

## Analisa Kinerja Dan Kekuatan Konstruksi Shell Pada Surface Condenser

Al Araf<sup>1\*</sup>, Yogi Sirodz Gaoz<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor

\*e-mail: rahmantek260499@gmail.com

### ABSTRAK

Penelitian dilakukan untuk mengetahui kinerja shell dari surface condenser dan mengetahui kekuatan konstruksi shell. Dalam tahapan penelitian ini, penulis menghitung perpindahan panas, perpindahan panas total dan overall heat transfer (NTU). Berikutnya menghitung kekuatan konstruksi shell dengan tahapan melakukan perhitungan ketebalan dinding shell berdasarkan tekanan internal, menghitung MAWP pada shell dan head, menghitung tekanan tes hidrostatis pada shell. Perhitungan tekanan external shell dan menghitung kekuatan sambungan las, pada perhitungan kekuatan konstruksi menggunakan standar ASME yang terkait. Dari hasil perhitungan, kinerja shell pada surface condenser dan kekuatan konstruksi shell pada surface condenser didapatkan hasil kinerja surface condenser didapatkan LMTD (log mean temperature difference) 14,67°C. Overall Heat Transfer 8,3478w/m<sup>2</sup> C dan over design 0,10%. Dari hasil perhitungan ketebalan shell dan head pada surface condenser didapatkan hasil ketebalan shell 4,610 mm dan tebal Head 4,59 mm, perhitungan MAWP shell 418,59 psi untuk perhitungan tekanan tes hidrostatis untuk mengetahui tekanan hidrostatis sebesar 223,17 psi, dan hasil perhitungan sambungan las menggunakan elektroda ER 70S-6 diperoleh tegangan pengelasan 2.557,94 psi.

**Kata kunci :** kinerja shell; kekuatan konstruksi shell; Surface Condenser.

### ABSTRACT

The research was conducted to determine the shell performance of the surface condenser and to determine the strength of the shell construction. In this research stage, the writer calculates heat transfer, total heat transfer and overall heat transfer (NTU), then calculates the shell construction strength by calculating the shell wall thickness based on internal pressure, calculating MAWP on the shell and head, calculating the hydrostatic test pressure on the shell, calculating the external shell pressure and calculating the strength of the welded joint, in calculating the construction strength using the relevant ASME standards. ,67°C, Overall Heat Transfer 8.3478w/m<sup>2</sup> C and 0.10% over design. From the calculation of the thickness of the shell and head on the surface condenser, the shell thickness is 4.610 mm and the head thickness is 4.59 mm, the calculation of MAWP shell 418,59 psi, for hydrostatic test pressure calculation to find out hydrostatic pressure of 223.17 psi, and the results of the calculation of the weld connection using the ER 70S-6 electrode obtained a welding voltage of 2.557.94 psi.

**Keywords :** surface Condenser; shell performance; shell construction strength.

### PENDAHULUAN

Energi listrik merupakan salah satu kebutuhan pokok yang sangat penting dalam kehidupan manusia saat ini, dimana hampir semua aktifitas manusia berhubungan dengan energi listrik. Seiring dengan perkembangan zaman, pertumbuhan ekonomi dan tingkat populasi yang semakin tinggi maka permintaan energi listrik juga akan meningkat.[1] Pembangkit listrik tenaga

uap (PLTU) adalah sistem pembangkit tenaga listrik yang mengkonversikan energi kimia menjadi energi listrik yang menggunakan media air sebagai penggerakannya. Kelebihan PLTU adalah menghasilkan tenaga yang besar dengan memanfaatkan uap yang bertekanan tinggi yang mampu memutar turbin. komponen - komponen yang menunjang PLTU sehingga dapat menghasilkan energi listrik adalah Turbin, Generator, Condenser, dan Boiler.

Siklus pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) memiliki beberapa komponen seperti boiler, turbin, condenser, dan pompa. Yang dimana bilah salah satu dari komponen utama pada PLTU mengalami masalah mengakibatkan menurunnya efisiensi pembangkit listrik, hal itu tentu tidak diinginkan karena PLTU selalu beroperasi setiap hari dan terus menerus.

Pada umumnya industri perminyakan, PLTU menggunakan heat exchanger tipe shell and tube sebagai alat pendingin untuk melakukan pertukaran panas antar fluida. Penggunaan dari *heat exchanger* tipe *shell and tube* kurang lebih 35-45 % karena memiliki kelebihan konstruksi kokoh, mudah dalam perawatan dan bisa diperbaharui [2]

*Condenser* adalah alat penukar kalor dari *system* refrigerasi yang berfungsi sebagai pembuang kalor dan merubah wujud bahan pendingin dari gas menjadi cair salah satu jenis *surface condenser* adalah desain yang tidak memperhatikan kapasitas pelepasan kalor, Q dengan tekanan dan temperatur pada *shell* dan *tube*, *fluid* panas dan *fluid* dingin. Akibatnya terjadi kehilangan energi yang di indikasikan pada perubahan tekanan vakum dalam kondensor yang dimana proses kondensasinya tidak sempurna. Proses yang terjadi pada *shell* dan *tube* adalah proses perpindahan panas dari *fluid* panas ke *fluid* dingin secara konduksi dan konveksi [3]

Salah satu masalah yang terjadi di condenser adalah terjadinya pengotoran pada jalur *tube* air pendingin yang disebabkan oleh kotoran yang terbawah oleh air pendingin sehingga suplai air pendingin pada *condenser* dan kebocoran pada condenser yang berdampak pada ketidakstabilan performa condenser. Untuk mengetahui kinerja condenser digunakan metode perhitungan efektifitas-NTU. Kinerja kondenser dapat dilihat dari nilai efektifitas, laju perpindahan panas, metode LMTD dan resistensi termal pada condenser [4].

Efisiensi dari *Surface condenser* bergantung pada debit *fluid* panas dan *fluid* dingin, suhu *fluid* panas dan dingin, dan jenis bahan *shell and tube*. Arah dari alirannya fluida akan mempengaruhi juga besarnya perpindahan panas di *shell and tube* [5]

**Tinjauan Pustaka**

Cara kerja condenser adalah merubah uap keluaran turbin yang bertekanan tinggi menjadi air

dengan cara mengalirkan uap melewati *shell* dan *budle* [6].

Untuk menghitung kinerja *shell* pada *surface condenser* ada beberapa metode dalam perhitungan yaitu sebagai berikut:

**Pindah panas secara konduksi**

Perpindahan panas konduksi adalah proses perpindahan panas jika panas mengalir dari tempat yang suhunya tinggi ke tempat yang suhunya rendah, tetapi media perpindahan panasnya tetap. [7] Berikut *Hukum Fourier* tentang perpindahan panas secara konduksi:

$$\dot{Q}_{cond} = -KA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana:

*K* : Konduktifitas termal  $W/m \text{ } ^\circ C$

*A* : Luas permukaan  $m^2$

$\frac{dT}{dx}$  : Perubahan temperature terhadap ketebalan

**Perpindahan panas secara konveksi**

Konveksi merupakan perpindahan kalor akibat adanya perpindahan partikel-partikel dari suatu tempat ke tempat yang lainya akibat pemuaian dan hanya terjadi pada fluida. [8] Rumus menghitung perpindahan panas secara konveksi, yaitu sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{cond} = hA_s(T_s - T_\infty) \dots\dots\dots(2)$$

Dimana:

*h* : koefisien konveksi  $W/m \text{ } ^\circ C$

*T<sub>s</sub>* : Suhu permukaan  $^\circ C$

*T<sub>∞</sub>* : Suhu fluida  $^\circ C$

**Pindah panas secara radiasi**

Perpindahan panas secara Radiasi merupakan gelombang perpindahan panas karena adanya perbedaan suhu dan berlangsung secara gelombang elektromagnetik tanpa perantara. Dengan persamaannya adalah sebagai berikut:

$$Q = \varepsilon \times \sigma \times A (T_1^4 - T_2^4) \dots\dots\dots(3)$$

Dimana:

$\varepsilon$  : Emisitas bahan

$\sigma$  : Konstanta Stefan-boltzman

*A* : Luas permukaan yang tegak lurus

Selanjutnya menghitung pindah panas akibat aliran fluida di luar pipa. Perpindahan panas di luar pipa adalah perpindahan panas yang terjadi di dalam *Shell* dengan perpindahan panas secara konveksi yang melewati susunan tube pada *shell and tube heat exchanger*. [9]

**Zona Desuperheating dan Subcool**

Secara umum koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida melewati susunan tube yang memiliki sepuluh baris atau lebih Aliran di sekitar tabung baris pertama dari tabung penyusun mirip dengan silinder (terisolasi) tunggal dalam aliran silang. Sejalan dengan itu, koefisien perpindahan panas untuk tabung dibaris pertama kira-kira sama dengan untuk satu tabung aliran silang. untuk mengetahui jenis aliran pada sisi dapat menghitung kecepatan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [10]:

- Kecepatan Aliran sisi shell  

$$v = \frac{\dot{m}h}{\rho_{desup}(N_{row} S_T L)} \dots\dots\dots(4)$$

Dimana:

- $\dot{m}h$  : Aliran massa fluida panas (kg/s)
- $\rho_{desup}$  : density (kg/m<sup>3</sup>)
- $N_{row}$  : jumlah tube
- $S_T$  : Pictth tube sisi horizontal (mm)
- $L$  : Panjang tube (mm)

- Kecepatan max Aliran pada sisi shell  
 Setelah menghitung kecapatan aliran sisi shell, mampu mengetahui  $V_{max}$  dengan menggunakan persamaan berikut:

$$V_{max} = U_{\infty} \frac{s_n}{s_n - d} \times V \dots\dots\dots(5)$$

Dimana:

- $U_{\infty}$  : Kecepatan uap panas dalam shell
- $s_n$  : Pictth tube posisi vertical
- $d$  : diameter dalam tube
- $V$  : Kecepatan

Setelah menemukan nilai  $V_{max}$  maka dapat diketahui nilai Re (Reynold Number).

- Reynold Number  
 Untuk menghitung nilai Re (Reynold Number) dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho \times V_{max} \times d}{\mu} \dots\dots\dots(6)$$

Dimana:

- $Re$  : Reynold Number
- $\rho$  : Density (kg/m<sup>3</sup>)
- $V_{max}$  : Kecepatan maksimal
- $d$  : Diamter tube (mm)
- $\mu$  : Dynamic Viscosity (kg/m. s)

- Perpindahan panas secara konveksi luar tube zona desuperheating

Koefisien perpindahan panas antara dan permukaan pipa dapat dicari dengan meggunakan persamaan berikut [12]:

$$h_o = Nu \frac{k}{d_o} \dots\dots\dots(8)$$

Dimana:

- $h_o$  : koefisien perpindahan panas
- $Nu$ : Nusselt number
- $k$  : Konduktifitas termal
- $d$  : Diamter luar tube

**Log Mean Temperature Difference (LMTD)**

Metode LMTD adalah metode untuk mengetahui laju perpindahan panas dengan asumsi perpindahan panas antara pesawat dan lingkungannya diabaikan. Laju perpindahan panasnya adalah:

- Luas perpindahan panas zona desupeerheating  
 Luas perpindahan panas pada zona desuperheting diasumsikan sebesar 1% dari total luas permukaan tube sehingga luasan zona desuperheating adalah

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t \dots\dots\dots(10)$$

Dimana:

- $\pi$  : 3,14
- $d_o$  : Dieamter dalam tube (mm)
- $l$  : Panjang tube (mm)
- $N_t$  : Jumlah tube

- laju perpindahan panas  

$$q = U \times A \times \Delta T_{lm} \dots\dots\dots(11)$$

Dimana:

- $q$  : Laju perpindahan panas (w)
- $U$  : Overall heat transfer coefficient (w/m<sup>2</sup>K)
- $A$  : Luas bidang (m<sup>2</sup>)
- $\Delta T_{lm}$  : perbedaan temperature rata – rata (k)

Dimana untuk menghitung  $\Delta T_{lm}$  menggunakan persamaan sebagai berikut:

- Menghitung  $\Delta T_{lm,desup}$

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(T_{sat}-T_{x2})-(T_{sat}-T_{x1})}{\ln [(T_{sat}-T_{x2})/(T_{sat}-T_{x1})]} \dots\dots\dots(12)$$

Dimana:

- $\Delta T_{lm}$  : Perbedaan temperature rata-rata (k)
- $T_{sat}$  : Temperature saturasi (c)
- $T_{h1}$  : Temperature masuk steam (c)
- $T_{c2}$  : Temperature fluida keluar (c)
- $T_{c1}$  : Temperature fluida masuk (c)

Karena heat exchanger menggunakan tipe *surface condenser shell and tube* dengan *two passess*, maka untuk menghitung effectiveness adalah sebagai berikut:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \dots\dots\dots(17)$$

$C_r$  adalah rasio kapasitas panas yang mempunyai range nilai  $0 \leq C_r \leq 1$ .  $C_r$  dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots\dots\dots(18)$$

Dimana:

- $C_r$  : Rasio kapasitas panas

**Standar Internatsional Terkait**

Standar desain merancang surface condenser yaitu sebagai berikut:

**ASME BVPC Code Section V Non Destructive Examination**

ASME BPVC section V membahas tentang persyaratan dan metode untuk pemeriksaan tak rusak (NDE) yang dimaksudkan untuk mendeteksi permukaan dan ketidaksempurnaan internal pada material, las, bagian fabrikasi, dan komponen. Termasuk juga pemeriksaan radiografi, pemeriksaan ultrasonic, cairan pemekrisaan penetran, pemeriksaan partikel magnetic, pemeriksaan visual dan pemeriksaan kebocoran[19]

**ASME BVPC Code Section VIII Pressure Vessel**

Memberikan persyaratan rinci untuk desain, fabrikasi, pengujian, inspeksi dan setifikat Surface Condenser[20]

**Tinjauan ASME Sec. VIII Pressure Vessel**

ASME menerbitkan dan mempertahankan Kode Boiler dan Pressure Vessel Internasional (BPVC) yang menetapkan margin keselamatan yang dapat diterima. ASME Sec. VIII dari kode tersebut didedikasikan untuk bejana tekan. Ini memberikan persyaratan rinci untuk desain, fabrikasi, pengujian, inspeksi, dan sertifikasi bejana tekan dan bejana tekan yang tidak dikunci. Ini secara khusus mengacu pada bejana tekan yang beroperasi pada tekanan, baik internal maupun eksternal, yang melebihi 15 psig. Pembaruan terbaru diterbitkan pada 2017.

**ASME Code Sec. VIII**

Sec. VIII dibagi menjadi 3 bagian, yang masing-masing mencakup spesifikasi kapal yang berbeda. Divisi 1 membahas persyaratan untuk desain, fabrikasi, inspeksi, pengujian, dan sertifikasi. Divisi 2 memberikan persyaratan tentang bahan, desain, dan standar pemeriksaan non-destruktif. Divisi 3 memberikan pedoman untuk bejana tekan yang beroperasi pada tekanan internal atau eksternal di atas 10.000 psi

**ASME BPVC Code Section IX Welding and Brazing**

ASME BPVC code section IX membahas tentang spesifikasi prosedur pengelasan (WPS) dan catatan kualifikasi prosedur (PQR) adalah untuk menentukan bahwa pengelasan yang diusulkan untuk konstruksi adalah mampu memiliki sifat-sifat yang diperlukan untuk tujuan yang dimaksudkan. Tes kualifikasi prosedur adalah untuk menetapkan sifat-sifat pengelasan atau brazemen dan bukan keterampilan personal yang melakukan pengelasan[21]. pada ASME BPVC code section IX welding and Brazing ada beberapa pembahasan yaitu:

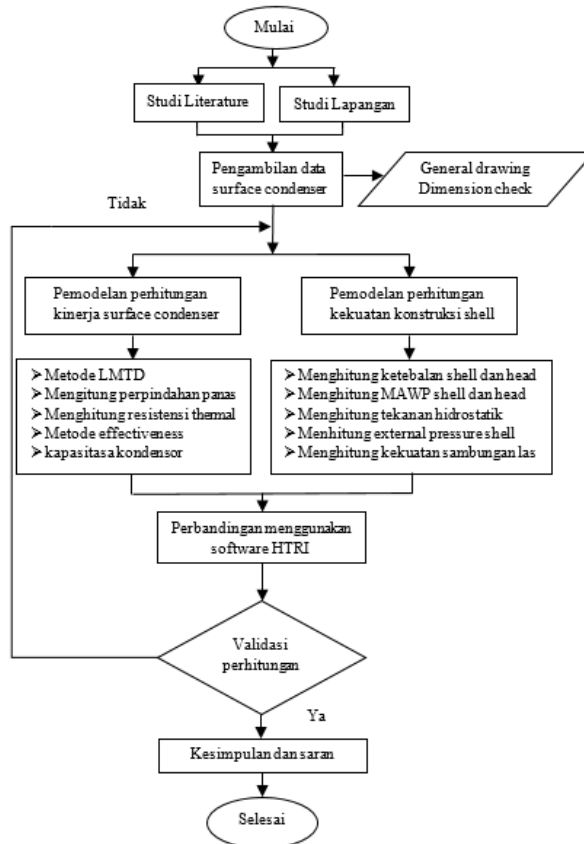
- persyaratan umum
- kualifikasi prosedur
- kualifikasi kinerja
- data
- Prosedur standar pengelasan

**Software Engineering**

Software engineer adalah software yang berfungsi untuk mendasain dan melakukan perhitungan pada alat yang akan di buat. Terkait

perancangan surface kondensor, menggunakan bantuan software HTRI Xchanger Suite Educational Lisence. HTRI Exchanger merupakan suatu perangkat lunak (software) yang digunakan untuk mensimulasikan desain dan menghitung proses pemindahan panas [22].

**METODE PENELITIAN**



Gambar 1. Diagram alir perhitungan kinerja dan kekuatan kostruksi shell

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

**Analisa kinerja shell pada surface condenser**

1. Menghitung LMTD (*log mean temperature difference*)  
 perhitungan LMTD (*log mean temperature difference*) pada zona desuperheating menggunakan persamaan. (11)

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(T_{sat}-T_{x2})-(T_{sat}-T_{x1})}{\ln [(T_{sat}-T_{x2})/(T_{sat}-T_{x1})]}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(142,2 - 32) - (22,85 - 37,59)}{\ln \frac{142,2 - 32}{22,85 - 37,59}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = 110,19^{\circ}\text{C}$$

2. Menghitung kecepatan aliran shell untuk menghitung kecepatan aliran shell menggunakan persamaan.(4)

$$v = \frac{\dot{m}h}{\rho_{desup}(N_{row} S_T L)}$$

$$v = \frac{69,42 \frac{kg}{s}}{0,3536 kg/m^3 \times (431 \times 0,00238 \times 3,496m)}$$

$$v = 54,7476 \frac{m}{s}$$

3. Menghitung kecepatan maksimal aliran shell Setelah menghitung kecepatan aliran sisi shell, mampu mengetahui  $V_{max}$  dengan menggunakan persamaan. (5)

$$V_{max} = U \infty \frac{S_n}{S_n - d} \times V$$

$$V_{max} = \frac{0,0206}{0,01906} \times 54,7476 \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 60,632967 \frac{m}{s}$$

4. Menghitung Reynold Number Rumus untuk menghitung Reynold number menggunakan persamaan. (6)

$$Re = \frac{\rho \times V_{max} \times d}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,3535 \times 60,632967 \times 0,001906}{11,29 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 3518,48$$

5. Menghitung Nusselt number Untuk menghitung Nusselt Number yang sesuai dengan susunan tube Stagared, didapat dengan persamaan. (7)

$$NU = 0.35 \times (sn/sp)^{0.2} Re^{0.6} pr^{0.35} \times \left(\frac{pr}{pr_s}\right)^{0.25}$$

$$NU = 0.35 \times \left(\frac{0,0206}{0,238}\right)^{0.2} (3158,48)^{0.6} (2,08)^{0.35} \times \left(\frac{2,08}{1,810}\right)^{0.25}$$

$$NU = 57,524 \frac{kg}{s}$$

6. Menghitung koefisien konveksi zona desuperheating

Nilai koefisien konveksi pada daerah desuperheating didapat dengan persamaan.(8)

$$h_o = Nu \frac{k}{d_o}$$

$$h_o = 57,524 \frac{kg}{s} \times \frac{23,3 \frac{w}{mk}}{0,01915}$$

$$h_o = 69,990 \frac{w}{m^2 k}$$

7. Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient (U)

Rumus untuk menghitung Overall heat transfer coefficient menggunakan persamaan (17)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$U_{desup} =$$

$$\frac{1}{\frac{1}{69,990 \frac{w}{m^2 k}} + \left(\frac{0,0093}{0,675}\right) \ln\left(\frac{0,0093}{0,008705}\right) + \left(\frac{0,0093}{0,008705}\right) \times \frac{1}{15.842,5}}$$

$$U_{desup} = 0,2060 \frac{w}{m^2 k}$$

8. Menghitung luas perpindahan panas zona desuperheating

Luas perpindahan panas pada zona desuperheating diasumsikan sebesar 1% dari total luas permukaan tube sehingga luasan zona desuperheating dapat dihitung menggunakan persamaan (10)

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times 0,01906 \times 3,956 \times \frac{431}{2}$$

$$A_{desup} = 0,51 m^2$$

9. Menghitung laju perpindahan panas zona desuperheating

Perhitungan laju perpindahan panas menggunakan persamaan (11)

$$q = U \times A \times \Delta T_{lm}$$

$$q_{desup} = 0,2060 \times 0,51 \times 110,1909$$

$$q_{desup} = 11,588 W$$

Menghitung Nusselt Number (Nu) zona Condensing. Untuk menghitung nilai Nusselt Number dapat menggunakan persamaan.

$$Nu_D = \frac{h_D D}{k_l} = C \left( \frac{g \times p l \times (p l - p v) \times D o^3 \times h, f g}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{0,25}$$

$$= 0,729 \left( \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,99 \times (0,99 - 0,0034) \times (0,019)^3 \times 7,066,036 \frac{1}{kg}}{613 \times 10^3 \frac{w}{m^2 k} \times 855 \times 10^5 N \frac{s}{m^2} (24,08 - 26,85)^\circ C} \right)$$

$$= 0,4497 \times 10^{-7}$$

Perhitungan dengan metode Number of transfer unit (NTU)-Effectiveness (ε)

Sebelum mengetahui nilai effectifitas dari condenser, sebelumnya harus mengetahui nilai dari heat capacity cold dan hot

1. Kapasitas panas sisi tube

Untuk menghitung kapasitas panas sisi tube menggunakan persamaan (13)

$$C_c = \dot{m} c \times C_{p,f}$$

$$= 249,912 \times 4,181 \frac{kJ}{kg} . k$$

$$= 1.049,38 \frac{kJ}{sk} \rightarrow (C_{max})$$

2. Kapsitas sisi shell

Untuk menghitung kapasitas panas pada sisi shell menggunakan persamaan (14)

$$C_h = \dot{m} h \times (C_{p,s} + C_{p,g} + C_{p,f})$$

$$= 8,2956 \frac{kg}{s} \times (1,88691 + 1,868 + 4,181) \frac{kJ}{kg} . k$$

$$= 550,910 \frac{kJ}{s} k$$

$$\rightarrow (C_{min})$$

Perhitungan Effectiveness-NTU

1. Mencari NTU

Untuk mencari nilai NTU menggunakan persamaan (16)

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

$$NTU = \frac{16,9666 \frac{w}{m^2 k} \times \pi \times 0,01906 \times 3,956 \times 206,5}{1.044,38 \frac{kJ}{s} k}$$

$$NTU = 0,0723$$

2. Mencari nilai effectiveness

Karena penelitian ini menggunakan zona condensing, maka tipe condenser shell and tube two pass (2 tube pass) digunakan persamaan. (17)

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)]^{1/2}}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)]^{1/2}} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 1,895 + ((1 + 1,895))^{0,5} \times \frac{1 + \exp[-(0,07923)_1(1 + 643,23^2)]^{1/2}}{1 - \exp[-(0,07923)_1(1 + 643,23^2)]^{1/2}} \right\}^{-1}$$

$$= 1$$

$$= 0,18976$$

Perhitungan kekuatan konstruksi shell

1. Penentuan ketebalan shell dan head surface condenser

Untuk menentukan ketebalan head dan shell dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut:

- a. Menghitung ketebalan shell persamaan.(20)

$$t_{shell} = \frac{p \times R}{S \times E - 0,6 \times P} + CA$$

$$t_{shell} = \frac{172,38 \times 347,5 \text{ mm}}{20000 \text{ psi} \times 1 - 0,6 \times 172,38 \text{ mm}} + 1,6 \text{ mm}$$

$$t_{shell} = 4,610 \text{ mm}$$

- b. Perhitungan ketebalan head persamaan. (21)

$$t_{head} = \frac{P \times D}{2 \times S \times E - 0,2 \times P} + CA$$

$$t_{head} = \frac{172,38 \times 695 \text{ mm}}{2 \times 20000 \times 1 - 0,2 \times 172,38} + 1,6 \text{ mm}$$

$$t_{head} = 4,59 \text{ mm}$$

2. Menghitung MAWP shell dan head Maximum allowable working pressure (MAWP) merupakan tekanan kerja maksimal yang diizinkan oleh suatu bejan tekan, MAWP merupakan tekanan maksimum internal atau external, yang dikombinasikan dengan beban-beban yang mungkin terjadi.

- a. MAWP shell Perhitungs shell menggunakan persamaan. (22)

$$MAWP_{shell} = \frac{S \times E \times t_{coor}}{R_{coor} + 0,6 \times t_{coor}}$$

$$MAWP_{shell} = \frac{20.000 \times 1 \times 3,01}{349,1 + 0,6 \times 3,01} = 57,19 \text{ psi}$$

- b. MAWP head Perhitungs shell menggunakan persamaan. (23)

$$MAWP_{head} = \frac{2 \times S \times E \times t_{coor}}{D_{coor} + 0,2 \times t_{coor}}$$

$$MAWP_{head} = \frac{2 \times 20.000 \times 1 \times 3,01}{698,2 + 0,2 \times 3,01} = 57,27 \text{ psi}$$

3. Perhitungan Tekanan Tes Hidrostatik Perhitungan tekanan tes hidrostatik dilakukan untuk mengetahui besarnya

tekanan shell pada surface condenser dengan air setelah selasai diproduksi. Untuk menghitung tekanan persamaan (24)

$$p_{hs} = 1,3 p_d \frac{s \text{ dengan } t_{test}}{s \text{ dengan } t_{desain}} [psi]$$

$$p_{hs} = 1,3 \times 100,98 \frac{172,38 \text{ psi}}{100,98 \text{ psi}}$$

$$p_{hs} = 223,17 \text{ psi}$$

4. Menghitung Tekanan eksternal shell Perhitungan tekanan eksternal dinding dilakukan guna mengetahui besarnya tekanan yang diijinkan pada plat shell akibat beban tekanan eksternal. Menghitung tekanan eksternal menggunakan persamaan (25)

$$p_a = \frac{4 \times B}{3 \times \left(\frac{D}{T}\right)}$$

$$p_a = \frac{4 \times 3678,5 \text{ psi}}{3 \times \left(\frac{713 \text{ mm}}{4,610 \text{ mm}}\right)}$$

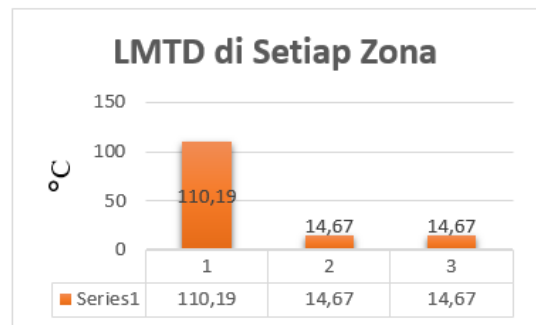
$$p_a = 31,72 \text{ psi}$$

5. Menghitung kekuatan sambungan las Untuk mengetahui seberapa kuat sambungan las pada shell maka perlu dilakukan perhitungan. Untuk menghitung kekuatan sambungan las menggunakan persamaan (26)

$$\sigma = \frac{P \times 0,785 (D_d)^2}{D_i \times 0,707 \times sf}$$

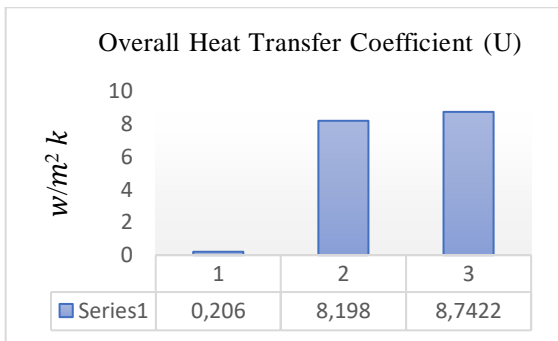
$$\sigma = \frac{15 \text{ psi} \times 0,785 (695)^2}{713 \times 0,707 \times 4}$$

$$\sigma = 2557,94 \text{ psi}$$



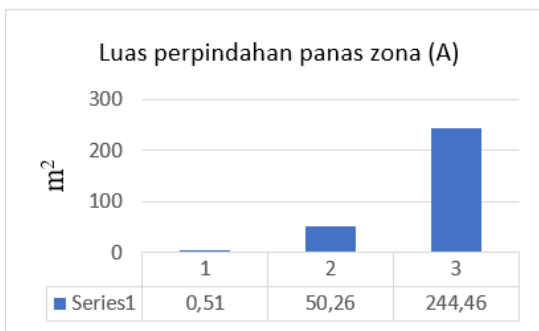
Gambar 2. Grafik hasil perhitungan di setiap zona

Gambar 2. menunjukkan perbedaan pada grafik LMTD pada setiap zona yang mengalami penurunan suhu ini didukung dengan temuan dalam penelitian ini, dimana LMTD pada zona desuperheating mendapat nilai 110,19°C, Zona condensing mendapat nilai 14,67°C dan pada zona subcooling 14,67°C.



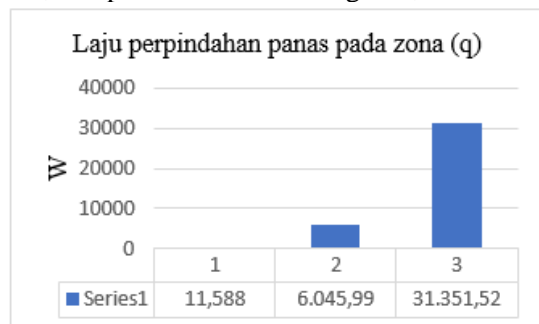
Gambar 3. Overall heat transfer coefficient (u)

Gambar 3. menunjukkan perbedaan pada grafik Overall Heat Transfer Coefficient pada setiap zona yang mengalami peningkatan ini didukung dengan temuan dalam penelitian ini, dimana pada zona desuperheating mendapat nilai 0,206  $w/m^2k$ , Zona condensing mendapat nilai 8,198  $w/m^2k$ , dan pada zona subcooling 8,7422  $w/m^2k$ .



Gambar 4. Grafik luas perpindahan panas pada setiap zona (A)

Gambar 4. menunjukkan perbedaan pada grafik luas Perpindahan panas pada setiap zona pada setiap zona yang mengalami peningkatan ini didukung dengan temuan dalam penelitian ini, dimana pada zona desuperheating mendapat nilai 0,51  $m^2$ , Zona condensing mendapat nilai 50,26  $m^2$ , dan pada zona subcooling 244,46  $m^2$ .



Gambar 1. Grafik laju perpindahan panas pada zona (q)

Gambar 5. menunjukkan perbedaan pada grafik laju Perpindahan panas pada setiap zona pada setiap zona yang mengalami peningkatan ini didukung dengan temuan dalam penelitian ini, dimana pada zona desuperheating mendapat nilai 11,588 W, Zona condensing mendapat nilai 6.045,99 W dan pada zona subcooling 31.351,52W.

## KESIMPULAN DAN SARAN

### Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan Analisa di atas, didapatkan kesimpulan bahwa hasil perhitungan perbandingan, perhitungan manual dan menggunakan software HTRI didapatkan LMTD (log mean temperature difference) 14,67°C dan 14,22°C terdapat selisih yang tidak jauh berbeda antara perhitungan manual dan menggunakan software. Sementara dari hasil perhitungan perbandingan, perhitungan manual dan menggunakan software HTRI didapatkan Overall Heat Transfer didapatkan hasil 16,9666  $W/m^2 C$  dan 1113,58  $w/m^2C$  terdapat selisih yang jauh terhadap perhitungan manual dan menggunakan software dan perhitungan menggunakan software HTRI didapatkan over design 0,11%.

Hasil perhitungan MAWP shell 57,19 psi lebih kecil dari tekanan desain 100,98 psi dan hasil perhitungan MAWP head 57,27 psi lebih kecil dari tekanan desain 100,98 Psi hal ini menunjukkan sudah cukup aman. Dari hasil perhitungan diatas yang dibuat untuk sambungan las menggunakan elektroda ER 70S-6 diperoleh tegangan pengelasan 2.557,94 psi, dengan tegangan tarik maksimal elektroda sebesar 20.000 psi, sehingga sambungan las aman.

### Saran

Selain itu keterbatasan data yang diperoleh, sehingga membuat data yang dianalisis menggunakan asumsi-asumsi tertentu, seperti pada laju aliran massa pada sisi air pendingin, kapasitas aliran air pendingin, dan faktor koreksi yang mempengaruhi laju perpindahan panas.

## DAFTAR PUSTAKA

- L. O. M. Firman, Y. S. Gaos, and P. Da Silva, "Optimasi kondensor untuk pembangkit listrik tenaga orc," *J. Ilm. TEKNOBIZ Vol. 6 No.1*, vol. 6, no. 1, pp. 8–12, 2016.
- A. G. McDonald and H. L. Magande,



- Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2012.
- Y. S. Gaos, M. Idham, B. Aji, and I. Wiradinata, "Exergy Analysis of A Hermetic Turbine 500 kW Organic Rankine Cycle Geothermal Binary Power Plant," pp. 176–185, 2018.
- P. Sistem, P. Plta, and I. H. Juanda, "REVERSE ENGINEERING WATER COOLER KAPASITAS 400 LITER / JAM," vol. 2, no. 2, pp. 92–96.
- J. I. Rotary *et al.*, "PENENTUAN NILAI EFEKTIVITAS CONDENSER DI PLTU PAITON," *PENENTUAN NILAI Ef. Condens. DI PLTU Pait. UNIT 5 PT. YTL JAWA TIMUR Asrorin*, vol. 1, no. 1, p. 2, 2016.
- A. F. Sari, *Shell and Tube Heat Exchanger Design pada Heater dengan Pemanas Steam pada Ethanolamine Plant*. 2019.
- S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*, vol. 6. 2012.
- R. Firdaus, T. A. Ajiwiguna, and M. R. Kirom, "PENUKAR KALOR SPIRAL TUBE IN SHELL EVALUATION OF HEAT TRANSFER COEFFICIENT AND EFFECTIVENESS ON," vol. 6, no. 2, pp. 5051–5057, 2019.
- F. T. Industri, "RE-DESIGN SURFACE CONDENSER DI PLTU UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK DENGAN ANALISIS FINAL PROJECT – TM 141585 RE-DESIGN SURFACE CONDENSER IN STEAM POWER PLANTS UNIT 4 PT. PJB UP GRESIK WITH THERMAL ANALYSIS," 2013.
- F. Eimann, S. Zheng, C. Philipp, A. H. Omranpoor, and U. Gross, "International Journal of Heat and Mass Transfer Dropwise condensation of humid air - Experimental investigation and modelling of the convective heat transfer," vol. 154, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.11973.
- W. A. Khan, J. R. Culham, and M. M. Yovanovich, "Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 25–26, pp. 4831–4838, 2006, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.042.
- J. Lu, H. Cao, and J. M. Li, "Condensation heat and mass transfer of steam with non-condensable gases outside a horizontal tube under free convection," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 139, pp. 564–576, 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.049.
- E. A. Saleh and S. J. Ormiston, "A sharp-interface elliptic two-phase numerical model of laminar film condensation on a horizontal tube," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 102, pp. 1169–1179, 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.07.013.
- I. Bashtani and J. A. Esfahani, "ε-NTU analysis of turbulent flow in a corrugated double pipe heat exchanger: A numerical investigation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 159, no. May, pp. 1–11, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113886.
- I. Pendahuluan, "OPTIMASI SHELL AND TUBE KONDENSOR DAN PEMANFAATAN," vol. 4, no. 2, pp. 86–93.
- F. H. Diyantama, M. M. Munir, and F. Bisono, "Analisa Perhitungan Optimum Thickness , MAWP , Tegangan , dan Lifetime pada Gas Dryer dengan Material A516M Gr . 70 pada Proyek SPBG ( Stasiun Pengisian Bahan Bakar Gas )," no. 2656, pp. 27–32.
- M. J. Ngarasati, M. M. Munir, and E. N. Budiyo, "Perancangan dan Analisis Vertical Pressure Vessel Tipe Gas Separator untuk Penambahan kapasitas Gas P lant," pp. 28–33.
- R. Pramana and H. Irawan, "Jurnal Sustainable : Jurnal Hasil Penelitian dan Industri Terapan Sistem Kamera Pengamatan Bawah Laut," vol. 06, no. 01, pp. 70–77, 2017.
- A. Boiler and P. V. Code, "Section v 2015," 2015. ASME, "Rules for Construction of Pressure Vessels," *ASME Boil. Press. Vessel Code*, 2013.
- J. G. Feldstein, "Welding and brazing qualifications," *ASME Boil. Press. Vessel Code*, vol. 2, pp. 189–225, 2002, doi: 10.1115/1.859872.ch25.
- S. Sahajpal and P. D. Shah, "Thermal Design of Ammonia Desuperheater-Condenser and Comparative Study with HTRI," *Procedia Eng.*, vol. 51, no. NUI CONE 2012, pp. 375–379, 2013, doi: 10.1016/j.proeng.2013.01.052.