

# Re-design High Pressure Heater (HPH) 5 pada Perusahaan Pembangkit Tenaga Listrik

Devia Gahana Cindi Alfian dan Djatmiko Ichسانی

Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111

E-mail: djatmiko@me.its.ac.id

**Abstrak**—Boiler merupakan komponen utama yang ada pada pembangkit. Jika terjadi penurunan efisiensi pada boiler, maka listrik yang dihasilkan juga menurun. Berbagai cara dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari boiler, salah satunya adalah menggunakan High Pressure Heater (HPH). HPH merupakan alat pemanas feedwater sebelum masuk ke boiler sehingga mengurangi kerja dari boiler. Saat ini kondisi HPH 5 yang ada di salah satu perusahaan pembangkit listrik sudah lama digunakan sehingga perlu dilakukan analisa untuk mengetahui performa dari HPH ini. Jika terjadi kebocoran atau kerusakan hanya dilakukan re-tubing yang selalu menggunakan design Original Equipment Manufacturing (OEM) yang memakan waktu cukup lama dan biaya yang mahal. Proses analisa yang dimaksudkan adalah re-design sehingga apabila terjadi kerusakan dapat diganti dengan buatan sendiri. Pada perancangannya digunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas dengan metode LMTD untuk mendapatkan dimensi tiap zona. Perhitungan yang dilakukan meliputi menentukan panjang masing-masing tiap zona HPH, laju perpindahan panas, Overall Heat Transfer Coefficient (U), luas perpindahan panas (A), perhitungan pressure drop ( $\Delta p$ ) untuk masing-masing zona. Hasil yang didapatkan pada analisa ini adalah dimensi zona desuperheating didapatkan panjang maksimal 2,94 m, luasan perpindahan panas efektif 231,7 m<sup>2</sup>, Overall Heat Transfer Coefficient 520,43 Watt/m<sup>2</sup>K, baffle spacing 0,345 m, jumlah baffle 8 buah. Pada zona Condensing didapatkan panjang maksimal 9,39 m, luasan perpindahan panas efektif 739,5 m<sup>2</sup>, Overall Heat Transfer Coefficient 3738,3 Watt/m<sup>2</sup>K, baffle spacing 1,8 m, jumlah baffle 4 buah. Sedangkan pada zona Subcooling didapatkan panjang maksimal 1,66 m, luasan perpindahan panas efektif 131 m<sup>2</sup>, Overall Heat Transfer Coefficient 3659,84 Watt/m<sup>2</sup>K, baffle spacing 0,345 m, jumlah baffle 4 buah. Sehingga didapatkan panjang total tube 14 m, total luasan perpindahan panas efektif 1.102,34 m<sup>2</sup>, Total Overall Heat Transfer Coefficient 733 Watt/m<sup>2</sup>K, total jumlah baffle 17 buah.

**Kata Kunci**—High pressure heater, re-design, analisa performansi.

## I. PENDAHULUAN

PADA saat ini listrik merupakan bahan konsumsi masyarakat yang tak terhindarkan. Mulai dari masyarakat miskin, masyarakat kelas menengah hingga masyarakat kelas atas. Untuk itu pemerintah sebagai pemegang kekuasaan tertinggi, harus tanggap dengan segala peningkatan kebutuhan listrik rakyat Indonesia sebagai penunjang kehidupan. Pihak pemasok listrik paling besar di Indonesia adalah PLN. Saat ini PLN memiliki program untuk mempercepat ketersediaan listrik dengan membuat 35 PLTU dengan total tenaga 10.000 MW. Untuk itu peran PLTU sebagai pemasok listrik harus

ditingkatkan kualitasnya. Peningkatan kualitas dari PLTU berkaitan dengan peningkatan efisiensi kinerja dari PLTU itu sendiri. Dimana, kinerja PLTU ditunjang oleh berbagai peralatan yang memadai dan memiliki kemampuan kerja yang optimal. 35 PLTU tersebut tersebar di pulau Jawa dan di luar Jawa. 10 PLTU ditempatkan di pulau Jawa yang tersebar di berbagai kota.

Salah satu peralatan yang memegang peranan cukup vital dari kinerja PLTU adalah boiler. Boiler merupakan alat yang berguna untuk memproduksi uap pada tekanan dan suhu tertentu sehingga dihasilkan uap dengan tekanan dan suhu yang tinggi untuk menggerakkan Turbin Uap. Untuk menghasilkan listrik yang besar maka diperlukan efisiensi boiler yang besar juga. Berbagai cara dapat dilakukan dengan meningkatkan efisiensi dari Boiler yaitu dengan memasang economizer, High Pressure Heater (HPH), Low Pressure Heater (LPH), dll. High Pressure Heater (HPH) merupakan alat pemanas air pengisi lanjut tekanan tinggi sebelum masuk ke boiler, sehingga kerja dari boiler tidak terlalu berat untuk menaikkan temperatur dari air pengisi tersebut.

Salah satu cara yang dipakai yaitu dengan menambahkan High Pressure Heater (HPH) pada siklus sebelum menuju ke Boiler. Akan tetapi kondisi HPH di salah satu perusahaan pembangkit listrik yang dijadikan sebagai objek studi ini sudah lama digunakan sehingga perlu adanya analisa untuk mengetahui efisiensi ataupun performa dari HPH ini. Oleh karena itu penelitian saya kali ini memilih High Pressure Heater (HPH) sebagai salah satu upaya meningkatkan efisiensi boiler dengan kuantitas bahan bakar yang sama.

Pada salah satu perusahaan pembangkit listrik tersebut terdapat 3 buah High Pressure Heater (HPH) yaitu HPH 5, 6, dan 7, namun yang akan dibahas pada studi ini adalah HPH 5. HPH 5 ini merupakan heat exchanger dengan jenis shell and tube heat exchanger tipe U-Tube. Saat ini bila terdapat kerusakan berupa kebocoran pada tube HPH 5 hanya dilakukan re-tubing yang selalu menggunakan design Original Equipment Manufacturer (OEM). Proses tersebut memerlukan waktu yang lama dan biaya yang mahal. Mengingat begitu pentingnya peralatan ini maka perlu adanya perhatian yang lebih untuk menjaga performa dari HPH ini. Oleh karena itu perlu adanya analisa dari HPH 5 ini sehingga dapat dilakukan re-design jika mengalami penurunan performa.

II. METODE PENELITIAN

A. Analisa berdasarkan Metode Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik (LMTD)

Metode ini sering digunakan untuk perancangan dan perhitungan unjuk kerja peralatan penukar panas. Dari Gambar 1 dapat dilihat distribusi temperatur untuk aliran Shell and tube heat exchanger untuk perumusan metode LMTD.

High Pressure Heater merupakan alat penukar panas (Heat Exchanger) berupa Shell and Tube Heat Exchanger dengan Tipe U-Tube. HPH ini menggunakan fluida panas (steam) berada di shell dan fluida dingin (water) yang terletak di dalam tube yang terdiri dari 3 zona yaitu: Zona Desuperheating, Zona Condensing dan Zona Subcooling. Proses yang terjadi pada zona Desuperheating yaitu uap air hasil dari ekstraksi turbin masuk pada zona Desuperheating dengan kondisi superpanas lalu mengalami penurunan temperatur sampai dengan temperatur uap jenuh. Pada zona Condensing terjadi perubahan fase dari uap jenuh sampai dengan cair jenuh, sedangkan pada zona Subcooling terjadi penurunan temperatur cair jenuh sampai dengan temperatur cair. Hal ini ditunjukkan pada Gambar 2.

Untuk metode beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD) besarnya nilai q dengan Overall Heat Transfer Coefficient (U), luasan bidang perpindahan panas (A) dan ΔT<sub>lmtd</sub> = beda temperatur rata-rata, dapat dihitung dengan persamaan:

$$q = UA\Delta T_{lmtd} \tag{2.1}$$

$$\text{Dengan: } \Delta T_{lmtd} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \tag{2.2}$$

$$\begin{cases} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \tag{2.3}$$

B. Analisa Berdasarkan Termodinamika

Analisa Volume Atur pada Kondisi Tunak

Pada kondisi tunak, massa yang berada di dalam volume atur dan pada daerah batasnya tidak mengalami perubahan berdasarkan waktu. Begitu juga dengan laju aliran massa laju serta perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu, dengan demikian  $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$ . Hal ini dapat dilihat dari persamaan [2]:

Persamaan Energi dengan hukum Termodinamika:

$$\dot{m}(u_t + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{in} - \dot{m}(u_t + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{out} + q - \dot{W} = 0 \tag{2.4}$$

$$\text{Untuk enthalpy : } i = u_t + pv \tag{2.5}$$

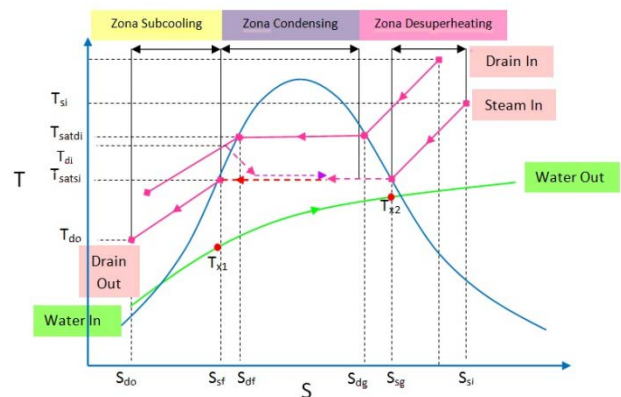
$$\dot{m}(i_{in} - i_{out}) = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out}) \tag{2.6}$$

Dimana:  $c_p$  = kalor spesifik

T = temperatur

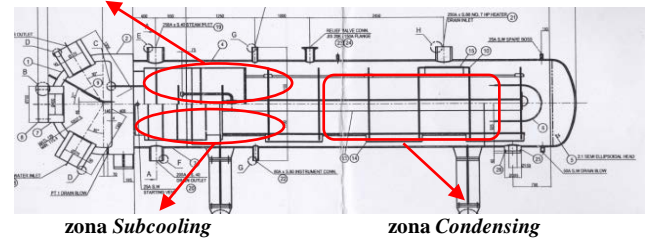
Dengan asumsi energi kinetik dan energi potensial diabaikan serta tidak ada kerja. Maka didapatkan:

$$q = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out}) \tag{2.7}$$



Gambar. 1. Skema T-S Diagram untuk metode LMTD.

zona desuperheating



Gambar. 2. Zona pada High Pressure Heater.

C. Analisa berdasarkan Perpindahan Panas  
Perpindahan panas akibat fluida di luar tube

Koefisien perpindahan panas di luar tube yang dimaksudkan adalah koefisien perpindahan panas yang berada pada sisi shell. Di dalam shell ini dipasang baffle yang berfungsi untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas. Koefisien perpindahan panas pada shell yang dipasang baffle lebih tinggi dibandingkan dengan koefisien untuk kondisi aliran tanpa baffle. Pada heat exchanger yang dipasang baffle, koefisien perpindahan panas memiliki nilai yang tinggi karena adanya peningkatan aliran turbulent selain itu fluktuasi kecepatan fluida terjadi karena batasan daerah antara tube yang saling berdekatan melintang terhadap tube bundle [3].

McAdams mengungkapkan korelasi untuk koefisien perpindahan panas pada sisi shell:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0,36 \left( \frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left( \frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \tag{2.8}$$

$$\text{for } 2 \times 10^3 < Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} < 1 \times 10^6 \tag{2.9}$$

Perpindahan panas akibat aliran fluida di dalam tube

Aliran fluida yang berada di dalam tube dapat dibagi menjadi 2 jenis berdasarkan nilai Reynold Number ( $Re_D$ ). Suatu fluida dapat dikatakan memiliki jenis aliran laminar jika memiliki nilai  $Re_D \leq 2300$  dan dikatakan memiliki jenis aliran Turbulent jika nilai  $Re_D \geq 2300$ . Nilai  $Re_D$  untuk aliran didalam tube dapat dirumuskan [2]:

$$Re_D = \frac{\rho v d}{\mu} \tag{2.10}$$

Untuk nilai  $\dot{m} = \rho V A$ , maka nilai  $Re_D = \frac{4 \dot{m}}{\pi d \mu}$  (2.11)

a. Aliran *Laminer*

Karakteristik aliran yang berada di dalam *tube* yaitu  $q''$  (*heat flux*) konstan, kondisi *fully developed flow*, *Nusselt Number* konstan dan tidak bergantung pada  $Re$ ,  $Pr$  dan axial location. Maka *Nusselt Number* didapatkan dari:

$$Nu_D = \frac{h D}{k} = 4,36 \text{ (} q'' \text{ konstan)} \quad (2.12)$$

$$Nu_D = 3,66 \text{ (} T_s \text{ konstan)} \quad (2.13)$$

b. Aliran *Turbulent*

Pada aliran *turbulent* nilai *Nusselt Number* didapatkan dari persamaan *Dittus-Boelter*.

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.14)$$

$$\left[ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \\ n = 0,4 \text{ for } T_s > T_m \text{ (heating)} \\ n = 0,3 \text{ for } T_s < T_m \text{ (cooling)} \end{array} \right] \quad (2.15)$$

Sehingga didapatkan nilai koefisien konveksinya adalah:

$$hi_{tube} = \frac{Nu_{tube} \times k_{tube}}{di_{tube}} \quad (2.16)$$

II. HASIL DAN PEMBAHASAN

*Perpindahan Panas Pada Zona Desuperheating*

Zona *Desuperheating* merupakan zona dimana *steam extraction* turbin mengalami penurunan temperatur sampai dengan temperatur uap jenuhnya. Letak dari zona *Desuperheating* ini yaitu pada penurunan temperatur dari 332°C sampai dengan temperatur jenuh 173,2°C.

Berdasarkan perhitungan nilai *Reynolds Number*, *Prandl Number* dan properties yang diketahui maka akan didapatkan nilai koefisien konveksi pada sisi shell zona *Desuperheating* dan nilai *pressure drop*-nya. Berikut ini Tabel 1 variasi *baffle spacing* pada zona *Desuperheating*. Dari Tabel 1 dapat digambarkan pada Gambar 3.

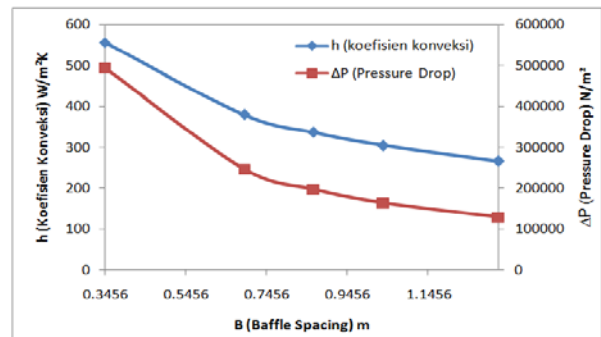
Pada Gambar 3 menunjukkan semakin kecil nilai *baffle spacing* yang digunakan pada zona *Desuperheating* dapat mengakibatkan perpindahan panas dan *pressure drop* semakin besar. Hal ini disebabkan karena jarak antara satu *baffle* dengan *baffle* yang lainnya semakin kecil sehingga mengakibatkan fluida yang mengalir melewati *baffle* akan semakin berolak. Olakan aliran suatu fluida dapat mengakibatkan proses perpindahan panas yang semakin besar begitu pula halnya dengan *pressuredrop*-nya. Dari gambar dapat dilihat bahwa *baffle spacing* yang digunakan pada HPH ini memiliki nilai 20% ID<sub>shell</sub> (0,345 m) dan nilai koefisien perpindahan panas yang paling besar seiring dengan *pressure drop*-nya. Dari perhitungan koefisien konveksi maka didapatkan perhitungan nilai *Overall Heat Transfer Coefficient* zona *Desuperheating* sebesar 520,43 W/m<sup>2</sup>K dan didapatkan luasan perpindahan panas sebesar 231,78 m<sup>2</sup> dengan panjang 2,94 m.

Tabel 1. Variasi *Baffle spacing* pada zona *Desuperheating*

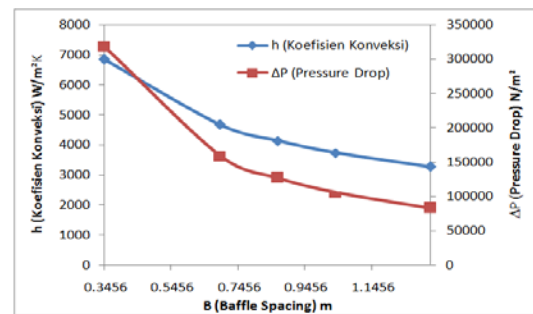
No	B (m)	B (m)	Ldesup (m)	Nb	f	ΔPdesup (N/m <sup>2</sup> )	h (W/m <sup>2</sup> K)
1	20% ID Shell	0.3456	2.944366	7.51957755	8	0.18486906	49481.22669
2	40% ID Shell	0.6912	2.944366	3.25978877	3	0.18486906	24740.61334
3	50% ID Shell	0.864	2.944366	2.40783102	2	0.18486906	19792.49067
4	60% ID Shell	1.0368	2.944366	1.83985918	2	0.18486906	16493.74223
5	1.321	1.321	2.944366	1.22889175	1	0.18486906	12945.27778

Tabel 2. Variasi *baffle spacing* pada zona *Subcooling*

No	B (m)	B (m)	Lsubcool (m)	Nb	f	ΔPsubcool (N/m <sup>2</sup> )	h (W/m <sup>2</sup> K)
1	20% ID Shell	0.3456	1.665	3.81770833	4	0.21020168	31815.21504
2	40% ID Shell	0.6912	1.665	1.40885417	1	0.21020168	15907.60752
3	50% ID Shell	0.864	1.665	0.92708333	1	0.21020168	12726.08601
4	60% ID Shell	1.0368	1.665	0.60590278	1	0.21020168	10605.07168
5	1.321	1.321	1.665	0.26040878	0	0.21020168	8323.496076



Gambar 3. Grafik Pengaruh *Baffle spacing* pada Koefisien Konveksi dan *Pressure Drop* Zona *Desuperheating*



Gambar 4. Pengaruh *Baffle spacing* pada Koefisien Konveksi dan *Pressure Drop* Zona *Subcooling*

*Perpindahan Panas Pada Zona Condensing*

Proses yang dialami oleh steam selanjutnya adalah perubahan fase dari gas menjadi *liquid* yang terjadi pada zona *Condensing*. Pada zona *Condensing* ini terjadi perpindahan panas yang paling besar dibandingkan dengan zona-zona yang lainnya karena memiliki luasan permukaan perpindahan panas yang paling besar. Untuk menghitung koefisien perpindahan panas yang ada pada zona *Condensing* dilakukan perhitungan kalor laten terlebih dahulu sehingga didapatkan nilai koefisien konveksi sebesar 4.968,46 W/m<sup>2</sup>K dan diperoleh nilai *Overall Heat Transfer Coefficient* zona *Condensing* 3.738,30 W/m<sup>2</sup>K serta didapatkan luasan perpindahan panas sebesar 739,5 m<sup>2</sup> dan memiliki panjang 9,4 m.

*Perpindahan Panas Pada Zona Subcooling*

Proses selanjutnya yaitu penurunan temperatur dari *saturated liquid* sampai dengan temperature *liquid*nya.

Perhitungan koefisien perpindahan panas pada zona ini sama dengan perhitungan yang ada pada zona *Desuperheating* dengan terlebih dahulu mengetahui propertiesnya.

Berdasarkan perhitungan nilai *Reynolds Number*, *Prandl Number* dan properties yang diketahui maka akan didapatkan nilai koefisien konveksi pada sisi *shell* zona *Subcooling* dan nilai *pressure dropnya*. Pada Tabel 2 berikut ini merupakan variasi *baffle spacing* pada zona *Subcooling*. Dari Tabel 2 dapat digambarkan pada Gambar 4.

Pada Gambar 4 menunjukkan semakin kecil nilai *baffle spacing* yang digunakan pada zona *Subcooling* dapat mengakibatkan perpindahan panas dan *pressure drop* semakin besar. Hal ini disebabkan karena jarak antara satu *baffle* dengan *baffle* yang lainnya semakin kecil sehingga mengakibatkan fluida yang mengalir melewati *baffle* akan semakin berolak. Olakan aliran suatu fluida dapat mengakibatkan proses perpindahan panas yang semakin besar begitu pula halnya dengan *pressure dropnya*. Dari gambar dapat dilihat bahwa *baffle spacing* yang digunakan pada HPH ini memiliki nilai 20% ID<sub>shell</sub> (0,345 m) dan nilai koefisien perpindahan panas yang paling besar seiring dengan *pressure dropnya*. Dari perhitungan koefisien konveksi maka didapatkan perhitungan nilai *Overall Heat Transfer Coefficient* zona *Subcooling* sebesar 3.659,84 W/m<sup>2</sup>K dan didapatkan luasan perpindahan panas sebesar 113,80 m<sup>2</sup> dengan panjang 1,66 m.

Menghitung kapasitas fluida panas

$$Ch = \dot{m}_h C_{p_h}$$

$$Ch = 60,29 \frac{kg}{s} \cdot \frac{4617,3J}{kgK}$$

$$Ch = 278377,017 \frac{J}{sK}$$

Menghitung kapasitas fluida dingin

$$Cc = \dot{m}_c C_{p_c}$$

$$Cc = 324,5 \frac{kg}{s} \cdot 4255,991 \frac{J}{kgK}$$

$$Cc = 1381069,08 \frac{J}{sK}$$

$$C_{min} = Ch = 278.377,017 \frac{J}{sK}$$

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{maks}}$$

$$Cr = \frac{278.377,017}{1.381.069,08}$$

$$Cr = 0,2$$

$\Delta T_{LMTD \text{ TOTAL}}$

$$\Delta T_{LM,TOTAL} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}}$$

$$\Delta T_{LM,TOTAL} = 45,80136 \text{ K}$$

*Overall Heat Transfer Coefficient Total*

$$U_{TOTAL} = \frac{q}{A_{TOTAL} \cdot \Delta T_{LM,TOTAL}}$$

$$U_{TOTAL} = \frac{37012651 \text{ W}}{(113,0766 + 325,42 + 113,8) \cdot 45,8 \text{ K}}$$

$$U_{TOTAL} = 1.463,157 \text{ W/m}^2\text{K}$$

NTU

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{1.463,157}{278.377,017}$$

$$NTU = 2,9$$

Nilai effectiveness

Unjuk kerja suatu *heat exchanger* dapat ditinjau dari besarnya nilai *effectiveness* ( $\epsilon$ ). Besarnya nilai *effectiveness* ini berkisar antara 0 sampai dengan 1. Semakin besar nilai *effectiveness* suatu *heat exchanger* maka kemampuan mentransfer panas dari *heat exchanger* ini akan semakin bagus karena nilai laju perpindahan panas aktualnya mendekati jumlah energi panas yang dapat dipindahkan. Besarnya nilai *effectiveness* untuk *U Tube Heat Exchanger* pada HPH 5 dapat ditunjukkan pada rumus berikut:

$$\epsilon = \frac{q_{act}}{q_{maks}}$$

$$\epsilon = \frac{324,5 \frac{kg}{s} (173,2 - 146,4)K}{278.377,017 \frac{J}{sK} (332 - 146,4)K}$$

$$\epsilon = 0,72$$

Berdasarkan perhitungan terdapat beberapa perbedaan antara nilai *existing* dengan hasil perhitungan *redesign* dengan analisa sebagai berikut:

1. Temperatur *Drain Inlet*

Pada *drain inlet existing* memiliki nilai sebesar 178,8 °C sedangkan pada *redesign* memiliki nilai sebesar 177,9 °C. Hal ini disebabkan karena pada hasil perhitungan *redesign* dilakukan berdasarkan *balance energy* dengan nilai *heat rate* 31.825 x 10<sup>6</sup> kcal/hr sedangkan pada *existing* memiliki nilai *heat rate* sebesar 30.751 x 10<sup>6</sup> kcal/hr.

2. *Enthalpy Drain Inlet (h)*

Pada *enthalpy drain inlet existing* memiliki nilai sebesar 181,0 kcal/kg sedangkan pada hasil *redesign* memiliki nilai sebesar 180,14 kcal/kg. Hal ini disebabkan karena pada hasil perhitungan *redesign* dilakukan berdasarkan *balance energy* dengan nilai *heat rate* 31.825 x 10<sup>6</sup> kcal/hr, karena jika nilai *enthalpy drain inlet existing* disamakan dengan nilai *enthalpy drain Inlet redesign* maka dapat mengakibatkan tidak seimbangnya *heat rate* antara sisi *hot* (sisi *shell*) dengan sisi *cold* (sisi *tube*).

3. *Overall Heat Transfer Coefficient (U)*

Pada *Overall Heat Transfer Coefficient* zona *Desuperheating*, *Condensing*, dan *Subcooling existing* memiliki nilai sebesar 251,00 kcal/hr m<sup>2</sup>°C, 3.319,00 kcal/hr m<sup>2</sup>°C, dan 2270,00 kcal/hr m<sup>2</sup>°C sedangkan pada hasil *redesign* memiliki nilai sebesar 447,48 kcal/hr m<sup>2</sup>°C, 3.214,35 kcal/hr m<sup>2</sup>°C, dan 3.146,89 kcal/hr m<sup>2</sup>°C. Perbedaan ini dapat disebabkan karena pada hasil perhitungan *redesign* terdapat asumsi yang menyatakan bahwa perpindahan panas yang diamati secara konveksi dan mengabaikan perpindahan panas secara konduksi dan radiasi sehingga tebal *tube* dianggap tipis sekali. Hal ini menyebabkan hasil perhitungan *thermal resistance* antara *existing* berbeda dengan *redesign* sehingga mengakibatkan nilai *Overall Heat Transfer Coefficient existing* berbeda dengan *redesign*.

4. *Log Mean Temperature Difference* ( $\Delta T_{LMTD}$ )

Pada *Log Mean Temperature Difference* zona *Desuperheating*, *Condensing*, dan *Subcooling existing*

memiliki nilai sebesar 79,73°C, 8,90 °C, dan 12,05°C sedangkan pada hasil *redesign* memiliki nilai sebesar 39.90 °C, 9.98 °C, dan 12.23°C. Hal ini dapat dilihat bahwa perbedaan hasil *Log Mean Temperature Difference* yang paling mencolok terdapat pada zona *Desuperheating* hal ini dapat terjadi karena temperatur masukan sisi tube pada *redesign* memiliki nilai lebih tinggi dari kondisi *existing* akibat perpindahan panas pada *redesign* zona *Desuperheating* lebih besar dibandingkan dengan kondisi *existing*.

#### 5. Tube Length (L)

Panjang *tube* yang terdapat pada *existing* adalah panjang tube secara keseluruhan sedangkan pada perhitungan *redesign* dilakukan analisa per-zona sehingga didapatkan panjang tube seluruhnya yaitu sebesar 14 m dengan panjang zona *Desuperheating* 2,94 m, zona *Condensing* 9,4 m dan zona *Subcooling* 1,66 m.

#### 6. Surface Area (A)

Luasan perpindahan panas yang diketahui pada *existing* merupakan luasan perpindahan panas total yaitu sebesar 1.102 m<sup>2</sup> sedangkan pada perhitungan *redesign* dilakukan analisa per-zona sehingga didapatkan total luasan perpindahan panas seluruhnya sebesar 1.102,34 m<sup>2</sup> dengan luasan zona *Desuperheating* 231,74m<sup>2</sup>, zona *Condensing* 739,51 m<sup>2</sup> dan zona *Subcooling* 131,09 m<sup>2</sup>.

#### 7. Number of Baffle (N<sub>B</sub>)

Pada *existing* memiliki jumlah *baffle* 16 buah yaitu 5 *baffle* pada zona *Desuperheating*, 6 *baffle* pada zona *Condensing* dan 5 buah *baffle* pada zona *Subcooling* sedangkan pada hasil *redesign* memiliki total *baffle* 17 buah dengan peletakan 8*baffle* pada zona *Desuperheating*, 4 *baffle* pada zona *Condensing* dan 5 *baffle* pada zona *Subcooling*. Perbedaan hasil jumlah *baffle* ini disebabkan karena pada hasil perhitungan berdasarkan panjang masing-masing zona pada *redesign* sedangkan pada *existing* kemungkinan memiliki panjang masing-masing zona yang berbeda dengan *redesign* akan tetapi memiliki panjang total yang sama.

#### 8. Pressure Drop Tube (ΔP<sub>tube</sub>)

Pada *pressure drop existing* yang ada pada *tube* memiliki nilai sebesar 0,6 kg/cm<sup>2</sup> sedangkan pada hasil *redesign* memiliki nilai sebesar 0,27 kg/cm<sup>2</sup>. Hal ini menunjukkan *pressure drop* sisi *tube* yang ada pada *redesign* memiliki nilai lebih kecil dari *existing*. Hal ini dapat terjadi karena koefisien friksi pada perhitungan didapatkan dari *moody diagram* dan kemungkinan berbeda dengan kondisi sebenarnya.

#### 9. Pressure Drop Shell (ΔP<sub>shell</sub>)

Untuk *pressure drop existing* yang ada pada *shell* memiliki nilai sebesar 0,5 kg/cm<sup>2</sup> akan tetapi *redesign* memiliki nilai lebih besar yaitu 0,67 kg/cm<sup>2</sup>. Perbedaan ini disebabkan karena pada *existing* memiliki *baffle* dengan jumlah yang lebih sedikit yaitu 16 buah sedangkan pada *redesign* memiliki jumlah *baffle* yang lebih banyak yaitu 17 buah. Hal ini sesuai dengan persamaan rumus *pressure drop* pada sisi *shell*:  $\Delta P = \frac{f G_s^2 (N_B + 1) D_s}{2 \rho D_e \Phi_s}$ , dimana semakin banyak jumlah *baffle* (N<sub>B</sub>)

maka semakin besar pula *pressure drop* (ΔP) yang dihasilkan.

## IV KESIMPULAN

Dari analisa yang telah dilakukan maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Dimensi zona *Desuperheating* memiliki panjang maksimal 2.9 m, luas perpindahan panas efektif 520 m<sup>2</sup>, jarak *baffle spacing* 0,345 m, jumlah *baffle* 8 buah, *Overall Heat Transfer Coefficient* 520,43 Watt/m<sup>2</sup>K, *Pressure drop* 49481,3 N/m<sup>2</sup>.
2. Dimensi zona *Condensing* memiliki panjang maksimal 9,39 m, luas perpindahan panas efektif 739,5 m<sup>2</sup>, jarak *baffle spacing* 1,8 m, jumlah *baffle* 4 buah, *Overall Heat Transfer Coefficient* 3738,3 Watt/m<sup>2</sup>K, *Pressure drop* 6,3 N/m<sup>2</sup>.
3. Dimensi zona *Subcooling* memiliki panjang maksimal 1,66 m, luas perpindahan panas efektif 131 m<sup>2</sup>, jarak *baffle spacing* 0,345 m, jumlah *baffle* 5 buah, *Overall Heat Transfer Coefficient* 3659,8 Watt/m<sup>2</sup>K, *Pressure drop* 318152,15 N/m<sup>2</sup>.
4. Dimensi total *High Pressure Heater* memiliki panjang total 14 m, luas perpindahan panas efektif 1102,3 m<sup>2</sup>, total jumlah *baffle* 16 buah, total *Overall Heat Transfer Coefficient* 733 Watt/m<sup>2</sup>K, total *pressure drop* pada *shell* 65.704,55 N/m<sup>2</sup>, total *pressure drop* pada *tube* 26.477,95 N/m<sup>2</sup>.
5. *Pressure Drop* pada sisi tube berada dalam batas toleransi yaitu sebesar 26.477,95 N/m<sup>2</sup> sedangkan pada sisi *shell* melebihi dari batas toleransi yaitu sebesar 65.704,55 N/m<sup>2</sup> dan memiliki effectiveness sebesar 0,86.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran, Michael J and Shapiro, Howard N., "Termodinamika Teknik Jilid 1", edisi 4, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1994
- [2] Incropera, Frank P., Dewitt, David P., Bergman, Theodore L., Lavine, Adrienne S., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", sixth edition, John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd, 2007
- [3] Kakac, Sadik., Liu, Hongtan., Pramuanjaroenkij, Anchasa., "Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design", Third Edition, CRC Press, Taylor and Francis Group, United States of America, 2012