

## **Bab 2**

### **Studi Pustaka**

#### **2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi**

Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi (PLTP) merupakan salah satu jenis pembangkit dimana uap yang digunakan berasal dari energi panas bumi. PLTP adalah pembangkit listrik yang menggunakan panas bumi sebagai energi penggerakannya. Indonesia dikaruniai sumber panas bumi yang berlimpah.

Untuk membangkitkan listrik dengan panas bumi dilakukan dengan melakukan pengeboran tanah di daerah yang berpotensi panas bumi untuk membuat lubang gas panas. Uap panas bumi yang bertekanan tinggi dapat langsung memutar turbin generator, setelah uap yang keluar dibersihkan terlebih dahulu. Energi panas bumi termasuk sumber energi yang dapat diperbaharui [4].

#### **2.2 Jenis-Jenis Siklus pada PLTP**

Ada beberapa macam siklus dalam PLTP, antara lain :

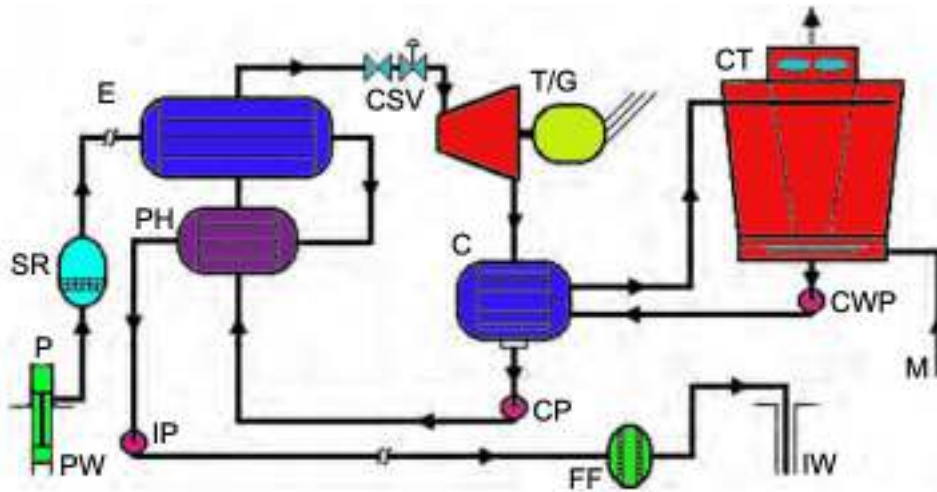
- a. Siklus Biner (*binary cycle*)
- b. Siklus dengan Uap Kering (*dry steam cycle*)
- c. Siklus *Single Flash Steam*
- d. Siklus *Double Flash Steam*

Berikut akan dijelaskan mengenai siklus biner, siklus dengan uap kering, dan siklus *double flash steam*, sedangkan siklus *single flash steam* akan dibahas secara khusus dalam bagian selanjutnya.

##### **2.2.1 Siklus biner [5]**

Umumnya fluida panas bumi yang digunakan untuk pembangkit listrik memiliki temperatur 200°C. Akan tetapi, secara tidak langsung fluida panas bumi yang bertemperatur sedang (100-200°C) juga dapat digunakan untuk pembangkit listrik. Seperti terlihat pada Gambar 2.1, cara pemanfaatannya adalah dengan menggunakan fluida panas bumi tersebut untuk memanaskan fluida organik yang

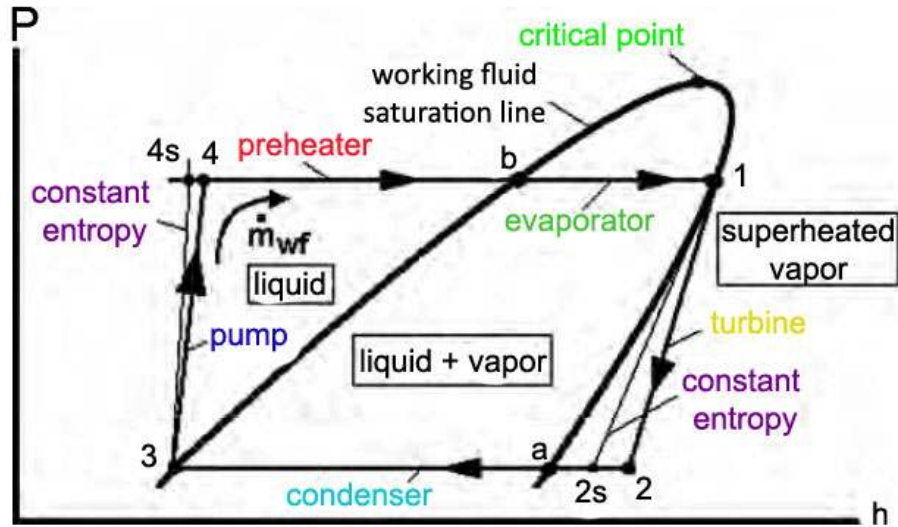
memiliki titik didih lebih rendah dibandingkan fluida panas bumi, yaitu dengan cara melewati pada penukar panas.



Gambar 2.1 Skema siklus biner sederhana [5]

PW : Production Well, P : Pump, SR : Sand Remover, PH : Preheater, E: Evaporator  
 IP, CP, CWP : Pump, C : Condenser, CSV : Valve, T/G: Turbine /Generator  
 CT : Cooling Tower, M : Make up, IW : Injection Well

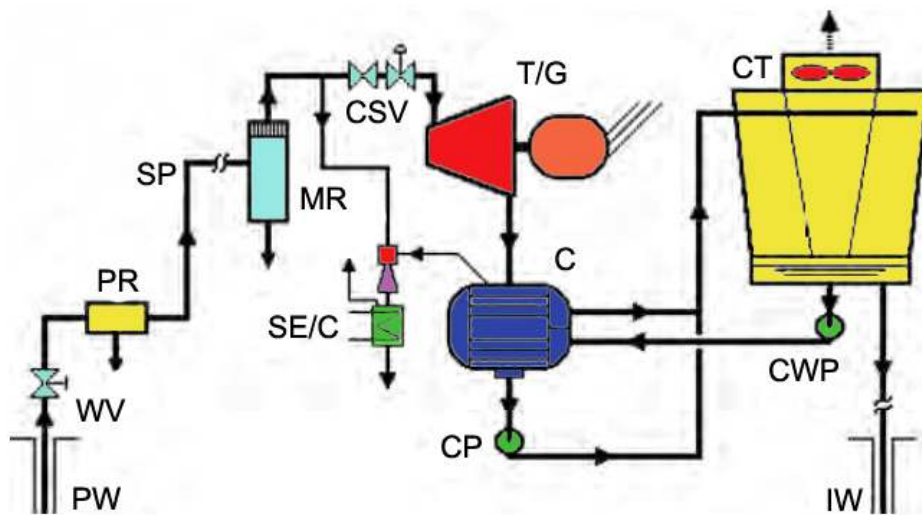
Uap dari fluida organik ini kemudian dialirkan ke turbin untuk menggerakkan generator sehingga menghasilkan listrik. Fluida panas bumi yang keluar dari penukar panas setelah panasnya diserap oleh fluida organik kemudian diinjeksikan kembali ke dalam reservoir. Contoh lapangan yang menggunakan siklus konversi energi seperti ini adalah Parantuka, Kamchatka Peninsula (USSR) dan Otake (Jepang). Gambar 2.2 berikut menunjukkan diagram P-h dari siklus biner sederhana.



Gambar 2.2 Diagram P – h dari siklus biner sederhana [5]

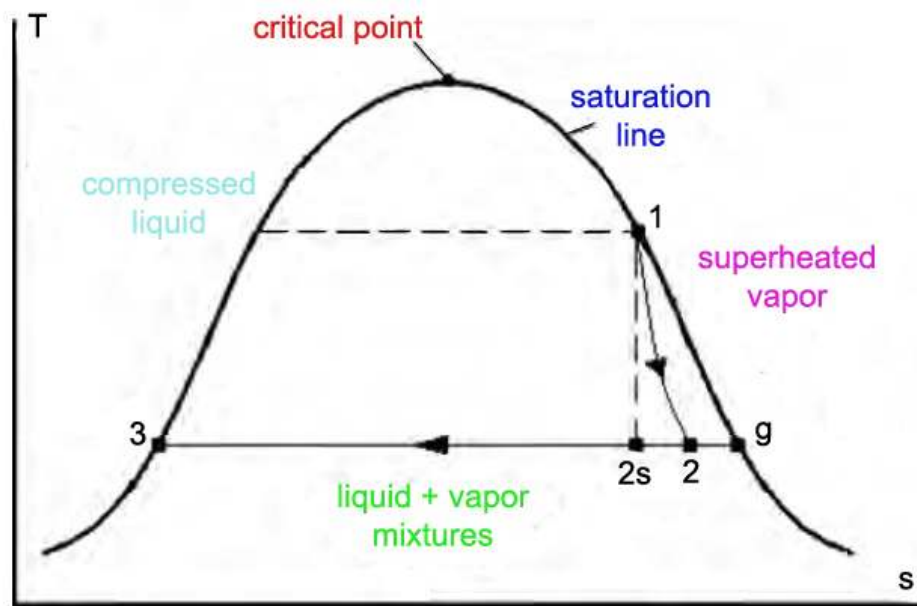
### 2.2.2 Siklus dengan Uap Kering (*dry steam cycle*) [5]

Fluida panas bumi dapat berupa fasa cair, fasa uap, atau campuran dari keduanya, tergantung dari tekanan dan temperatur fluidanya. Apabila fluida di kepala sumur produksi berupa fasa uap, maka uap tersebut dapat dialirkan langsung ke turbin, atau dilewatkan terlebih dahulu ke *separator* untuk menghilangkan pengotor-pengotornya, seperti terlihat pada Gambar 2.3. Turbin akan mengubah energi panas bumi menjadi energi gerak yang akan memutar generator sehingga menjadi energi listrik.



Gambar 2.3 Skema siklus dengan uap kering sederhana [5]  
 PW : Production Well, CP, CWP : Pump, PR : Particulate Remover  
 MR : Material Remover, C : Condenser, SE/C : Steam Jet Ejector, CSV : Valve  
 T/G: Turbine /Generator, CT: Cooling Tower, IW : Injection Well

Sistem konversi untuk fluida uap kering merupakan sistem konversi yang paling sederhana dan paling murah. Uap yang keluar dari turbin dapat langsung dibuang ke atmosfer (*athmospheric exhaust turbine*) atau dialirkan ke kondensor untuk dikondensasikan (*condensing turbine*). Dari kondensor, kondensat kemudian dialirkan ke menara pendingin/*cooling tower* untuk didinginkan dan selanjutnya diinjeksikan kembali ke bawah permukaan tanah. Sebagian dari air yang didinginkan di menara pendingin dialirkan kembali ke kondensor. Contoh lapangan yang menggunakan sistem konversi ini adalah lapangan Kamojang dan Darajat. Gambar 2.4 menunjukkan diagram T-s dari siklus dengan uap kering sederhana (*dry steam cycle*).

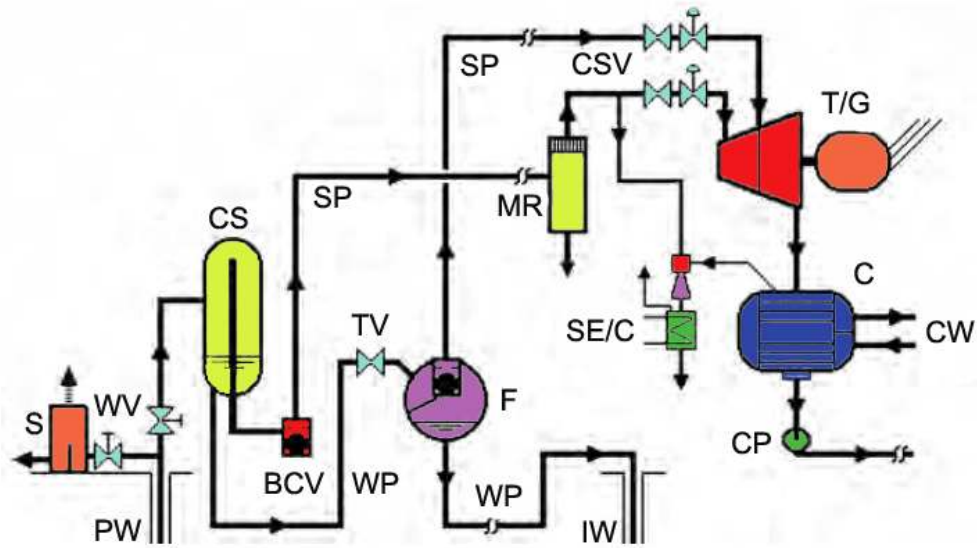


Gambar 2.4 Diagram T – s dari siklus dengan uap kering [5]

### 2.2.3 Siklus *Double Flash Steam* [5]

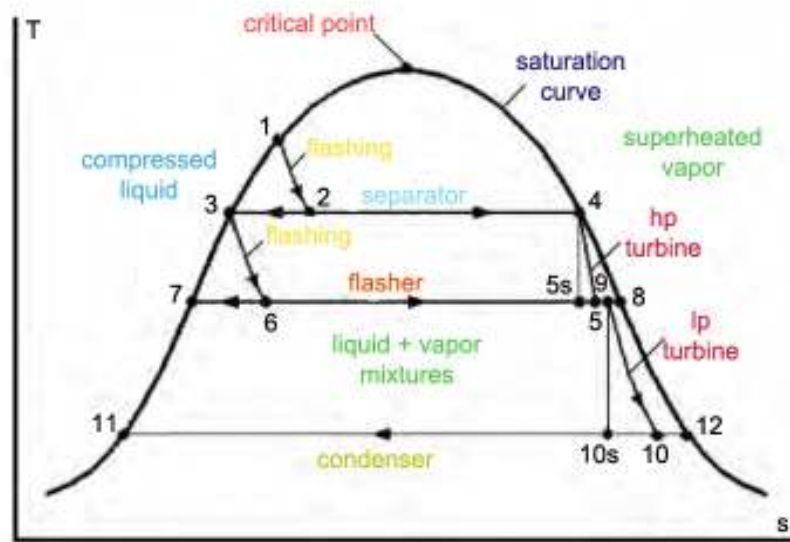
Siklus *double flash steam* merupakan suatu usaha peningkatan daya dari desain *single flash steam*, dimana siklus ini dapat menghasilkan 15 – 25 % daya lebih dengan *input* fluida panas bumi yang sama. Pembangkit dengan siklus ini memiliki tingkat kesulitan yang lebih tinggi, lebih mahal, dan membutuhkan lebih banyak perawatan.

Siklus ini memiliki kesamaan dengan siklus *single flash steam*, perbedaannya adalah *brine* yang dihasilkan dari *separator* dimanfaatkan kembali untuk menghasilkan daya. Gambar 2.5 memperlihatkan skema siklus *double flash steam* sederhana.



Gambar 2.5 Skema siklus *double flash steam* sederhana [5]  
 PW : Production Well, CS : Cyclone Separator, CP : Pump  
 C : Condenser, BCV : Valve, T/G: Turbine /Generator, F : Flasher  
 SE/C : Steam Jet Ejector, MR : Material Remover, IW : Injection Well

Brine yang keluar dari alat *separator* kemudian akan melalui sebuah katup, TV, dan fluida akan masuk ke dalam *separator* yang kedua. Fluida dengan fasa uap jenuh kemudian akan diekspansi ke dalam turbin, sedangkan fluida dengan fasa cair jenuh akan diinjeksikan kembali ke dalam sumur injeksi, IW. Gambar 2.6 menunjukkan diagram T-s dari siklus *double flash steam* sederhana.

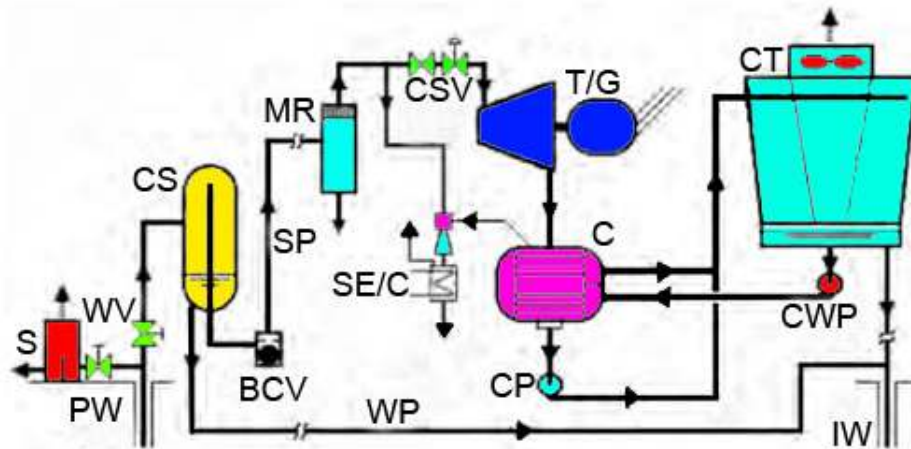


Gambar 2.6 Diagram T – s dari siklus *double flash steam* sederhana [5]

Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa proses *flashing* yang terjadi sebanyak dua kali dan digunakan dua tingkatan turbin yakni turbin dengan tekanan tinggi dan turbin dengan tekanan rendah.

### 2.3 Siklus Single Flash Steam

Siklus *single flash steam* merupakan salah satu siklus dalam Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi yang banyak digunakan dalam industri pembangkitan listrik tenaga panas bumi. Fluida yang keluar dari sumur produksi akan mengalami proses penguapan, ekspansi, kondensasi, kemudian sebagian ada yang diinjeksikan kembali ke sumur injeksi dan sebagian ada yang mengalir menuju kondensor untuk melakukan proses kondensasi terhadap uap panas bumi. Gambar 2.7 berikut adalah skema siklus *single flash steam* sederhana.

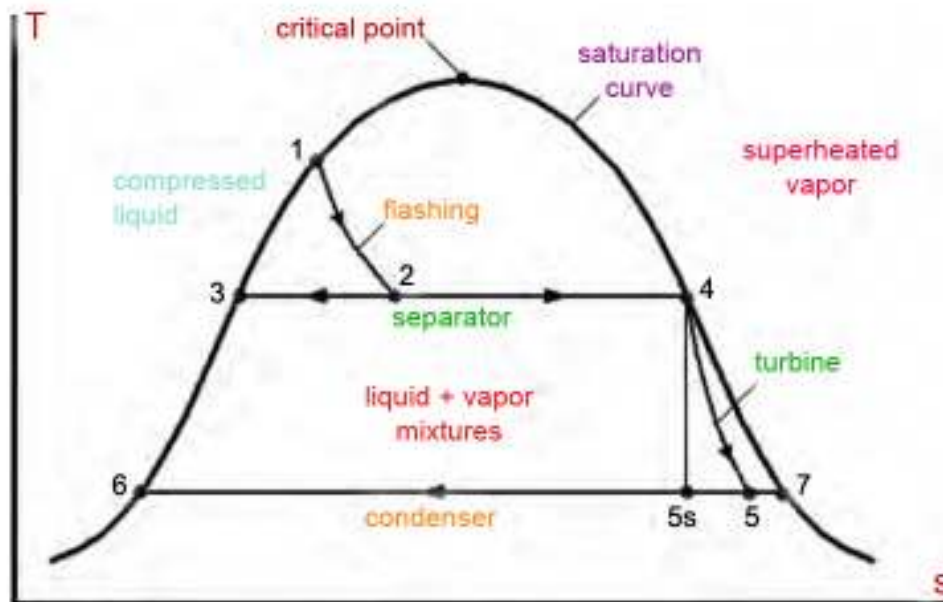


Gambar 2.7 Skema siklus *single flash steam* sederhana [5]  
 PW : Production Well, S : Silencer, CP, CWP : Pump, C : Condenser  
 MR : Material Remover, WV, BCV, CSV : Valve, CS : Cyclone Separator,  
 SE/C : Steam Jet Ejector, T/G: Turbine /Generator, CT : Cooling Tower  
 IW : Injection Well

Gambar 2.7 menunjukkan bahwa di setiap sumur produksi ada beberapa alat yang digunakan untuk mengontrol dan memonitor fluida panas bumi yang berasal dari sumur menuju ke pembangkit. Alat tersebut antara lain : beberapa

katup, WV, sebuah *silencer*, S, sebuah *cyclone separator* sederhana untuk keadaan darurat, perpipaan dan instrumentasi (pengukur temperatur dan tekanan).

Kemudian fluida panas bumi akan masuk ke dalam alat *separator*. Alat ini digunakan untuk memisahkan fasa menjadi uap jenuh dan cair jenuh. Fluida dengan fasa cair jenuh (disebut dengan *brine*) akan diinjeksikan kembali ke dalam sumur injeksi. Fluida dengan fasa uap jenuh akan melewati *ball check valve*, BCV. Kemudian fluida akan menuju turbin untuk diekspansi. Keluar dari turbin, fluida akan menuju kondensor untuk dikondensasi menjadi fasa cair jenuh. Kemudian, aliran fluida akan menuju menara pendingin. Dari menara pendingin, aliran terbagi menjadi dua, aliran pertama akan menuju kondensor untuk melakukan proses kondensasi, sedangkan aliran kedua akan bergabung dengan aliran *brine* untuk menuju sumur injeksi. Proses termodinamika dari siklus ini juga dapat dilihat di diagram T – s pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Diagram T – s dari siklus single flash steam [5]

## 2.4 Komponen Utama Siklus *Single Flash Steam*

Siklus *single flash steam* memiliki beberapa komponen utama, antara lain adalah *separator*, turbin, condenser, dan menara pendingin. Berikut ini adalah analisis termodinamika dari beberapa komponen utama tersebut.

### 2.4.1 Separator

Proses pemisahan dilakukan dalam tekanan tetap atau proses *isobaric*. Kualitas atau fraksi uap,  $x$ , dari fluida dengan fasa campuran, dapat dirumuskan dengan

$$x_2 = \frac{h_2 - h_3}{h_4 - h_3} \quad (2.1)$$

Menggunakan persamaan *lever rule* dalam termodinamika. Persamaan ini memberikan fraksi massa uap campuran dan jumlah uap yang akan diekspansikan di turbin.

### 2.4.2 Turbin

Kerja yang dihasilkan oleh turbin per unit massa dari uap yang mengalir dapat dirumuskan dengan

$$W_{t= h_4 - h_5} \quad (2.2)$$

asumsikan tidak ada panas yang hilang dalam turbin dan perubahan energy kinetic dan potensial dari aliran uap dapat diabaikan. Kerja maksimum dari turbin akan didapatkan apabila turbin bekerja secara adiabatik dan *reversible*, contoh dalam entropi konstan atau proses isentropik. Proses yang ditunjukkan dalam Gambar 2.2 dari 4 – 5s merupakan proses yang ideal. Kita mendefinisikan efisiensi isentropik turbin,  $\eta_t$ , sebagai perbandingan antara kerja actual dengan kerja isentropik, yang dapat dirumuskan dengan

$$\eta_{t= \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}}} \quad (2.3)$$

Kerja yang dihasilkan dari turbin dapat juga dirumuskan dengan

$$\dot{W}_{t= \dot{m}_s W_t = x_2 \dot{m}_{total} W_t} \quad (2.4)$$

Persamaan tersebut menunjukkan daya mekanis bruto yang dapat dihasilkan oleh turbin. Daya elektrik bruto dapat dirumuskan sebagai daya turbin dikalikan dengan efisiensi generator,

$$\dot{W}_e = \eta_g \dot{W}_t \quad (2.5)$$

Semua daya yang digunakan untuk peralatan pendukung (seperti pompa, kipas, pencahayaan) harus diperhitungkan dalam persamaan tadi untuk mendapatkan kerja turbin netto.

Sebelum Persamaan 2.5 di atas dapat digunakan, perlu diketahui bahwa efisiensi isentropik dipengaruhi oleh nilai kelembaban yang terjadi selama proses ekspansi; semakin tinggi nilainya, efisiensi akan semakin rendah. Efek ini dapat dihitung dengan menggunakan aturan Baumann [5] yang mengatakan bahwa rata-rata 1% dari kelembaban dapat mengakibatkan penurunan efisiensi turbin sebanyak 1%. Dengan menggunakan aturan Baumann, kita dapat menghitung efisiensi dari turbin,

$$\eta_{tw} = \eta_{td} \times \left[ \frac{x_4 + x_5}{2} \right] \quad (2.6)$$

Dimana efisiensi kering turbin,  $\eta_{td}$ , dapat diasumsikan secara konstan dengan asumsi 85%,

$$\eta_{td} = 0,850 \quad (2.7)$$

Dari Gambar 2.2, dapat dilihat bahwa kualitas uap di keluaran turbin, tingkat keadaan 5, tergantung pada efisiensi turbin. Tingkat keadaan 5 dapat dihitung dengan menyelesaikan Persamaan 2.3 menggunakan efisiensi turbin dan sifat fluida pada tingkat keadaan 5s. Entalpi keluaran ideal dapat dirumuskan dengan

$$h_{5s} = h_6 + [h_7 - h_6] \times \left[ \frac{s_4 - s_6}{s_7 - s_6} \right] \quad (2.8)$$

Saat aturan Baumann [5] dimasukkan ke dalam perhitungan, persamaan berikut akan muncul untuk entalpi pada tingkat keadaan keluaran turbin aktual,

$$h_5 = \frac{h_4 - A \left[ 1 - \frac{h_6}{h_7 - h_6} \right]}{1 + \frac{A}{h_7 - h_6}} \quad (2.9)$$

Faktor A dapat didefinisikan sebagai

$$A \equiv 0,25 (h_4 - h_{5s}) \quad (2.10)$$

Persamaan tersebut didasarkan pada asumsi bahwa kualitas uap pada masukan turbin,  $X_4$ , adalah sama dengan 1, contoh uap masukannya adalah uap jenuh. Apabila fraksi uapnya tidak sama dengan 1, maka persamannya dapat dimodifikasi menjadi :

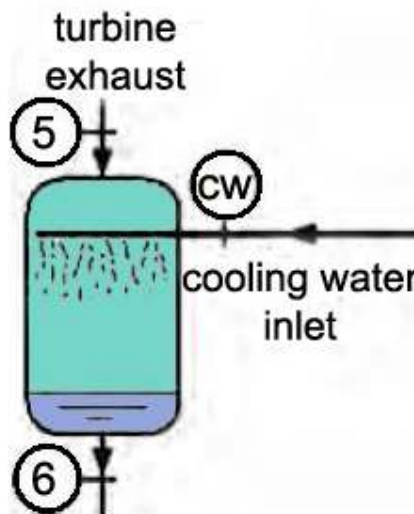
$$h_5 = \frac{h_4 - A \left[ x_4 - \frac{h_6}{h_7 - h_6} \right]}{1 + \frac{A}{h_7 - h_6}} \quad \text{for } X_4 < 1 \quad (2.11)$$

### 2.4.3 Kondensator

Selanjutnya adalah proses kondensasi yang terjadi di kondensator. Hukum pertama termodinamika memberikan persamaan berikut yang berhubungan dengan laju massa air pendingin yang dibutuhkan

$$\dot{m}_{cw} = x_2 \dot{m}_{total} \left[ \frac{h_5 - h_6}{\bar{c} \Delta T} \right] \quad (2.12)$$

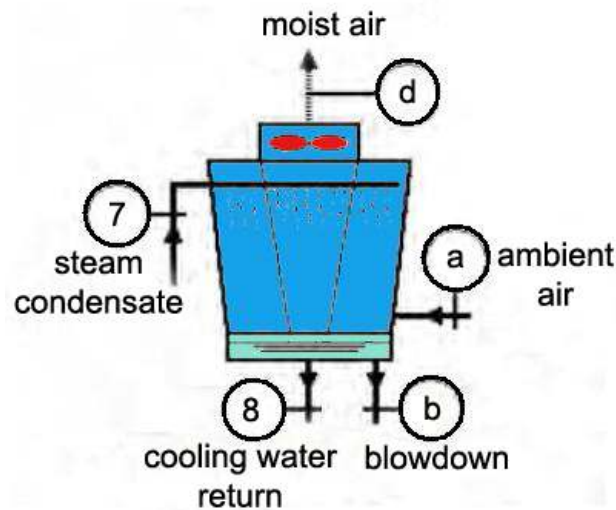
dimana  $c$  adalah kalor spesifik konstan dari air pendingin (1 Btu/lbm °F atau 4,2 kJ/kg K) dan  $\Delta T$  adalah kenaikan temperatur air pendingin setelah melewati kondensator. Gambar 2.9 menunjukkan contoh kondensator dengan jenis *direct contact*.



Gambar 2.9 *Direct contact condenser* [5]

#### 2.4.4 Menara Pendingin

Menara pendingin digunakan untuk dapat mengakomodasikan beban kalor dari uap yang dikondensasikan. Dengan Gambar 2.10 sebagai referensi, uap masuk akibat tarikan dari kipas yang terdapat di atas menara pendingin. Udara dari lingkungan masuk dengan jumlah kandungan air tertentu, ditentukan dari kelembaban relatifnya, dan mengambil sejumlah kandungan air lagi sehingga sebagian uap air akan terevaporasi.



Gambar 2.10 Skema menara pendingin [5]

Proses internal melibatkan perubahan baik dari panas dan massa antara udara dan air. Persamaan berikut akan memberikan penjelasan tentang keseluruhan operasi yang ada di menara pendingin, kecuali kipas, diasumsikan aliran tunak dan kondisi adiabatik:

$$\dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_d h_d - \dot{m}_a h_a + \dot{m}_b h_b \quad (2.13)$$

Ada dua persamaan lagi yang dibutuhkan untuk melakukan analisis proses yang terjadi : konservasi massa dari air dan konservasi massa dari udara. Persamaan konservasi tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{wa} = \dot{m}_8 + \dot{m}_b + \dot{m}_{wd} \quad (\text{konservasi air}) \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_{ad} = \dot{m}_{aa} \quad (\text{konservasi udara kering}) \quad (2.15)$$

dimana  $m_{wa}$  dan  $m_{wd}$  merepresentasikan aliran udara yang masuk dan yang keluar. Dua hal tersebut dapat diperoleh dari kelembaban spesifik,  $\omega$ , dari aliran udara :

$$\dot{m}_{wa} = \omega_a \dot{m}_a \quad (2.16)$$

dan

$$\dot{m}_{wd} = \omega_d \dot{m}_d \quad (2.17)$$

Lima persamaan tersebut digunakan bersama dengan sifat dari uap panas bumi, air, dan udara lembab. Sifat-sifat tersebut dapat dicari dengan menggunakan diagram psikometri maupun dalam bentuk elektronik.

Menara pendingin juga dapat dikarakterisasi dengan dua parameter lainnya yakni *approach* dan *range*. *Range* merupakan perubahan temperature air yang terjadi setelah mengalir melewati menara pendingin,  $T_7 - T_8$ ; sedangkan *approach* adalah perbedaan antara temperature keluaran air dengan temperature bola basah,  $T_8 - T_{wb}$ .

#### 2.4.5 Efisiensi Pemanfaatan

Setelah melakukan analisis dari beberapa komponen utama, sekarang kita akan melihat performansi dari pembangkit secara keseluruhan menggunakan Hukum Kedua termodinamika dengan membandingkan antara keluaran daya actual dengan daya teoretik maksimum yang dapat dihasilkan dari fluida panas bumi. Hal tersebut akan melibatkan laju eksergi dari fluida panas bumi.

Eksergi spesifik,  $e$ , dari fluida yang memiliki tekanan,  $P$ , dan temperature,  $T$ , dalam tekanan lingkungan,  $P_o$ , dan temperature lingkungan,  $T_o$ , dapat dirumuskan sebagai :

$$e = h(T, P) - h(T_o, P_o) - T_o[s(T, P) - s(T_o, P_o)] \quad (2.18)$$

dan apabila dikalikan dengan total laju massa fluida panas bumi, kita mendapatkan daya eksergetik atau daya teoretik maksimum termodinamika :

$$\dot{E} = \dot{m}_{total} e \quad (2.19)$$

Perbandingan antara daya netto aktual dengan daya eksergetik dapat didefinisikan sebagai efisiensi pemanfaatan atau efisiensi Hukum Kedua Termodinamika (eksergetik) dari pembangkit :

$$\eta_u \equiv \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}} \quad (2.20)$$

Semua jenis pembangkit listrik dapat dibandingkan dengan dasar efisiensi pemanfaatan, tidak tergantung dari sumber bahan bakar – bisa dalam bentuk batu bara, matahari, angin, maupun panas bumi. Pembangkit juga dapat didesain untuk meningkatkan  $\eta_u$  ketika nilai dari eksergi merupakan faktor yang signifikan dalam keekonomisan sebuah operasi.

## 2.5 Dampak Lingkungan

### 2.5.1 Secara Umum

Ada beberapa dampak lingkungan yang dapat ditimbulkan oleh pembangkit listrik tenaga panas bumi. Tabel berikut akan menunjukkan daftar dari dampak tersebut yang dapat dihasilkan dari semua jenis pembangkit panas bumi :

Tabel 2.1 Dampak lingkungan yang ditimbulkan pembangkit panas bumi [5]

| Possible impact         | Details  | Abatement techniques   |
|-------------------------|--|--|
| Air pollution           | H <sub>2</sub> S emissions   | Several effective commercial systems in use                  |
| Water pollution         | Surface discharge of waste brine; groundwater contamination                                      | Reinjection  |
| Noise pollution         | Drilling; well testing   | Rock mufflers; silencers                                     |
| Visual pollution        | Unightly pipes and buildings in pristine areas   | Use low-level structures; paint equipment in blending colors |
| Land usage              | Well pads; pipe routes, powerhouse & substation  | Much lower impact than conventional plants                   |
| Water usage             | Cooling tower makeup (for binary plants only)  | Use air-cooled condensers                                    |
| Land subsidence         | Liquid removal from subsurface can lead to surface depressions                                   | Rare, most dramatic at Wairakei, New Zealand                 |
| Greenhouse gases        | CO <sub>2</sub> emissions  | Very low emissions relative to conventional fossil plants    |
| Loss of natural wonders | Thermal manifestations may disappear; e.g., the geysers at Beowawe and Steamboat Springs, Nevada | Do not develop resources in or adjacent to national parks    |

### 2.5.2 Khusus untuk Siklus *Single Flash Steam*

Ada beberapa lokasi dalam pembangkit siklus *single flash steam* yang dapat menghasilkan emisi. Beberapa lokasi tersebut antara lain :

- Kepala sumur dan *silencers*
- Penangkap uap dan saluran perpipaan
- Ventilasi dari *noncondensable gas ejectors*
- *Wet cooling tower*
- Saluran buang menara pendingin

Uap panas bumi mengandung gas yang tidak dapat dikondensasi seperti hidrogen sulfida, H<sub>2</sub>S, karbon dioksida, CO<sub>2</sub>, metana, CH<sub>4</sub>, dan gas lainnya dalam jumlah kecil. Ventilasi yang tidak dikontrol akan melepaskan semua gas tersebut ke atmosfer. Pada saat kondisi normal, gas-gas tersebut akan terisolasi di kondensor. *Steam ejector* berfungsi untuk mengeluarkan gas yang tidak dapat dikondensasi tersebut dari kondensor.

*Brine* mengandung seluruh mineral tidak terlarut yang terdapat di dalam fluida panas bumi di reservoir tetapi dalam konsentrasi yang lebih tinggi. Beberapa elemen di *brine* akan mempengaruhi air permukaan atau air tanah jika bercampur dengannya. Beberapa elemen di *brine* tersebut antara lain :

- *Arsenic, As*
- *Lithium, Li*
- *Boron, B*
- *Calcium, Ca*
- *Potassium, K*
- *Chloride, Cl*
- *Silicon, Si*
- *Fluoride, F*
- *Sodium, Na*

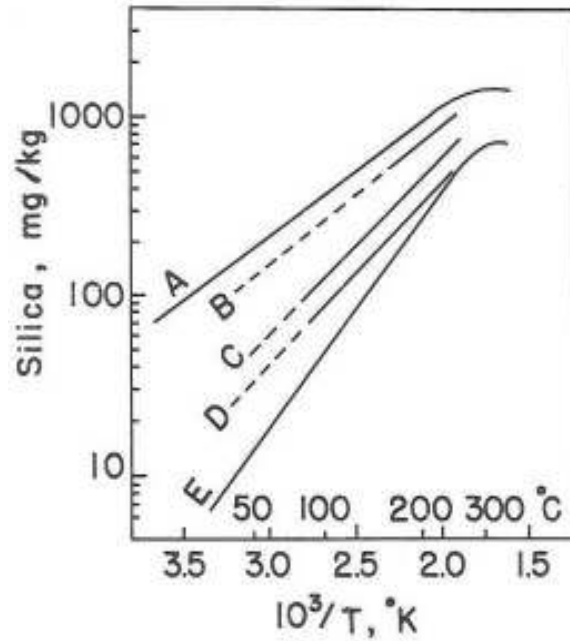
Metode utama yang dapat dilakukan untuk menghindari terjadinya kontaminasi air dengan *brine* adalah dengan menginjeksikan kembali *brine* ke dalam reservoir. Penginjeksian kembali *brine* memiliki keuntungan dalam menyimpan sejumlah fluida yang sudah diambil selama produksi.

Selain masalah pencemaran air di atas, pencemaran suara (*noise pollution*) dan perusakan lingkungan alam adalah masalah yang terdapat dalam pembangunan pembangkit panas bumi pada umumnya.

## **2.6 Analisis Potensi Terjadinya Kerak**

Fluida panas bumi memiliki banyak kandungan mineral di dalamnya. Hampir semua jenis mineral yang terkandung di dalam fluida panas bumi akan meningkat kelarutannya seiring dengan meningkatnya temperatur. Sebaliknya, dengan menurunnya temperatur maka kelarutan dari mineral tersebut akan menurun dan dalam hal ini terjadi kemungkinan timbulnya kerak. Salah satu mineral yang dapat menyebabkan potensi terjadinya kerak adalah silika.

Silika dapat berada dalam beberapa bentuk, mulai dari *amorphous* sampai *crystalline* tinggi (seperti *quartz*). Setiap bentuk dari silika memiliki kecenderungan yang sama dalam kelarutan yang meningkat seiring dengan meningkatnya temperatur. Pada sumur produksi panas bumi, silika diasumsikan terdapat dalam bentuk *quartz*. Ketika fluida panas bumi mengalami penurunan temperatur (misalnya akibat proses *flashing*), maka silika yang terkandung akan sangat jenuh terhadap *quartz*. Hal ini tidak menguntungkan karena potensi terjadinya kerak akan menjadi besar. Akan tetapi, pada temperatur rendah kelarutan silika akan lebih ditentukan oleh *amorphous silica* dibandingkan dengan *quartz*. Dalam Gambar 2.11 berikut, *amorphous silica* ditunjukkan dengan garis A, sedangkan *quartz* ditunjukkan dengan garis E. Dapat dilihat dari Gambar 2.11 tersebut temperatur rekristalisasi dari *amorphous silica* lebih rendah dari *quartz*.



Gambar 2.11 Diagram kelarutan berbagai bentuk silika terhadap temperatur [6]

Keterangan untuk Gambar 2.11 :

- A : *amorphous silica*
- B : *opal-CT (incorrectly identified as  $\beta$ -cristobalite by Fournier, 1973)*
- C :  *$\alpha$ -cristobalite*
- D : *chalcedony*
- E : *quartz*

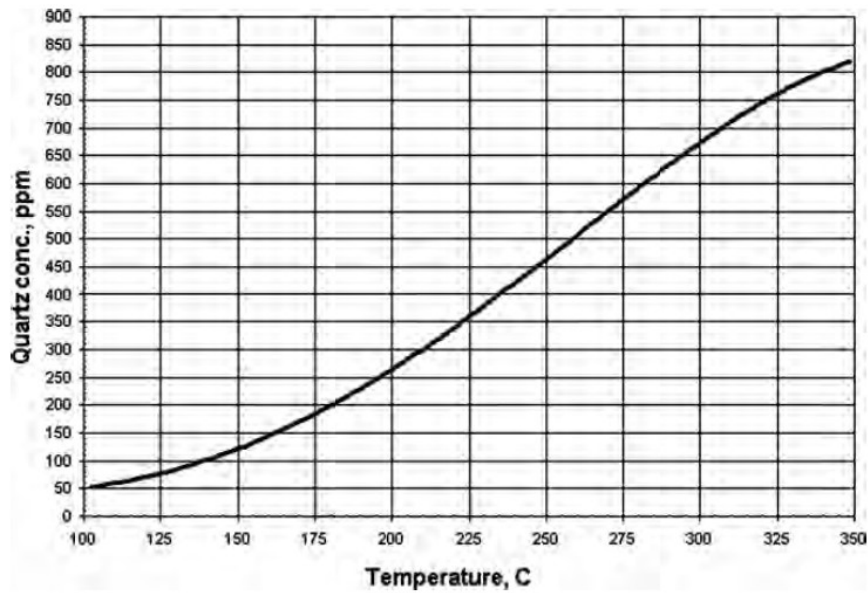
Selain dapat dilakukan dengan membaca diagram dalam Gambar 2.11, temperatur rekristalisasi dari *amorphous silica* dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut :

$$T_A[\text{oC}] = \frac{731}{452 - \log S_I} - 273,15 \quad (2.21)$$

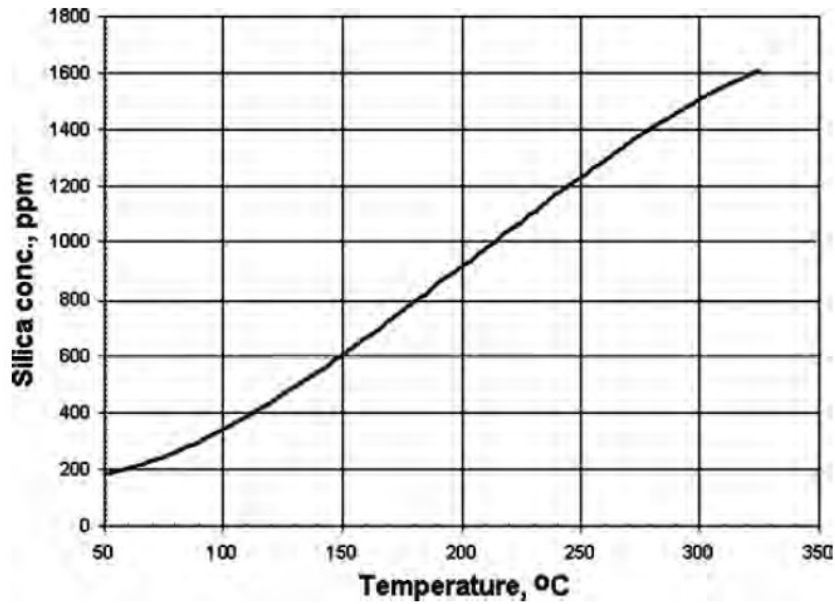
Dengan  $S$  = kelarutan silika [ppm]

Ada diagram lain yang dapat digunakan untuk menentukan temperatur rekristalisasi dari silika. Gambar 2.12 menunjukkan kandungan *quartz* (garis E di

Gambar 2.11) terhadap temperatur, sedangkan Gambar 2.13 menunjukkan kandungan *amorphous silica* (garis A di Gambar 2.11) terhadap temperatur. Dalam menentukan temperatur rekristalisasi fluida pada temperatur rendah digunakan Gambar 2.13.



Gambar 2.12 Kandungan silika dalam bentuk *quartz* terhadap temperatur [5]



Gambar 2.13 Kelarutan *amorphous silica* terhadap temperatur [5]

Selain dengan cara membaca diagram seperti yang tertera dalam Gambar 2.11 dan Gambar 2.13, temperatur rekristalisasi dari silika dapat diketahui dengan menggunakan metode SSI (*Silica Scaling Index*). SSI adalah perbandingan antara konsentrasi silika yang terlarut dalam *brine* dengan kelarutan *amorphous silica*. Jika nilai dari SSI > 1 maka akan terjadi potensi terbentuknya silika, dan sebaliknya apabila nilai SSI < 1 maka tidak terjadi potensi terbentuknya silika. Persamaan berikut dapat digunakan untuk mencari nilai SSI [7].

$$SSI = \frac{S_1}{S} \quad (2.22)$$

$$\log S' = -6,116 + 0,01625T - 1,758 \times 10^{-5}T^2 + 5,257 \times 10^{-9}T^3 \quad (2.23)$$

Dengan  $S_1$  = konsentrasi silika dalam *brine* [ppm]

T = temperatur *brine* keluar [K]

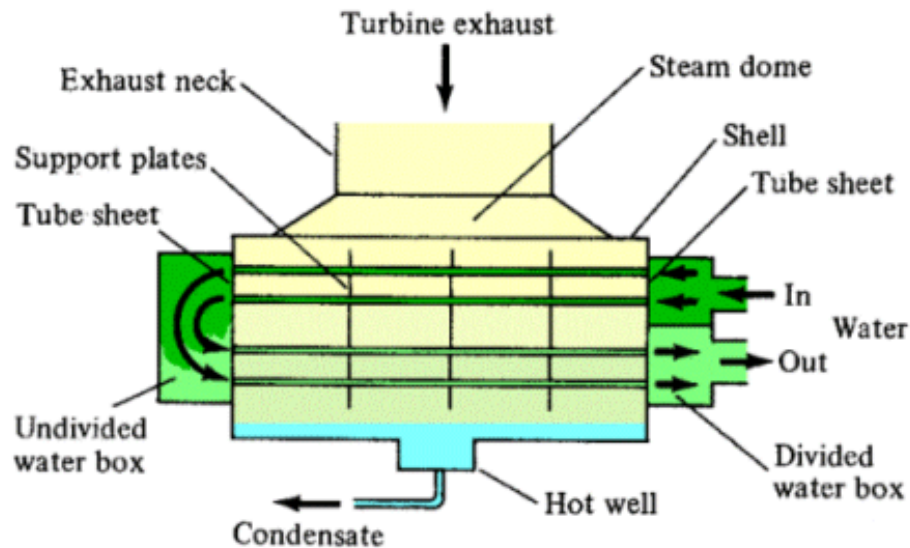
S = kelarutan silika, harus dikalikan dengan 58400 untuk mendapatkan satuan ppm.

## 2.7 Teori Kondensor

*Surface condenser* merupakan tipe yang sering digunakan dalam industri pembangkit listrik. Sebenarnya kondensor dengan tipe ini merupakan penukar panas dengan tipe *shell and tube*, dimana mekanisme pertukaran panas yang utama adalah proses kondensasi uap jenuh di bagian luar pipa dan proses pemanasan konveksi paksa dari air pendingin di bagian dalam pipa. Gambar 2.14 menunjukkan contoh kondensor tipe *surface* dengan dua buah laluan (*two pass surface condenser*).

Prinsip kerja *surface condenser* seperti tampak pada Gambar 2.14 adalah sebagai berikut, uap masuk ke dalam sisi *shell* kondensor melalui *steam inlet connection* pada bagian atas kondensor. Steam kemudian bersinggungan dengan *tube* kondensor yang bertemperatur rendah sehingga temperatur uap turun dan terkondensasi, menghasilkan kondensat yang terkumpul pada *hotwell*. Temperatur rendah pada *tube* dijaga dengan cara mensirkulasikan air yang menyerap kalor dari uap pada proses kondensasi. Kalor yang dimaksud disini disebut kalor laten penguapan dan terkadang disebut juga kalor kondensasi (*heat of condensation*)

dalam lingkup bahasan kondensor. Kondensat yang terkumpul di *hotwell* kemudian dipindahkan dari kondensor dengan menggunakan pompa kondensat.



Gambar 2.14 Kondensor dengan dua laluan [8]

Ketika meninggalkan kondensor, hampir keseluruhan uap telah terkondensasi kecuali bagian yang jenuh dari udara yang ada di dalam sistem. Udara yang ada di dalam sistem secara umum timbul akibat adanya kebocoran pada perpipaan, *shaft seal*, katup-katup, dan sebagainya. Udara ini masuk ke dalam kondensor bersama dengan uap. Udara dijenuhkan oleh uap air, kemudian melewati *air cooling section* dimana campuran antara uap dan udara didinginkan untuk selanjutnya dibuang dari kondensor dengan menggunakan *air ejectors* yang berfungsi untuk mempertahankan tekanan *vacuum* di kondensor. Untuk menghilangkan udara yang terlarut dalam kondensat akibat adanya udara di kondensor, dilakukan proses deaerasi. Deaerasi dilakukan di kondensor dengan memanaskan kondensat dengan uap agar udara yang terlarut pada kondensat akan menguap. Udara kemudian ditarik ke *air cooling section* dengan memanfaatkan tekanan rendah yang terjadi pada *air cooling section*. *Air ejector* kemudian akan memindahkan udara dari sistem.

Kondensor didesain dengan satu, dua, atau empat laluan. Jumlah dari laluan ditentukan dari ukuran dan efektivitas dari sebuah kondensor. Kondensor

dengan empat laluan jarang digunakan dalam industri pembangkit listrik. Kondensor dengan satu laluan adalah tipe kondensor dimana air pendingin mengalir di dalam kondensor sebanyak satu kali saja. Sedangkan dalam kondensor dengan dua laluan, air pendingin mengalir melalui kondensor sebanyak dua kali, masuk dari *water box* yang terbagi (*divided water box*) dan berputar arah di *water box* yang tidak terbagi (*undivided water box*) kemudian keluar dari *water box* yang tidak terbagi.

Kondensor satu laluan dengan jumlah dan ukuran pipa yang sama membutuhkan dua kali jumlah aliran air dari kondensor dengan dua laluan, tetapi hanya membutuhkan setengah kali kenaikan temperatur air sehingga dapat mengurangi tekanan di kondensor. Sehingga, kondensor dengan satu laluan memberikan hasil yang baik dalam efisiensi termal dan mengurangi polusi termal, akan tetapi membutuhkan jumlah air dua kali lebih banyak.

### 2.7.1 Perhitungan dalam *Surface Condenser*

Metode yang dapat digunakan untuk menentukan jumlah pipa dan jumlah area perpindahan panas yang dibutuhkan adalah dengan menggunakan metode yang diperkenalkan oleh *Heat Exchange Institute Standards for Steam Surface Condensers*, yakni dengan menggunakan persamaan perpindahan panas seperti berikut.

$$Q = U A \Delta T_m \quad (2.24)$$

Dengan,  $Q$  = beban kalor di kondensor, Btu/h atau J/s

$U$  = koefisien keseluruhan perpindahan panas kondensor, berdasarkan luas permukaan pipa bagian luar, Btu/(h . ft<sup>2</sup> . °F) atau J/(s . m<sup>2</sup> . K) atau W/(m<sup>2</sup> . K)

$A$  = jumlah luas permukaan pipa bagian luar, ft<sup>2</sup> atau m<sup>2</sup>

$\Delta T_m$  = *log mean temperature difference* di kondensor, °F atau °C

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_o)} \quad (2.25)$$

Dengan,  $\Delta T_i$  = perbedaan antara temperatur uap jenuh dengan temperatur air pendingin yang masuk kondensor

$\Delta T_o$  = perbedaan antara temperatur uap jenuh dengan temperatur air pendingin yang keluar kondensor, disebut juga dengan TTD, *terminal temperature difference*

$$U = C_1 C_2 C_3 C_4 \sqrt{V} \quad (2.26)$$

Dengan,  $C_1$  = konstanta berdasarkan diameter luar pipa

$C_2$  = faktor koreksi tak berdimensi untuk temperatur masuk air pendingin

$C_3$  = faktor koreksi tak berdimensi untuk material pipa

$C_4$  = faktor koreksi tak berdimensi Puntuk kebersihan pipa

$V$  = kecepatan fluida (m/s)

Nilai dari konstanta-konstanta dalam persamaan di atas berdasar pada Tabel 2.2.

Tabel 2.2 Konstanta dalam persamaan 2.26 [8]

| Tube outer diameter, in                                | 3/4   | 7/8                       | 1.0                         |                              |             |      |      |      |      |      |
|--|---|---------------------------|-----------------------------|------------------------------|-------------|------|------|------|------|------|
| $C_1$ [V in ft/s, U in Btu/(h · ft <sup>2</sup> · °F)] | 270   | 263                       | 251                         |                              |             |      |      |      |      |      |
| $C_1$ [V in m/s, U in W/(m <sup>2</sup> · K)]          | 2777  | 2705                      | 2582                        |                              |             |      |      |      |      |      |
| Water temperature, °F                                  | 35  | 40                        | 45                          | 50                           | 55          | 60   | 70   | 80   | 90   | 100  |
| $C_2$  | 0.57  | 0.64                      | 0.72                        | 0.79                         | 0.86        | 0.92 | 1.00 | 1.04 | 1.08 | 1.10 |
| Tube material  | 304 stainless steel   | Admiralty, arsenic-copper | Aluminum-brass, Muntz metal | Aluminum-bronze, 90-10 Cu-Ni | 70-30 Cu-Ni |      |      |      |      |      |
| $C_3$  | 18 gauge  | 0.58                      | 1.00                        | 0.96                         | 0.90        | 0.83 |      |      |      |      |
|  | 17 gauge  | 0.56                      | 0.98                        | 0.94                         | 0.87        | 0.80 |      |      |      |      |
|  | 16 gauge  | 0.54                      | 0.96                        | 0.91                         | 0.84        | 0.76 |      |      |      |      |
| $C_4$  | 0.85 for clean tubes, less for algae covered or sludged tubes |                           |                             |                              |             |      |      |      |      |      |

Dengan menyelesaikan persamaan-persamaan di atas, jumlah pipa yang dibutuhkan dapat ditentukan. Sedangkan untuk dapat menentukan daya pompa yang digunakan, diperlukan data mengenai laju aliran massa dari air pendingin dan penurunan tekanan (*pressure drop*).

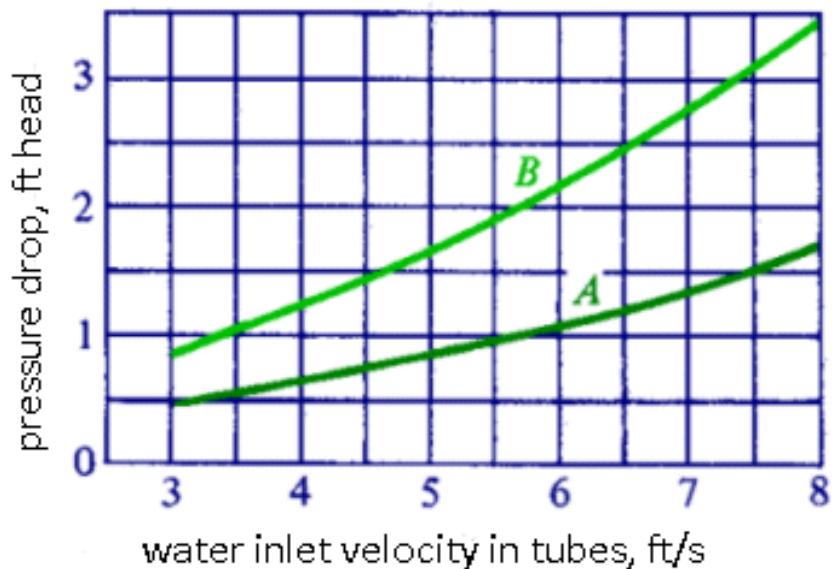
Laju massa air pendingin dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan di bawah ini :

$$\dot{m}_w = \frac{Q}{c_p (T_2 - T_1)} \quad (2.27)$$

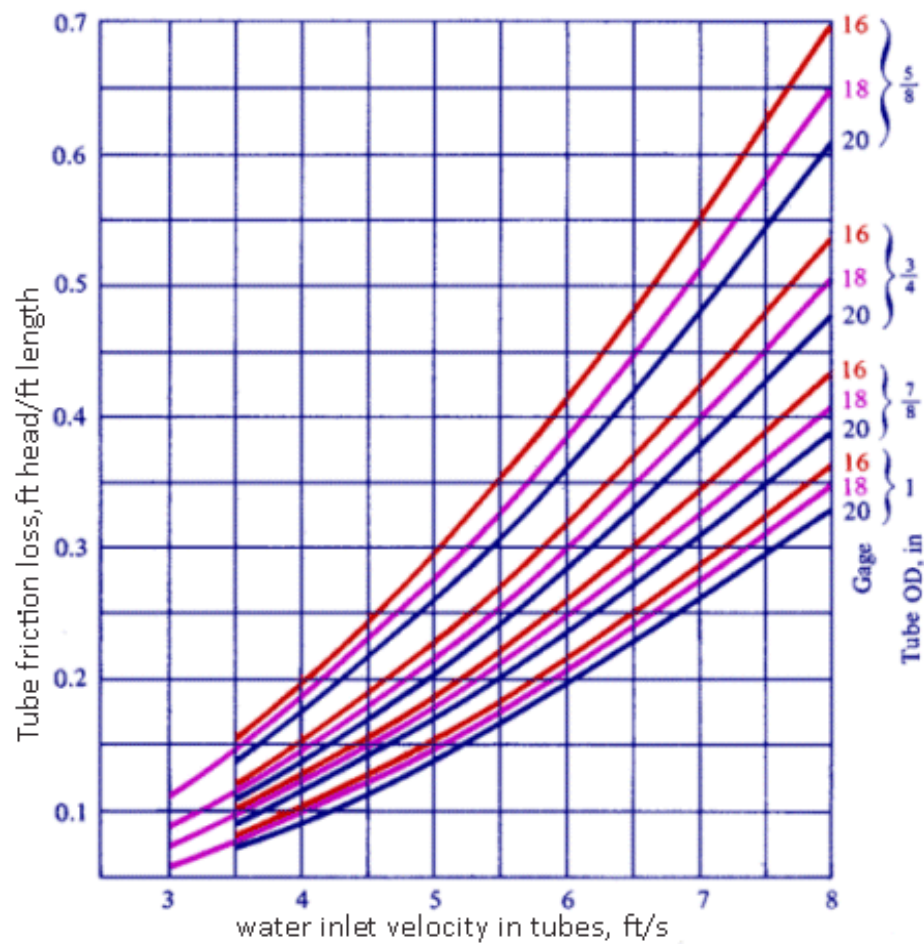
dengan  $C_p$  adalah kalor spesifik dari air dan  $T_1$  dan  $T_2$  merupakan temperatur dari air yang masuk dan keluar.

Penurunan tekanan yang terjadi dalam kondensor terdiri dari dua, yakni penurunan tekanan yang terjadi di *water boxes* dan penurunan tekanan yang terjadi karena gesekan dalam pipa. Hal ini tergantung dari banyak faktor, misalnya ukuran dari *water boxes*, ukuran pipa yang digunakan, dan lain sebagainya. *The Heat Exchange Institute* merekomendasikan nilai yang diberikan pada Gambar 2.15 dan 2.16. Penurunan tekanan diberikan dalam bentuk *head H*, dan dapat dihubungkan dengan *pressure loss ΔP* dengan persamaan di bawah ini.

$$\Delta P = \rho H \frac{g}{g_c} \quad (2.28)$$



Gambar 2.15 Penurunan tekanan di *water boxes*, (a) satu laluan, (b) dua laluan [8]



Gambar 2.16 Penurunan tekanan di dalam pipa [8]

## 2.8 Teori Menara Pendingin

Menara pendingin yang digunakan dalam Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi adalah menara pendingin dengan jenis *wet cooling towers*. Menara pendingin jenis ini membuang panas yang dihasilkan oleh pembangkit dengan tiga mekanisme : pertama adalah dengan penambahan panas ke dalam udara, kedua dengan penguapan dari air resirkulasi itu sendiri, dan ketiga ,apabila beroperasi dalam *open mode*, adalah dengan penambahan panas ke dalam air sebagai hasil dari *Terminal Temperature Difference (TTD)*.

*Wet cooling towers* memiliki sistem distribusi air panas dengan menggunakan semacam *shower* atau *sprays*. Air yang berasal dari *sprays* tersebut

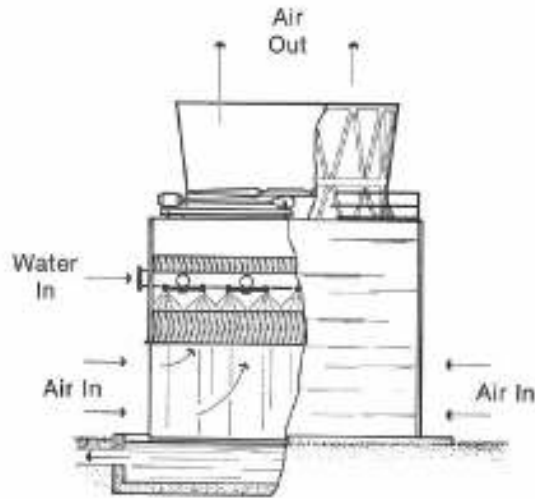
akan melewati bagian dari menara pendingin yang berbentuk batang horisontal yang disebut dengan *packing* atau *fill*. *Fill* ini akan mencampur air yang jatuh dari *spray* dengan udara yang diambil dari lingkungan. Air akan melewati *fill* yang satu dengan yang lain dengan bantuan gaya gravitasi. Pertemuan antara air panas dengan udara akan membuat proses evaporasi terjadi, dan akibatnya temperatur air akan turun. Air yang sudah menjadi dingin tersebut akan dikumpulkan di dalam wadah di bagian bawah menara pendingin untuk kemudian dipompa kembali ke dalam kondensor atau diinjeksikan kembali ke dalam bumi. Sementara itu, udara yang temperaturnya naik akan keluar melalui bagian atas menara.

### **2.8.1 Klasifikasi Wet Cooling Towers**

*Wet cooling tower* terdiri dari dua jenis, *mechanical-draft cooling towers* dan *natural draft cooling towers*. Perbedaan antara keduanya adalah pada penggunaan kipas sebagai alat bantu sirkulasi udara di dalam menara pendingin.

#### **2.8.1.1 Mechanical-Draft Cooling Towers**

Menara pendingin dengan jenis *mechanical-draft cooling tower* menggunakan kipas untuk membantu sirkulasi udara. Kipas yang digunakan terdiri dari dua jenis. Yang pertama adalah *forced-draft type*, dimana kipas yang digunakan dipasang di bagian bawah dari menara pendingin. Secara teoritis, kipas jenis ini lebih banyak digunakan karena beroperasi dalam udara yang dingin sehingga daya yang digunakan lebih kecil. Akan tetapi, kipas jenis ini memiliki beberapa kekurangan diantaranya adalah masalah distribusi udara, kebocoran, resirkulasi udara panas yang dapat kembali ke dalam menara, dan masalah kebekuan saat beroperasi dalam musim salju [9]. Gambar 2.17 menunjukkan contoh dari menara pendingin dengan jenis *mechanical draft*.



Gambar 2.17 *Mechanical draft cooling tower* [9]

Karena itu, banyak industri pembangkit yang menggunakan jenis *induced-draft type*. Kipas jenis ini diletakkan di bagian atas dari menara pendingin, sehingga kipas akan berguna untuk membuang udara panas dan lembab keluar dari menara pendingin.

Keuntungan utama dari *mechanical-draft cooling towers* adalah dapat memenuhi kebutuhan aliran udara yang diperlukan dalam variasi beban kalor dan dalam kondisi iklim apapun dan biaya konstruksi rendah. Sedangkan kekurangannya adalah konsumsi daya yang tinggi, biaya perawatan, dan suara yang dihasilkan.

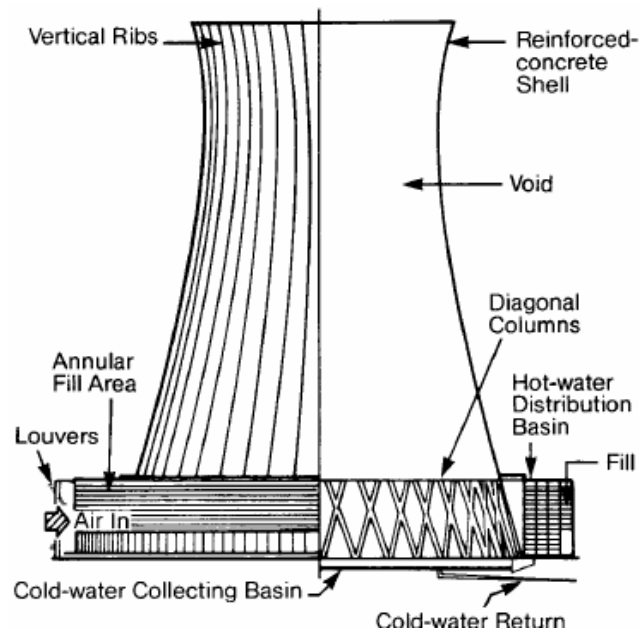
### 2.8.1.2 *Natural Draft Cooling Towers*

Menara pendingin dengan jenis *natural draft cooling towers* hanya mengandalkan aliran udara yang disebabkan oleh perbedaan massa jenis antara udara dingin luar dengan udara lembab panas yang berada di dalam menara. Gambar 2.15 menunjukkan contoh dari menara pendingin dengan jenis *natural draft*.

Driving pressure,  $\Delta P_d$  diberikan dalam persamaan berikut.

$$\Delta P_d = (\rho_o - \rho_i)H \frac{g}{g_c} \quad (2.29)$$

dengan,  $\rho_o$  = massa jenis dari udara luar,  $\text{lbm/ft}^3$  atau  $\text{kg/m}^3$   
 $\rho_i$  = massa jenis dari udara dalam, di luar *fill*,  $\text{lbm/ft}^3$  atau  $\text{kg/m}^3$   
 $H$  = tinggi dari menara di atas *fill*, ft atau m  
 $g$  = percepatan gravitasi,  $\text{ft/s}^2$  atau  $\text{m/s}^2$   
 $g_c$  = faktor konversi =  $32.2 \text{ lbm} \cdot \text{ft}/(\text{lbf} \cdot \text{s}^2)$  atau  $1 \text{ kg} \cdot \text{m}/(\text{N} \cdot \text{s}^2)$



Gambar 2.18 *Natural draft cooling tower* [10]

### 2.8.2 Perhitungan pada Wet Cooling Towers

Perhitungan pada *wet cooling tower* menggunakan analisis keseimbangan massa dan energi. Ada tiga fluida yang masuk dan keluar dari menara pendingin, yakni air pendingin, udara kering, dan uap air yang terkandung di dalamnya.

Analisis keseimbangan energi pada menara pendingin memberikan persamaan berikut (untuk satu unit massa udara kering).

$$h_{a1} + \omega_1 h_{v1} + W_A h_{wa} = h_{a2} + \omega_2 h_{v2} + W_B h_{wb} \quad (2.30)$$

dengan,  $h_{a1}$  = entalpi dari udara kering, Btu/lbm atau J/kg  
 $\omega$  = massa dari uap air per unit massa udara kering, lbm/lbm atau kg/kg  
= kelembaban absolut  
 $h_v$  = entalpi dari uap air, Btu/lbm atau J/kg  
 $W$  = massa dari air pendingin per unit massa udara kering, lbm/lbm atau kg/kg  
 $h_w$  = entalpi dari air pendingin, Btu/lbm atau J/kg

Angka 1 dan 2 menunjukkan udara masuk dan keluar, sedangkan huruf A dan B menunjukkan air pendingin masuk dan keluar.

Dengan beberapa asumsi dan pendekatan, Persamaan 2.30 dapat didekati dengan persamaan sederhana berikut.

$$h_{a2} - h_{a1} = C_p (T_2 - T_1) \quad (2.31)$$

dengan,  $C_p$  = 0,24 Btu/(lbm . °F)  
 $h_v$  =  $h_g$  dari tabel uap  
 $h_w$  =  $h_f$  dari tabel uap

Analisis keseimbangan massa pada menara pendingin memberikan persamaan berikut.

$$\omega_2 - \omega_1 = W_A - W_B \quad (2.32)$$

Oleh karena itu, Persamaan 2.30 dapat ditulis dalam bentuk persamaan berikut ini.

$$\omega_1 h_{g1} + W_A h_{fA} = C_p (T_2 - T_1) + \omega_2 h_{g2} + [W_A - (\omega_2 - \omega_1)] h_{fB} \quad (2.33)$$

Setelah melakukan analisis keseimbangan energi dan massa, ada beberapa persamaan yang digunakan dalam menentukan dimensi dari menara pendingin. Untuk mengetahui temperatur udara yang keluar dari menara pendingin adalah dengan mencari terlebih dahulu entalpi dari udara yang keluar menara pendingin.

Persamaan yang digunakan adalah,

$$ha_2 = ha_1 + \left(\frac{L}{G} \times range\right) \quad (2.34)$$

Dengan,  $ha_2$  = entalpi dari udara keluar, Btu/lbm atau J/kg  
 $ha_1$  = entalpi dari udara masuk, Btu/lbm atau J/kg  
 $L/G$  = perbandingan antara laju massa air pendingin dengan udara yang dibutuhkan  
 $Range$  = perbedaan temperatur antara air pendingin masuk dengan keluar.

Kemudian persamaan yang digunakan untuk mencari tinggi dari menara adalah dengan menggunakan persamaan,

$$\frac{K_a V}{L} = 0,07 + \left(\frac{L}{G}\right)^{-\eta} \times N \times \Phi \quad (2.35)$$

Dengan,  $N$  = tinggi menara, ft atau m  
 $\eta, \Phi$  = koefisien dari jenis *fill* yang dipilih  
 $K_a V/L$  = NTU

Menara pendingin dengan jenis *forced draft* menggunakan pompa untuk menjaga suplai udara yang masuk ke dalam menara pendingin. Daya kipas dapat dihitung dengan terlebih dahulu mengetahui penurunan tekanan yang terjadi. Persamaan yang digunakan untuk menghitung penurunan tekanan yang terjadi adalah,

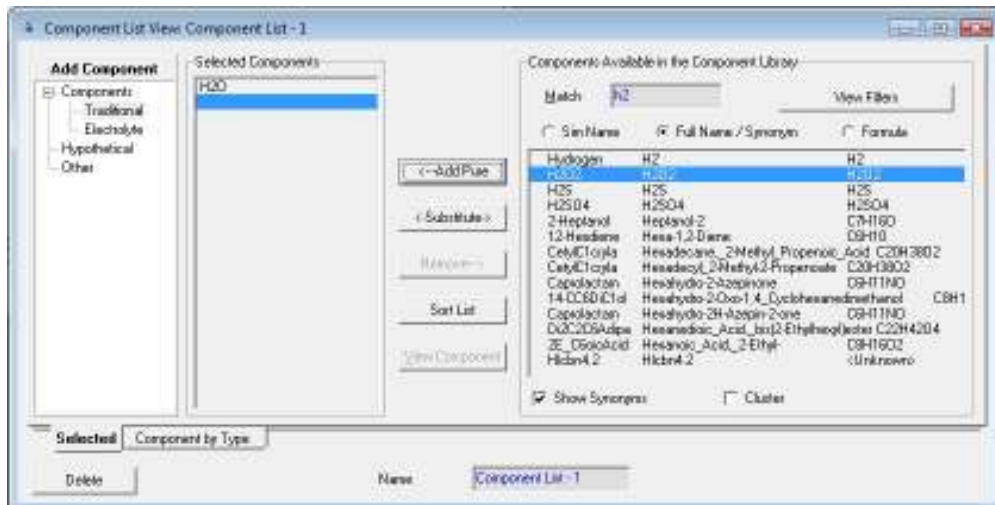
$$\Delta P = N \left( B G^2 \frac{0,0675}{\rho_a} + C L_w (G_{eq})^2 \frac{0,0675}{\rho_a} \sqrt{mean\ free\ fall} \right) \quad (2.36)$$

Dengan  $\Delta P$  = penurunan tekanan, bar atau kPa  
 $N$  = jumlah *fill* yang diperlukan  
 $B, C$  = konstanta  
 $G$  = *air loading*, lb/h.ft<sup>2</sup>  
 $\rho_a$  = massa jenis udara kering, lb/ft<sup>3</sup>  
 $L_w$  = laju massa air pendingin, lb/h.ft<sup>2</sup>  
 $G_{eq}$  = laju massa udara ekivalen, lb/h.ft<sup>2</sup>

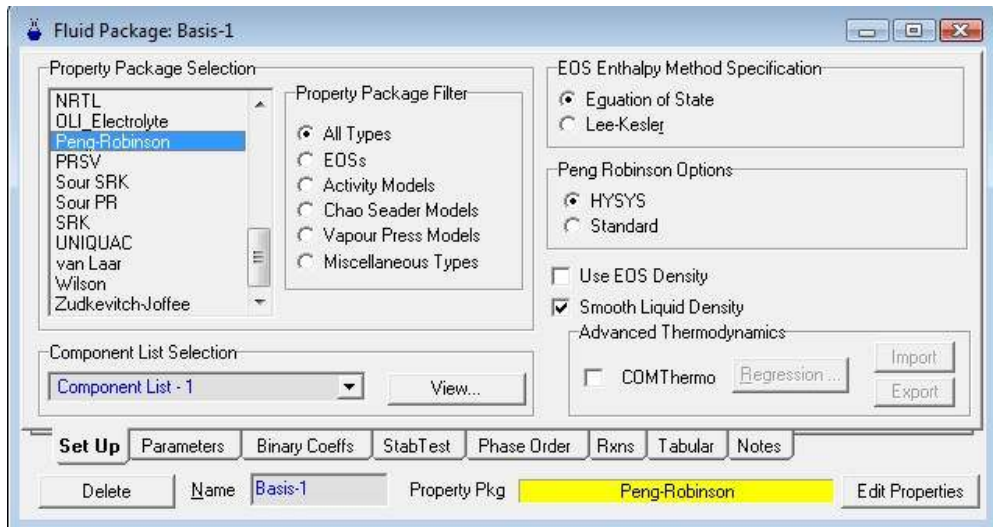
## 2.9 Perangkat Lunak HYSYS

HYSYS merupakan sebuah program yang dapat digunakan untuk simulasi proses baik secara statik maupun dinamik. Perbedaan antara kedua proses tersebut adalah parameter operasi dalam proses statik hanya dapat digambarkan pada waktu tertentu, sedangkan pada proses dinamik perubahan parameter operasi dapat diamati pada tiap waktu.

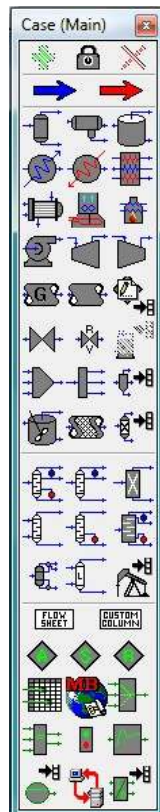
Cara kerja dari program HYSYS dapat dimulai dengan memilih jenis fluida dan persamaan tingkat keadaan yang akan digunakan, seperti tampak pada Gambar 2.19 dan Gambar 2.20. Setelah memilih dua hal tersebut, kita dapat memasukkan komponen-komponen yang diinginkan dengan melakukan *drag* gambar komponen tersebut dari *toolbox* yang tersedia, seperti yang tampak pada Gambar 2.21. Komponen-komponen tersebut harus dihubungkan dengan aliran yang satu dengan yang lain dan memberikan beberapa parameter operasi. Dengan berdasarkan ilmu termodinamika dan perpindahan panas, HYSYS akan menghasilkan keluaran beberapa parameter operasi yang belum diketahui.



Gambar 2.19 Pemilihan jenis fluida pada HYSYS



Gambar 2.20 Pemilihan jenis persamaan tingkat keadaan pada *HYSYS*

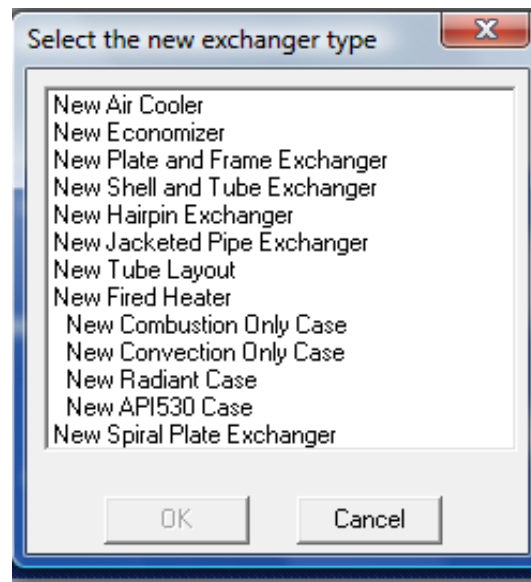


Gambar 2.21 Komponen-komponen yang terdapat pada *HYSYS*

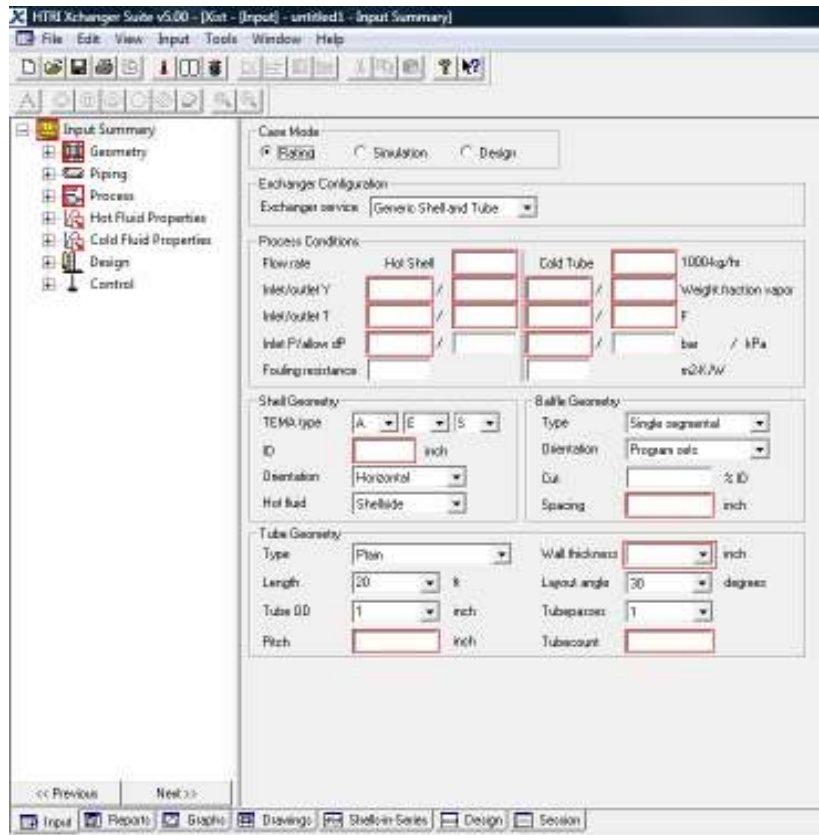
## 2.10 Perangkat Lunak *HTRI*

*HTRI* merupakan sebuah perangkat lunak yang dapat digunakan untuk merancang sebuah penukar panas. Dengan memasukkan sejumlah data sebagai masukan, *HTRI* dapat menghasilkan keluaran berupa hasil desain sesuai dengan data masukan.

Langkah pertama yang harus dilakukan adalah memilih jenis penukar panas yang akan dirancang, seperti tampak dalam Gambar 2.22. Dengan memilih jenis kasus yang diinginkan dan memasukkan sejumlah data (seperti tampak pada Gambar 2.23), akan dihasilkan keluaran berupa desain yang sesuai dengan data masukan. *HTRI* akan dapat menghasilkan sebuah keluaran apabila data yang dimasukkan sudah cukup, apabila belum maka proses perancangan tidak dapat dilanjutkan. Apabila semua data sudah terpenuhi, *HTRI* secara otomatis akan mengeluarkan hasil berupa laporan, seperti yang tampak pada Gambar 2.24. Apabila hasil yang didapat tidak memuaskan, data masukan dapat diubah sehingga hasil desain yang didapat sesuai dengan yang diinginkan.



Gambar 2.22 Pemilihan jenis penukar panas yang akan dirancang



Gambar 2.23 Tampilan HTRI dalam proses input data

| HTRI   |                 | Output Summary               |                | Page 1                 |
|--|-----------------|------------------------------|----------------|------------------------|
| Xist E Ver. 5.00   |                 | 12/21/2009 18:20 SN: Friends |                | Run Failed Mario Units |
| Released to the following HTRI Member Company:<br>Mechanical engineering<br>Mario Aditya |                 |                              |                |                        |
| Design - Horizontal Single Pass TEMA AJ12S Shell With Single-Segmental Baffles           |                 |                              |                |                        |
| No Data Check Messages.  |                 |                              |                |                        |
| No Runtime Messages.   |                 |                              |                |                        |
| Process Conditions   |                 | Hot Shellside                |                | Cold Tubeside          |
| Fluid name   |                 | Steam                        |                | Cooling                |
| Flow rate (1000-kg/hr)   |                 | 178.700                      |                | 6258.00                |
| Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)   | 0.880           | 0.000                        | 0.000          | 0.000                  |
| Inlet/Outlet T (Deg F)   |                 |                              | 90.00          | 115.00                 |
| Inlet P/Avg (bar)  | 0.200           |                              | 0.000          |                        |
| dP/Allow. (bar)  |                 |                              |                |                        |
| Fouling (m2-K/W)   |                 | 0.000200                     |                | 0.000300               |
| Exchanger Performance  |                 |                              |                |                        |
| Shell h (W/m2-K)   |                 | Actual U                     | (W/m2-K)       |                        |
| Tube h (W/m2-K)  |                 | Required U                   | (W/m2-K)       |                        |
| Hot regime (-)   |                 | Duty                         | (MM Btu/hr)    |                        |
| Cold regime (-)  | Sens. Liquid    | Area                         | (ft2)          |                        |
| EMTD (Deg F)   |                 | Overdesign                   | (%)            |                        |
| Shell Geometry   |                 | Baffle Geometry              |                |                        |
| TEMA type (-)  | AJ12S           | Baffle type (-)              | Single-Seg.    |                        |
| Shell ID (inch)  |                 | Baffle cut (Pct Dia.)        | 25.00          |                        |
| Series (-)   | 1               | Baffle orientation (-)       |                |                        |
| Parallel (-)   | 1               | Central spacing (inch)       |                |                        |
| Orientation (deg)  |                 | Crosspasses (-)              |                |                        |
| Tube Geometry  |                 | Nozzles                      |                |                        |
| Tube type (-)  | Plain           | Shell inlet (inch)           |                |                        |
| Tube OD (inch)   | 0.8750          | Shell outlet (inch)          |                |                        |
| Length (ft)  |                 | Inlet height (inch)          |                |                        |
| Pitch ratio (-)  | 1.2500          | Outlet height (inch)         |                |                        |
| Layout (deg)   | 30              | Tube inlet (inch)            |                |                        |
| Tube count (-)   |                 | Tube outlet (inch)           |                |                        |
| Tube Pass (-)  | 1               |                              |                |                        |
| Thermal Resistance, %  | Velocities, m/s |                              | Flow Fractions |                        |
| Shell  | Shellside       |                              | A              |                        |
| Tube   | Tubeside        |                              | B              |                        |
| Fouling  | Crossflow       |                              | C              |                        |
| Metal  | Window          |                              | E              |                        |
|  |                 |                              | F              |                        |

C:\HTRI\DasFiles\New Folder\terkiripile.htri

Gambar 2.24 Contoh hasil laporan desain pada HTRI