

## EVALUASI DESAIN TERMAL PEMBANGKIT UAP PWR DENGAN DIAGRAM T-H

Suroso

Pusat Teknologi Reaktor Keselamatan Nuklir - BATAN  
Kawasan PUSPIPTEK Gd. 80, Serpong, Tangerang Selatan, 15310  
Email: suroso@batan.go.id

### ABSTRAK

**EVALUASI DESAIN TERMAL PEMBANGKIT UAP PWR DENGAN DIAGRAM T-H.** PLTN tipe PWR memanfaatkan prinsip desain sistem siklus tertutup. Hal ini berarti bahwa pendingin dalam siklus reaktor dipisahkan dari siklus turbin-generator. Tetapi air pendingin bertemperatur tinggi dari reaktor harus mampu membentuk uap untuk turbin-generator. Evaluasi desain termal pembangkit uap PLTN tipe PWR merupakan salah satu upaya untuk menjadi bagian dari Technical Supporting Organization (TSO) untuk mendukung pengoperasian PLTN di Indonesia dan mempersiapkan kemampuan SDM dalam penguasaan teknologi nuklir. Pengoperasian reaktor nuklir, memerlukan pula pemahaman tentang desain dari komponen utama peralatan yang dioperasikan, agar dapat beroperasi dengan selamat. Kemampuan desain komponen utama PLTN harus dikuasai termasuk pembangkit uap yang berfungsi membangkitkan uap. Metoda untuk mengevaluasi desain yang dapat diaplikasikan dalam perhitungan di antaranya adalah diagram temperature-enthalpy (diagram T-H). Metoda diagram T-H adalah metoda LMTD yang diterapkan pada segmen-segmen atau zona sepanjang pembangkit uap, dengan demikian sifa fisika yang dipergunakan adalah sifat fisika pada temperatur rata-rata pada setiap zona, sehingga memberikan ketelitian dalam pengambilan harga sifat fisika. Evaluasi dilakukan untuk mendapatkan; distribusi temperatur dan entalpi sepanjang pembangkit uap, nilai koefisien perpindahan panas, luas permukaan perpindahan panas, panjang pipa, dan nilai turun tekanan. Perhitungan dilakukan dengan mengacu pada standar TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Hasil perhitungan telah didapatkan distribusi entalpi dan temperatur sepanjang pipa U untuk sisi hot leg dan cold leg yang dilakukan dengan iterasi dan trial and error Hasil perhitungan yang diperoleh pada setiap zona ini digunakan untuk menghitung besarnya panas yang dipindahkan, koefisien perpindahan panas, luas permukaan perpindahan panas, panjang pipa dan nilai turun tekanan. Kemudian hasil ini diakumulasikan untuk mendapatkan nilai-nilai tersebut sepanjang pipa dan selongsong dan dibandingkan dengan kondisi desain. Perbedaan luas permukaan perpindahan panas dan panjang pipa hasil perhitungan terhadap kondisi desain masing-masing lebih besar 0,28 %, dan 1,6 %. Hasil evaluasi desain termal dengan menggunakan metoda diagram T-H tersebut menunjukkan perbedaan relatif kecil, sehingga dapat digunakan untuk memverifikasi desain termal pembangkit uap PWR daya 1000 MWe jika Indonesia menetapkan PLTN pertama yang akan dibangun tipe PWR.

Kata kunci : evaluasi, desain termal, penerapan technical support organization

### ABSTRACT

**THERMAL DESIGN EVALUATION OF PWR STEAM GENERATOR WITH TH DIAGRAMS.** PWR type NPP uses the design principle of closed cycle system. It's mean that the cooling material in the reactor cycle is separated of from generator turbine cycle. In the other hand, high-temperature cooling water from reactor should be able to boil water for generator turbine. Thermal design evaluation of PWR type NPP is a part of Technical Supporting Organization (TSO) tools to support the NPP operation in Indonesia, as well as to prepare the competence of human resources in nuclear tecnology. It is also necessary to have a good understanding about the design of main component in order to operate nuclear reactor safely. NPP components prior design capability must understand include steam generator Methods for evaluating the design may be applied in the calculation of which is a diagram of temperature-enthalpy (TH diagram). T-H diagram method is applied to the LMTD method, the segments or zones along the steam generator, thus physical properties used are properties of physics in the average temperatures in each zone, thus providing accuracy in making the price of physical properties. The evaluation was done to obtain; distribution of temperature and enthalpy along the steam generator, heat transfer coefficient, heat transfer surface area, the length of the pipe, and pressure drop values. The calculation is performed by referring to the standard TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).The result has been obtained calculating the enthalpy and temperature distribution along the pipe to the hot leg of the U and the cold leg is done with iterations and trial and error analysis result in each zone were used to calculate the amount of heat transferred, the coefficient of heat transfer, heat transfer surface area , the length of pipes and pressure drop values. Then the result is accumulated to obtain these values along the pipe and sleeve and compared to design conditions.

*Differences in heat transfer surface area and length of pipe design calculations for each condition is greater 0.28%, and 1.7%. Results of evaluation of thermal design using the TH diagram method showed relatively small differences, which can be used to verify the thermal design of the steam generator of PWR 1000 MWe if Indonesia's first nuclear power plant set to be built PWR type.*

*Keywords: evaluation, thermal design, implementation technical support organization*

## PENDAHULUAN

Pembangkit listrik tenaga nuklir (PLTN) jenis *pressurized water reactor* (PWR) paling banyak digunakan dibandingkan jenis-jenis lainnya, baik yang telah beroperasi, dalam pembangunan maupun masih dalam perencanaan. Indonesia merencanakan membangun PLTN pertama jenis PWR daya 1000 MWe. Pembangkit uap (*steam generator*) merupakan komponen utama dari PLTN yang berfungsi untuk membangkitkan uap. Uap tersebut kemudian digunakan untuk menggerakkan turbin dan gerakan dari turbin digunakan untuk memutar generator dan menghasilkan listrik.

Masing-masing siklus sistem pendingin reaktor terdiri dari sebuah pembangkit uap yang terpasang secara vertikal. Pembangkit uap ini dapat bertipe *once-through steam generator* atau *U-Tube steam generator*. Jenis *U tube steam generators*, terdiri dari dua bagian yang tergabung dengan satu bagian evaporator dan satu bagian *steam drum*. Bagian evaporator terdiri dari alat penukar panas (*U-tube heat exchanger*), sementara bagian *steam drum* menyimpan peralatan pemisah kelembaban. Bagian *steam drum* terletak pada bagian atas dari pembangkit uap.

Evaluasi desain termal pembangkit uap PLTN tipe PWR merupakan salah satu upaya untuk menjadi bagian dari penerapan *Technical Supporting Organization* (TSO) untuk mendukung pengoperasian PLTN di Indonesia dan mempersiapkan kemampuan SDM dalam penguasaan teknologi nuklir. Pengoperasian reaktor nuklir, memerlukan pula pemahaman tentang desain dari komponen-komponen utama peralatan yang dioperasikan, agar dapat beroperasi dengan selamat. Kemampuan desain komponen utama PLTN harus dikuasai termasuk pembangkit uap yang berfungsi membangkitkan uap. Metoda untuk mengevaluasi desain yang dapat diaplikasikan dalam perhitungan adalah metoda *Log Mean Temperature Difference* (LMTD), *effectivity - number transfer unit*, dan diagram *temperature-enthalpy* (diagram T-H).

Sifat-sifat fluida yang diperlukan pada desain alat penukar kalor adalah massa jenis, viskositas, konduktivitas panas dan korelasi temperatur-entalpi. Pada korelasi yang digunakan untuk memprediksi koefisien perpindahan panas, biasanya sifat-sifat fisika tersebut ditentukan pada temperatur rata-rata masing-masing aliran. Hal ini dianggap teliti bila temperaturnya cukup kecil,

tetapi bila temperaturnya besar, maka dapat memberikan kesalahan yang signifikan. Dalam kasus seperti ini maka metoda diagram T-H dapat dipergunakan. Metoda diagram T-H adalah metoda LMTD yang diterapkan pada segmen-segmen atau zona sepanjang pembangkit uap,<sup>[1]</sup> dengan demikian sifat fisika yang dipergunakan adalah sifat fisika pada temperatur rata-rata pada setiap zona, sehingga memberikan ketelitian dalam pengambilan harga sifat fisika.

Pada PWR daya 1000 MWe dengan 4 pembangkit uap, aliran fluida *loop* primer sisi masuk dan ke luar masih dalam satu fase dengan perbedaan temperatur yang cukup besar, sedangkan aliran fluida *loop* sekunder sisi masuk berbentuk cair, dan sisi ke luar berbentuk uap dengan perbedaan temperatur yang cukup besar pula.<sup>[2]</sup> Mengingat temperatur operasional pembangkit uap PWR tersebut cukup besar, maka metoda yang relevan digunakan untuk mengevaluasi pembangkit uap adalah diagram *temperature-enthalpy*. Evaluasi dilakukan untuk mendapatkan ; distribusi temperatur dan enthalpi sepanjang pembangkit uap, nilai koefisien perpindahan panas, luas permukaan perpindahan panas, panjang pipa dan nilai turun tekanan. Penelitian ini merupakan kelanjutan dari penelitian sebelumnya yang di dalam evaluasinya menggunakan metode LMTD.<sup>[3]</sup> Proses perhitungan dilakukan dengan mengacu pada standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*).<sup>[4]</sup>

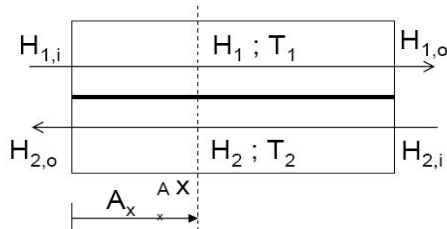
Diharapkan hasil penelitian dapat meningkatkan pemahaman dan kemampuan SDM Indonesia menguasai teknologi reaktor terutama dapat melakukan verifikasi desain dan mampu berperan sebagai TSO dalam mendukung beroperasinya PLTN di Indonesia.

## TEORI

### Metoda Diagram T-H

Metoda diagram T-H adalah metoda LMTD yang diterapkan pada segmen-segmen sepanjang pembangkit uap. Dengan demikian sifat fisika yang dipergunakan adalah sifat-fisika pada temperatur rata-rata pada setiap segmen, sehingga memberikan ketelitian dalam pengambilan harga sifat fisika. Besar kecilnya kesalahan sangat bergantung pada lebar segmen yang diambil pada perhitungan.

Bila diasumsikan bahwa laju aliran massa fluida panas dan dingin masing-masing adalah  $m_1$  dan  $m_2$  serta keempat entalpi jenis  $H_{1,i}$ ;  $H_{1,o}$ ;  $H_{2,i}$ ;  $H_{2,o}$  (atau temperatur  $T_{1,i}$ ;  $T_{2,o}$ ;  $T_{2,i}$  dan  $T_{2,o}$ ) telah diketahui maka kurva lintasan fluida panas dan fluida dingin sebagai fungsi entalpi dan temperatur jdapat dilukiskan seperti diberikan pada Gambar 1.



Gambar 1. Kurva lintasan fluida panas dan dingin sebagai fungsi entalpi dan temperatur<sup>[1]</sup>

Dari data sifat fisika fluida dingin, dapat digambarkan kurva  $T_2 = f(H_2)$  sepanjang pembangkit uap. Jika diasumsikan sebuah pembangkit uap dengan aliran berlawanan arah seperti Gambar 1 dari kesetimbangan energi termal sepanjang luasan  $A_x$  diperoleh hubungan :<sup>[1]</sup>

$$H_1 - H_{1,i} = (H_2 - H_{2,o}) \frac{m_2}{m_1} \quad (1)$$

Dengan  $H_1$  dan  $H_2$  adalah entalpi jenis fluida panas dan dingin pada suatu titik di pembangkit uap. Formula tersebut memungkinkan untuk memperoleh variasi entalpi fluida panas sebagai fungsi variasi entalpi fluida dingin,  $H_1 = f(H_2)$ . Secara termodinamis dapat dikatakan bahwa panas yang diberikan oleh fluida panas sama dengan panas yang diterima oleh fluida dingin, yang dinyatakan dengan (q).

Dalam proses perpindahan panas, besarnya laju perpindahan panas tersebut dipengaruhi oleh tiga hal, yaitu :

1. Koefisien perpindahan panas menyeluruh
2. Luas perpindahan panas dan
3. Beda temperatur rata-rata

Hubungan antara besaran-besaran tersebut dinyatakan dalam persamaan<sup>[5,6,7]</sup>

$$q = U_o \cdot A_o \cdot \Delta T_m \quad (2)$$

Dimana :

$U_o$  : Koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

$A_o$  : Luas perpindahan panas ( $m^2$ ).

$\Delta T_m$  : Beda temperatur rata-rata ( $^\circ C$ ).

Koefisien perpindahan panas menyeluruh yang didasarkan pada luas permukaan luar pipa adalah,<sup>[5]</sup>

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{fo}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \cdot \frac{1}{h_i}} \quad (3)$$

Dimana :

$h_o$  : Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi selongsong ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ).

$h_f$  : Koefisien pengotoran pada sisi selongsong ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ).

$h_i$  : Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi pipa ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ).

$h_{fi}$  : Koefisien pengotoran pada sisi pipa ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ).

$d_o$  : Diameter luar pipa (m).

$d_i$  : Diameter dalam pipa (m).

$k_w$  : Konduktivitas termal bahan pipa ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ).

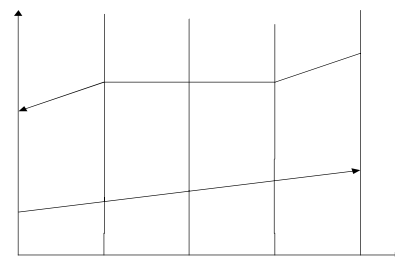
Karena metode yang digunakan adalah metoda diagram T-H dengan dua laluan pada sisi pipa sehingga, koefisien perpindahan panas menyeluruh menjadi :<sup>[1]</sup>

$$\bar{U}_o = \frac{U_o^I + U_o^{II}}{2} \quad (4)$$

dan koefisien perpindahan panas *universal* setiap zona adalah,

$$U_{oZONA} = \frac{\bar{U}_{o_a} + \bar{U}_{o_b}}{2} \quad (5)$$

Dimana *subscript* menunjukkan batas dari setiap zona dan sketsa profil temperatur sebagai fungsi entalpi setiap zona sepanjang alat penukar kalor untuk fluida dingin diberikan pada Gambar 2.



Gambar 2. Sketsa profil temperatur sebagai fungsi entalpi setiap zona sepanjang alat penukar kalor untuk fluida dingin<sup>[1]</sup>

Seperti diberikan pada Gambar 2, dimungkinkan untuk membagi alat penukar kalor dalam sejumlah tertentu zona (n) di mana temperatur kedua fluida berubah mendekati linier. Untuk setiap zona, beda temperatur rata-rata logaritmik kedua fluida dinyatakan dalam,<sup>[5,6,7]</sup>

$$LMTD = \frac{(T_1 - T_2)_a - (T_1 - T_2)_b}{\ln \left( \frac{(T_1 - T_2)_a}{(T_1 - T_2)_b} \right)} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left( \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (6)$$

Dengan  $\Delta T_a$  dan  $\Delta T_b$  adalah beda temperatur pada batas zona, karena metoda yang digunakan adalah metoda diagram T-H, dengan jumlah *pass* pada sisi pipa adalah dua, maka beda temperatur rata-rata logaritmik mengacu pada persamaan 6.<sup>[1]</sup>

Dimana :

$$(T_1 - T_2)_a = \frac{Uo_a^I (T_1 - T_2^I)_a + Uo_a^{II} (T_1 - T_2^{II})_a}{Uo_a^I + Uo_a^{II}} \quad (7)$$

$$(T_1 - T_2)_b = \frac{Uo_b^I (T_1 - T_2^I)_b + Uo_b^{II} (T_1 - T_2^{II})_b}{Uo_b^I + Uo_b^{II}} \quad (8)$$

### Turun Tekanan (*Pressure Drop*)

Terdapat dua sumber utama pada sisi pipa sebuah pembangkit uap jenis pipa dan selongsong, yaitu :

1. Rugi tekanan akibat gesekan di dalam pipa
2. Rugi tekanan karena kontraksi dan ekspansi penampang yang brutal (*sudden contraction and sudden-expansion*).

Turun tekanan di dalam pipa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan,<sup>[7]</sup>

$$\Delta Pt = Np \left[ 8j_f \left( \frac{L}{ID} \right) + 2,5 \right] \frac{\rho V^2}{2} \quad (9)$$

$ID$  : Diameter dalam pipa ( m )

$L$  : Panjang pipa efektif ( m )

Dimana :

$\Delta Pt$  : Penurunan tekanan ( N/m<sup>2</sup> )

$Np$  : Jumlah pipa

$J_f$  : Faktor friksi

$V$  : Kecepatan fluida pada sisi pipa ( m/s )

$\rho$  : Massa jenis Fluida ( kg/m<sup>3</sup> )

Sedangkan turun tekanan pada sisi selongsong dapat dihitung dengan persamaan,<sup>[7]</sup>

$$\Delta P_s = 8 \cdot J_{fs} \cdot \left( \frac{D_s}{D_c} \right) \cdot \left( \frac{L}{I_b} \right) \cdot \left( \frac{\rho \times V_s^2}{2} \right) \quad (10)$$

Dimana :

$\Delta P_s$  : Rugi tekanan disisi selongsong ( N/m<sup>2</sup> )

$D_s$  : Diameter selongsong ( m )

$J_{fs}$  : Faktor gesekan

$L$  : Panjang selongsong ( m )

$I_b$  : Panjang *baffle* ( m )

$d_c$  : Diameter *ekivalen* ( m )

$V_s$  : Kecepatan rata-rata pada sisi selongsong ( m/s )

$\rho$  : Massa jenis fluida pada sisi selongsong ( kg/m<sup>3</sup> )

## TATA KERJA

### Karakteristik PLTN Tipe PWR Daya 1000 MW(e)

Evaluasi desain termal pembangkit uap PWR dengan diagram T-H dilakukan dengan menggunakan data dari karakteristik dan operasional PLTN tipe PWR produksi Westinghouse seperti diberikan pada Tabel 1.

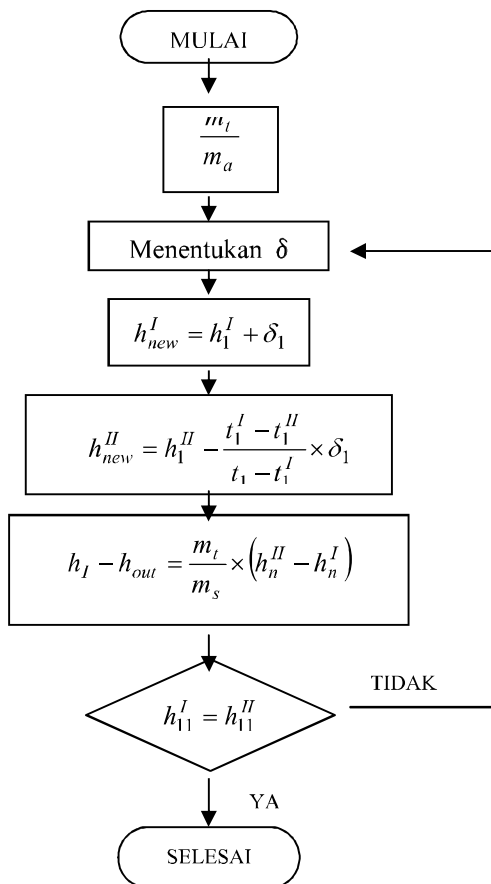
**Tabel 1. Data karakteristk dan operasional PLTN tipe PWR daya 1000 MW(e).**<sup>12,31</sup>

No	Parameter	Nilai
1.	Daya termal, (MW <sub>th</sub> )	3411
2.	Daya listrik, MWe	1000
3.	Jumlah kalang ( <i>loop</i> )	4
4.	Jumlah pipa	3386
5.	Diameter luar pipa, m	0,0222
6.	Tebal dinding pipa, m	0,0013
7.	Diameter dalam pipa, m	0,0196
8.	Diameter selongsong bagian atas, m	4,5
9.	Diameter selongsong bagian bawah, m	3,4
10.	Konduktivitas material kontruksi selongsong, W/m ° C	35
11.	Luas permukaan perpindahan panas total, m <sup>2</sup>	5065
12.	Panjang pipa, m	21
13.	Laju aliran sisi pipa (kg/s)	1,74 00x 10 <sup>4</sup>
14.	Laju aliran sisi selongsong (kg/s)	1,328 x 10 <sup>3</sup>
15.	Temperatur fluida masuk pembangkit uap sisi pipa (°C)	324
16.	Temperatur fluida ke luar pembangkit uap sisi pipa (°C)	286
17.	Temperatur fluida masuk pembangkit uap sisi selongsong (°C)	224
18.	Temperatur fluida ke luar pembangkit uap sisi selongsong (°C)	273
19.	Tekanan sisi pipa (MPa)	15,5
20.	Tekanan sisi selongsong (MPa)	5,7
20.	Entalpi air masuk pembangkit uap sisi pipa (kJ/kg)	1487,60
21.	Entalpi air ke luar pembangkit uap sisi pipa (kJ/kg)	1268,72
22.	Entalpi air masuk pembangkit uap sisi selongsong (kJ/kg)	962,23
23.	Entalpi uap ke luar pembangkit uap sisi selongsong (kJ/kg)	2787,00

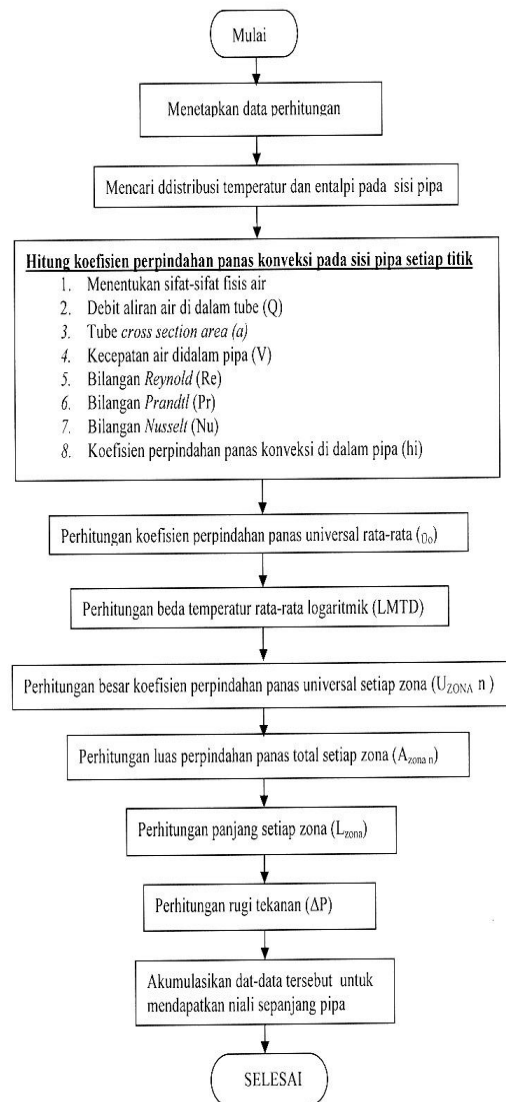
**Prosedur Pengolahan Data**

**Perhitungan distribusi temperatur pada pipa**

Langkah langkah perhitungan untuk mendapatkan distribusi temperatur pada setiap titik pada sisi pipa dilakukan dengan iterasi dan dengan metode *trial and error* sampai didapatkan kesesuaian antara harga yang dimisalkan dan data yang ditetapkan serta hasil perhitungan. Diagram alir (*flow chart*) untuk perhitungan entalpi dan temperatur setiap titik pada sisi pipa diberikan pada Gambar 3. Perhitungan diawali dengan menghitung nilai perbandingan laju alir sisi pipa ( $m_t$ ) dan selongsong ( $m_s$ ) yang diperoleh dari Tabel 1, kemudian dilanjutkan dengan menentukan nilai  $\delta$  dengan *trial and error* dan iterasi untuk mendapatkan distribusi temperatur ( $t^I, t^{II}$ ) dan entalpi ( $h^I, h^{II}$ ) di sepanjang pipa masing-masing untuk sisi *hotleg* dan *coldleg*. sedangkan langkah-langkah proses perhitungan untuk evaluasi desain termal pembangkit uap PWR dengan menggunakan diagram T-H diberikan pada Gambar 4.



Gambar 3. Diagram alir proses perhitungan temperatur setiap titik pada sisi pipa



Gambar 4. Diagram proses perhitungan dengan menggunakan metoda diagram T-H

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

Hasil evaluasi desain termal pembangkit uap PWR 1000 MWe dengan menggunakan metoda diagram T-H berupa distribusi entalpi dan temperatur sepanjang pipa dan selongsong pembangkit uap diberikan pada Tabel 2 dan 3, sedangkan hasil perhitungan nilai-nilai koefisien perpindahan panas sisi pipa, selongsong dan menyeluruh, luas permukaan perpindahan panas, panjang pipa dan nilai-nilai turun tekanan sisi pipa dan selongsong diberikan pada Tabel 4.

Tabel 2. Distribusi temperatur dan entalpi sepanjang pipa pembangkit uap.

No.	$h^I$ (kJ/kg)	$h^{II}$ (kJ/kg)	$T^I$ (°C)	$T^{II}$ (°C)
1	1268,72	1487,60	286,00	324,00
2	1278,3	1472,15	287,80	321,58
3	1287,88	1457,50	289,60	314,74
4	1297,46	1444,25	291,35	313,61
5	1307,04	1431,50	293,09	312,52
6	1316,62	1419,23	294,84	311,47
7	1326,2	1407,40	296,58	310,94
8	1335,78	1395,93	298,32	308,94
9	1345,36	1384,98	300,06	307,01
10	1354,94	1374,52	301,74	305,179
11	1364,52	1364,52	303,43	303,43

Keterangan  $h^I$ : entalpi sisi primer hot leg  
 $h^{II}$ : entalpi sisi primer cold leg  
 $T^I$ : temperatur sisi primer hot leg  
 $T^{II}$ : temperatur sisi primer cold leg

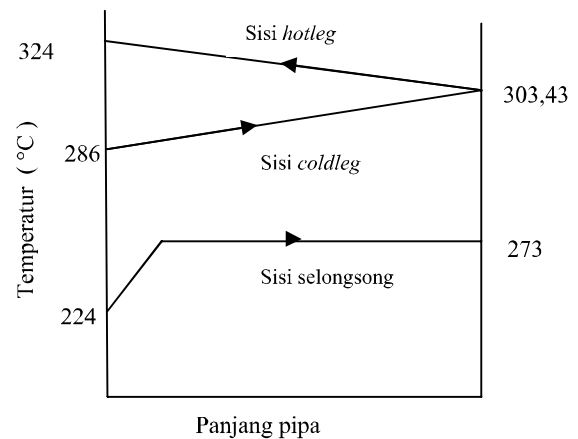
Tabel 3. Distribusi temperatur ( $T_s$ ) dan entalpi ( $H_s$ ) sepanjang selongsong pembangkit uap.

No	$T_s$ (°C)	$H_s$ (kJ/kg)
1	224,0	962,230
2	228,0	985,174
3	233,8	1008,274
4	238,7	1031,451
5	243,6	1054,952
6	248,5	1078,570
7	253,4	1102,528
8	258,3	1126,636
9	263,2	1151,064
10	268,1	1175,662
11	273,0	1200,680

Tabel 4. Nilai-nilai parameter hasil perhitungan

No.	Parameter	Nilai
1	Koefisien perpindahan panas sisi pipa ( $h_t$ )	$2,63 \times 10^4$ W/m <sup>2</sup> °C
2.	Koefisien perpindahan panas sisi seongsong ( $h_s$ )	$5,048 \times 10^4$ W/m <sup>2</sup> °C
3.	Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)	$6,500 \times 10^3$ W/m <sup>2</sup> °C
4	Luas permukaan perpindahan panas total (A)	5,045 m <sup>2</sup>
5	Panjang pipa (L)	20,67 m
6	Tuun tekanan sisi pipa ( $\Delta P_t$ )	$2,86 \times 10^5$ Pa
7	Turun tekanan sisi selongsong ( $\Delta P_s$ )	$1,45 \times 10^4$ Pa

Distribusi temperatur sepanjang pipa U diperoleh untuk sisi hot leg dan cold leg yang dilakukan dengan iterasi dan trial and error berdasarkan nilai distribusi entalpi. Distribusi entalpi sepanjang pipa di dapat berdasarkan nilai distribusi entalpi sepanjang selongsong. (shell) Distribusi entalpi sepanjang selongsong diperoleh berdasarkan temperatur fluida masuk dan ke luar sisi selongsong dari kondisi fluidanya, kemudian dibagi ke dalam beberapa segmen, dalam perhitungan ini pembagian dilakukan dalam 10 segmen atau 11 titik seperti diberikan Tabel 2 dan 3.



Gambar 5 . Sketsa distribusi temperatur pada pembangkit uap PWR sepanjang pipa pada sisi pipa dan selongsong.

Hasil perhitungan distribusi temperatur sepanjang pipa yang telah diperoleh pada setiap segmen digunakan untuk menghitung besarnya panas yang dipindahkan, koefisien perpindahan panas, luas permukaan perpindahan panas, panjang pipa dan nilai turun tekanan masing-masing untuk setiap segmen. Hasil perhitungan yang diperoleh pada setiap segmen kemudian diakumulasikan untuk mendapatkan nilai-nilai tersebut sepanjang pipa dan selongsong seperti diberikan pada Tabel 4, dan dibandingkan dengan kondisi desain seperti diberikan pada Table 5..

Tabel 5. Perbandingan hasil desain dan Perhitungan

No	Parameter	Desain	Perhitungan
1.	Koefisien perpindahan panas total (U)		$6,50 \times 10^3$ W/m <sup>2</sup> °C
2.	Luas perpindahan panas (A)	5060 m <sup>2</sup>	5045,81 m <sup>2</sup>
3.	Panjang Tube (L)	21 m	20,67 m
4.	Turun tekanan sisi pipa		$2,86 \times 10^5$ Pa
5.	Turun tekanan kelongsong		$1,45 \times 10^5$ Pa

Gambar 5 menunjukkan sketsa distribusi temperatur sepanjang pembangkit uap pada sisi pipa dan selongsong PLTN<sup>[8]</sup> tipe PWR daya 1000 MWe dengan menggunakan 4 loop di sisi pipa. Distribusi temperatur pada sisi pipa di hitung sepanjang pembangkit uap yang di peroleh dengan cara interpolasi, iterasi dan *trial and error*. Hasil menunjukkan temperatur fluida di ujung pipa diperoleh sebesar 303,43 °C. Nilai ini diperoleh setelah nilai distribusi entalpi di sepanjang pipa didapat baik sisi *cold leg* maupun *hot leg*, nilai entalpi pada ujung pipa adalah 1364,52 kJ/kg. seperti diberikan pada Tabel 2 dan Gambar 5. Distribusi entalpi sepanjang pipa diperoleh berdasarkan nilai entalpi sisi selongsong yang ditetapkan berdasarkan temperatur masuk fluida ke dalam pembangkit uap dan keluar pembangkit uap yang dibagi dalam 10 segmen. Ketelitian perhitungan sangat tergantung kepada jumlah zona, semakin kecil zona dibuat semakin teliti hasil yang didapat dan dalam perhitungan ini dibagi dalam 10 zona atau segmen.<sup>[9]</sup>

Tabel 4 menunjukkan hasil perhitungan nilai koefisien perpindahan panas pada sisi pipa dan selongsong, koefisien perpindahan panas menyeluruh, luas permukaan perpindahan panas total, panjang pipa, dan nilai turun tekanan pada sisi pipa serta sisi selongsong.

Hasil perhitungan diperoleh untuk koefisien perpindahan panas sisi pipa dan selongsong adalah sebesar  $2,630 \times 10^4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  dan  $5,048 \times 10^3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ . Nilai-nilai koefisien perpindahan panas yang diperoleh kedua sisi tersebut digunakan untuk menghitung luas koefisien perpindahan panas menyeluruh dengan metode diagram T-H. Hasil menunjukkan untuk koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah sebesar  $6,500 \times 10^3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  dan nilai tersebut kemudian digunakan untuk menghitung luas permukaan perpindahan panas total dan panjang pipa.

Hasil menunjukkan untuk luas permukaan perpindahan panas total diperoleh sebesar 5045,81 m<sup>2</sup> dan panjang pipa sebesar 20,67 m. Sedangkan nilai yang di dapat untuk nilai turun tekanan pada sisi pipa adalah sebesar  $2,86 \times 10^5 \text{ Pa}$  dan nilai turun tekanan pada sisi selongsong adalah sebesar  $1,45 \times 10^5 \text{ Pa}$ . Nilai-nilai tersebut sesuai dengan kondisi desain, yaitu nilai turun tekanan sisi pipa relatif lebih besar dibandingkan dengan nilai turun tekanan sisi selongsong. Nilai turun tekanan ini bermanfaat untuk memperhitungkan daya pompa, pada sisi pipa untuk memperhitungkan daya pompa primer sedangkan pada sisi selongsong untuk memperhitungkan daya pompa sekunder.

Tabel 5 menunjukkan perbandingan hasil perhitungan dengan kondisi desain. Data desain meliputi dimensi luas permukaan perpindahan panas dan panjang pipa. Hasil menunjukkan terdapat perbedaan 0,28 % dan 1,6 % lebih besar

kondisi desain masing-masing untuk luas permukaan perpindahan panas menyeluruh dan panjang pipa. Perbedaan ini relatif kecil dan tidak signifikan, sehingga, hal ini menunjukkan bahwa metoda diagram T-H dapat dipergunakan untuk memverifikasi desain pembangkit uap PWR dalam rangka mendukung TSO dan dibangunnya PLTN pertama di Indonesia jika tipe PLTN yang akan dibangun adalah PWR.

## KESIMPULAN

Hasil evaluasi desain termal pembangkit uap PWR daya 1000 MWe dengan menggunakan metoda diagram T-H terdapat perbedaan relatif kecil untuk dimensi luas permukaan perpindahan panas dan panjang pipa antara hasil perhitungan dengan kondisi desain. Hal ini menunjukkan bahwa metoda diagram T-H dapat dipergunakan untuk memverifikasi desain pembangkit uap PWR dalam rangka mendukung TSO dan dibangunnya PLTN pertama di Indonesia jika tipe PLTN yang akan dibangun adalah PWR.

## DAFTAR PUSTAKA

1. SADIC, CACAC., Boiler, Evaporator and Condensor, Canada: John Willey & Son Inc, New York, 1991.
2. KAZIMI, M.S and TODREAS, N.E., Nuclear System I, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1991.
3. SUROSO, Studi Awal Desain Termal Pembangkit Uap PLTN Tipe PWR Daya 1000 MWe, Jurnal Epsilon, PTRKN-BATAN, Vol 13. No. 1, Februari 2009.
4. ANONIM, The Tubular Exchanger Manufacture Association, 7<sup>th</sup> edition, 1988.
5. HOLMAN, J.P., alih bahasa JASFI, E., Penukar Kalor, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1990.
6. KREITH, F., alih bahasa Arko PRIJONO, Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas, Edisi Ketiga, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1995
7. KERN, D.Q., Process Heat Transfer, International Student Edition, McGraw-Hill Book Co., New York, 196
8. LEE, H.S., SUH, K.Y., Thermal Design of Steam Generator for Pb-Bi Cooled Reactor PEACER-300, Seoul National University, San 51 Sillim-Dong, Korea 2005.
9. LLEWELLYN, G.H., Design and Analysis of A - 5 MW Vertical Fluted Tube Condenser for Geothermal Applications, ORNL, Oak Ridge, Tennessee, March 2982.

## UCAPAN TERIMA KASIH

Dengan selesainya penelitian ni kami mengucapkan terimakasih kepada Prof. Dr. Ir. Bambang Teguh P. peneliti bidang alat penukar kalor dari BPPT atas diskusi dan masukannya.

## TANYA JAWAB

### Pertanyaan :

Mengapa metode diagram T-H relevan untuk evaluasi pembangkit uap PLTN tipe PWR?

*(Arief Heru K, PPEN-BATAN)*

### Jawaban :

Pembangkit uap PLTN tipe PWR mempunyai temperatur masuk dan keluar sisi primer yang sangat tinggi dengan perbedaan ( $\Delta T$ ) yang sangat tinggi pula. Sementara dari sisi sekunder fluida masuk berbentuk cair dan keluar berbentuk uap dengan perbedaan temperatur yang sangat tinggi. Hal ini akan sangat relevan jika evaluasinya didekati dengan membagi tinggi pembangkit uap ke dalam beberapa segmen / bagian, sehingga diperoleh parameter hasil yang cukup teliti, seperti yang dilakukan pada penggunaan metode diagonal T-H untuk menganalisis khususnya pembangkit uap.