



KAJIAN ALAT PENUKAR KALOR *SHELL AND TUBE* MENGGUNAKAN PROGRAM *HEAT TRANSFER RESEARCH INC (HTRI)*

¹Marno, ²Awal Nurahmadi

^{1,2}Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Singaperbangsa Karawang

¹marno@staff.unsika.ac.id, ²a4hapfam@gmail.com

INFO ARTIKEL

Diterima : 10 November 2016

Direvisi : 15 Desember 2016

Disetujui : 21 Januari 2017

Kata Kunci :

Ekonomiser, *heat transfer*, *heat exchanger*, HTRI.

ABSTRAK

Perkembangan teknologi yang memicu lahirnya revolusi industri salah satunya adalah ditemukannya mesin uap atau boiler. Harga bahan bakar terus merangkak naik, maka banyak perusahaan berusaha untuk menekan pemakaian bahan bakar tanpa mengganggu proses produksinya. Metode untuk menaikan efisiensinya adalah dengan memanfaatkan gas panas yang terbuang dari cerobong bila temperaturnya masih cukup tinggi (diatas 200°C). Gas buang tersebut dapat digunakan untuk memanaskan air pengisi boiler atau memanaskan udara pembakar bahan bakar boiler (ekonomiser). Ekonomiser adalah alat penukar kalor yang memindahkan gas asap hasil pembakaran ke air pengisian boiler. Pada penelitian ini fokus kepada analisis performa alat penukar panas *shell and tube*. Dari data yang diperoleh hasil analisis daya penukar panas adalah 165477 W. Hasilnya hampir sama dengan output dari program HTRI yaitu 166700 W. Kualitas alat penukar kalor yang direncanakan dapat dilihat dari nilai efektivitas dan faktor pengotoran dari alat yang direncanakan. Nilai efektivitas perencanaan ini bernilai 51 % dan faktor pengotoran bernilai 0,00289 °C.m²/W.

I. PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi yang memicu lahirnya revolusi industri salah satunya adalah ditemukannya mesin uap atau boiler. Sebagai mesin penghasil uap yang akan digunakan sebagai tenaga penggerak atau pemanas, keberadaannya hampir selalu dibutuhkan di setiap industri, baik pembangkit tenaga listrik atau industri manufaktur.

Boiler sebagai penggerak tersebut merupakan pesawat atau bejana yang disusun untuk mengubah air dengan jalan pemanasan, dimana energi kimia dirubah menjadi energi panas. Panas yang digunakan untuk membuat uap air didapat dari hasil pembakaran maka boiler harus mempunyai dapur sebagai tempat pembakaran, dimana boiler terdiri dari drum yang tertutup pada ujung serta pangkalnya dan dalam perkembangannya dikenal dengan boiler pipa api atau boiler pipa air [1].

Salah satu industri manufaktur yang menggunakan boiler yaitu PT. NT PISTON RING. PT. NT PISTON RING Indonesia adalah salah satu perusahaan komponen otomotif yang berdiri sejak tahun 2002 di kawasan industri Surya Cipta Karawang. Perusahaan ini bergerak dalam bidang komponen otomotif yang memproduksi Ring piston. Dalam alur proses produksinya, PT. NT PISTON RING Indonesia membutuhkan boiler untuk memanaskan larutan pelapis pada ring piston. Jenis boiler yang digunakan di tempat ini adalah jenis pipa air dengan kapasitas dua ton dan diaplikasikan sebagai pemanas pada mesin produksi dengan bahan bakar burnernya adalah natual gas dan solar diesel.

Mengingat harga bahan bakar untuk burner terus merangkak naik, maka banyak perusahaan berusaha untuk menekan pemakaian bahan bakar tanpa mengganggu proses produksinya. Ada beberapa cara yang dilakukan diantaranya adalah menaikan efisiensi baik tenaga kerja maupun mesin-mesin pembangkitnya, untuk mesin diesel maupun mesin boiler dengan menambahkan proses pemanfaatan panas yang masih bisa digunakan. Khusus boiler, metode untuk menaikan efisiensinya ada bermacam-macam, diantaranya adalah dengan mengembalikan air kondensat bekas pemakaian dari mesin produksi kedalam water tank, kemudian cara lain adalah memanfaatkan gas panas yang terbuang dari cerobong bila temperaturnya masih cukup tinggi (diatas 200°C) untuk memanaskan air pengisi boiler ataupun digunakan untuk memanaskan udara pembakar bahan bakar boiler (ekonomiser) [2]. Metode lain untuk meningkatkan efisiensi sistem dapat dilakukan dengan meningkatkan performasi boiler (ekonomiser) itu sendiri dengan membuat rancangan boiler sebaik mungkin dari sisi transfer panasnya yang kini telah banyak dilakukan menggunakan software komputer.

Ekonomiser adalah alat penukar kalor yang memindahkan gas asap hasil pembakaran ke air pengisian boiler. Hal ini dimaksudkan untuk meningkatkan efisiensi boiler yaitu untuk menghemat pemakaian bahan bakar, proses pendidihan didalam drum tidak terlalu lama dan untuk menghindari pengerutan dinding didalam drum ketel. Didalam sebuah ekonomiser terdapat sebuah alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang berfungsi untuk menyerap panas dari gas buang. Jenis alat penukar kalor (*heat*

exchanger) yang akan direncanakan pada boiler GC-2000ZH Miura dalam penelitian ini adalah jenis *shell and tube*. Alat penukar kalor jenis ini terdiri dari sebuah *shell* silindris dibagian luar dan sejumlah *tube* dibagian dalam, dimana temperature fluida didalam *tube* berbeda dengan diluar *tube* (di dalam *shell*) [3].

Perpindahan panas antara fluida didalam *tube* dan diluar *tube*. Metode perancangan yang digunakan akan dikerjakan dengan perhitungan secara manual dan dengan program software HTRI [4]. Setelah perencanaan secara manual selesai kemudian alat penukar kalor tersebut akan di analisa dengan sistem komputerisasi yaitu dengan program HTRI. Manganalisis alat penukar kalor dengan bantuan HTRI digunakan untuk mengetahui kualitas dari alat penukar kalor tersebut berdasarkan koefisien perpindahan panas keseluruhan, faktor pengotoran dan penurunan tekanan yang akan terjadi sehingga mampu memberikan desain penukar kalor yang lebih baik. Metode perancangan penukar kalor menggunakan software HTRI telah banyak dilakukan dan mendapatkan hasil yang baik dan optimum dalam mentransfer panas dan penurunan *pressure drop* sebagai contoh adalah perancangan Amonia *Desuperheater-Condenser* [5].

II. METODE PENELITIAN

Metode penelitian yang dilakukan dalam penelitian ini dibagi menjadi empat tahapan yaitu studi literatur, pengumpulan data, analisa dengan cara manual dan bantuan komputer, dan analisis hasil simulasi komputer. Tahapan-tahapan tersebut dijelaskan lebih rinci sebagai berikut:

A. Studi literatur

Studi literatur dilakukan kajian-kajian secara teori mengenai konsep boiler, ekonomiser dan alat penukar kalor. Kajian literatur mengenai langkah dan perhitungan analisis alat penukar kalor dan kajian mengenai data penelitian yang telah ada dari hasil perhitungan yang dilakukan secara manual.

B. Tahapan pengumpulan data

Tahapan pengumpulan data dilakukan dengan mencari data-data yang dibutuhkan untuk input perhitungan dari Boiler GC-2000ZH Miura. Selanjutnya dilakukan pengamatan langsung dan pengukuran dimensi alat penukar kalor yang sesuai dengan kondisi lapangan.

C. Tahapan analisa dengan metode manual dan komputer

Tahapan analisa dengan metode manual dan komputer dilakukan tahapan perhitungan alat penukar kalor dengan metode manual kemudian dilanjutkan manganalisis simulasi perhitungan data tersebut menggunakan bantuan software HTRI.

D. Tahapan analisis hasil simulasi

Tahapan terakhir yaitu analisis hasil simulasi dilakukan analisis performasi perbandingan antara perhitungan secara manual dengan hasil simulasi yang dilakukan oleh bantuan software HTRI. Hasil perbandingan kedua metode tersebut digunakan untuk memberikan hasil perancangan desain terbaik untuk penukar kalor.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Data survey spesifikasi mesin boiler

Tabel 1. Data Survey Boiler

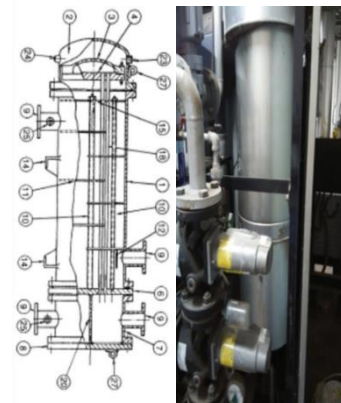
BOILER TYPE	GC-2000ZH MIURA	
ITEM	UNIT	NATURAL GAS / DIESEL FUEL
Main unit		
Boiler type	Once-trought steam boiler
Max. working pressure	Kg/cm (Mpa)	10.0 (0.98)
Evaporation	Kg/h	2000
Heat output	MWatt	1.25
Heating surface	m ²	9.90
Water content	L	138
Boiler efficiency	%	More than 85.0
Fuel consumption	m ³ N/h, l/h	129 , 136
Chimney diameter *	Ømm	400
Flue gas average temperature	°C	200
Feed water pump capacity	L/h	3200
Feed water average temperature	°C	45
Pressure Output pump	Mpa	0,2
Pressure Output chimney	Mpa	0,2



Gambar 1. Boiler GC-2000ZH Miura [6]

A. Spesifikasi Heat Exchanger

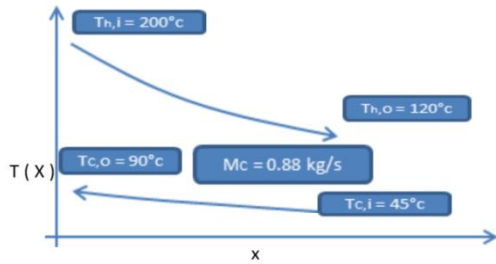
Spesifikasi *Heat exchanger* yang dirancang dan dianalisa untuk menaikkan suhu air umpan boiler (Economiser) GC-2000ZH Miura adalah *Shell and Tube Heat Exchanger*. Standar TEMA yang dipilih adalah A E P, *One Pass Shell Two Pass Tube* dan klasifikasi type R (penggunaan *heat exchanger* pada dunia industri berat) [7].



Gambar 2. Perencanaan Type HE & Chimney [6]

B. Hasil Analisis Dengan Perhitungan Teoritis
Perhitungan perencanaan Alat Penukar Kalor (*Heat exchanger*) *Shell and Tube* di mulai dengan:

- 1) Neraca Energi Laju Perpindahan Kalor [8]
 - a) *Schematic diagram*



Gambar 3. Diagram Profile Temperature

b) Neraca Energi

Besarnya perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan Neraca Energi sebagai berikut [8] :

$$Q = Q_h = Q_c \quad (1)$$

$$Q_c = m_c \cdot C_{pc} \cdot \Delta t_c \quad (2)$$

$$Q_c = 0.88 \text{ kg/s} \cdot 4178. \text{ j/kg}^\circ\text{C} \cdot (90 - 45)^\circ\text{C}$$

$$= 165476.5 \text{ watt}$$

$$= 165.477 \text{ kw}$$

Diasumsikan bahwa kalor yang di terima fluida dingin air umpan seluruhnya dilepaskan oleh flue gas sehingga bisa diketahui besarnya laju aliran massa gas.

$$Q_c = m_h \cdot C_{ph} \cdot \Delta t_h$$

$$m_h = \frac{Q_c}{c_{ph} \cdot \Delta t_h}$$

$$\Delta t_h = (200 - 120)^\circ\text{C} = 80^\circ\text{C}$$

$$= \frac{165476.5 \text{ w}}{1006.1 \text{ j/kg} \times 80^\circ\text{C}}$$

$$= 2.055 \text{ kg/s}$$

2) Beda Temperature Rata – Rata Logaritma (LMTD)

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$= 200^\circ\text{C} - 90^\circ$$

$$= 110^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

$$= 120^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C}$$

$$= 75^\circ\text{C}$$

$$LMTD = \frac{(110 - 75)^\circ\text{C}}{\ln \frac{110^\circ\text{C}}{75^\circ\text{C}}}$$

$$= \frac{35}{\ln 1.467}$$

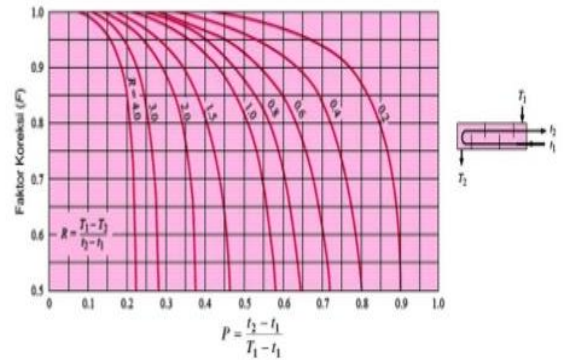
$$= 92.10^\circ\text{C}$$

Faktor koreksi untuk satu pass sheel dan dua pass tube

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} = \frac{(200 - 120)}{(90 - 45)} = 1.7$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} = \frac{(90 - 45)}{(200 - 45)} = 0.29$$

Jadi Ft = 0.93



Gambar 4. Grafik nilai faktor koreksi LMTD

3) Properti fluida yang bekerja pada *Heat Exchanger* [9]

Sifat Fisika

Air, dari tabel *steam*:

Temperature, °C	45	90	$T_{c1} + \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2}$
Cp (J/kg.°C)	4180	4206	4188,5
k (W/m.°C)	0,637	0,675	0,661
μ (kg/m.s)	$0,506 \times 10^{-3}$	$0,315 \times 10^{-3}$	$0,418 \times 10^{-3}$
ρ (kg/m ³)	990,1	965,3	979,05
Pr	3,91	1,96	2,65

Udara pada tekanan atmosfer:

Temperature, °C	45	90	$T_{h1} + \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2}$
Cp (J/kg.°C)	1011	1023	1016
k (W/m.°C)	0,03235	0,03779	0,03511
μ (kg/m.s)	$2,214 \times 10^{-5}$	$2,577 \times 10^{-5}$	$2,42 \times 10^{-5}$
ρ (kg/m ³)	0,8977	0,7459	0,8148
Pr	0,7073	0,6974	0,7014

4) Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Desain (Ud)
Koefisien perpindahan kalor menyeluruh desain dapat diketahui dengan menggunakan persamaan:

$$Ud = \frac{q}{A \cdot (F \cdot LMTD)} \quad (4)$$

Asumsi Nilai Ud dari tabel 8 Kern Gas - Water

$$A = \frac{q}{Ud \cdot (F \cdot LMTD)}$$

$$\text{diambil} = 24 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 136,2768 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$= \frac{165476,5 \text{ w}}{136,2768 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \cdot (0,93 \cdot 92,10)^\circ\text{C}}$$

$$= 14,177 \text{ m}^2$$

5) Perhitungan Sisi Tube

a) Menentukan Jumlah Tube

Spesifikasi tube yang digunakan

OD : 3/4 inch = 0,01905 m

ID : 0,584 inch = 0,01483 m

BWG : 14, thickness = 0,002108 m

Flow area/tube (a'): 0,268 inch² = 0,000173 m²

Panjang tube (L) : 6 ft = 1,8288 m

Jumlah Tube

$$Nt = \frac{A}{L \cdot \pi \cdot d_{o,t}} \quad (5)$$

$$= \frac{14,177 \text{ m}^2}{1,83 \text{ m} \cdot 0,314 \cdot 0,01905 \text{ m}} = 130 \text{ Tube}$$

$$D_s = 317 + 88 = 405 \text{ mm}$$

b) Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total (at)

$$a_t = Nt \frac{a' t}{n} \quad (6)$$

$$= 130 \frac{0,000645 \text{ m}^2}{2} = 0,0112 \text{ m}^2$$

c) Kecepatan Aliran Massa Air umpan (Water) (Gt)

$$G_t = \frac{m_c}{a_t} \quad (7)$$

$$G_t = \frac{0,88 \text{ kg/s}}{0,0112 \text{ m}^2} = 80 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

d) Bilangan Reynold (Re, c)

$$Re, c = \frac{d_{i,t} G_t}{\mu} \quad (8)$$

$$Re, c = \frac{14,83 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 80 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}{4,18 \cdot 10^{-4} \text{ kg/ms}} = 2838,27$$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam tube adalah aliran transisi turbulen karena $Re, c > 2300 < 4000$ [10].

e) Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi (hi)
Koefisien perpindahan kalor konveksi (hi) dapat dicari dari persamaan Nusselt (Nu) sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h \cdot d_{i,t}}{k} \quad (9)$$

$$Nu = 0,023 Re, c^{0,8} Pr, t^{0,4}$$

$$= (0,023) (2838,27)^{0,8} (2,65)^{0,4}$$

$$= 0,023 \cdot 578,686 \cdot 1,477 = 19,659$$

Sehingga :

$$h_i = \frac{Nu \cdot K}{d_{i,t}} = \frac{19,659 \cdot 0,661 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}}{0,01483 \text{ m}} = 876,217 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

6) Perhitungan Sisi Shell

a) Menghitung Diameter Shell

Spesifikasi parameter yang digunakan dalam perhitungan diameter shell

Susunan tube = Triangular

Triangular pitch $P_t = 1,25 d_o = 1,25 \cdot 0,019 = 0,023 \text{ m}$

$C = 0,25 d_o = 0,25 \cdot 0,019 = 0,00475 \text{ m}$

Persamaan untuk menghitung diameter shell

$$D_s = D_b + C_l \quad (10)$$

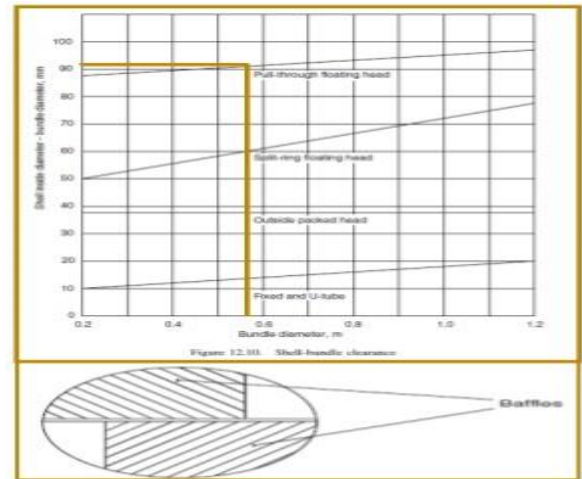
Dimana, D_b = diameter bundel, $D_b = d_o$

$$\left(\frac{Nt}{K_1}\right) \frac{1}{n_1} = 0,019 \left(\frac{Nt \cdot 130}{0,259}\right) \frac{1}{2,207}$$

$$= 0,019 (522,08)^{0,45}$$

$$= 0,317 \text{ m}$$

$D_s = 317 + C_l$ Nilai C_l untuk pull through floating head = 88 mm



Gambar 5. Nilai Clearance

Baffle spacing (B) = $0,45 d_{i,s} = 0,45 \cdot 405 \text{ mm} = 182,25 \text{ mm}$

Perkiraan jumlah baffle = $\frac{L - \text{Bin spacing} - \text{Bout spacing}}{B}$

$$(11) \quad = \frac{1829 \text{ mm} - 400 \text{ mm} - 400 \text{ mm}}{182,25 \text{ mm}} = 5,6 = 6$$

b) Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total (as)

$$a_s = \frac{d_{i,s} \cdot C' \cdot B}{P_t} \quad (12)$$

$$a_s = \frac{0,405 \cdot 0,00475 \text{ m} \cdot 0,18225 \text{ m}}{0,023 \text{ m}} = 0,015 \text{ m}^2$$

c) Kecepatan Aliran Massa Flue gas (Gs)

$$G_s = \frac{m_h}{a_s} \quad (13)$$

$$= \frac{2,055 \text{ kg/s}}{0,015 \text{ m}^2} = 137 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

d) Bilangan Reynold (Re, h)

$Re, h = \frac{d_e G_s}{\mu}$, dimana d_e = diameter hidrolis

$$= \frac{4 \left(\frac{1}{2} P_t \cdot 0,86 P_t - \frac{1}{2} \pi d_{o,t}^2 \right)}{\frac{1}{2} \pi d_{o,t}}$$

$$= \frac{4 \left(\left(\frac{1}{2} \cdot 23 \cdot 0,86 \cdot 23 \right) - \frac{1}{2} \pi 19,05^2 \right)}{\frac{1}{2} \pi 19,05}$$

$$= \frac{4 \left((11,5 \cdot 19,78) - 142,439 \right)}{29,909}$$

$$= 11,371 \text{ mm}$$

$$= 0,01137 \text{ m}$$

$$\text{maka, Re, } h = \frac{11,37^{10-3m} \cdot 137 \text{ kg/m.s}}{2,420 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \text{s}}$$

$$= 64367,36$$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam *tube* adalah aliran turbulen karena $Re, c > 2300$.

- e) Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi (h_o)
Koefisien perpindahan kalor konveksi (h_o) dapat dicari dari persamaan Nusselt (Nu) sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h \cdot d_e}{k}$$

$$= 0,027 Re, h^{0,8} Pr, s^{0,4}$$

$$= (0,027) (64367,36)^{0,8} (0,7014)^{0,4}$$

$$= 0,027 \cdot 7029,631 \cdot 0,8677$$

$$Nu = 164,689$$

$$\text{Sehingga, } h_o = \frac{Nu \cdot K}{d_e}$$

$$= \frac{164,689 \cdot 0,03511 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,01137 \text{ m}}$$

$$= 508,551 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- 7) Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Bersih (U_c)
Nilai k adalah Thermal conductivity SUS 304 *Tube* = $16,3 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(\frac{r_o}{r_i})}{2\pi L k} + \frac{1}{h_o}} \quad (14)$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{876,217} + \frac{\ln(\frac{9,525}{7,415})}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,823 \cdot 16,3} + \frac{1}{508,551}}$$

$$= \frac{1}{0,00114 + 0,00134 + 0,00196} = 224,719 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- 8) Faktor Pengotoran (R_f)

$$R_f = \frac{U_c - U_d}{U_c \cdot U_d} \quad (15)$$

$$= \frac{224,719 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} - 136,2768 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{224,719 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot 136,2768 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = 0,00289 \text{ }^\circ\text{C}$$

. m^2/W

- 9) Penurunan Tekanan (ΔP)

a) Sisi *Tube* :

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot d_{i,t} \cdot \rho \cdot \phi} \quad (16)$$

$$= \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot (80 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})^2 \cdot 1,823 \text{ m} \cdot 2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 14,83 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 979,05 \text{ kg/m}^3 \cdot 1} = \frac{1400,064}{273,342}$$

$$= 5,122 \text{ kg/m}^2$$

b) Sisi *Shell*:

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot d_{i,s} \cdot (nb+1)}{2 \cdot g \cdot d_e \cdot \rho \cdot \phi} \quad (17)$$

$$= \frac{0,04 \cdot (137 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})^2 \cdot 405 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot (6+1)}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 1,137 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 0,8148 \text{ kg/m}^3 \cdot 1}$$

$$= \frac{2128404,6}{18,17}$$

$$= 117138,39 \text{ kg/m}^2$$

- 10) Laju Kapasitas Kalor (C)

a) Untuk perhitungan fluida dingin di *tube*:

$$C_c = m_c \cdot C_p, c \quad (18)$$

$$= 0,88 \text{ kg/s} \cdot 4188,5 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$= 3685,88 \text{ W}^\circ\text{C}$$

b) Untuk perhitungan fluida panas di sisi *shell*:

$$C_h = m_h \cdot C_p, h \quad (19)$$

$$= 2,055 \text{ kg/s} \cdot 1016 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$= 2087,88 \text{ W}^\circ\text{C}$$

Dari laju kapasitas kalor yang didapat, $C_c > C_h$ maka $C_{maks} = C_c$ dan $C_{min} = C_h$.

- 11) Laju Perpindahan Kalor Maksimum (Q_{maks})

$$Q_{maks} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (20)$$

$$= 2087,88 \text{ W}^\circ\text{C} \cdot (200 - 45)^\circ\text{C}$$

$$= (2087,88 \cdot 155) \text{ Watt}$$

$$= 323621,4 \text{ Watt}$$

- 12) Efektifitas Alat Penukar Kalor (ϵ)

Efektifitas suatu alat penukar kalor didapat dengan membandingkan antara laju perpindahan kalor aktual dengan laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin terjadi.

$$\epsilon = \frac{Q_{actual}}{Q_{maks}} \times 100\% \quad (21)$$

$$= \frac{165476,5}{323621,4} \times 100\%$$

$$= 0,51$$

$$= 51\%$$

- 13) *Number of Transfer Unit* (NTU)

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}$$

$$= \frac{136,2768 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot 14,177 \text{ m}^2}{2087,88 \text{ W}^\circ\text{C}}$$

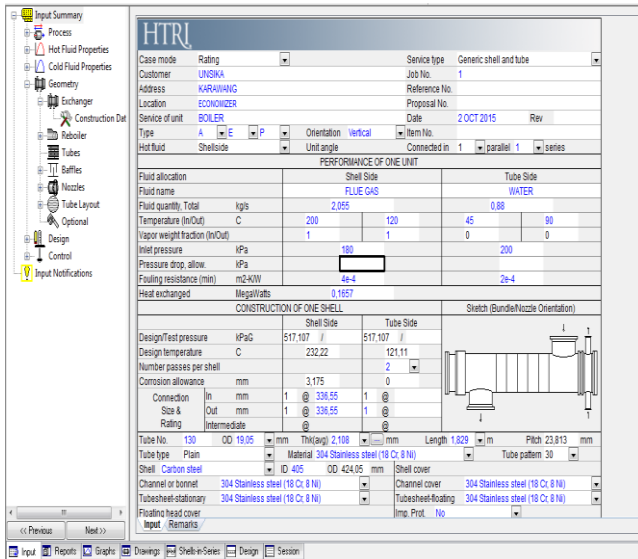
$$= 0,92$$

C. Perhitungan Dengan Program HTRI

Dalam perhitungan menggunakan program HTRI, hanya dimasukan data – data yang telah diketahui dalam perencanaan awal alat penukar kalor diantaranya adalah suhu, laju aliran masa salah satu fluida, tekanan, serta asumsi–asumsi perancangan berdasarkan standar dari TEMA, *Perrys hand book* dan pustaka Kern [8].

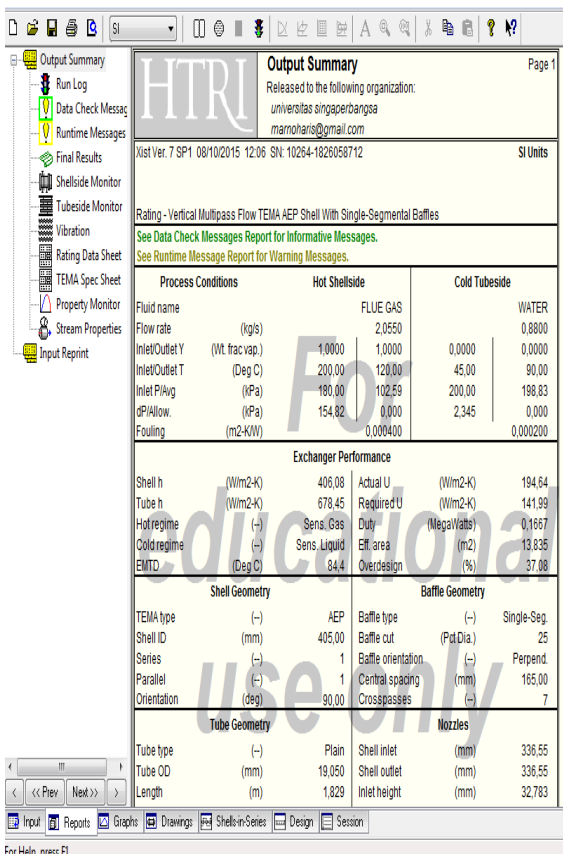
- 1) Proses memasukan data

Pada proses ini, hanya dimasukan data yang dibutuhkan oleh program berdasarkan asumsi perancangan. Beda halnya dengan menggunakan perhitungan manual, tidak semua data yang kita ketahui harus dimasukan dalam proses perhitungan HTRI. Program hanya memberikan tanda untuk data yang harus dimasukan dan selebihnya program akan memproses data secara otomatis. Seperti yang terlihat pada gambar.



Gambar 6. Input Summary

2) Hasil Proses Pengolahan Data



Gambar 7. Output Summary

Jika proses memasukan data sudah selesai, maka data akan diolah secara otomatis oleh program dan akan diketahui apakah perencanaan berhasil atau tidak. Jika perencanaan gagal, program akan memberikan pesan eror dan perbaikan yang harus dilakukan dalam memasukan data. Jika berhasil, program akan memberikan hasil berupa tabel seperti yang terlihat pada gambar.

D. Analisa Data Hasil Perhitungan

TABEL II
PERBANDINGAN HASIL PERENCANAAN MANUAL

	Perhitungan Manual	Perhitungan HTRI
Laju perpindahan kalor (q)	165477 W	166700 W
LMTD	85,65 °C	82,6 °C
Luas area	14,177 m ²	13,385 m ²
Koefisien perpindahan kalor desain (Ud)	136,2768 W/m ² °C	145,05 W/m ² °C
Koefisien perpindahan kalor bersih (Uc)	224,719 W/m ² .°C	154,92 W/m ² .°C
Jumlah baffle	6	6

Perbandingan antara perhitungan manual dan komputerisasi dapat dilihat dari perbedaan laju perpindahan kalor, LMTD, luas area, koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain dan bersih dan jumlah baffle. Perbedaan nilai perhitungan ini diakibatkan perhitungan dengan menggunakan program lebih akurat daripada menggunakan perhitungan manual dan perbedaan penggunaan nilai asumsi yang digunakan [9].

Kerja penukar panas yang terdapat pada perhitungan perencanaan manual adalah 165477 W. Hasilnya hampir sama dengan keluaran dari program HTRI yaitu 166700 W. Pada perhitungan LMTD Faktor koreksi menjadi hal yang membuat perbedaan hasil antara program HTRI 82,6°C dan hasil perhitungan manual 85,65°C Luas penampang perpindahan panas yang dihasilkan dengan paket program HTRI adalah 13,385 m², sedangkan dari perhitungan manual sebesar 14,177 m². Perbedaan luas area di sebabkan penggunaan dari nilai koefisien perpindahan kalor desain yang dipakai.

IV. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan sebelumnya, dapat diambil beberapa kesimpulan yaitu dari data yang ditunjukkan pada perhitungan manual dan dengan program HTRI menunjukkan hasil analisa yang tidak terlalu jauh perbedaannya. Kerja penukar panas yang terdapat pada perhitungan perencanaan manual adalah 165477 W. Hasilnya hampir sama dengan keluaran dari program HTRI yaitu 166700 W. Selain itu, kualitas alat penukar kalor yang direncanakan dapat dilihat dari nilai efektivitas dan faktor pengotoran dari alat yang direncanakan. Nilai efektivitas perencanaan ini bernilai 51 % dan faktor pengotoran bernilai 0,00289 °C.m²/W. Untuk kondisi fluida yang sama, terdapat perbedaan perhitungan antara komputerisasi dan manual dalam melakukan perencanaan APK. Perbedaan ini dikarenakan ketelitian perhitungan program lebih akurat daripada perhitungan secara manual.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada redaksi Jurnal Barometer serta seluruh rekan dosen Fakultas Teknik Universitas Singaperbangsa Karawang.

DAFTAR RUJUKAN

- [1] Chengel, Yunus A, "*Heat Transfer*", McGraw-Hill, New York, 2007
- [2] Holman, J P. "*Perpindahan Kalor*" Terjemahan Ir. E Jasjfi, Msc, Jakarta, Erlangga, 1984. Davis, Fred D., User acceptance of information technology: Toward a unified view, *Management Information System Quarterly*, Volume 27, 2003, pp. 425 – 478.
- [3] Incropera, Frank P., dan Dewitt, David P., "*Fundamental of Heat and Mass Transfer*", 4th Edition, John Wiley and Sons, United States of America, 1996
- [4] Kern, Donald Q. "*Process Heat Transfer*", McGraw-Hill International, New York, 1965
- [5] Sahajpal, S. dan Shah, P. D., Thermal Design of Ammonia Desuperheater-Condenser and Comparative Study with HTRI, *Procedia Engineering*, Volume 51, 2013, pp. 375 – 379.
- [6] "*Standards of The Tubular Exchanger Manufakturers Association*", 9th edition, Tarrytown, New York 10591, 2007
- [7] Lienhard, John H, "*Heat Traansfer*". Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1987
- [8] Perry, Robert H., dan Green, Don W, "*Perry's Chemical Engineers' Hand Book*, 7th Edition, McGraw-Hill, United states of Amerika, 1997.
- [9] "*Standards of The Tubular Exchanger Manufakturers Association*", 9th edition, Tarrytown, New York 10591, 2007
- [10] Departemen Tenaga Kerja. 2000. "*Bahan Pelatihan Operator Ketel Uap*". Jakarta: BINA PRIMA.