh dari sumber luar. Setelah turbin jalan, energi diambil dari turbin



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

##### 4.2 Boiler

- Alat yang berfungsi mengubah **air jenuh** menjadi **uap jenuh** dengan cara memberikan energi ke air dari hasil proses pembakaran
- Istilah boiler kadang diartikan sama dengan pembangkit uap (*steam generator*)
- *Steam generator* adalah kombinasi kompleks dari ekonomizer, boiler, superheater, reheater dan preheater udara





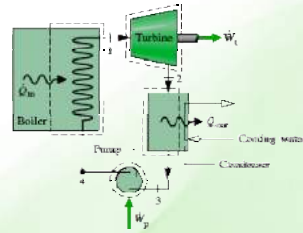
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- *Steam generator* secara umum diklasifikasikan:

1. untuk utilitas
2. untuk industri

- *Utility steam generator*:

- menghasilkan *superheated steam* (kapasitas 125 – 1250 kg/det)
- untuk membangkitkan energi listrik (daya output 125 – 130 MW)
- tekanan operasi s/d 3500 psia (240 bar)

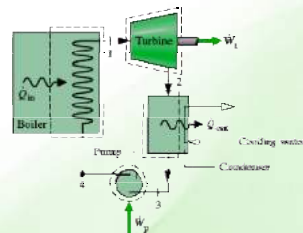


#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- *Industrial steam generator*:

- menghasilkan *saturated steam* atau air panas (kapasitas hingga 125 kg/det)
- tekanan operasi s/d 1500 psig (105 bar)
- digunakan untuk *proses* dalam skala industri maupun non industri

- Bahan bakar yang umum digunakan: batu bara, minyak bumi, gas alam, *synfuels*, nuklir



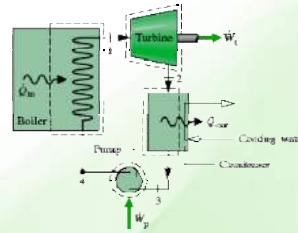
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Klasifikasikan boiler  
berdasar tekanan operasi:

1. tekanan tinggi ( $> 100$  kPa)
2. tekanan rendah ( $\leq 100$  kPa)

• Tekanan tinggi

- ✓ Ukuran boiler & perpipaan *steam* lebih kecil (karena pengaruh densitas)
- ✓ Efisiensi boiler rendah



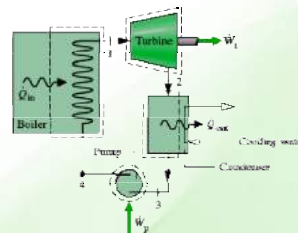
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

• Tekanan rendah

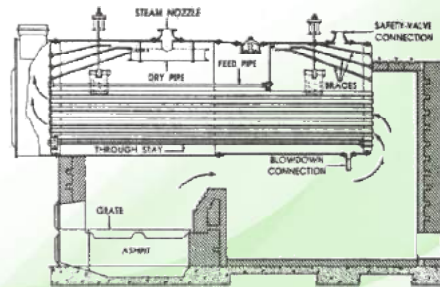
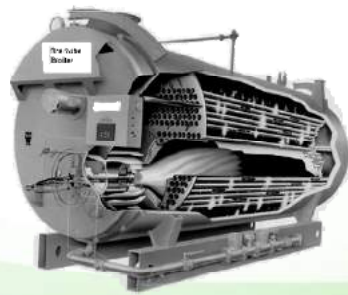
- ✓ Desain dan operasional sederhana
- ✓ Perlakuan *chemical* air murah & tidak kompleks

- Klasifikasikan boiler berdasar susunan fisik dari fluida kerja:

1. *Fire tube*: gas pembakaran mengalir di dalam pipa2 boiler dan air berada di dalam *shell*
2. *Water tube*: air bersirkulasi di dalam pipa2 boiler



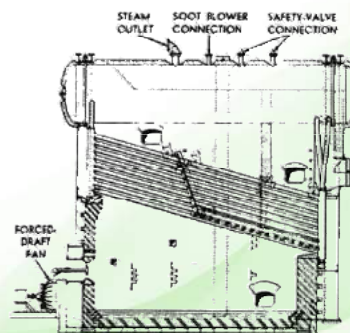
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)



*Fire tube boiler*



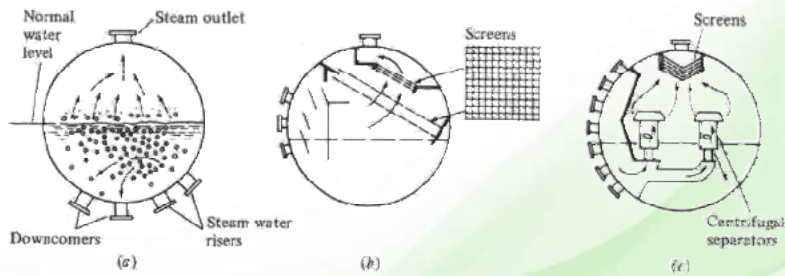
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)



*Water tube boiler*



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)



Drum pemisah uap

(a). Gravity, (b). Mechanical (*baffle & screen*), (c). Sentrifugal



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

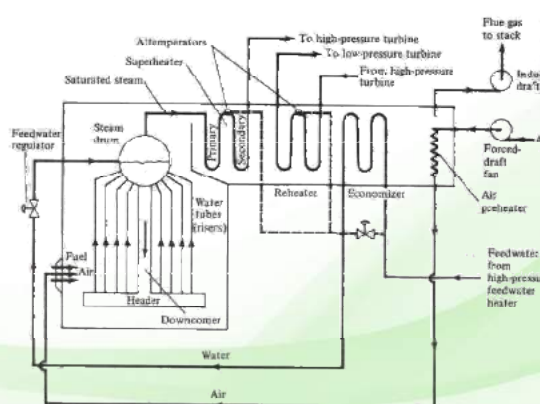


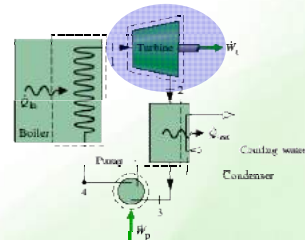
Diagram skematik *steam generator* modern



## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

### 4.3 Turbin

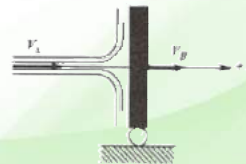
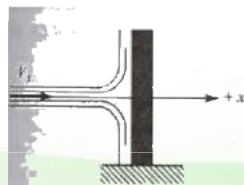
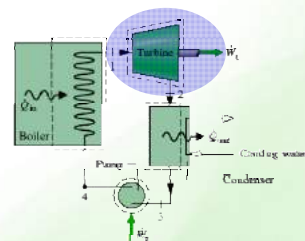
- Alat yang memiliki banyak sudu (*blade*) dan berfungsi mengubah energi kinetik *steam* menjadi energi mekanik rotasional
- Susunan sudu (rotor dan stator) dapat dibuat beberapa tingkat untuk memperoleh ekspansi tekanan yang maksimal



UMY  
teknik mesin

## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Prinsip impuls
  - Gaya impuls ( $F$ ) didefinisikan sebagai gaya karena perubahan momentum



$$F = \frac{\dot{m}}{g_c} (V_s - 0) = \frac{\dot{m}}{g_c} V_s$$

$$F = \frac{\dot{m}}{g_c} (V_s - V_R)$$

UMY  
teknik mesin

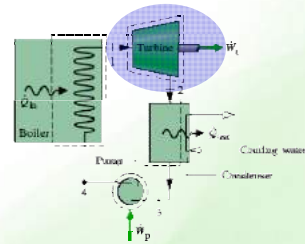
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

$F$  = Gaya impuls, N

$\dot{m}$  = Laju aliran massa, kg/s

$V_s$  = Kecepatan, m/s

$g_c$  = Faktor konversi, 1 kg.m/(N.s<sup>2</sup>)



- Daya maksimum,

$$\dot{W} = FV_B = \frac{\dot{m}}{g_c} V_B (V_s - V_B) \quad \rightarrow \quad \frac{d}{dV_B} \left[ \frac{\dot{m}}{g_c} (V_s V_B - V_B^2) \right] = \frac{\dot{m}}{g_c} (V_s - 2V_B) = 0$$

$$\dot{W}_{\max} = \frac{\dot{m} V_s^2}{4g_c} \quad \leftarrow \quad V_{B,\text{opt}} = \frac{V_s}{2}$$



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

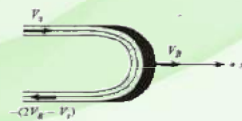
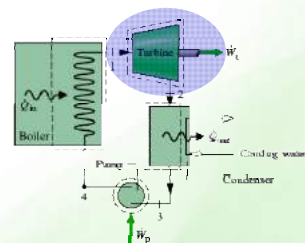
- Untuk *blade* lengkung 180°,

$$F = \frac{\dot{m}}{g_c} [V_s - (2V_B - V_s)] = \frac{2\dot{m}}{g_c} (V_s - V_B)$$

$$\dot{W} = 2 \frac{\dot{m}}{g_c} V_B (V_s - V_B)$$

$$V_{B,\text{opt}} = \frac{V_s}{2} \quad \rightarrow$$

$$\dot{W}_{\max} = \frac{\dot{m} V_s^2}{2g_c}$$



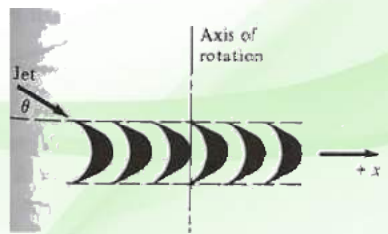
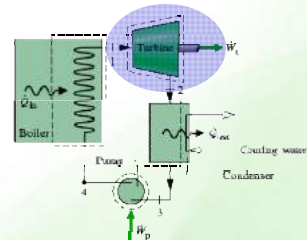
Kec. keluar relatif =  $V_s - V_B$

Kec. keluar mutlak =  $V_B - (V_s - V_B) = (2V_B - V_s)$



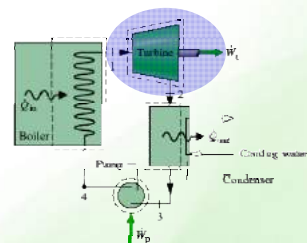
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Bila *blade* lengkung dikenai semburan fluida dan disusun beberapa seri, maka akan diperoleh daya yang kontinyu



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Diagram kecepatan
  - ◇ Diagram yang melukiskan kondisi kecepatan fluida saat masuk dan keluar *blade*
  - ◇ Diagram kecepatan dapat digunakan untuk mencari daya yang dihasilkan *blade* turbin



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

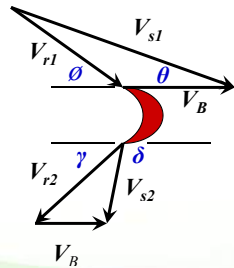


Diagram kecepatan *blade* impuls satu tingkat

- $V_{s1}$  = kecepatan absolut fluida keluar nosel
- $V_B$  = kecepatan *blade*
- $V_{r1}$  = kecepatan relatif fluida pada *blade*
- $V_{r2}$  = kecepatan relatif fluida keluar *blade*
- $V_{s2}$  = kecepatan absolut fluida keluar *blade*
- $\theta$  = sudut nosel
- $\varnothing$  = sudut masuk *blade*
- $\gamma$  = sudut keluar *blade*
- $\delta$  = sudut fluida keluar



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

◇ Gaya impuls,

$$F = \frac{\dot{m}}{g_c} (V_{s1} \cos \theta - V_{s2} \cos \delta)$$

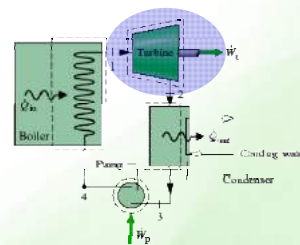
◇ Daya *blade* optimum,

$$\dot{W} = \frac{2\dot{m}V_B}{g_c} (V_{s1} \cos \theta - V_B)$$

$$V_{B,opt} = \frac{V_{s1} \cos \theta}{2}$$



$$\dot{W}_{max} = \frac{\dot{m}}{2g_c} (V_{s1} \cos \theta)^2 = \frac{2\dot{m}}{g_c} V_{B,opt}^2$$





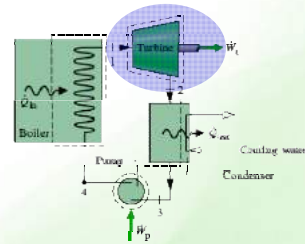
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Prinsip reaksi

- Aliran fluida dengan kecepatan  $V$  menimbulkan gaya  $F$  searah aliran

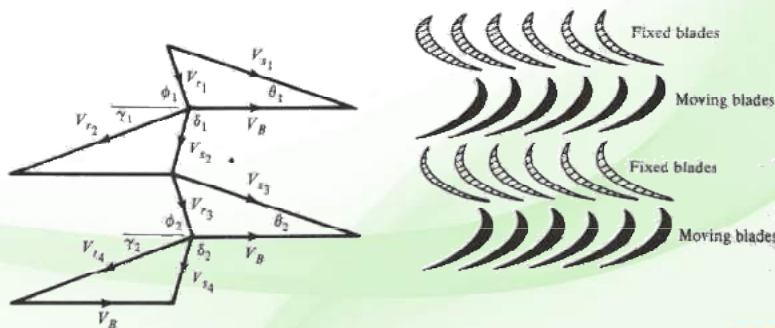
$$F = \dot{m} \frac{V}{g_c}$$

- Apabila gaya ini mengenai *blade* maka *blade* akan bergerak akibat gaya  $F$  yang arahnya berlawanan dengan arah aliran fluida. Gaya ini disebut **gaya reaksi**



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Diagram kecepatan turbin reaksi dua tingkat



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

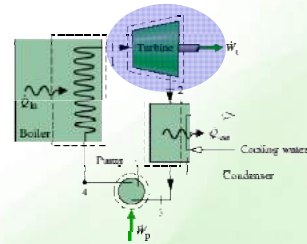
◇ Gaya reaksi,

$$F = \frac{\dot{m}}{g_c}(V_{s1} \cos \theta - V_B + V_{r2} \cos \gamma)$$

◇ Kerja *blade* optimum,

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} V_B}{g_c}(2V_{s1} \cos \theta - V_B)$$

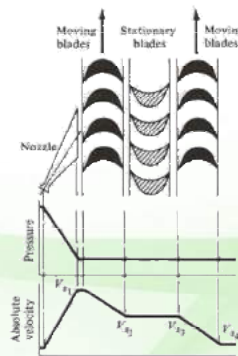
$$V_{B,opt} = V_{s1} \cos \theta \rightarrow \dot{W}_{max} = \frac{\dot{m}}{g_c}(V_{s1} \cos \theta)^2 = \frac{\dot{m}}{g_c}(V_B)_{opt}^2$$



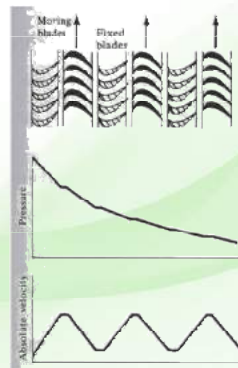
#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Perbedaan karakteristik turbin impuls dan turbin reaksi

Turbin impuls 2 tingkat



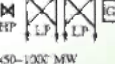







Turbin reaksi 3 tingkat



## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

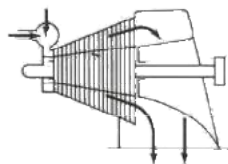
### - Konfigurasi turbin

Fossil	Fossil	Nuclear
TC-4F LSB 26, 30 and 33.5 in Three casings 3600 r/min  25-40 MW	TC-6F LSB 26, 30 and 33.5 in Five casings 3600 r/min  550-1000 MW	TC-4F LSB 38 and 42 in Three casings 1800 r/min  450-1000 MW
TC-4F LSB 26, 30 and 33.5 in Three casings 3600 r/min  25-40 MW	TC-6F LSB 30 and 33.5 in Five casings 3600 r/min (double reheat)  450-725 MW	TC-6F LSB 38 and 42 in Four casings 1800 r/min  600-1100 MW
TC-4F LSB 26, 30 and 33.5 in Four casings 3600 r/min  50-450 MW	CC-4F LSB 38 and 43 in Four casings 3600/1800 r/min  600-1250 MW	

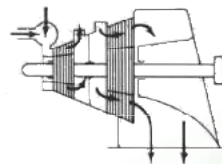


## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

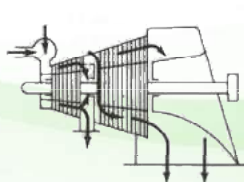
### - Susunan aliran *steam* dalam turbin



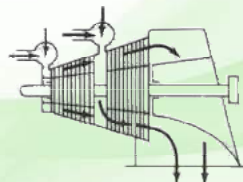
(a)



(b)



(c)



(d)

(a) Aliran langsung

(b) *Reheat* tunggal

(c) Ekstraksi

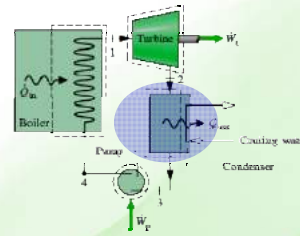
(d) Induksi



## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

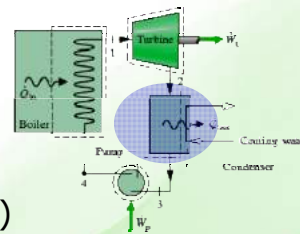
### 4.4 Kondenser

- Alat penukar kalor yang digunakan untuk **membuang kalor** ke lingkungan melalui **fluida pendingin**
- Fluida pendingin biasanya **air** atau **udara**
- Akibat **pembuangan kalor** dari *steam* setelah ekspansi di turbin maka terjadi proses pengembunan, sehingga akhirnya *steam* **berubah fasa** menjadi cairan



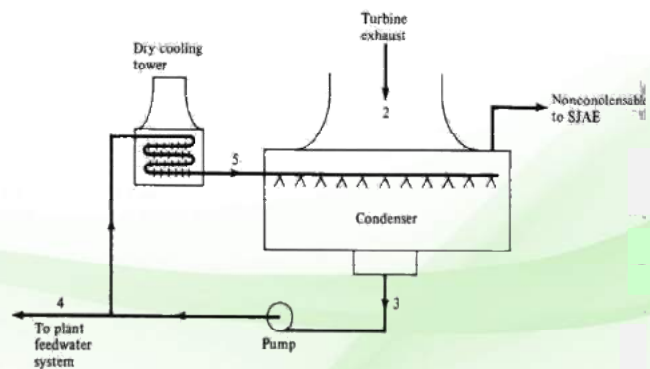
## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Kondenser diklasifikasikan dalam kondenser kontak-langsung (*direct-contact*) dan kondenser permukaan (*surface condenser*)
  - Kondenser kontak-langsung (juga disebut *open condenser*) dibedakan menjadi tiga tipe; *Spray condenser*, *Barometric condenser* dan *Jet condenser*
  - Kondenser kontak-langsung **relatif mahal** karena harus ada **perlakuan *chemical air***



## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

### ◇ *Spray condenser*



\* *Steam* di titik 2 bercampur dengan air dingin 5 dan diperoleh air kondensat pada 3

\* Sebagian air dipompa ke menara pendingin dan lainnya dipompa ke boiler

\* Di menara pendingin kering air didinginkan sampai kondisi 5



## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

Kesetimbangan massa sistem

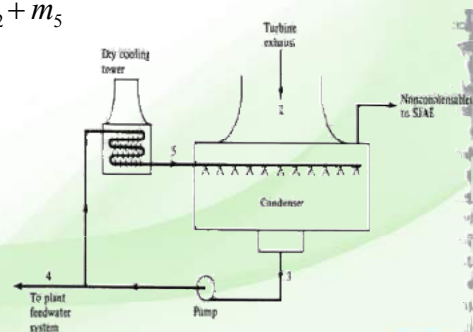
$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 \quad \text{dan} \quad \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_5$$

Kesetimbangan energi:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_3 h_3$$

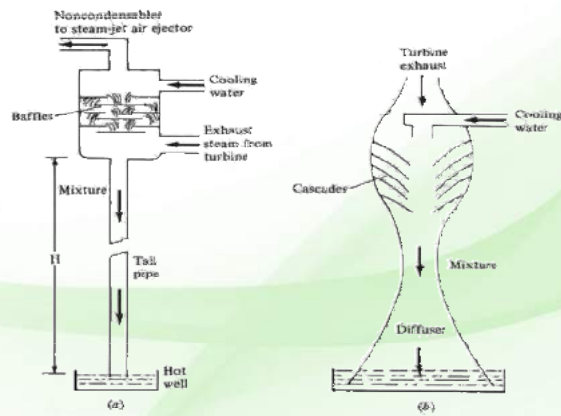
Rasio sirkulasi air:

$$\frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_2} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_5}$$



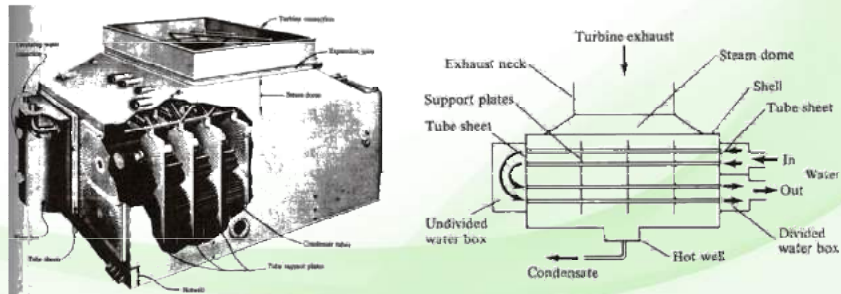
## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

◇ *Barometric (a)* dan *jet condenser (b)*



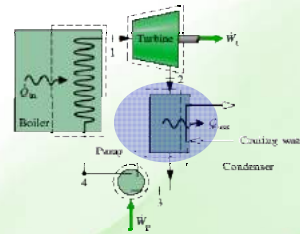
## 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Kondenser permukaan



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- ◇ Umum digunakan pada *power plant*
- ◇ Tipe alat penukar kalor: *shell and tube*. *Steam* mengalir di luar pipa dan didinginkan oleh air yang melintas di dalam pipa
- ◇ Kebutuhan air pendingin dalam kg/s:



$$\dot{m}_w = \frac{Q_{out}}{c_p (T_{out} - T_{in})}$$

$Q_{out}$  = kalor yang diserap air, kW  
 $c_p$  = panas jenis air, kJ/kg.K  
 $T_{out}$  = temperatur air keluar, °C  
 $T_{in}$  = temperatur air masuk, °C



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)

- Menara pendingin (*cooling tower*)

Alat yang berfungsi **membuang kalor** yang **tidak terpakai** yang berasal dari *power plant* (melalui kondenser) **ke atmosfer**

- Tipe menara pendingin

1. **Tipe basah** (*wet cooling tower*)

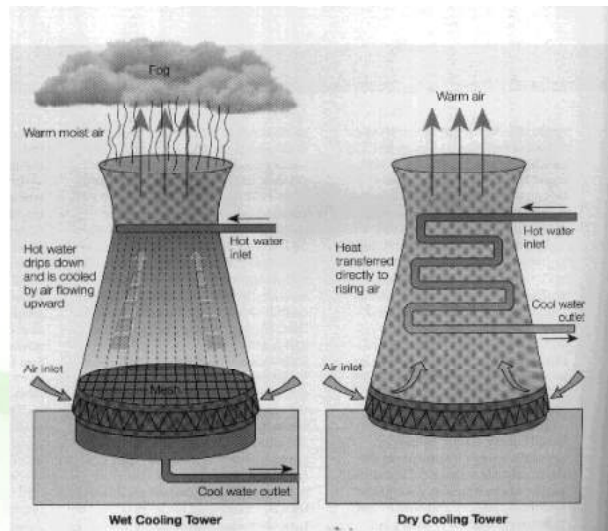
Pendinginan dilakukan oleh udara yang mengalir berlawanan dengan semprotan air panas. Terjadi proses evaporasi dari sebagian air

2. **Tipe kering** (*dry cooling tower*)

Pendinginan terjadi secara konveksi paksa oleh udara yang melintas pipa-pipa air



#### 4. KOMPONEN UTAMA (lanjutan)



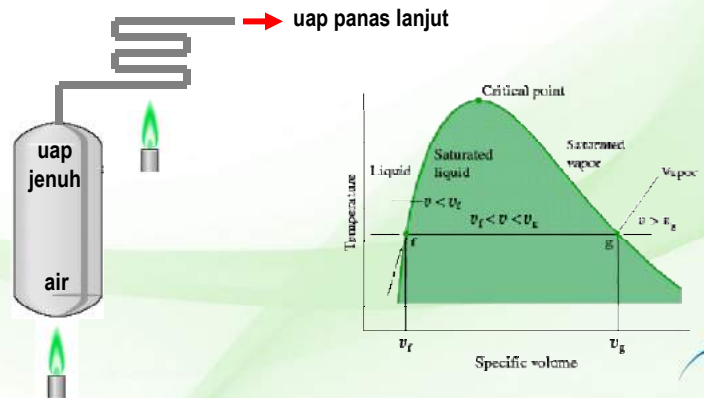
#### 5. UAP PANAS

- ❑ *Blade* turbin uap dapat bergerak rotasional karena hasil ekspansi uap panas (*steam*). Daya output turbin uap secara signifikan dipengaruhi oleh kualitas dan kuantitas *steam* yang mengalir: (1) temperatur, (2) tekanan, (3) laju aliran massa, (4) fraksi kekeringan
- ❑ Berubahnya air dari fasa cair menjadi fasa uap di boiler karena air menerima kalor sebesar kalor penguapan. Selama proses penguapan tidak terjadi perubahan temperatur (temperatur konstan karena ada proses kalor laten)



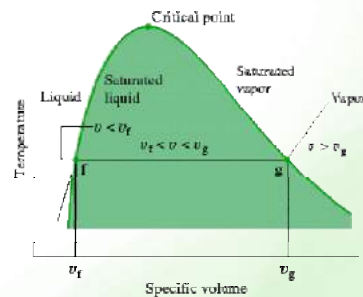
## 5. UAP PANAS (lanjutan)

### □ Proses terjadinya *steam*



## 5. UAP PANAS (lanjutan)

- *Dry saturated steam* adalah sebutan uap panas yang telah sempurna penguapannya (tidak mengandung titik2 air)
- *Steam* untuk turbin uap harus sekering mungkin
- Kualitas *steam* dideskripsikan dengan *dryness fraction*, yaitu proporsi uap kering dalam campuran uap-basah
- *Superheated steam* - pemberian kalor dilanjutkan setelah semua air menguap. Hal ini menambah temperatur dan tekanan *steam*
- Temperatur *superheated steam* berada di atas *saturated steam* walaupun tekanannya sama





## 5. UAP PANAS (lanjutan)

- Keuntungan pemakaian *steam*
  - *Steam* memiliki tekanan dan temperatur yang lebih tinggi daripada uap jenuh
  - *Steam* memberi jaminan bahwa fluida yang memasuki turbin berfasa uap



## 5. UAP PANAS (lanjutan)

- Sifat-sifat *steam*
  - Umum digunakan pada industri proses untuk instalasi daya
  - Sifat fisik:
    - Kalor laten penguapan = 2257 kJ/kg pada tekanan atm
    - Kalor sensibel air = 419 kJ/kg (0 hingga 100 °C)
  - Kecepatan aliran tinggi (24-36 m/s) dan dapat beroperasi pada temperatur tinggi (100-198 °C)
  - Sifat fisik air baik fasa cair atau fasa uap disajikan dalam grafik T - s, grafik h - s, tabel *saturated water* dan tabel *superheated vapor*





## 5. UAP PANAS (lanjutan)

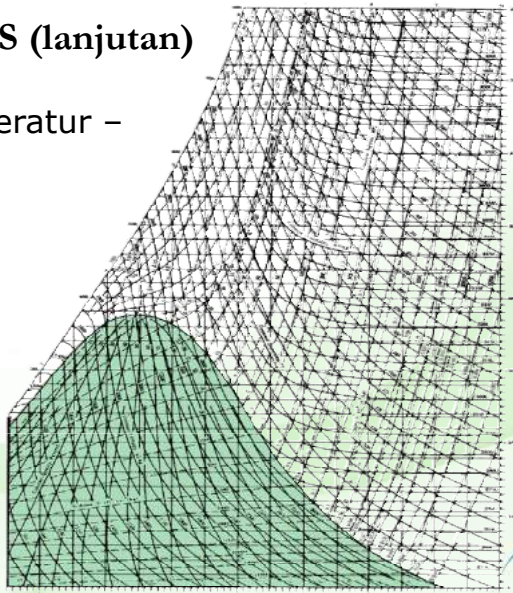
◇ Saudara mestinya telah memahami dasar2 / konsep termodinamika seperti:

1. tekanan
2. volume spesifik
3. densitas / rapat massa
4. temperatur
5. energi dalam (*internal energy*)
6. entalpi
7. entropi
8. panas jenis



## 5. UAP PANAS (lanjutan)

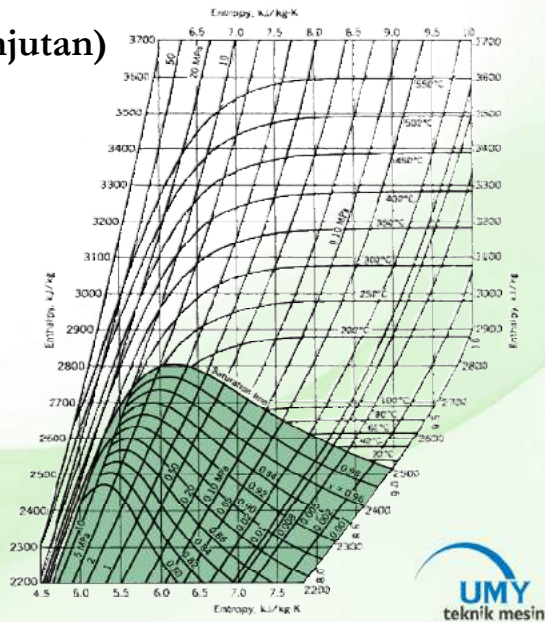
Diagram temperatur – entropi air





## 5. UAP PANAS (lanjutan)

Diagram entalpi – entropi air



## 5. UAP PANAS (lanjutan)

TABLE A-4

Saturated water—Temperature table

Temp., $T$ °C	Sat. press., $P_{sat}$ kPa	Specific volume, $m^3/kg$		Internal energy, $kJ/kg$			Enthalpy, $kJ/kg$			Entropy, $kJ/kg \cdot K$		
		Sat. liquid, $v_f$	Sat. vapor, $v_g$	Sat. liquid, $u_f$	Evap., $u_{fg}$	Sat. vapor, $u_g$	Sat. liquid, $h_f$	Evap., $h_{fg}$	Sat. vapor, $h_g$	Sat. liquid, $s_f$	Evap., $s_{fg}$	Sat. vapor, $s_g$
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803

TABLE A-5

Saturated water—Pressure table

Press., $P$ kPa	Sat. temp., $T_{sat}$ °C	Specific volume, $m^3/kg$		Internal energy, $kJ/kg$			Enthalpy, $kJ/kg$			Entropy, $kJ/kg \cdot K$		
		Sat. liquid, $v_f$	Sat. vapor, $v_g$	Sat. liquid, $u_f$	Evap., $u_{fg}$	Sat. vapor, $u_g$	Sat. liquid, $h_f$	Evap., $h_{fg}$	Sat. vapor, $h_g$	Sat. liquid, $s_f$	Evap., $s_{fg}$	Sat. vapor, $s_g$
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421



## 5. UAP PANAS (lanjutan)

TABLE A-6

Superheated water

T °C	v m <sup>3</sup> /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	P = 0.01 MPa (45.81°C)*				P = 0.05 MPa (81.32°C)				P = 0.10 MPa (99.61°C)			
					v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
Sat. <sup>f</sup>	14.670	2437.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931	1.6941	2505.6	2675.0	7.3589				
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741												
100	17.196	2515.5	2687.5	8.1489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953	1.6959	2506.2	2675.8	7.3611				
150	19.513	2587.9	2783.0	8.6893	3.8897	2585.7	2780.2	7.9413	1.9367	2582.9	2776.6	7.6148				
200	21.826	2661.4	2879.6	8.9049	4.3562	2660.0	2877.8	8.1592	2.1724	2658.2	2875.5	7.8356				
250	24.136	2736.1	2977.5	9.1015	4.8206	2735.1	2976.2	8.3568	2.4062	2733.9	2974.5	8.0346				
300	26.446	2812.3	3076.7	9.2827	5.2841	2811.6	3075.8	8.5387	2.6389	2810.7	3074.5	8.2172				
400	31.063	2969.3	3280.0	9.6094	6.2094	2968.9	3279.3	8.8659	3.1027	2968.3	3278.6	8.5452				
500	35.680	3132.9	3489.7	9.8998	7.1338	3132.6	3489.3	9.1566	3.5655	3132.2	3488.7	8.8362				
600	40.296	3303.3	3706.3	10.1631	8.0577	3303.1	3706.0	9.4201	4.0279	3302.8	3705.6	9.0999				
700	44.911	3480.8	3929.9	10.4056	8.9813	3480.6	3929.7	9.6626	4.4900	3480.4	3929.4	9.3424				
800	49.527	3665.4	4160.6	10.6312	9.9047	3665.2	4160.4	9.8883	4.9519	3665.0	4160.2	9.5682				
900	54.143	3856.9	4398.3	10.8429	10.8280	3856.8	4398.2	10.1000	5.4137	3856.7	4398.0	9.7800				
1000	58.758	4055.3	4642.8	11.0429	11.7513	4055.2	4642.7	10.3000	5.8755	4055.0	4642.6	9.9800				
1100	63.373	4260.0	4893.8	11.2326	12.6745	4259.9	4893.7	10.4897	6.3372	4259.8	4893.6	10.1698				
1200	67.989	4470.9	5150.8	11.4132	13.5977	4470.8	5150.7	10.6704	6.7988	4470.7	5150.6	10.3504				
1300	72.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429	7.2605	4687.2	5413.3	10.5229				

## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA

### 6.1 Analisis Sistem Daya Uap – Siklus Rankine

#### 6.1.1 Evaluasi Prinsip Kerja Dan Perpindahan Kalor

##### ▣ Turbin

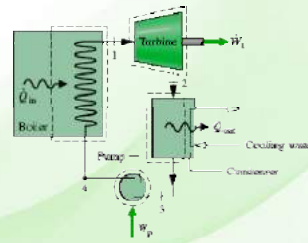
Kerja turbin,

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$



$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

Kerja turbin spesifik = selisih entalpi uap masuk dan keluar turbin.  $\dot{m}$  adalah laju aliran massa uap



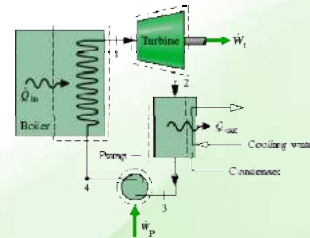
## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### ❑ Kondenser

Kalor yang dibuang,

Kalor spesifik yang dibuang = selisih entalpi uap masuk dan cairan keluar kondenser

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$



### ❑ Pompa

Daya yang dibutuhkan pompa,

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

Daya spesifik = selisih entalpi cairan keluar dan masuk pompa



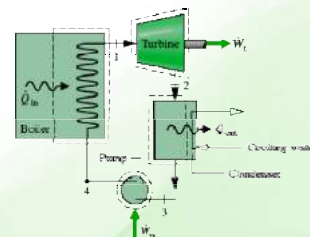
## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### ❑ Boiler

Kalor yang dibutuhkan,

Kalor spesifik yang dibutuhkan = selisih entalpi uap keluar dan cairan masuk boiler

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$



### ❑ Parameter Unjuk Kerja

» Efisiensi Termal

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

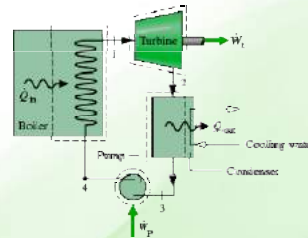


## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

Dalam ekspresi lain:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{in}/\dot{m} - \dot{Q}_{out}/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}}$$

$$= 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$



» *Back Work Ratio, bwr*

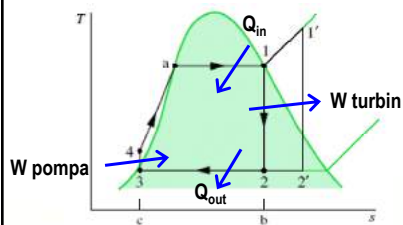
Perbandingan daya input pompa dan daya yang dihasilkan turbin

$$bwr = \frac{\dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)}$$



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### 6.1.2 Siklus Rankine Ideal



Proses-proses:

1 - 2: Ekspansi isentropik fluida kerja melalui turbin dari keadaan jenuh ke tekanan kondenser

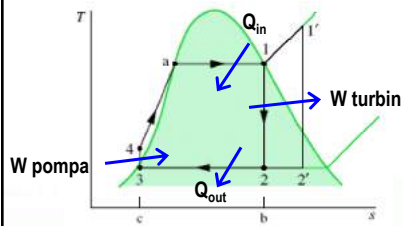
2 - 3: Pembuangan kalor dari fluida kerja pada tekanan konstan di kondenser

3 - 4: Kompresi isentropik di pompa menuju daerah cair bertekanan

4 - 1: Pemasukan kalor ke fluida kerja pada tekanan konstan di boiler



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)



- Siklus Rankine ideal juga termasuk kemungkinan terjadinya uap panas lanjut yaitu siklus 1'-2'-3-4-1'
- Kerja pompa ideal (tanpa ireversibilitas):

$$\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}\right)_{\text{int}} = \int_3^4 v dp$$

$\dot{W}_p$ , daya pompa (W)  
 $\dot{m}$ , laju aliran massa air (kg/det)  
 $v$ , volume spesifik ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )  
 $dp$ , perubahan tekanan air (Pa)



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

Contoh soal 1:

Siklus Rankine ideal menggunakan *steam* sebagai fluida kerja. Uap jenuh memasuki turbin pada 8 MPa dan cairan jenuh keluar kondenser pada 0,0075 MPa. Kerja bersih yang dihasilkan adalah 100 MW. Tentukan (a) efisiensi termal, (b) BWR, (c) laju aliran massa dalam kg/jam, (d) laju aliran kalor pada boiler dalam MW, (e) laju aliran kalor pada kondenser dalam MW, dan (f) laju aliran massa air pendingin di kondenser dalam kg/jam bila  $T_{\text{in}} = 15^\circ\text{C}$  dan  $T_{\text{out}} = 35^\circ\text{C}$





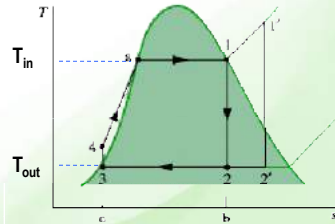
## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### 6.1.3 Pengaruh Tekanan Boiler dan Kondenser

$$\left(\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}\right)_{int, rev} = \int_4^1 T ds = \text{area } 1-b-c-4-e-1$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}\right)_{int, rev} = \bar{T}_{in}(s_1 - s_4)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}}\right)_{int, rev} &= T_{out}(s_2 - s_3) = \text{area } 2-b-c-3-2 \\ &= T_{out}(s_1 - s_4) \end{aligned}$$

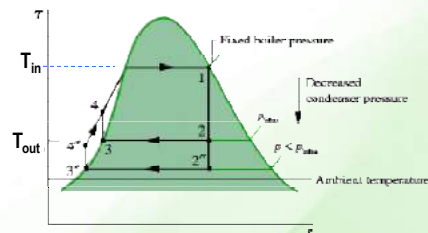
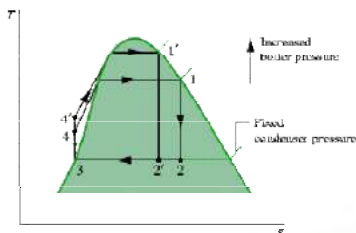


Efisiensi termal,

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{\left(\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}}\right)_{int, rev}}{\left(\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}\right)_{int, rev}} = 1 - \frac{T_{out}}{\bar{T}_{in}}$$



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)



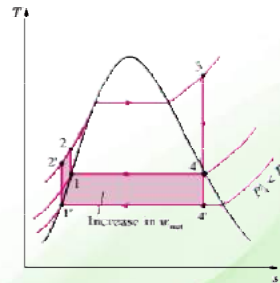
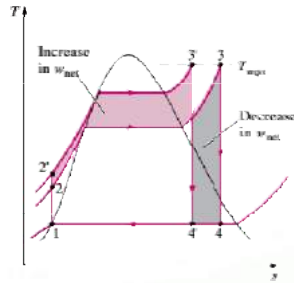
$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{\left(\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}}\right)_{int, rev}}{\left(\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}\right)_{int, rev}} = 1 - \frac{T_{out}}{\bar{T}_{in}}$$

Penambahan tekanan boiler menaikkan efisiensi termal

Penurunan tekanan kondenser menaikkan efisiensi termal



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)



$$q'_{in} - h_3' - h_2' < q_{in} - h_3 - h_2$$

$$q'_{in} - h_3 - h_2' > q_{in} - h_3 - h_2$$

$$q'_{out} = h_4' - h_1 < q_{out} = h_4 - h_1$$

$$q'_{out} = h_4' - h_1' > q_{out} = h_4 - h_1$$

$$\eta' = 1 - \frac{q'_{out}}{q'_{in}} > \eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$

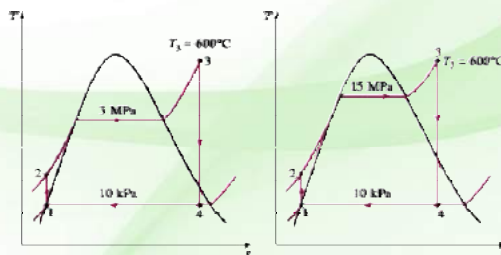
$$\eta' = 1 - \frac{q'_{out}}{q'_{in}} > \eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}}$$



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

Contoh soal 2:

Sebuah instalasi daya beroperasi menggunakan siklus Rankine ideal. *Steam* memasuki turbin pada 3 MPa dan 600 °C serta mengalami pengembunan di kondenser dengan tekanan 10 kPa. Tentukan: (a) efisiensi termal instalasi daya, (b) efisiensi termal sistem bila tekanan boiler dinaikkan menjadi 15 MPa dimana temperatur masuk turbin dipertahankan sebesar 600 °C.



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### 6.1.4 Ireversibilitas dan Rugi-rugi

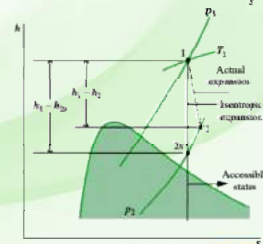
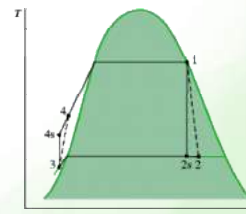
- Dalam operasional turbin uap, kejadian ireversibilitas dan rugi-rugi tidak dapat dihindari
- Ireversibilitas adalah segala hal yang menyebabkan proses reversibel (ideal) tidak terjadi. Penyimpangan ini mengakibatkan rugi-rugi pada alat dan secara umum berpengaruh pada unjuk kerja sistem
- Ireversibilitas dan rugi-rugi terjadi pada turbin, kondenser, menara pendingin, pompa, boiler, sistem perpipaan dan lainnya



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### □ Turbin

- Ireversibilitas terjadi selama ekspansi fluida kerja, dimana entropi aktual keluar turbin (titik 2) bergeser ke kanan (lebih besar) sehingga proses tidak isentropis
- Penyebab: gesekan pada rotor, rugi-rugi aliran steam melewati sudu-sudu, rugi-rugi kalor ke lingkungan
- Ireversibilitas menyebabkan berkurangnya daya keluar turbin akibat entalpi keluar turbin aktual (titik 2) lebih besar dari kondisi ideal (titik 2s)

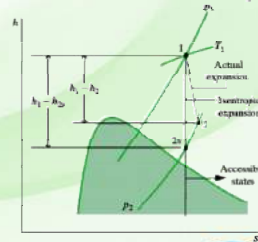
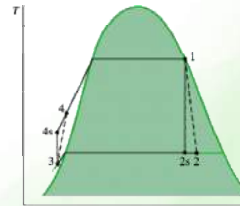


## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

- Perbandingan daya keluar aktual dan daya keluar ideal adalah **efisiensi isentropik turbin**:

$$\eta_t = \frac{(W_t/m)_a}{(W_t/m)_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

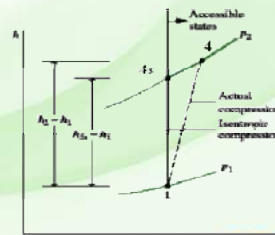
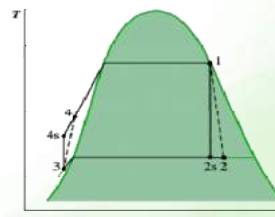
- Interpretasi efisiensi isentropik turbin adalah **daya keluar aktual lebih rendah daripada daya keluar ideal** yang disebabkan oleh irreversibilitas. Dengan kata lain, rugi-rugi menyebabkan berkurangnya daya keluar turbin



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### □ Pompa

- Ireversibilitas terjadi **selama kompresi** fluida kerja, dimana entropi aktual keluar pompa (titik 4) bergeser ke kanan (lebih besar) sehingga proses tidak isentropis
- Penyebab: gesekan pada impeler, rugi-rugi aliran air, rugi-rugi kalor ke lingkungan
- Ireversibilitas menyebabkan **bertambahnya daya input pompa** akibat entalpi keluar pompa aktual (titik 4) lebih besar dari kondisi ideal (titik 4s)

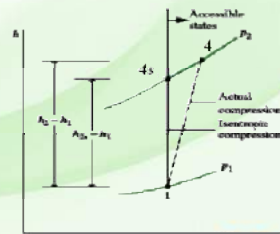
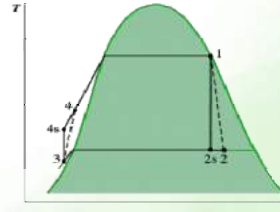


## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

- Perbandingan daya input ideal dan daya input aktual adalah **efisiensi isentropik pompa**:

$$\eta_p = \frac{(\dot{W}_p/\dot{m})_s}{(\dot{W}_p/\dot{m})} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

- Interpretasi efisiensi isentropik pompa adalah **daya input aktual lebih tinggi daripada daya input ideal** yang disebabkan oleh irreversibilitas. Dengan kata lain, dibutuhkan daya tambahan untuk mengkompensasi rugi-rugi yang terjadi

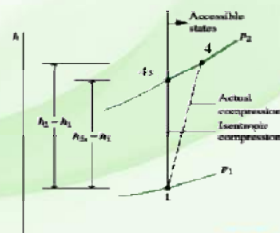
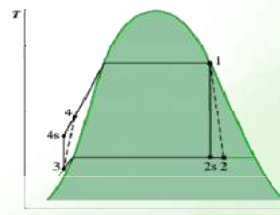


## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

- Perbandingan daya input ideal dan daya input aktual adalah **efisiensi isentropik pompa**:

$$\eta_p = \frac{(\dot{W}_p/\dot{m})_s}{(\dot{W}_p/\dot{m})} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

- Interpretasi efisiensi isentropik pompa adalah **daya input aktual lebih tinggi daripada daya input ideal** yang disebabkan oleh irreversibilitas. Dengan kata lain, dibutuhkan daya tambahan untuk mengkompensasi rugi-rugi yang terjadi



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### ❑ Ireversibilitas lainnya

- Proses pembakaran bahan bakar dan transfer kalor ke fluida kerja
- Transfer kalor pada kondenser dan menara pendingin
- Penurunan tekanan pada boiler, kondenser dan sistem perpipaan akibat gesekan fluida kerja

### 6.2 Perbaikan Unjuk Kerja

- Sasaran perbaikan unjuk kerja adalah **meningkatkan efisiensi termal sistem**
- Beberapa langkah perbaikan: *superheating, reheating, dan regenerasi*

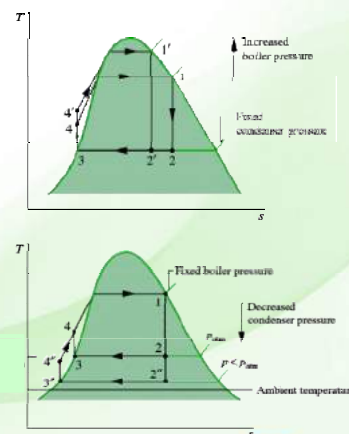


## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

- Modifikasi turbin uap menggunakan *superheat* dan *reheat* dimaksudkan **untuk meningkatkan kualitas uap** (campuran uap-air) keluar turbin
- Penambahan tekanan boiler dan pengurangan tekanan kondenser mengurangi kualitas uap ( $x$ ) keluar turbin

Gambar atas :  $x_{2'} < x_2$

Gambar bawah :  $x_{2''} < x_2$



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

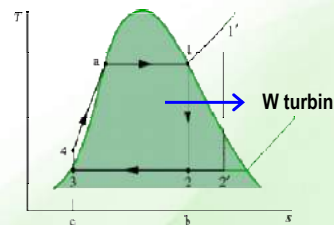
- Umumnya kualitas uap keluar turbin dipertahankan minimal 90% ( $x \geq 0,9$ )
- Akibat kualitas uap keluar turbin terlalu rendah:
  1. Tererosinya sudu-sudu turbin karena terdapat fraksi cairan yang tinggi
  2. Penurunan efisiensi turbin
  3. Menambah kuantitas dan kualitas perbaikan
- Konsekuensi modifikasi *superheating* dan *reheating* adalah biaya operasional. Tetapi secara kumulatif menguntungkan karena efisiensi sistem meningkat



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### 6.2.1 Proses Panas Lanjut (*Superheating*)

- Setelah tercapai uap jenuh di boiler, proses dilanjutkan dengan pemberian kalor sampai terbentuk uap panas lanjut (*superheat*)
- Alat yang digunakan disebut *superheater*. Kombinasi boiler dan *superheater* dikenal dengan *steam generator*
- Keuntungan *superheating*:
  1. Efisiensi termal meningkat
  2. Kualitas uap keluar turbin lebih tinggi ( $x_2' > x_2$ )



$$\dot{W}_{turbin} = m(h_1' - h_2')$$

$$h_1' - h_2' > h_1 - h_2$$

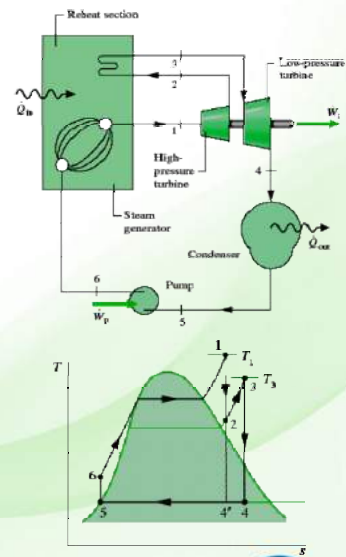
$$\eta_t = \frac{W_{turbin} - W_{pompa}}{Q_{in}}$$



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### 6.2.2 Proses Panas Ulang (Reheating)

- Mula-mula *steam* berekspansi di turbin tingkat pertama (proses 1-2), kemudian dipanaskan ulang di *steam generator* (proses 2-3) dan berikutnya *steam* berekspansi di turbin tingkat kedua (proses 3-4) sampai tekanan kondenser
- Selama proses pemanasan ulang diidealkan tidak ada *pressure drop*



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

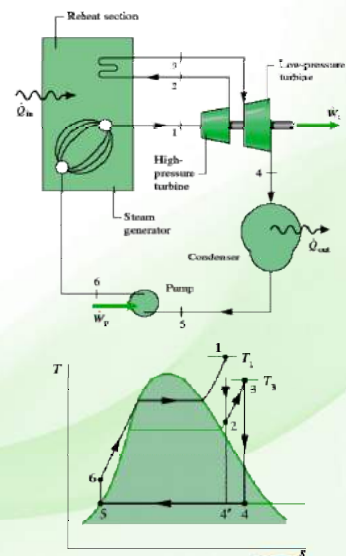
- Keuntungan *reheating*:
  - Efisiensi termal meningkat

$$\eta_t = \frac{W_{turbin,I} + W_{turbin,II} - W_{pompa}}{Q_{in}}$$

$$W_{turbin, reheat} > W_{turbin, no-reheat}$$

$$(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) > (h_1 - h_{4'})$$

- Kualitas uap keluar turbin lebih tinggi ( $x_4 > x_{4'}$ )

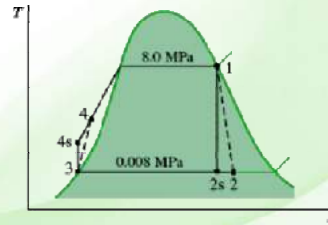




## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

Contoh soal 2:

Perhatikan siklus tenaga uap sebagaimana pada contoh soal 1. Apabila pompa dan turbin pada siklus tersebut memiliki efisiensi isentropis masing-masing sebesar 85%, tentukan: (a) efisiensi termal, (b) laju aliran massa dalam kg/jam, (c) laju aliran kalor pada boiler dalam MW, dan (d) laju aliran kalor pada kondenser dalam MW.



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

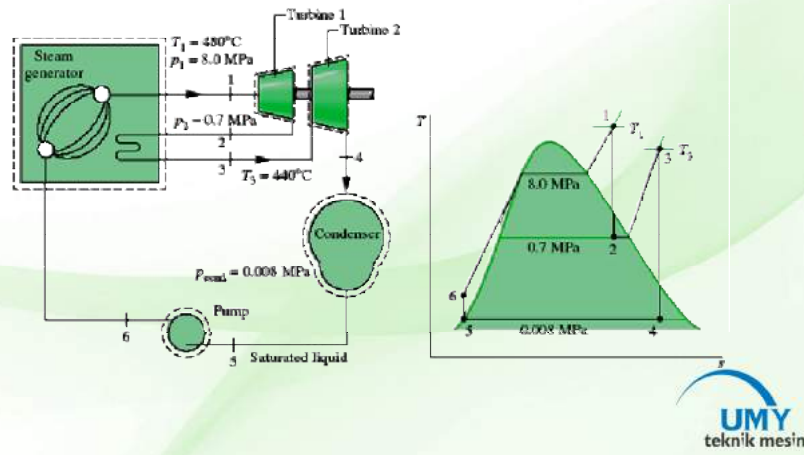
Contoh soal 3:

Sebuah turbin uap ideal bekerja dengan *superheat* dan pemanasan ulang. *Steam* memasuki turbin tingkat I pada 8 MPa, 480 °C, dan berekspansi hingga 0,7 MPa. *Steam* kemudian dipanaskan ulang sampai 440 °C sebelum memasuki turbin tingkat II. Selanjutnya *steam* diekspansikan hingga mencapai tekanan kondenser 0,008 MPa. Tentukan: (a) efisiensi termal, (b) laju aliran massa *steam* dalam kg/jam bila daya yang dihasilkan adalah 100 MW, (c) laju aliran kalor pada kondenser dalam MW.



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

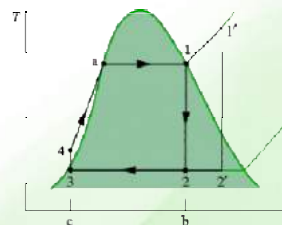
Contoh soal 3 (lanjutan):



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### 6.2.3 Proses Regenerasi

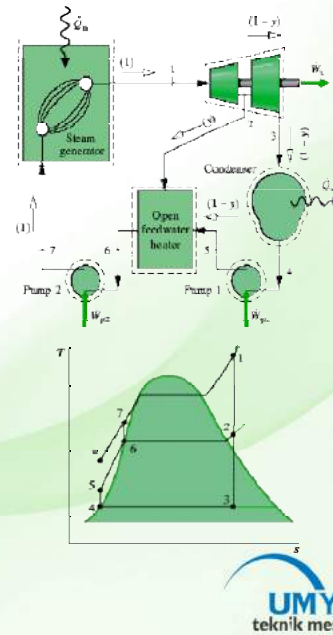
- Disebut juga *regenerative feedwater heating*
- Pada siklus ideal (1-2-3-4-a-1), fluida kerja masuk boiler dalam kondisi cairan termampatkan (titik 4) dan dipanaskan hingga kondisi a
- Dengan regenerasi, fluida kerja masuk boiler pada kondisi antara titik 4 dan a
- Hasil regenerasi adalah meningkatnya efisiensi termal
- Dua macam regenerasi: *open feedwater heater* dan *closed feedwater heater*



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

### Open Feedwater Heater (OFH)

- *Steam* memasuki turbin tingkat I pada ttk 1 dan berekspansi ke ttk 2 dimana sebagian dari *steam* ( $y$ ) dipisah mengalir ke OFH pada tekanan  $p_2$ . Sisa aliran *steam* ( $1-y$ ) berekspansi ke turbin tingkat II hingga titik 3
- Dari titik 3 dilanjutkan dengan kondensasi hingga cair jenuh (ttk 4) dan dipompa menuju FH pada ttk 5. Fluida kondisi ttk 2 dan ttk 5 bercampur sampai ttk 6, kemudian dipompa menuju boiler (ttk 7) untuk dipanaskan sampai ttk 1



## 6. SIKLUS RANKINE DAN APLIKASINYA (lanjutan)

- Laju aliran massa memasuki OFH dipilih sedemikian sehingga aliran keluar dari FH berupa cair jenuh
- Pemakaian OFH dimaksudkan untuk meminimalkan kalor yang diperlukan dalam menguapkan air sampai terjadi panas lanjut. Lihat diagram T - s:

$Q_{in}$  tanpa OFH : a-1

$Q_{in}$  dengan OFH : 7-1

$$Q_{in,a-1} > Q_{in,7-1}$$

