

PERANCANGAN KONDENSOR STHE PADA TAHAP EVAPORASI PRARANCANGAN PABRIK ASAM SITRAT DARI MOLASE DENGAN KAPASITAS 25000 TON/TAHUN

Nadia Chafsoh Faradilla, Zakijah Irfin, Rosita Dwi Chrisnandari

Jurusan Teknik Kimia, Politeknik Negeri Malang, Jl. Soekarno Hatta No. 9, Malang 65141, Indonesia
nadiachaf24@gmail.com ; [zakijah.irfin@polinema.ac.id, rositadwi86@polinema.ac.id]

ABSTRAK

Asam sitrat dapat diproduksi melalui fermentasi molase menggunakan *Aspergillus niger*. Setelah tahap fermentasi, larutan hasil proses akan melalui tahap evaporasi yang menghasilkan uap air dalam jumlah besar. Uap ini perlu dikondensasikan agar tidak terbuang sia-sia dan menjaga kestabilan sistem. Tujuan studi ini adalah menghitung desain kondensator tipe *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHE) pada prarancangan pabrik asam sitrat kapasitas 25.000 ton/tahun. Uap air sebagai fluida panas akan dikondensasikan menggunakan air pendingin. Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh kebutuhan luas perpindahan panas sebesar 317 ft². Spesifikasi alat terdiri dari 80 pipa dengan diameter luar 1 in, panjang 6 ft, dan ketebalan BWG 15. Pipa disusun dalam pola pitch segitiga 1¼ in. *Shell* memiliki diameter dalam 15,25 in dan dilengkapi empat *baffle* dengan jarak antar *baffle* 3,81 in. Hasil evaluasi menunjukkan nilai ΔT LMTD sebesar 91,75°F, koefisien perpindahan panas total (U_c) sebesar 97,34 BTU/jam.ft².°F, serta *pressure drop* masih dalam batas aman. *Fouling factor* juga menunjukkan nilai yang dapat diterima. Kondensator yang dirancang dinyatakan layak digunakan dan dapat meningkatkan efisiensi energi serta kestabilan operasi evaporasi.

Kata kunci: asam sitrat, evaporasi, kondensator, STHE

ABSTRACT

Citric acid can be produced through molasses fermentation using Aspergillus niger. After fermentation, the resulting liquid undergoes an evaporation stage that produces a large amount of water vapor. This vapor must be condensed to prevent waste and maintain system stability. The purpose of this study is to calculate the design of a Shell and Tube Heat Exchanger (STHE) condenser for a citric acid plant with a capacity of 25,000 tons/year. Steam acts as the hot fluid and is condensed using cooling water. Based on calculations, the required heat transfer area is 317 ft². The equipment specification includes 80 tubes with an outer diameter of 1 inch, 6 ft in length, and wall thickness of BWG 15. Tubes are arranged in a 1¼ inch triangular pitch. The shell has an inner diameter of 15.25 inches and is equipped with five baffles spaced 3.81 inches apart. The calculation results show a ΔT LMTD of 91.75°F, an overall heat transfer coefficient (U_c) of 97.34 BTU/h.ft².°F, and pressure drops on both sides are within safe limits. The fouling factor is also within an acceptable range. The designed condenser is considered feasible and can improve energy efficiency and operational stability during the evaporation stage.

Keywords: citric acid, evaporation, condenser, STHE

1. PENDAHULUAN

Asam sitrat (C₆H₈O₇) adalah asam organik lemah yang secara alami terdapat dalam buah-buahan sitrus seperti lemon dan jeruk. Senyawa ini pertama kali diisolasi oleh Carl Wilhelm Scheele dari jus lemon pada tahun 1784 [1]. Secara fisik, asam sitrat berbentuk kristal putih, tidak berbau, memiliki rasa asam, dan larut dengan baik dalam air. Senyawa ini

bersifat tribasik karena memiliki tiga gugus karboksilat yang mampu melepaskan ion H^+ dalam larutan [2]. Dalam skala industri, asam sitrat umumnya diproduksi melalui proses fermentasi substrat gula menggunakan jamur *Aspergillus niger* karena metode ini lebih efisien dan ekonomis dibandingkan ekstraksi langsung dari buah-buahan [3]. Produksi global asam sitrat telah mencapai jutaan ton per tahun karena penggunaannya yang luas dalam berbagai sektor, seperti makanan dan minuman, farmasi, kosmetik, serta produk pembersih rumah tangga [1].

Dalam proses produksi asam sitrat, terdapat beberapa proses yaitu hidrolisis, fermentasi, pengendapan, asidulasi, evaporasi, kristalisasi, pengeringan, dan *screening*. Pada proses hidrolisis digunakan untuk memecah molase yang kaya akan polisakarida menjadi gula sederhana, yang kemudian difermentasi oleh *Aspergillus niger* menjadi asam sitrat [4]. Setelah fermentasi, dilakukan pengendapan untuk memisahkan biomassa dari larutan produk, diikuti oleh proses asidulasi untuk mengatur pH larutan. Tahap berikutnya yaitu evaporasi, dimana larutan asam sitrat yang masih encer diuapkan untuk meningkatkan konsentrasi produk. Pada proses ini, air sebagai pelarut utama diuapkan dalam jumlah besar. Uap air yang dihasilkan dari proses ini disebut *top product*, jika uap tersebut tidak dikendalikan atau dibiarkan keluar begitu saja, akan menyebabkan masalah pada sistem seperti ketidak stabilan operasi, efisiensi energi berkurang, dan kehilangan produk [5].

Kondensor merupakan alat yang dapat digunakan untuk mengubah uap air hasil *top product* menjadi cairan kembali. Jenis kondensor yang biasa digunakan yaitu *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHE), karena kemampuannya menangani debit uap yang besar, tekanan sedang hingga tinggi, serta menjaga efisiensi perpindahan panas [6]. Penggunaan STHE juga menawarkan keunggulan dalam hal kemudahan pembersihan dan pemeliharaan berkala karena terdiri dari sejumlah pipa (*tube*) yang dipasang di dalam sebuah tabung besar (*shell*), yang dapat menjaga kontinuitas operasi dalam skala besar [7].

Penelitian yang dilakukan oleh Dallacoasta, dkk. (2024) merancang pabrik asam sitrat menggunakan *Aspergillus niger* dari tongkol jagung, namun tidak secara khusus menyoroti desain peralatan pendukung seperti kondensor [8]. Penelitian yang dilakukan oleh Tong, dkk. (2019) melaporkan pendekatan rekayasa metabolik untuk meningkatkan produksi asam sitrat oleh *Aspergillus niger* melalui pengembangan sistem metabolik pada tingkat genomik [3]. Penelitian lain juga menunjukkan bahwa bahan baku seperti molase tebu dapat meningkatkan hasil produksi asam sitrat melalui optimasi kondisi fermentasi [4]. Selain itu, asam sitrat memiliki karakteristik kimia serta aplikasi yang luas di berbagai industri seperti pangan, farmasi, dan kimia, sehingga kebutuhan produksi dalam skala industri terus meningkat [1]. Secara umum, penelitian mengenai produksi asam sitrat berfokus pada optimasi fermentasi, peningkatan produktivitas mikroorganisme, aspek bioproses, dan belum banyak membahas perancangan peralatan proses secara detail, khususnya kondensor yang berperan penting dalam proses perpindahan panas dan efisiensi operasi pabrik. Oleh karena itu, pada penelitian ini dilakukan perhitungan perancangan kondensor pada prarancangan pabrik asam sitrat dengan kapasitas 25.000 ton/tahun guna melengkapi kajian proses produksi dengan pendekatan desain peralatan proses yang lebih komprehensif.

Penelitian ini bertujuan untuk merancang kondensor STHE pada prarancangan pabrik asam sitrat dari molase dengan kapasitas 25.000 ton/tahun, guna meningkatkan efisiensi energi dan stabilitas operasional pada tahap evaporasi.

2. METODOLOGI PENELITIAN

2.1. Pengumpulan Data

Pengumpulan data dalam penelitian ini dilakukan untuk memperoleh parameter – parameter penting yang diperlukan dalam perancangan kondensor. Fluida yang digunakan dalam proses ini adalah uap air sebagai fluida panas (*hot stream*) yang akan dikondensasikan, dan air sebagai fluida dingin (*cold stream*). Data yang dikumpulkan meliputi temperatur *input* dan *output* fluida dingin, temperatur *input* dan *output* fluida panas, laju alir (*flow rate*), dan tekanan operasi.

2.2. Perhitungan untuk Menentukan Jenis Kondensor

- a. Menghitung *log mean temperature difference* (ΔT_{LMTD})

Log Mean Temperature Difference (LMTD) adalah metode perhitungan rata-rata perbedaan suhu antara dua fluida dalam penukar panas yang mengalami perubahan suhu sepanjang alat tersebut [9]. Nilai ΔT_{LMTD} dapat dihitung melalui rumus :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} \right)} \quad (1)$$

Dimana :

T_1 = suhu masuk fluida panas (°C)

T_2 = suhu keluar fluida panas (°C)

t_1 = suhu masuk fluida dingin (°C)

t_2 = suhu keluar fluida dingin (°C)

- b. Menghitung luas perpindahan panas

Heat exchanger dirancang untuk memaksimalkan perpindahan panas antara dua fluida yang suhunya berbeda, dan kinerjanya dipengaruhi oleh tiga parameter utama yaitu :

- *Log Mean Temperature Difference* (ΔT_{LMTD})

Perbedaan suhu rata-rata logaritmik menggambarkan dorongan termal utama yang mendorong aliran panas dari fluida panas ke fluida dingin. Nilai ΔT_{LMTD} yang besar akan meningkatkan laju perpindahan panas, tetapi juga harus diatur agar tidak menyebabkan stress termal berlebih [9].

- *Overall Heat Exchanger Coefficient* (U_d)

Nilai ini menunjukkan efisiensi perpindahan panas total dari satu fluida ke fluida lainnya melalui permukaan pemisah [10]. Nilai U_d tergantung pada karakteristik fluida, kekasaran permukaan, jenis material dinding, ketebalan dinding, dan resistansi *fouling* [10]. Nilai U_d dapat dilihat pada buku *Process Heat Transfer* oleh D. Q. Kern [11].

- Luas Permukaan Perpindahan Panas (A_s)

Luas permukaan mempengaruhi seberapa banyak area kontak antara dua fluida untuk memungkinkan perpindahan panas. Semakin besar luas permukaan panas (A_s), semakin besar pula jumlah panas yang dapat dipindahkan [12].

Tiga faktor tersebut memiliki kesinambungan, yaitu :

$$Q = U_d \times \Delta T_{LMTD} \times A_s \quad (2)$$

Untuk mendapatkan nilai luas perpindahan panas, dapat menggunakan persamaan berikut :

$$A = \frac{Q}{U_d \times \Delta T_{LMTD}} \quad (3)$$

Dimana :

- A_s = luas permukaan perpindahan panas (ft^2)
- Q = nilai kalor yang dilepas atau diterima (W)
- ΔT_{LMTD} = selisih suhu rata-rata ($^{\circ}\text{C}$)
- U_d = *overall coefficient* ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

c. Menentukan jenis *heat exchanger*

Jenis *heat exchanger* dapat ditentukan berdasarkan hasil perhitungan luas area perpindahan panas. Berdasarkan buku *Transport Processes and Separation Process Principles* oleh Geankoplis [13], klasifikasinya adalah sebagai berikut :

- Jika nilai $A_s < 120 - 200 \text{ ft}^2$, maka jenis HE yang digunakan yaitu DPHE
- Jika nilai $A_s > 200 \text{ ft}^2$, maka jenis HE yang digunakan yaitu STHE
- Jika nilai $A_s > 350 \text{ ft}^2$, maka jenis HE yang digunakan yaitu PHE

2.3. Perhitungan Desain Kondensor

Data yang digunakan dalam perhitungan desain kondensor didapatkan dari hasil perhitungan pada subbab sebelumnya mengenai pengumpulan data. Berdasarkan hasil tersebut, diperoleh nilai luas perpindahan panas (A_s) sebesar 317 ft^2 . Karena nilai ini berada di atas 200 ft^2 , maka proses perhitungan desain kondensor dapat dilanjutkan dengan metode perhitungan untuk jenis alat penukar panas *Shell and Tube Heat Exchanger*. Pemilihan jenis alat penukar panas ini didasarkan pada kemampuannya menangani kapasitas perpindahan panas yang besar serta kemudahan dalam proses desain dan operasinya pada skala industri.

a. *Trial* ukuran kondensor dengan jenis STHE

Proses penentuan dimensi *heat exchanger* dilakukan melalui beberapa tahapan, dimulai dengan percobaan awal yaitu *trial* menggunakan spesifikasi dimensi *tube*. *Trial* ini menggunakan data yang tercantum pada Tabel 1, yang diambil dari referensi buku *Process Heat Transfer* oleh D. Q. Kern [11]. Data tersebut digunakan sebagai acuan awal dalam menentukan parameter desain seperti diameter *tube*, panjang *tube*, dan jumlah *tube* sesuai dengan kebutuhan perpindahan panas pada kondensor.

$$N_T = \frac{A_s}{L \times a''} \quad (4)$$

Dimana :

- N_T = Jumlah *tube* (buah)
- A_s = Luas permukaan perpindahan panas (ft^2)
- a'' = *Surface per lin ft* (ft/ft^2)
- L = Panjang *tube* (ft)

Dimensi *tube* yang dipilih pada tahap percobaan awal (*trial*) digunakan sebagai dasar dalam menghitung jumlah *tube* yang dibutuhkan. Perhitungan jumlah *tube* dilakukan menggunakan persamaan (4), lalu hasilnya disesuaikan

agar sesuai dengan jumlah *tube* standar yang merujuk pada buku *Process Heat Transfer* oleh D. Q. Kern [11].

Tabel 1 Data Spesifikasi *Tube* Kondensor dengan OD 1 in

OD (in)	BWG	Ketebalan Dinding	ID (in)	Flow Area per Tube (in ²)	Permukaan per lin ft, ft ² /ft		Weight per lin ft, lb steel
					Outside	Inside	
1	8	0,165	0,670	0,355		0,1754	1,61
	9	0,148	0,704	0,389		0,1843	1,47
	10	0,134	0,732	0,421		0,1916	1,36
	11	0,120	0,760	0,455		0,1990	1,23
	12	0,109	0,782	0,479		0,2048	1,14
	13	0,095	0,810	0,515	0,2618	0,2121	1,00
	14	0,083	0,834	0,546		0,2183	0,890
	15	0,072	0,856	0,576		0,2241	0,781
	16	0,065	0,870	0,596		0,2277	0,710
	17	0,058	0,884	0,613		0,2314	0,639
	18	0,049	0,902	0,639		0,2361	0,545

Untuk spesifikasi dimensi *shell* ditentukan berdasarkan penyesuaian terhadap hasil *trial* spesifikasi *tube*. Beberapa data yang diperlukan untuk menentukan ukuran *shell* antara lain jenis susunan *pitch*, diameter luar *tube*, dan jumlah *pass* fluida yang melaluinya. Berdasarkan data tersebut, diameter dalam *shell* dapat ditentukan dengan merujuk pada referensi dari buku *Process Heat Transfer* oleh D. Q. Kern [11]. Penentuan dimensi *shell* ini dilakukan agar konfigurasi *tube* dapat tersusun secara optimal dan memenuhi kebutuhan perpindahan panas pada kondensor. Selain itu, penentuan ukuran *shell* yang tepat juga berpengaruh terhadap distribusi aliran fluida dan efisiensi perpindahan panas dalam *heat exchanger*.

Tabel 2 *Tube Sheet Layouts (Tube Counts) Square Pitch*

1 in OD tubes on 1 ¼ in triangular pitch					
Shell ID (in)	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	21	16	16	14	-
10	32	32	26	24	-
12	55	52	48	46	44
13 ¼	68	66	58	54	50
15 ¼	91	86	80	74	72
17 ¼	131	118	106	104	94
19 ¼	163	152	140	136	128
21 ¼	199	188	170	164	160
23 ¼	241	232	212	212	202
25	294	282	256	252	242

b. Evaluasi perpindahan panas

Evaluasi perpindahan panas dilakukan untuk mengetahui seberapa efektif alat ini. Dalam konfigurasi STHE, fluida dengan laju alir yang lebih tinggi sebaiknya

dialirkan melalui bagian *tube*, sedangkan fluida dengan laju alir yang lebih rendah dialirkan melalui sisi *shell*, untuk mengoptimalkan efisiensi perpindahan panas. Untuk mengevaluasi perpindahan panas dilakukan dengan perhitungan berikut.

- Perhitungan Gt untuk fluida dingin pada sisi *tube*

$$Gt = \frac{Wt}{at} \quad (5)$$

Keterangan :

Gt = Mass velocity per cross section area *tube* (lb/jam.ft²)

Wt = Laju alir fluida dingin *tube side* (lb/jam)

at = Flow area *tube side* (ft²)

- Perhitungan NRe fluida dingin

$$NRe = \frac{Gt \times ID}{\mu} \quad (6)$$

Keterangan :

NRe = Bilangan Reynold fluida di dalam *tube*

ID = Diameter ekivalen pada *tube side* (ft)

Gt = Mass velocity per cross section area *tube* (lb/jam.ft²)

μ = Viskositas fluida dingin (cps)

- Perhitungan Gs untuk fluida panas pada sisi *shell*

$$Gs = \frac{ms}{as} \quad (7)$$

Keterangan :

Gs = Mass velocity per cross section area *shell* (lb/jam.ft²)

Ws = Laju alir fluida panas *shell side* (lb/jam)

as = Flow area *shell side* (ft²)

- Perhitungan NRe fluida panas

$$NRe = \frac{Gt \times ID}{\mu} \quad (8)$$

Keterangan :

NRe = Bilangan Reynold fluida di dalam *shell*

ID = Diameter ekivalen pada *shell side* (ft)

Gs = Mass velocity per cross section area *shell* (lb/jam.ft²)

μ = Viskositas fluida dingin (cps)

- Koefisien perpindahan panas konveksi

$$ho = jH \times \frac{K}{De} \times \left(\frac{Cp \times \mu}{k} \right)^{1/3} \times \varphi \quad (9)$$

Dimana :

ho = Koefisien perpindahan panas *inside* (Btu/jam.ft².°F)

jH = heat transfer factor (Btu/jam)

k = thermal konduktivitas (Btu/jam. ft².°F)

- De = diameter dalam *tube* (ft)
 Cp = Kapasitas panas (Btu/lbm.°F)
 μ = viskositas fluida (lbm/ft.jam)

➤ Temperatur dinding *tube*

$$t_w = t_c + \frac{\frac{h_{io}}{\phi_t}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} (T_c - t_c) \quad (10)$$

Keterangan :

- T_w = Temperatur pada dinding *tube* (°F)
 T_c = Temperatur pada dinding *shell* (°F)
 t_c = Temperatur rata-rata pada *tube* (°F)
 φ_s = Viskositas rasio fluida dalam *shell*
 φ_t = Viskositas rasio fluida dalam *tube*

➤ Koefisien perpindahan konveksi *inside* pada *outside* diameter

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{ID}{OD} \quad (11)$$

Keterangan :

- h_{io} = Koefisien perpindahan konveksi *inside* pada OD (Btu/jam.ft².°F)
 h_i = Koefisien perpindahan panas *inside* (Btu/jam.ft².°F)
 ID = *Inside* diameter (in)
 OD = *Outside* diameter (in)

➤ Nilai koreksi koefisien perpindahan panas
 Sisi *tube*

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t} \times \phi_t \quad (12)$$

Keterangan :

- h_{io} = Koefisien perpindahan konveksi *inside* pada OD (BTU/jam.ft².°F)
 φ_t = Viskositas rasio fluida dalam *tube*

Sisi *shell*

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_t} \times \phi_s \quad (13)$$

Keterangan :

- h_o = Koefisien perpindahan panas *inside* (BTU/jam.ft².°F)
 φ_s = Viskositas rasio fluida dalam *shell*

➤ *Clean overall heat transfer coefficient*

$$U_c = \frac{h_o \times h_{io}}{h_o + h_{io}} \quad (14)$$

Keterangan :

- U_c = *Clean overall heat transfer inside* (Btu/jam.ft².°F)

ho = Koefisien perpindahan panas *inside* (Btu/jam.ft².°F)
 hio = Koefisien perpindahan konveksi *inside* pada OD (Btu/jam.ft².°F)

➤ *Dirty overall heat transfer coefficient*

$$U_D = \frac{Q}{A \times \Delta T_{LMTD}} \quad (15)$$

Keterangan :

U_D = *Dirty overall heat transfer coefficient* (Btu/jam.ft².°F)
 Q = Nilai kalor yang dilepas atau diterima (W)
 ΔT_{LMTD} = Selisih suhu rata-rata (°C)
 A_s = Luas permukaan perpindahan panas (ft²)

➤ *Fouling factor*

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} \quad (16)$$

Keterangan :

U_c = *Clean overall heat transfer inside* (Btu/jam.ft².°F)
 U_D = *Dirty overall heat transfer coefficient* (Btu/jam.ft².°F)

➤ *Pressure drop pada sisi tube*

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5,22 \times 10^{10} \times ID_t \times s \times \varphi} \quad (17)$$

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} \times \frac{V^2}{2g} \quad (18)$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (19)$$

Keterangan :

f = *Friction factor* (ft/in²)
 G_t = *Tube side velocity* (lbm/jam.ft²)
 ID_s = *Inside diameter* (ft)
 n = Jumlah *tube pass*, jumlah *shell pass* (buah)
 L = Panjang *tube* (ft)
 V = *Velocity* (fps)
 g = *Gravitasi* (ft/detik²)
 s = *Specific gravity*

➤ *Pressure drop pada sisi shell*

$$\Delta P = \frac{f \times G_s^2 \times ID_s \times (N+1)}{5,22 \times 10^{10} \times De \times s \times \varphi} \quad (20)$$

Keterangan :

f = *Friction factor* (ft/in²)
 G_s = *Shell sid velocity* (lbm/jam.ft²)
 ID_s = *Inside diameter* (ft)
 n = Jumlah *shell pass* (buah)
 De = *Diameter ekuivalen* (ft)
 s = *Specific gravity*

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Asam sitrat merupakan senyawa organik berbentuk kristal yang banyak digunakan dalam industri. Salah satu metode produksi asam sitrat secara industri adalah melalui proses fermentasi molase menggunakan mikroorganisme seperti *Aspergillus niger* [1]. Setelah proses fermentasi selesai, produk cair akan mengalami serangkaian tahap pemurnian, termasuk tahap evaporasi untuk memekatkan larutan asam sitrat. Pada tahap evaporasi, uap air sebagai hasil samping akan terbentuk dalam jumlah yang signifikan. Uap ini perlu dikondensasikan kembali agar tidak terbuang sia-sia dan untuk menjaga keseimbangan suhu dalam sistem. Oleh karena itu, diperlukan suatu alat penukar panas yaitu kondensor yang berfungsi untuk mengubah uap menjadi cairan kembali melalui proses pendinginan menggunakan media pendingin [14].

Kondensor merupakan komponen penting dalam sistem pemrosesan panas karena dapat mencegah kehilangan produk yang terikut uap serta membantu menjaga efisiensi termal proses [15]. Dalam penelitian ini, uap hasil evaporasi akan dikondensasikan dengan menggunakan air sebagai media pendingin. Untuk memastikan proses kondensasi berlangsung secara optimal, maka diperlukan perhitungan desain kondensor pada prarancangan pabrik asam sitrat dari molase dengan kapasitas 25000 ton/tahun.

Tabel 3. Spesifikasi Kondensor

Dimensi	Satuan
Tube : Air pendingin	
<i>Outside Diameter</i>	1 in
<i>Inside Diameter</i>	0,0856 in
Panjang (L)	6 ft
BWG	15
Pitch (P_T)	1.25 in
<i>Flow Area</i> (a')	0.576 in
<i>Equivalent Diameter</i> (D_e)	0.05 ft
Jumlah <i>Tube</i> (N_T)	80 buah
Shell : Uap Air	
<i>Inside Diameter</i>	15.25 in
<i>Baffle Spacing</i>	3.812 in
Jumlah <i>Baffle</i>	4 buah

STHE terdiri dari bundel pipa (*tube*) yang ditempatkan di dalam sebuah cangkang silinder (*shell*). Dalam konfigurasi ini, fluida panas mengalir pada sisi *shell* dengan suhu 110°C dengan laju alir massa sebesar 21381.82 kg/jam, sedangkan fluida dingin dengan suhu 30°C dengan laju alir massa sebesar 7609.60 kg/jam dialirkan melalui sisi *tube*. Aliran kedua fluida ini disusun dalam konfigurasi *counter current flow* atau aliran berlawanan arah, yang secara termodinamik lebih efisien karena menghasilkan perbedaan suhu rata-rata logaritmik (ΔT_{LMTD}) yang lebih tinggi, sehingga meningkatkan laju perpindahan panas [16]. Berdasarkan hasil perhitungan didapatkan ΔT_{LMTD} sebesar $91,75^\circ\text{F}$.

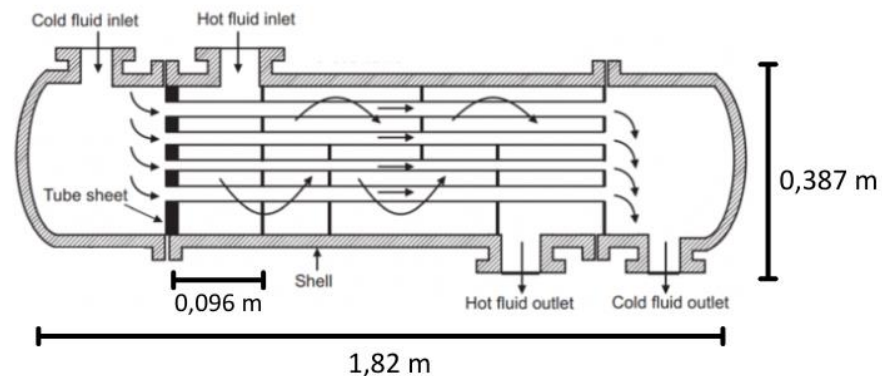
Penempatan air sebagai fluida dingin di sisi *tube* dilakukan dengan beberapa teknis. Fluida air memiliki viskositas yang rendah dan karakteristik aliran yang bersih dari pengotor, sehingga cocok untuk mengalir dalam *tube* yang memiliki diameter relatif lebih kecil, serta sisi *tube* lebih sesuai untuk fluida yang lebih bersih karena pembersihan dan perawatannya lebih mudah [17].

Pada tahap awal perancangan kondensor tipe *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHE) dilakukan *trial* spesifikasi *tube* menggunakan data referensi dari buku *Process Heat Transfer*

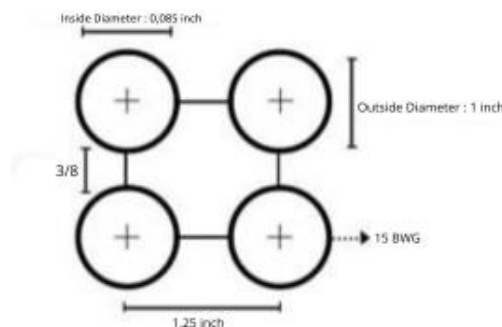
oleh Kern [11]. Fluida yang digunakan yaitu uap air dan air pendingin yang merupakan sistem uap air yang memiliki *range trial* koefisien perpindahan panas (U_D) sebesar 2-50 BTU/jam.ft².°F, dan nilai koefisien perpindahan panas (U_D) yang digunakan dalam perhitungan ini yaitu 45 BTU/jam.ft².°F. Nilai U_D , ΔT_{LMTD} , dan Q digunakan untuk menghitung luas perpindahan panas (A). Spesifikasi awal yang digunakan adalah *tube* dengan diameter luar (OD) 1 in dan ketebalan dinding BWG 15, yang memiliki luas perpindahan panas sebesar 0,2241 ft²/ft. Panjang tube sebesar 6 ft. Dengan nilai luas perpindahan panas yang dibutuhkan sebesar 317 ft², diperoleh jumlah *tube* sebanyak 80 buah. Jumlah ini disesuaikan dengan konfigurasi *bundle* standar berdasarkan tabel pada buku Kern.

Susunan *tube* dalam *bundle* menggunakan pola *pitch* segitiga 1¼ in, yang dikenal efektif dalam meningkatkan turbulensi aliran fluida di sisi *shell*. Konfigurasi *pitch* segitiga memungkinkan peletakan jumlah *tube* lebih banyak dalam ruang *shell* yang terbatas dibandingkan dengan *pitch* persegi, serta mendukung efisiensi termal yang lebih baik [18]. Desain *pitch* ini umum digunakan pada sistem STHE industri karena menghasilkan laju perpindahan panas yang lebih tinggi, meskipun pembersihannya lebih sulit dibandingkan *pitch* persegi [11]. Berdasarkan hasil perhitungan dan jumlah *tube*, diperoleh diameter dalam *shell* sebesar 15,25 in mengacu pada konfigurasi 2-pass fluida dengan *triangular pitch*.

Untuk menjaga efisiensi dan stabilitas sistem, kondensor dilengkapi dengan 4 *baffle* yang ditempatkan dengan jarak 3,81 in. Fungsi utama *baffle* adalah mengalirkan aliran fluida panas agar melintasi *bundle tube* secara zig-zag, sehingga meningkatkan turbulensi dan distribusi panas merata [19]. Penambahan *baffle* juga berperan dalam mengurangi risiko getaran mekanis dan memperpanjang umur pakai peralatan [19].



Gambar 1. Desain representatif kondensor berdasarkan hasil *trial* perhitungan Tabel 1 dan Tabel 2



Gambar 2. Desain representatif susunan *square pitch* pada *tube* kondensor berdasarkan hasil *trial* Tabel 1

Evaluasi performa perpindahan panas dimulai dengan menghitung bilangan *Reynolds* (*Re*) pada sisi *tube*, yang menunjukkan nilai diatas 2100 sehingga aliran tergolong turbulen. Aliran turbulen diperlukan untuk memperbesar koefisien perpindahan panas dan memastikan perpindahan energi berjalan secara efektif [20]. Berdasarkan perhitungan didapatkan nilai koefisien perpindahan panas secara keseluruhan (U_C) yaitu sebesar 97,34 BTU/jam.ft².°F dan *fouling factor* (R_d) sebesar 0,0062 Btu/jam.ft².°F. Faktor pengotor (*fouling factor*) diperhitungkan dalam desain dengan menggunakan nilai acuan teoritis yaitu 0,0092 BTU/jam.ft².°F. Berdasarkan hasil evaluasi terhadap *fouling factor*, desain kondensor dinyatakan layak karena nilai ΔR_D masih dibawah 10%, dengan demikian nilai tersebut menunjukkan bahwa pengaruh pengotor terhadap performa perpindahan panas masih dalam batas yang dapat diterima.

Fouling dapat terjadi akibat akumulasi kotoran, kerak, sedimen, atau senyawa kimia yang terbentuk pada permukaan *tube* selama proses operasi berlangsung. Penyebab umum *fouling* antara lain adalah tingginya konsentrasi ion mineral seperti kalsium dan magnesium dalam air pendingin, suhu operasi tinggi, keberadaan mikroorganisme, serta degradasi kimia dari fluida proses [21]. Jika tidak dikendalikan, *fouling* dapat membentuk lapisan isolasi termal yang menghambat perpindahan panas antara fluida panas dan fluida dingin.

Akibat dari *fouling factor* yang besar, efisiensi termal *heat exchanger* akan menurun seiring waktu, dan dibutuhkan lebih banyak energi untuk mencapai tingkat pendinginan atau pemanasan yang sama. Hal ini tidak hanya menyebabkan kenaikan biaya operasional, tetapi juga mempercepat keausan peralatan dan meningkatkan risiko kegagalan sistem secara keseluruhan. Oleh karena itu, penting untuk menetapkan nilai desain *fouling factor* dalam perhitungan agar kapasitas perpindahan panas yang dirancang mampu mengakomodasi degradasi performa akibat pengotor tersebut. Sistem yang dirancang dengan memperhitungkan *fouling factor* secara akurat memiliki umur pakai 15-20% lebih lama dibandingkan sistem yang tidak mengantisipasi *fouling* sejak awal [22]. Selain itu, jadwal pembersihan dan perawatan berkala menjadi lebih dapat diprediksi dan efisien, karena laju penurunan performa termal sudah diperhitungkan sebelumnya dalam desain.

Pressure drop merupakan parameter penting dalam memastikan kelancaran aliran fluida di kedua sisi *heat exchanger*. *Pressure drop* terjadi karena adanya tahanan terhadap aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan dengan dinding *tube*, perubahan arah aliran karena *baffle*, dan perubahan kecepatan fluida. Hasil analisis menunjukkan bahwa pada sisi *tube* diperoleh nilai *pressure drop* ΔP sebesar 1,625 psi dan pada sisi *shell* sebesar 0,0067 psi. Nilai ini masih berada dalam batas wajar untuk sistem cair dan gas, yaitu maksimum 10 psi untuk cairan dan maksimum 2 psi untuk gas [11]. *Pressure drop* yang terlalu tinggi dapat menyebabkan kebutuhan pompa yang lebih besar, konsumsi energi yang meningkat, dan potensi kerusakan pada pompa yang lebih besar. Sebaliknya *pressure drop* yang terlalu rendah bisa menjadi indikasi adanya *bypass flow* atau distribusi fluida yang tidak merata dalam *heat exchanger*, yang pada akhirnya akan menurunkan efektivitas perpindahan panas. Oleh karena itu, keseimbangan *pressure drop* dan efisiensi termal perlu dicapai.

Material yang digunakan pada sisi *tube* yaitu *Stainless Steel 304*, karena pada suhu operasi 30-50°C, material ini sudah memiliki ketahanan korosi terhadap air bersih, memiliki konduktivitas termal yang cukup baik serta tahan terhadap korosi akibat oksigen terlarut dalam air pendingin pada suhu rendah [23]. Pada sisi *shell* yang dialiri uap air pada suhu 110°C dipilih menggunakan *Carbon Steel ASTM A106 Grade B*, karena material ini dirancang untuk layanan suhu hingga 425°C dan mampu menahan tekanan sedang, serta memiliki ketahanan yang cukup terhadap korosi ringan dari uap jenuh pada suhu tersebut [24].

4. KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil perancangan kondensor pada prarancangan pabrik asam sitrat dengan kapasitas 25000 ton/tahun menggunakan jenis *heat exchanger* Shell and Tube *Heat Exchanger* (STHE). Desain alat menggunakan pipa sepanjang 6ft dengan diameter luar 1 in, dan jumlah tube 80 buah yang disusun dalam pola *pitch* segitiga $1\frac{1}{4}$ in. *Tube* tersebut diselubungi oleh *shell* dengan diameter dalam 15,25 in dan dilengkapi 4 *baffle* dengan jarak antar *baffle* 3,81 in.

Untuk penelitian selanjutnya, disarankan agar perhitungan desain alat divalidasi menggunakan simulasi proses dengan perangkat lunak seperti ASPEN HYSYS atau ChemCAD, guna meninjau lebih lanjut performa alat berdasarkan spesifikasi hasil perhitungan.

REFERENSI

- [1] E. Książek, "Citric Acid: Properties, Microbial Production, and Applications in Industries," *Molecules*, vol. 29, no. 1, hal. 1-38, 2024.
- [2] P. Comuzzo dan F. Battistutta, "Acidification and pH Control in Red Wines". *Red Wine Technology*, Italy, 2018.
- [3] Z. Tong, X. Zheng, Y. Tong, Y. C. Shi, dan J. Sun, "Systems metabolic engineering for citric acid production by *Aspergillus niger* in the post-genomic era," *Microbial Cell Factories*, vol. 18, no. 1, hal 1–15, 2019.
- [4] S. Khurshid, H. Ashraf, T. Hussain, M. Iqbal, H. Qureshi, T. Anwar, S. H. Salmen, dan M. J. Ansari, "Enhanced Citric Acid Production through *Aspergillus niger* : Insights from Fermentation Studies Using Sugarcane Molasses," *Life Article*, vol. 14, no. 756, hal. 1–10, 2024.
- [5] B. W. Hackett, "The Essentials of Continuous Evaporation," *Chemical Engineering Progress (CEP)*, vol. 114, no. 5, hal. 24–28, 2018.
- [6] J. Zhao, Z. Feng, Z. Dou, Y. Yao, A. Zhu, Y. Li, Y. Liu, Y. Jiang, dan Z. Jiang, "Numerical analysis of factors affecting condensation capacity of air-cooled condenser," *IOP Conference Series: Earth Environmental*, vol. 227, no. 3, hal. 1–5, 2019.
- [7] X. Huang, L. Chen, L. Yang, X. Du, dan Y. Yang, "Cooling performance enhancement of air-cooled condensers by guiding air flow," *Energies*, vol. 12, no. 18, hal. 1-28, 2019.
- [8] A. Dallacoasta, B. O. Uloh, A. Ben, V. C. Ugochukwu, dan A. Abdulsalam, "Design of a Plant to Produce 20,000 Litres/Day of Citric Acid from Corn Cob Using *Aspergillus niger*," *Asian Journal of Biotechnology and Genetic Engineering*, vol. 7, no. 1, hal. 54-71, 2024.
- [9] J. M. Corberán, S. Martínez-Ballester, J. González-Maciá, dan C. La-Barbera, "Error estimation of single phase effectiveness and LMTD methodologies when applied to heat exchangers with phase change," *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 745, no. 3, hal. 1-8. 2016.
- [10] M. A. Almeshaal, dan K. Choubani, "Using the Log Mean Temperature Difference (LMTD) and ϵ -NTU Methods to Analyze Heat and Mass Transfer in Direct Contact Membrane Distillation," *Membranes (Basel)*, vol. 13, no. 6, hal. 1-15, 2023.
- [11] D. Q. Kern, *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company, New York, 1950.
- [12] A. D. Tharkar, dan S. P. Mahulikar, "The Mean Temperature Difference Method for Micro Heat Exchanger Analysis Considering Property Variation," *Heat Transfer Engineering*, vol. 40, no. 8, hal. 605–615, 2019.
- [13] C. J. Geankoplis, A. Hersel, dan D. H. Lepek, *Transport Processes and Separation Process Principles*, 5th ed. New York: Pearson Education, 2018.

- [14] H. Feng, L. Chen, Z. Wu, dan Z. Xie, "Constructal design of a shell-and-tube heat exchanger for organic fluid evaporation process," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 131, hal. 750–756, 2019.
- [15] I. A. Setiorini, dan A. F. Faputri, "Evaluasi Kinerja *Heat Exchanger* Jenis Kondensor 1110-C Tipe *Shell and Tube* Berdasarkan Nilai *Fouling Factor* Pada Unit Purifikasi di Ammonia Plant PT X" , *Jurnal Teknik: Patra Akademika*, vol. 14, no. 01, hal. 23-30, 2023.
- [16] R. M. Soares, Z. Ikhsanudin, P. D. Safitri, F. H. R. Nurrokhim, A. I. Ghozali, A. Dwiyanto, A. R. Firmansyah, A. Azrial, W. Saputro, dan R. D. Issafira, "Coefficient Analysis of Shell and Tube Type Heat Exchangers," *Biomedical and Mechanical Engineering Journal*, vol. 4, no. 2, hal. 10–16, 2024.
- [17] Ariani, A. Chalim, Hardjono, dan T. Anang, "Performance of Shell and Tube Heat Exchanger 1-1 Counter Current Formalin (Shell) – Water (Tube) Fluid Systems in Industry," *Proceedings of the 2023 Annual Technology, Applied Science and Engineering Conference (ATASEC 2023)*, Atlantis Press, hal. 249-259, 2023.
- [18] A. A. Abd, M. Q. Kareem, dan S. Z. Naji, "Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger : Parametric Study," *Case Study in Thermal Engineering*, vol. 12, hal. 563-568, 2018.
- [19] P. Bichkar, O. Dandgaval, P. Dalvi, R. Godase, dan T. Dey, "Study of Shell and Tube Heat Exchanger with the Effect of Types of Baffles," *Procedia Manufacturing*, vol. 20, hal. 195–200, 2018.
- [20] X. Ke, "Turbulent Flow in Shell and Tube Heat Exchanger CFD Project," *University of Colorado Boulder*, 2015.
- [21] Y. Hu, C. Chen, dan S. Liu, "Evaluation of microbial agents as corrosion and scale inhibitor for industrial cooling water applications," *Water Science and Technology*, vol. 85, no. 6, hal. 1904–1919, 2022.
- [22] W. Xiao, Z. Hao, X. Jiang, X. Li, X. Wu, dan G. He, "Heat exchanger reliability analysis based on fouling growth model by fault tree analysis," *Chemical Engineering Transaction*, vol. 76, no. 2014, hal. 265–270, 2019.
- [23] Nickel Development Institute, "Resistance of Stainless Steel To Corrosion in Naturally Occurring Waters," Publication no. 1262. Toronto, 1998.
- [24] R. Abdel-Karim, M. Nabil, Y. Reda, dan S. El-Raghy, "Corrosion characteristics of ASTM A106 grade B carbon steel pipelines exposed to sodium sulfate solutions," *Materials Performance and Characterization*, vol. 7, no. 1, hal. 480–494, 2018.