

Analisis performa cycle gas cooler E-34302 kondisi baru dan eksisting pada polypropilene plant train 3B PT Chandra Asri Petrochemical Tbk.

Ni'matur Rochmah*, Yuriadi Kusuma

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana, Indonesia

Article Info

Article history

Received Januari 25, 2021

Revised Mey 10, 2021

Accepted October 24, 2021

Keywords

Heat Transfer;
Cycle Gas Cooler;
U value;
Fouling Factor;
Effectiveness

ABSTRACT

PP Plant 3rd train at PT Chandra Asri Petrochemical is a plant that produces impact copolymer products. The production process begins with a chemical reaction in the reactor C-34301. The cycle gas cooler E-343012 is an equipment that have a critical role in the polymerization process. Polymerization is close loop cycle and produce a cycle gas that need to be cooled before re-entering reactor. The process of heat transfer is carried out by cycle gas cooler, a single pass shell and tube heat exchanger. Cycle gas is circulated in the tube side, then cycle water is circulated by counter current flow in the shell side. The set point is meet the design recommendation of Tho 55 °C. In 2019, a new cycle gas cooler E-34302 was installed with design modifications and improvement but there is no performances comparation analysis of the two equipment. The analysis was performed by calculating U value, fouling factor, and effectiveness. The analysis found that effectiveness of new cooler is higher than the existing. The highest value of new cooler is 87% and the lowest is 65%. The highest effectiveness of existing cooler is 76% and the lowest is 43%. The correlation between flow rate and effectiveness is that fewer of cycle gas circulated into cooler than we had the higher effectiveness from heat transfer process.

This is an open access article under the [CC BY-SA 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/) license.



*Corresponding Author

Ni'matur Rochmah,
Jurusan Teknik Mesin,
Universitas Mercu Buana,
Jl. Meruya Selatan No. 1, Kembangan, Jakarta Barat 11650, Indonesia
Email: 41318120059@student.mercubuana.ac.id; nimatur14@gmail.com

1. PENDAHULUAN

PT Chandra Asri Petrochemical merupakan perusahaan yang bergerak dalam bidang manufacturing monomer dan polimer. Salah satu produk polimer yang dihasilkan adalah *polypropylene* dengan jenis *impact copolymer* (ICP) yang diproduksi oleh PP Plant train 3B. Pada tahun 2019 dilakukan debottlenecking untuk meningkatkan kapasitas produksi PP Plant dari 480.000 ton/tahun menjadi 590.000 ton/tahun. Untuk menunjang proses ekspansi produksi re-design dan modifikasi pada sistem yang menjadi sumber bottleneck. Sistem sirkulasi gas polimerisasi (*cycle gas system*) train 3B adalah salah satu object tersebut. Cycle gas sistem melakukan recycle gas sisa proses polimerisasi yang keluar dari reactor. Proses polimerisasi di dalam reactor menghasilkan gas sisa yang temperaturnya. Apabila gas yang disirkulasikan kembali ke dalam reactor temperaturnya tidak sesuai, maka kinerja reaktor akan terganggu dan impaknya pada keseluruhan proses produksi di train 3B juga terganggu [1].

Cycle gas cooler E-34302 adalah heat exchanger shell and tube dengan 1 luan tipe H-BEAM dengan standar TEMA Class B dan ASME SEC. VIII DIV.1 2017 ED. Prinsip kerja cooler adalah melakukan pertukaran panas antara fluida cycle gas di dalam tube dan fluida cycle water yang bergerak secara

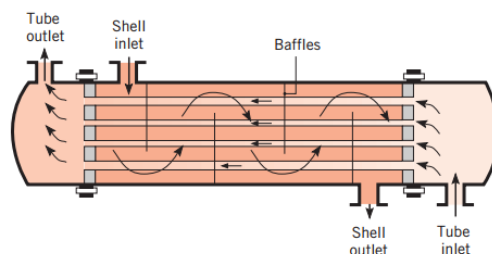
berlawanan arah di sisi shell. Output yang dihasilkan adalah temperature out cycle gas yang memenuhi kriteria desain [1]. Industri petrokimia secara umum menggunakan *heat exchanger* tipe *shell and tube* berdasarkan klasifikasi TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Assosiation*). Prosentase sebesar 35-40% *heat exchanger* tipe *shell and tube* digunakan dengan alasan konstruksi geometri yang kuat, mudah dalam *maintenance*, dan bisa diupgrade kemudian. [2]. Beberapa faktor yang dapat mempengaruhi laju perpindahan panas adalah temperatur dan tekanan umpan, jumlah *tube*, diameter *shell*, jarak *baffle*, geometri *tube*, dan *cutting spacing* [3].

Train 3B meningkatkan kapasitas produksi reaktor dari 19 ton/jam menjadi 22 ton/jam. Rate produksi bergerak linier terhadap kerja reaktor. Instalasi cooler baru dengan modifikasi desain dilakukan untuk mengimbangi kerja reaktor. Modifikasi desain antara lain penambahan jumlah tube dari 118 menjadi 141, panjang tube dari 12.19 m menjadi 15.24 m, tube thickness dari 2.11 mm menjadi 1.65 mm, inner diameter shell dari 0.711 m menjadi 0,819 m, dan shell length dari 12.04 m menjadi 15.04 m. Perubahan pada temperatur operasi juga dilakukan yaitu Thi 75 °C menjadi 73 °C, Tho 60 °C menjadi 55 °C, Tci 33 °C menjadi 41 °C, dan Tco 49 °C menjadi 50.8 °C. [4].

Cooler memiliki peranan yang penting dalam keberlangsungan kerja reaktor. [5] Setelah dilakukan instalasi cooler baru belum ada analisis terkait performa cooler baru dibanding cooler eksisting. Untuk itu penulis melakukan analisis terhadap kinerja dan efektivitas kedua cooler melalui perhitungan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U), LMTD, pembentukan *fouling factor* (Rf), dan effectiveness dari *cycle gas cooler E-34302*.

2. METODE DAN BAHAN

Alat penukar kalor atau biasa disebut *heat exchanger* adalah alat yang berfungsi untuk mentransfer energi panas antar dua fluida yang berbeda temperatur. [6]. Proses transfer energi panas antara dua fluida dipisahkan oleh separasi dinding (*solid wall*) terjadi di banyak aplikasi dunia engineering. [6] Secara spesifik alat yang memakai prinsip pertukaran panas adalah perangkat refrigerasi (evaporator dan kondensor), instalasi dalam pembangkit daya (*boiler, condenser, economizer, deaerator, air preheater, superheater*), industry petrokimia (*condenser, cooler, boiler, heater*), dan lain sebagainya. [7] Berdasarkan konfigurasi aliran, *heat exchanger* dibagi menjadi aliran searah, aliran berlawanan arah, dan aliran tegak lurus. [8] Berdasarkan bentuk konstruksi, *heat exchanger* dibedakan menjadi pipa konsentrik, pelat, dan tipe kompleks. [9] Shell and tube termasuk di dalam *heat exchanger* dengan konstruksi pipa konsentrik. [10]

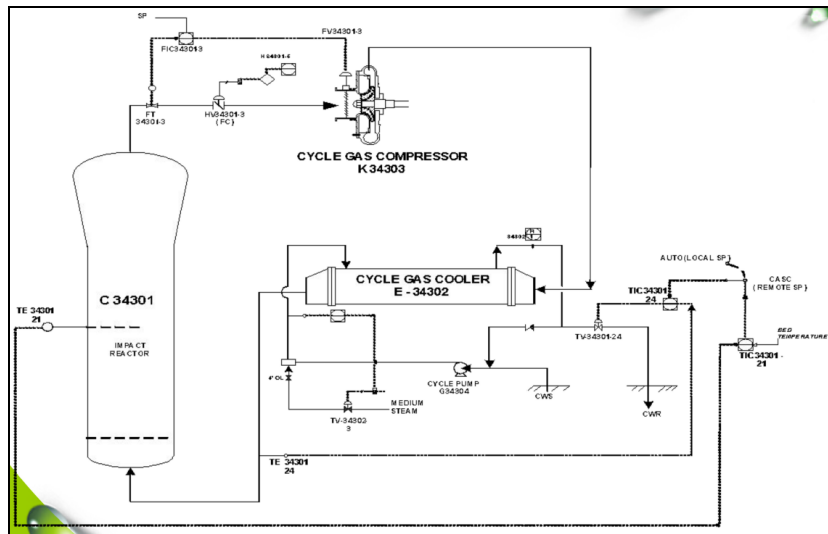


Gambar 1: Heat Exchanger Tipe Shell and Tube

Penelitian pada tugas akhir ini berfokus pada analisis kinerja cooler E-34302, yaitu sebuah alat penukar kalor jenis *shell and tube* dengan satu laluan shell maupun tube. Arah aliran dari cooler adalah *counter flow*. Pada sisi tube mengalir fluida panas *cycle gas* dan sisi shell mengalir fluida panas *cycle water*. Tugas dari cooler ini untuk menurunkan temperatur fluida panas berupa gas sisa dari reaksi polimerisasi di reaktor C-34301, PP Plant train 3B. Reaksi polimerisasi adalah proses sintesis kimia yang terjadi di dalam reaktor dan menghasilkan gas sisa. Gas sisa keluar dari bagian atas reaktor masuk ke unit *cycle gas* sistem untuk diturunkan temperatur dan tekanannya. Sistem ini terdiri dari equipment yang melakukan *recycle* terhadap gas sisa polimerisasi, yaitu *cycle gas compressor, cycle gas cooler, dan cycle water pump*. Proses perpindahan panas terjadi di dalam *cycle gas cooler*. [1]

Temperatur merupakan variable penting yang perlu dikendalikan pada reaktor karena sifat reaksi yang eksotermis. [11] Temperatur ini perlu dijaga agar tidak melebihi temperatur pelelehan resin karena dapat menyebabkan timbulnya gumpalan padat (*chunk*). *Chunk* ini dapat terjadi pada temperatur 80°C. Temperatur di dalam reaktor dikendalikan antara 65-67°C. [1] Temperatur outlet (Tho) dari cooler menurut data sheet desain adalah 60°C pada cooler eksisting dan 55°C pada cooler baru. Temperature melebihi rekomendasi desain dapat memicu timbulnya trouble dalam reaktor. Kerja reaktor linier terhadap kerja cooler. Sedangkan kemampuan cooler dalam melakukan transfer panas bergantung pada flow rate dan temperature dari fluida *cycle water*. Baik fluida panas ataupun fluida dingin mengandung komposisi campuran di dalamnya. *Cycle gas* terdiri dari kandungan propylene, propane, ethylene, ethane, hydrogen, dan nitrogen. *Cycle water* terdiri dari campuran air sisa proses pendinginan di cooler (*cycle water return*) yang di

mix dengan air segar dari utility (fresh water). Terdapat control valve yang mengatur buka tutup untuk mixing cycle water, tergantung temperature operasi reaktor. [1]



Gambar 2: Flow Diagram pada Cycle Water System

Pada dasarnya konstruksi dari cooler baru dan eksisting tidak berubah. Namun ada perubahan yang cukup signifikan pada dimensi dan penambahan jumlah tube. Cooler baru didesain untuk menerima beban kerja reaktor yang naik sebesar 3ton/jam dari kondisi sebelumnya. Maka modifikasi yang dilakukan oleh tim berupa penambahan jumlah tube yang semula 118 ea menjadi 141 ea. Update dimensi dilakukan pada shell dan tube dengan detail pada tabel 1 berikut ini.

Tabel 1: Perbedaan Desain Cooler Eksisting dan Baru

DESCRIPTION	New Design	Existing Design
Tube Material	SA 789 (S31803)	SA 789 (S31803)
Shell Material	SA516-70	SA516-60
Tube Fluid	Cycle Gas	Cycle Water
Shell Fluid	Cycle Gas	Cycle Water
Tube Operating Pressure (kg/cm.g)	23	23
Shell Operating Pressure (kg/cm.g)	6	4
Shell Surface Area (m2)	254	172.05
Shell Length (m)	15.04	12.04
Tube Length (m)	15.24	12.19
Number of Tube (ea)	141	118
Tube Tickness (mm)	1.65	2.11
Inner Diameter Tube (mm)	34.8	33.88
Outer Diameter Tube (mm)	38.1	38.1
Inner Diameter Shell (m)	0.819	0.7112
Cycle Gas Inlet Temperature ($^{\circ}$ C)	73	75
Cycle Gas Outlet Temperature ($^{\circ}$ C)	55	60
Cycle Water Inlet Temperature ($^{\circ}$ C)	41	33
Cycle Water Outlet Temperature ($^{\circ}$ C)	50.8	49

Performance heat exchanger dilihat dari efektifitas dalam melakukan pertukaran panas, serta seberapa besar nilai fouling factor yang akan dibentuk. [3] Effectiveness dipengaruhi oleh besarnya laju perpindahan panas. Nilai laju perpindahan panas bergerak linier terhadap nilai Re. [12]. Besarnya laju perpindahan panas sebanding dengan tingkat terbentuknya fouling. [13] Fouling adalah deposit yang berasal dari kotoran terlarut di dalam fluida yang mengalir dalam shell atau tube kemudian semakin lama menumpuk dan menyebabkan kerak. Fouling ini mengakibatkan timbulnya tahanan tambahan dalam proses penyerapan

panas. Besarnya kandungan pengotor ini kemudian disebut dengan fouling factor. [14] Untuk mengatasi fouling dilakukan pembersihan secara mechanical ataupun chemical. Mechanical cleaning bisa dilakukan dengan menyemprotkan air bertekanan melalui water jet. Chemical cleaning dilakukan dengan menambahkan cairan kimia anti fouling [15]. Properties dari fluida seperti densitas, viskositas, nilai kalor spesifik, konduktivitas termal, dan bilangan prandalt juga berpengaruh terhadap hasil akhir dari perhitungan performance heat exchanger. [16]

Proses analisis tugas tugas akhir dilakukan dengan menghitung nilai laju perpindahan panas, kemudian Log Mean Temperature Difference (LMTD), koefisien perpindahan panas, fouling factor, kemudian nilai effectiveness dari cooler. Proses perhitungan menggunakan data operasional berupa temperature, flow rate, dan tekanan dari masing-masing fluida. Tekanan inlet masing-masing fluida digunakan khusus untuk mencari nilai properties menggunakan platform online calculation <http://www.ethermo.us/>. Pencarian properties tidak dilakukan manual karena tingkat kesulitan untuk mendapat table properties dari gas hydrocarbon penyusun cycle gas. Parameter unjuk kerja didapatkan dengan persamaan berikut ini.

2.1. Menghitung Laju Perpindahan Panas

Hukum pertama termodinamika diaplikasikan dalam perhitungan ini. Ketika terjadi pertukaran panas antara dua fluida maka besar pertukaran panas antara dua fluida sama. Nilai $Q_h = Q_c$, artinya perpindahan panas antara heat exchanger dan lingkungan tidak diperhitungkan. Persamaan laju perpindahan panas adalah:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

Q	= Laju perpindahan panas	[kJ/s]
\dot{m}	= Laju aliran massa fluida	[kg/s]
Cp	= Panas spesifik	[J/kg.K]
ΔT	= Selisih temperatur	[°C] atau [K]

Dimana $\dot{m} C_p \text{hot} (T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m} C_p \text{c} (T_{co} - T_{ci})$

Nilai Cp untuk fluida cycle gas didapat dari mengalikan Cp masing-masing gas dengan prosentase gas tersebut (misal % dari propyle, ethylene, dll) di dalam fluida kemudian semua hasil perkalian tersebut dijumlahkan. Cp ini disebut Cp campuran gas.

2.2. Mengitung LMTD

LMTD adalah selisih temperature rata-rata logaritmik di setiap bagian heat exchanger. Nilainya perlu dihitung karena mempengaruhi nilai dari koefisien perpindahan panas. LMTD menggambarkan adanya panas yang terbuang sehingga semakin besar nilainya mengindikasikan koefisien perpindahan panas yang didapat akan semakin kecil. [17] Perhitungan LMTD didapat menggunakan persamaan berikut:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \Delta T_1 / \Delta T_2}$$

Nilai LMTD berbeda pergitungan tergantung dari tipe aliran pada heat exchanger yang dipakai.

LMTD Paralel Flow dengan persamaan:

$$\Delta T_1 = T_{h.1} - T_{c.1} = T_{h.in} - T_{c.in}$$

Atau

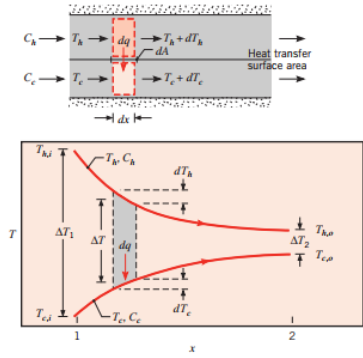
$$\Delta T_2 = T_{h.2} - T_{c.2} = T_{h.out} - T_{c.out}$$

LMTD Counter Flow dengan persamaan:

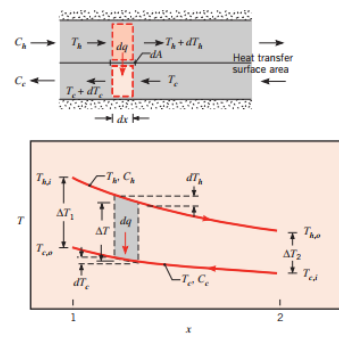
$$\Delta T_1 = T_{h.1} - T_{c.2} = T_{h.in} - T_{c.out}$$

Atau

$$\Delta T_2 = T_{h.2} - T_{c.1} = T_{h.out} - T_{c.in}$$



Gambar 3: Distribusi Temperatur Paralel Flow



Gambar 4: Distribusi Temperatur Counter Flow

Dimana

- ΔT_1 = Distribusi Temperatur sisi inlet [K]
- ΔT_2 = Distribusi Temperatur sisi outlet [K]
- $T_{h,1}$ = Temperatur inlet fluida panas [K]
- $T_{c,1}$ = Temperatur inlet fluida dingin [K]
- $T_{h,2}$ = Temperatur outlet fluida panas [K]
- $T_{c,2}$ = Temperatur outlet fluida dingin [K]

2.3. Menghitung Koefisien Perpindahan Panas

Koefisien perpindahan panas keseluruhan menyatakan mudah tidaknya panas berpindah dari fluida panas ke fluida dingin, atau menyatakan aliran panas menyeluruh sebagai gabungan proses konduksi dan konveksi. Koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat diketahui dengan menggunakan persamaan

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

Sebelum dapat mencari nilai koefisien konveksi, terlebih dahulu harus dicari Bilangan Reynold dan Bilangan Nusselt.

Persamaan mencari Bilangan Reynold

$$Re = \frac{VD_h}{\nu}$$

$$hi = Nu \frac{k}{h}$$

Dimana Dh = Di tube

Persamaan mencari Bilangan Nussel

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4}$$

$$ho = Nu \frac{k}{D_h}$$

Dimana Dh = Do-Di

2.4. Menghitung Luas Bidang Perpindahan Panas

Luas bidang perpindahan panas didapatkan dengan persamaan matematis berikut. $A = N \pi d l$, dimana N adalah jumlah tube, d adalah diameter dalam tube, dan l adalah panjang tube.

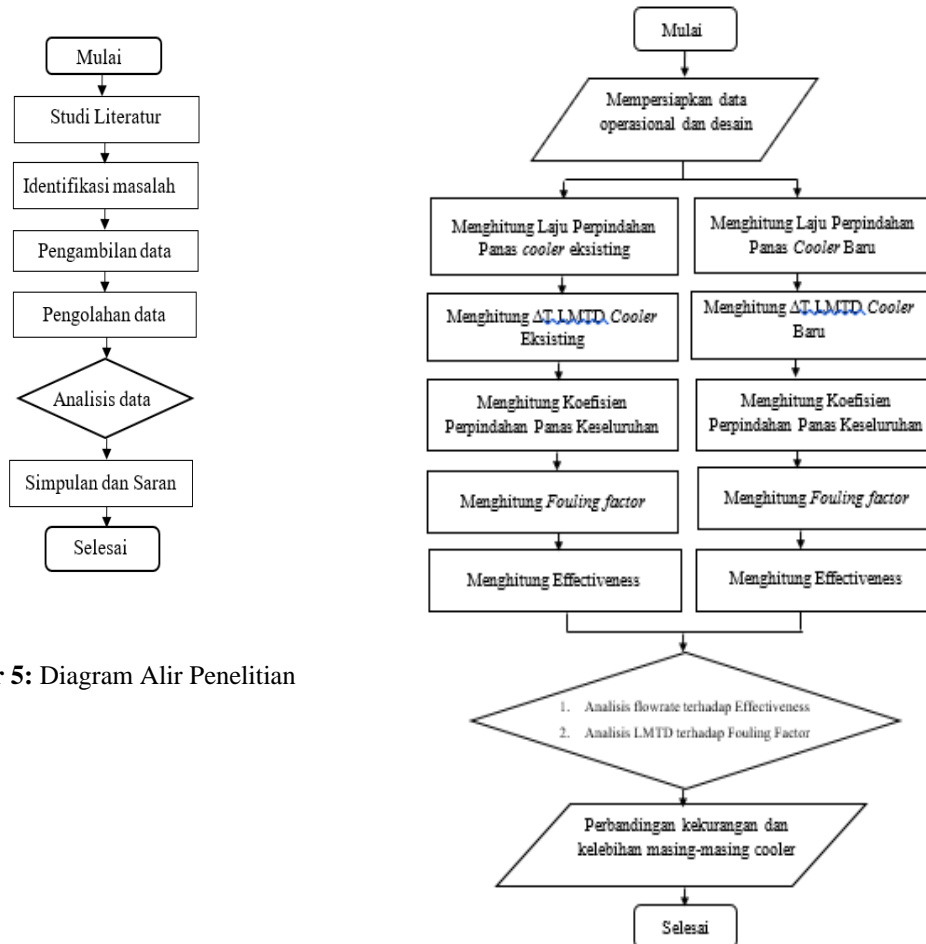
2.5. Menghitung Faktor Pengotor

Adanya faktor pengotor pada *heat exchanger* membuat luas permukaan bidang penyerapan panas pada *equipment* berkurang. [18]. Faktor pengotor pada heat exchanger didapatkan dengan persamaan berikut:

$$Rf = \frac{1}{U_o} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}$$

2.6. Menghitung Effectiveness pada Heat Exchanger

LMTD merupakan metode mudah untuk mencari kinerja heat exchanger ketika T inlet dan T fluida telah diketahui atau bisa dicari dengan persamaan kesetimbangan energi. Namun jika tidak diketahui, maka untuk menghitung kinerja heat exchanger perlu melakukan iterasi dan berulang prosesnya yang cukup memakan waktu. Untuk mengatasinya maka dibuat metode efektifitas NTU. [19]. Metode ini didasarkan pada parameter yang tidak memiliki dimensi yaitu effectiveness perpindahan panas.



Gambar 5: Diagram Alir Penelitian

Gambar 6: Diagram Alir Proses Analisis

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\text{Laju perpindahan panas aktual}}{\text{Laju perpindahan panas maksimum}}$$

Laju perpindahan panas maksimum didapat ketika fluida dingin dipanaskan sampai mencapai temperature inlet fluida panas, atau sebaliknya fluida panas didinginkan mencapai temperature inlet fluida dingin. Sehingga, laju perpindahan panas maksimum dicapai ketika kapasitas panas kedua fluida sama ($C_c = C_h$). Apabila kapasitas panas tidak sama maka fluida dengan kapasitas panas yang lebih kecil yang akan mengalami perpindahan panas terbesar. [8] Sehingga didapat persamaan

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad \text{atau} \quad \varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$

2.7. Proses Penelitian

Pengambilan data berupa temperature, komposisi cycle gas, tekanan, dan flowrate dari fluida secara actual dalam 5 periode waktu berbeda untuk masing-masing cooler.

a. Studi Literatur dan Identifikasi Masalah

Studi Literatur dilakukan dengan mencari berbagai referensi jurnal dan buku yang sesuai dengan topik penelitian. Selain itu juga perlu dilakukan konsultasi dengan user dan designer yang incharge dalam modifikasi cooler E-34302.

b. Pengumpulan Data Primer dan Sekunder

Data Primer, diperoleh dari pengambilan data operasi dalam 5 periode produksi untuk masing-masing cooler. Data sekunder diambil dari manual book antara lain data dimensi dan teknikal serupa.

c. Pengolahan dan Analisis Data

Pengolahan data dilakukan dengan mencari properties dari fluida berupa *propylene* (C₃H₆), *propane* (C₃H₈), *ethylene* (C₂H₄), *ethane* (C₂H₆), *hydrogen* (H₂), dan *nitrogen* (N₂) kemudian hasilnya dijumlahkan.

2.8. Alat dan Bahan

Penelitian berfokus pada analisis equipment cycle gas cooler baru dan lama. Data operasional berupa temperature, pressure, dan flowrate didapat dengan mengakses PI system. Data cooler eksisting diambil bulan Januari, Februari, April, Mei, Juni 2019. Data cooler baru bulan Oktober-November 2019, Januari, Februari, Maret 2020.

Tabel 2: Data Operasi Cycle Gas dan Cycle Water

Time	CW Flow [t/h]	Tc.i [C]	T.co [C]	CG Flow [t/h]	Th.i [C]	T.ho [C]
21-Jan-20	415.40	34.79	43.53	271.62	73.43	40.55
22-Jan-20	415.35	34.68	43.48	272.45	73.99	41.35
23-Jan-20	415.41	34.50	43.12	273.25	74.21	41.99

Tabel 3: Komposisi dalam Cycle gas

Time	C3H6 [%]	C3H8 [%]	N2 [%]	C2H4 [%]	C2H6 [%]	H2 [%]
21-Jan-20	69.00	2.96	3.56	19.70	0.14	4.28
22-Jan-20	69.39	2.82	2.91	19.87	0.13	4.43
23-Jan-20	68.93	2.86	3.04	19.93	0.16	4.54

3. HASIL DAN DISKUSI

3.1. Perhitungan Laju Perpindahan Panas

Menentukan T.rata-rata fluida panas (Tf.h) dan mencari properties.

$$T_{\text{rata-rata}} = \frac{Th_i + Th_o}{2} = \frac{347.057 + 315.884}{2} = 331.5 \text{ K.}$$

Properties dari gas didapat dari aplikasi Ethermo dengan memasukkan data temperature fluida panas (Tf.h) 331.5 K dan tekanan 16.67 kg/cm².g.

Tabel 4: Propertie Cycle Gas pada saat tanggal 24 Januari 2020

Item	Satuan	C3H6	C2H4	C3H8	C2H6	N2	H2
Cp	[J/kg K]	2098.7	1900	2403.4	2114.6	1062.5	15354.7
ρ	[kg/m ³]	33.4751	19.0625	36.8734	21.0564	17.6265	1.2504
k	[w/m.K]	0.0238	0.0291	0.0249	0.0292	0.0288	0.2135
μ	[kg/m.s]	9.93E-06	1.16E-05	9.59E-06	1.07E-05	1.95E-05	9.52E-06
ν	[m ² /s]	2.97E-07	6.08E-07	2.60E-07	5.09E-07	1.11E-06	7.61E-06
Pr	[-]	0.8738	0.7553	0.9246	0.7753	0.7211	0.6844

Mencari Nilai Properties dari Campuran Cycle Gas.

$$\begin{aligned} \text{Cp Campuran Gas} &= (\text{Cp. Propylene.X1}) + (\text{Cp Propane.X2}) + (\text{Cp Nitrogen.X3}) + (\text{Cp Ethylene.X4}) \\ &+ (\text{Cp Ethane.X5}) + (\text{Cp Hidrogen.X6}) \\ &= (2098.7 \times 69.71\%) + (2403.4 \times 2.66\%) + (1062.5 \times 2.53\%) + (1900 \times 19.98\%) \\ &+ (2114.6 \times 0.13\%) + (15354.7 \times 4.40\%) = 2611.600668 \text{ [J/kg K]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho \text{ Campuran Gas} &= (\rho. Propylene.X1) + (\rho Propane.X2) + (\rho Nitrogen.X3) + (\rho Ethylene.X4) + (\rho \\ &Ethane.X5) + (\rho Hidrogen.X6) \\ &= (33.4751 \times 69.71\%) + (36.8734 \times 2.66\%) + (17.6265 \times 2.53\%) + (19.0625 \times \\ &19.98\%) + (21.0564 \times 0.13\%) + (1.2504 \times 4.40\%) = 28.65444292 \text{ [kg/m}^3\text{]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} k \text{ Campuran Gas} &= (k.\text{Propylene.X1}) + (k.\text{Propane.X2}) + (k.\text{Nitrogen.X3}) + (k.\text{Ethylene.X4}) + \\ & (k.\text{Ethane.X5}) + (k.\text{Hidrogen.X6}) \\ &= (0.0238 \times 69.71\%) + (0.0249 \times 2.66\%) + (0.0288 \times 2.53\%) + (0.0291 \times 19.98\%) \\ &+ (0.0292 \times 0.13\%) + (0.2135 \times 4.40\%) = 0.032497081 \text{ [w/m.K]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mu \text{ Campuran Gas} &= (\mu.\text{Propylene.X1}) + (\mu.\text{Propane.X2}) + (\mu.\text{Nitrogen.X3}) + (\mu.\text{Ethylene.X4}) + \\ & (\mu.\text{Ethane.X5}) + (\mu.\text{Hidrogen.X6}) \\ &= (9.93\text{E-}06 \times 69.71\%) + (9.59\text{E-}06 \times 2.66\%) + (1.95\text{E-}05 \times 2.53\%) + (1.16\text{E-}05 \\ &\times 19.98\%) + (1.07\text{E-}05 \times 0.13\%) + (9.52\text{E-}06 \times 4.40\%) = 1.04165\text{E-}05 \text{ [kg/m.s]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \nu \text{ Campuran Gas} &= (\nu.\text{Propylene.X1}) + (\nu.\text{Propane.X2}) + (\nu.\text{Nitrogen.X3}) + (\nu.\text{Ethylene.X4}) + \\ & (\nu.\text{Ethane.X5}) + (\nu.\text{Hidrogen.X6}) \\ &= (2.97\text{E-}07 \times 69.71\%) + (2.60\text{E-}07 \times 2.66\%) + (1.11\text{E-}06 \times 2.53\%) + (6.08\text{E-}07 \\ &\times 19.98\%) + (5.09\text{E-}07 \times 0.13\%) + (7.61\text{E-}06 \times 4.40\%) = 6.98519\text{E-}07 \text{ [m}^2\text{/s]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pr.Campuran Gas} &= (\text{Pr. Propylene.X1}) + (\text{Pr.Propane.X2}) + (\text{Pr.Nitrogen.X3}) + (\text{Pr.Ethylene.X4}) + \\ & (\text{Pr.Ethane.X5}) + (\text{Pr.Hidrogen.X6}) \\ &= (0.8738 \times 69.71\%) + (0.9246 \times 2.66\%) + (0.7211 \times 2.53\%) + (0.7553 \times \\ &19.98\%) + (0.7753 \times 0.13\%) + (0.6844 \times 4.40\%) = 0.834026576 \end{aligned}$$

Perhitungan *Mass Flow Rate Cycle Gas*

Dari data spesifikasi diketahui bahwa laju aliran cycle gas yang mengalir pada *tube* adalah 272.43 t/h

$$\dot{m} \text{ Campuran Gas} = 272.43 \frac{\text{ton}}{\text{hour}} \times \frac{1 \text{ hour}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} = 75.6750 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Laju aliran massa untuk masing-masing *tube* adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{m}_h}{N.\text{tube}} = \frac{75.6750 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{141} = 0.536708 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ tiap tube}$$

Perhitungan laju perpindahan panas

Setelah diketahui laju aliran *cycle gas pada tube*, maka dapat dihitung besar laju perpindahan panas dapat dengan menggunakan persamaan

$$\begin{aligned} q &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \times (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ q &= 75.6750 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2611.600668 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}} \times (347.057 - 315.884) \text{ K} = 6385485.94 \text{ J/s} = 6385.48 \text{ kW} \end{aligned}$$

3.2. Perhitungan ΔT_{LMTD}

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \\ \Delta T_{\text{LMTD}} &= \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln((T_{hi} - T_{co}) / (T_{ho} - T_{ci}))} = \frac{(347.66 - 315.58)\text{K} - (315.35 - 307.21)\text{K}}{\ln((347.66 - 315.58)\text{K} / (315.35 - 307.21)\text{K})} = 17.44599579 \text{ K} \end{aligned}$$

3.3. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas

Menghitung Luas Bidang Perpindahan Panas

$$A.\text{tube} = n \times \Pi \times D_i \times L$$

$$A.\text{tube} = 141 \times 3.14 \times 0.0348 \text{ m} \times 15.24 \text{ m} = 234.8080445 \text{ m}^2$$

Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Berdasarkan persamaan $q = U \times A \times \Delta T_{\text{LMTD}}$ maka nilai U dapat dihitung dengan

$$U = \frac{q}{A \times \Delta T_{\text{LMTD}}} = \frac{6385485.9 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{234.8080445 \text{ m}^2 \times 17.44599579 \text{ K}} = 1558.78141 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Tabel 5: Properties untuk perhitungan koefisien perpindahan panas (U)

Parameter	Satuan	Nilai
n	ea	141
Π	-	3.14
D_i	m	0.0348
L	m	15.24

3.4. Perhitungan *Fouling Factor*

Untuk perhitungan koefisien konveksi diperlukan data kecepatan fluida (V), Reynold Number (Re), Bilangan Nusselt (Nu_D), dan properties data seperti massa jenis pada *tube* (\dot{m}), densitas (ρ), viskositas kinematic (ν), dan bilangan Prandalt (Pr).

Perhitungan Koefisien Konveksi pada *Tube*

Sebelum menghitung koefisien konveksi, perlu diketahui kecepatan fluida di dalam *tube*

$$V = \frac{\dot{m}_{tube}}{\rho \times A_{tube}} = \frac{0.536708 \frac{kg}{s}}{(27.60208 \frac{kg}{m^3}) \times (\frac{1}{4} \times 3.14 \times 0.0348^2 m^2)} = 20.453505 \frac{m}{s}$$

Dengan diketahui kecepatan fluida di dalam *tube*, maka dapat dihitung *Reynold Number*.

Untuk aliran tertutup pada saluran berpenampang bulat dan untuk aliran melintang pada silinder, nilai *Reynold Number* adalah

$$Re_D = \frac{V_{Di}}{\nu} = \frac{20.453505 \frac{m}{s} \times 0.0348 m}{6.99 \times 10^{-7} m^2/s} = 1018986.95$$

Nilai $Re > 10000$ maka masuk dalam kategori Aliran Turbulen

Apabila telah diketahui nilai Reynold Number, maka dapat dihitung *Nusselt Number* dengan beberapa pertimbangan sebagai berikut:

$$0.6 \leq Pr \leq 160$$

$$Re_D \geq 10^4$$

$$L/D \geq 10, [19]$$

Maka untuk mencari Nusselt Number dapat menggunakan persamaan

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4}$$

$$Nu_D = 0,023 \times 1018986.95^{4/5} \times 0.834^{0.4} = 1370.0445$$

Dari harga Nusselt Number maka dapat dihitung koefisien konveksi pada sisi *tube*

$$h_i = Nu \frac{k}{D_h}$$

D_h = Diameter hidrolik, dalam hal ini maka nilainya sama dengan $D_{inner tube}$.

$$h_i = 1370.0445 \times \frac{0.03323 W/m.K}{0.0348 m} = 1308.07081 \frac{W}{m^2.K}$$

Perhitungan Koevisien Konveksi Pada *Shell*

$$\dot{m}_{cycle water} = 417 \frac{ton}{hour} \times \frac{1 hour}{3600 s} \times \frac{1000 kg}{1 ton} = 115.8321 kg/s$$

Sebelum menghitung koefisien konveksi, perlu diketahui kecepatan fluida di dalam *shell*

$$V = \frac{\dot{m}_{shell}}{\rho \times A}$$

$$A = \frac{\pi (D_{hidrolik})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi (D_o - D_i)^2}{4} = \frac{3.14 (0.0381 - 0.0348)^2}{4} = 8.54865 \times 10^{-6} m^2$$

Tabel 6: Properties untuk perhitungan koefisien konveksi (h_i dan h_o)

Parameter	Satuan	Nilai
Pressure	kg/cm ² .g	5.14
Cp	J/kg K	4079
ρ	kg/m ³	988.8565
k	w/m.K	0.6209
μ	kg/m.s	6.78E-04
Pr	-	4.4521
ν	m ³ /h	6.85E-07
\dot{m}	m ³ /h	417

Selanjutnya kecepatan fluida dalam *shell* dapat dihitung

$$V = \frac{\dot{m}_{shell}}{N \times \rho \times (\frac{1}{4} \pi D^2 h)} \text{ Dengan } D_{hidrolik} = D_o - D_i$$

$$V = \frac{115.8321 \text{ kg/s}}{(141) \times (988.8565 \text{ kg/m}^3) \times (\frac{1}{4} \times 3.14 \times ((0.0381 - 0.0348)^2)) \text{ m}^2} = 97.1804857 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dengan diketahui kecepatan fluida di dalam *shell*, maka dapat dihitung *Reynold Number*.

Untuk aliran tertutup pada saluran berpenampang bulat dan untuk aliran melintang pada silinder, nilai Reynold Number adalah

$$Re_{.D} = \frac{V \times D_{hidrolik}}{v} = \frac{97.1804857 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times (0.0381 - 0.0348) \text{ m}}{6.85 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 467913$$

Nilai $Re > 10000$ maka masuk dalam kategori Aliran Turbulen

Apabila telah diketahui nilai Reynold Number, maka dapat dihitung *Nusselt Number* dengan beberapa pertimbangan sebagai berikut

$$0.6 \leq Pr \leq 160$$

$$Re_{.D} \geq 10^4$$

$$L/D \geq 10,$$

Maka untuk mencari Nusselt Number dapat menggunakan persamaan

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4} = 0,023 \times 467913^{4/5} \times 4.4521^{0.4} = 1446.435416$$

Dari harga *Nusselt Number* maka dapat dihitung koefisien konveksi pada sisi *shell*

$h_o = Nu \frac{k}{D_h}$, D_h = Diameter hidrolik, dalam hal ini maka nilainya sama dengan $D_{outer} - D_{inner tube}$.

$$h_o = 1446.435416 \times \frac{0.6209 \text{ W/m.K}}{(0.0381 - 0.0348) \text{ m}} = 210265.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Setelah diketahui nilai koefisien konveksi dari *shell* dan *tube*, selanjutnya perhitungan *fouling factor* dapat dilakukan dengan persamaan

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + Rf}$$

$$1558.78141 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} = \frac{1}{\frac{1}{1308.07081 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + \frac{1}{1210265.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + Rf}$$

$$1558.78141 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} = \frac{1}{0.00076448461 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} + 0.00000370004 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} + Rf}$$

$$Rf = 0.0001267 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

3.5. Perhitungan Effectiveness

Perhitungan Kapasitas Panas (*Heat Capacity Rate*) pada Tiap Fluida

Kapasitas panas pada sisi *tube*

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{p,h} = 75.675760 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2611.601 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}} = 197634.87 \frac{\text{J}}{\text{s.K}}$$

Kapasitas panas pada sisi *shell*

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{p,c} = 115.8321 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4079.5 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}} = 472537.11 \frac{\text{J}}{\text{s.K}}$$

Perhitungan Number of transfer unit (NTU)

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

$C_{.min}$ adalah nilai kapasitas panas fluida yang terkecil, maka pada kasus ini $C_{.min}$ sama dengan C pada fluida hot.

$$NTU = \frac{U.A}{C_{.min}} = \frac{1558.78141 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \times 234.8080 \text{ m}^2}{197634.87 \frac{\text{J}}{\text{s.K}}} = 1.85197289$$

Perhitungan Laju Perpindahan Panas Maksimal

Untuk mencari effectiveness *heat exchanger* perlu didapatkan data q_{max} dimana q_{max} didapat melalui persamaan

$$q_{max} = C_{min} \times \Delta T_{max}$$

ΔT_{max} didapat dari pengurangan temperatur fluida paling tinggi dan paling rendah.

$$q_{max} = C_{min} \times \Delta T_{max}$$

$$q_{max} = C \cdot h \times (T_{hi} - T_{ci})$$

$$q_{max} = 1558.78141 \frac{J}{s \cdot K} \times (347.66 - 307.21) K = 7992463.02 \frac{J}{s}$$

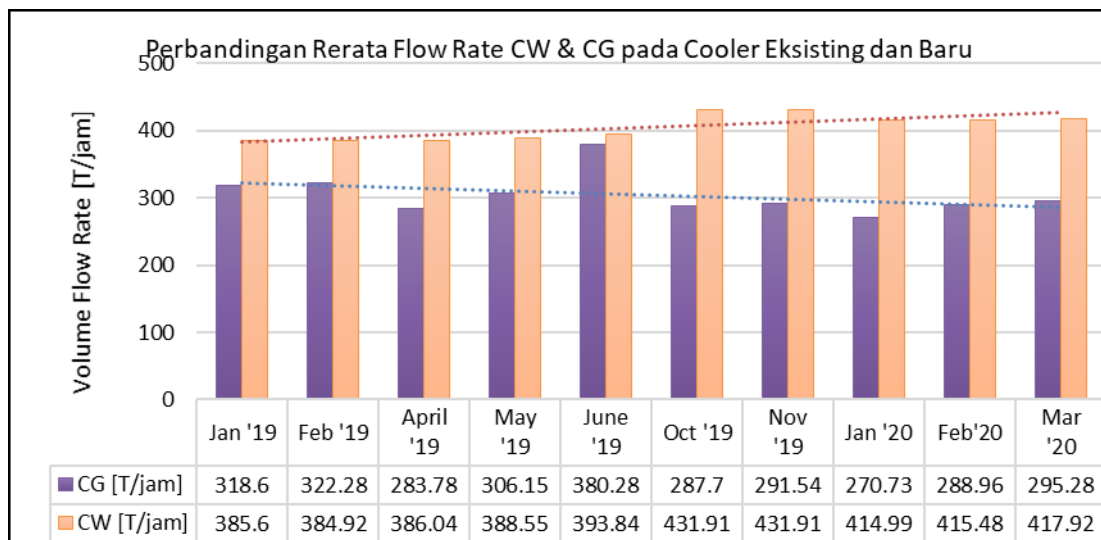
Setelah didapatkan nilai dari q_{max} selanjutnya nilai effectiveness didapat dengan persamaan berikut

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}}$$

$$\epsilon = \frac{6385485.94 \text{ J/s}}{7992463.02 \text{ J/s}} = 0.798938441 = 79.89 \%$$

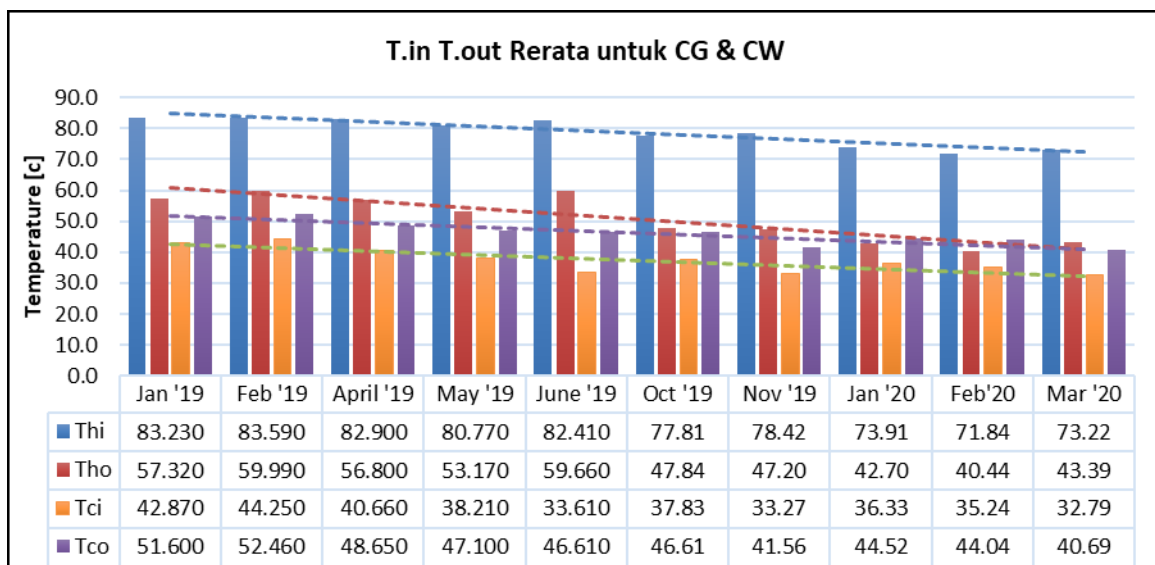
3.6. Analisa dan Pembahasan

Analisis Flow Rate dan Temperatur Fluida Servis



Gambar 7: Perbandingan Flow Rate Fluida Servis

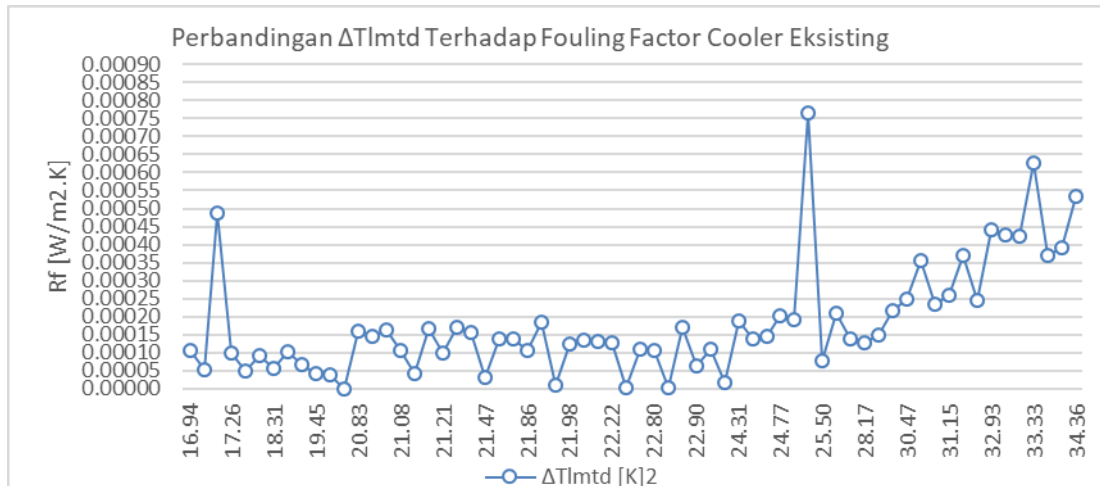
Flow rate cycle gas pada cooler baru lebih kecil daripada eksisting, sedangkan flowrate cycle water cooler baru lebih besar daripada eksisting. Hal ini dilakukan untuk memaksimalkan penyerapan panas oleh air yang mengalir di dalam shell. Pada desain disebutkan bahwa nilai T_{ho} rekomendasi untuk equipment baru adalah $55^{\circ}C$ sedangkan untuk equipment eksisting nilai rekomendasi T_{ho} adalah $60^{\circ}C$.



Gambar 8: Grafik Perbandingan Temperatur Fluida Servis

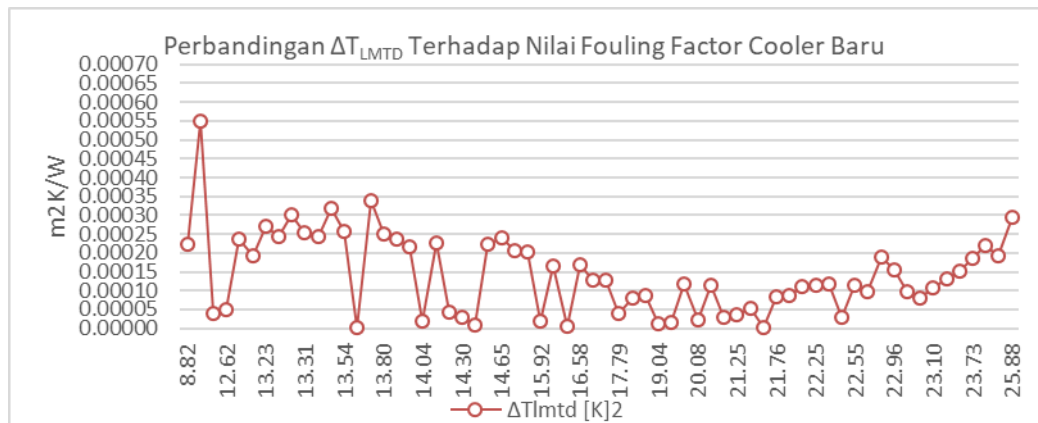
Berdasarkan grafik, nilai Th_o dari equipment eksisting ke equipment baru mengalami penurunan. Maka output set point Th_o yang diharapkan tercapai, yaitu lebih rendah dari pada desain yang lama. Penurunan nilai Th_o ini juga ditunjang oleh perbandingan flowrate CG dan CW yang masuk ke dalam cooler, serta geometri dari cooler baru yang dimodifikasi dengan menambah jumlah tube, menambah panjang tube, diameter shell yang makin besar. Serta ketebalan tube yang semakin kecil, Modifikasi ini meningkatkan luas area perpindahan panas sehingga panas yang diserap oleh cycle water lebih maksimal.

Pengaruh LMTD terhadap Pembentukan Fouling Factor



Gambar 9: Grafik LMTD terhadap Fouling Factor Eksisting Cooler

Berdasarkan grafik, secara garis besar semakin tinggi nilai LMTD maka potensi terbentuknya fouling factor semakin besar pula. Ada anomali data yang terjadi di 2 titik, yaitu ketika LMTD 17.04424°C fouling factor yang terbentuk adalah 0.00049, data ini diambil pada tanggal 16 April 2019 dan 25.03092°C fouling factor yang terbentuk adalah 0.00076. Titik ini terjadi pada tanggal 15 April 2019. Pada saat itu ada trouble pada belt conveyor sehingga kinerja proses pada reaktor terganggu.

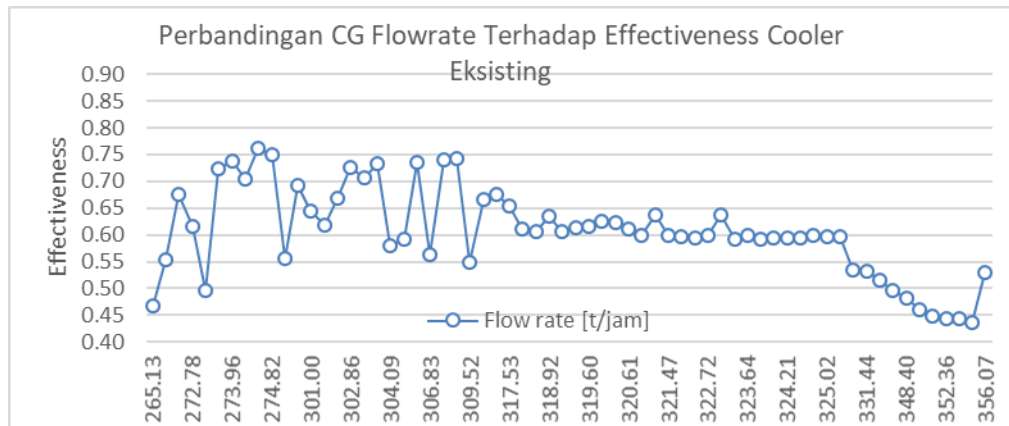


Gambar 10: Grafik LMTD terhadap Fouling Factor Cooler Baru

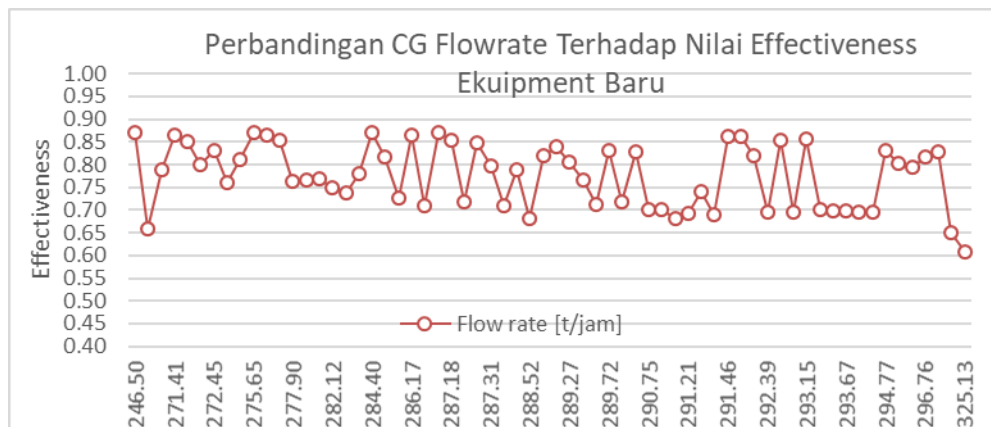
Pada equipment baru nilai fouling factor bergerak fluktuatif terhadap kenaikan nilai LMTD, yakni tinggi di awal dan menurun kemudian grafik bergerak naik lagi. Anomali data terjadi pada titik ketika LMTD 9.64841 yaitu nilai fouling factor sangat tinggi di titik 0.0005501. Pengambilan data ini terjadi pada tanggal 5 Oktober 2019 ketika kondisi running belum stabil sehingga nilai fouling factor naik tinggi.

Pengaruh Flow Rate terhadap Effectiveness

Nilai Effectiveness Cooler eksisting mengalami penurunan seiring dengan kenaikan nilai flowrate cycle gas. Pada titik 312.46 t/jam hingga 354.72 t/jam pergerakan effectiveness cenderung stabil namun turun nilainya. Berbeda dengan titik 265.13 hingga 309.52 yang cenderung tidak stabil atau lebih fluktuatif.



Gambar 11: Grafik CG Flowrate terhadap Effectiveness Cooler Eksisting.



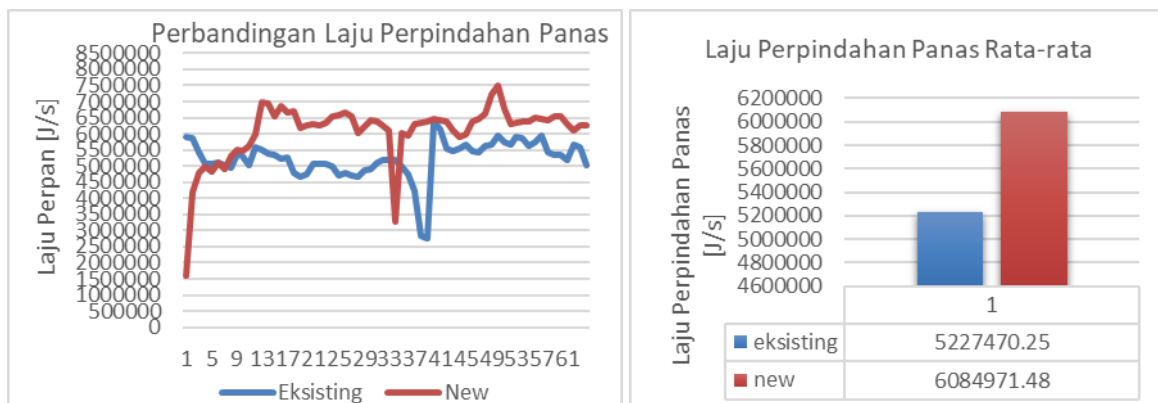
Gambar 12: Grafik CG Flowrate terhadap Effectiveness Cooler Baru.

Grafik nilainya fluktuatif, namun tetap berada di range nilai yang tinggi yaitu di atas 0.65. ada 3 titik yang mengalami penurunan effectiveness, yaitu ketika flow 250.17 yakni nilainya 0.65 pengambilan data pada tanggal 5 Oktober 2019 saat kondisi cooler baru diinstall dan running stabil. Ketika flow 309.94 yakni nilainya 0.65 data diambil tanggal 9 Maret 2020, dan ketika flow 325.13 yakni nilainya 0.60 data diambil pada tanggal 10 Maret 2020. Pada tanggal 9 dan 10 Maret Nilai U turun disebabkan oleh LMTD yang tinggi, maka berpengaruh pada nilai effectiveness yang ikut turun.

Perbandingan Performa Cooler Baru dan Eksisting

Ditinjau dari Laju Perpindahan Panas

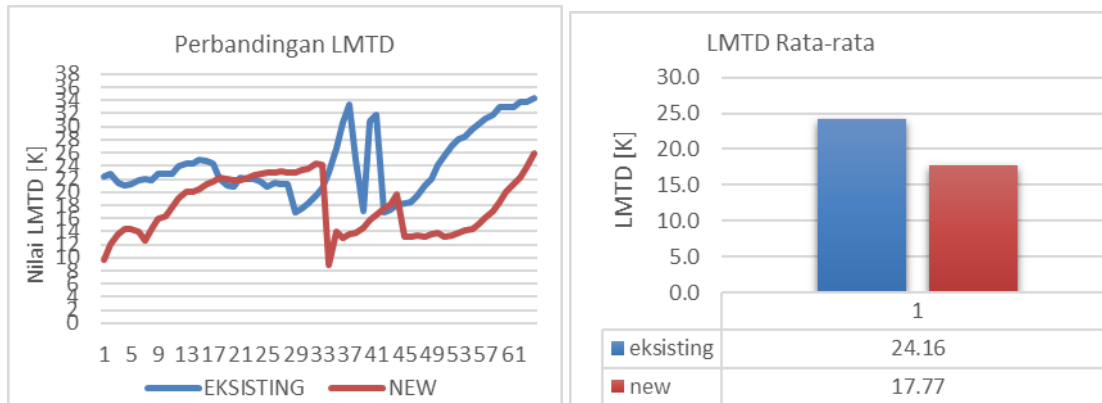
Laju perpindahan panas dipengaruhi oleh flow rate dan selisih temperature fluida servis. Nilai q akan tinggi apabila kedua item itu bernilai tinggi. Pada cooler baru nilai q lebih tinggi daripada eksisting yaitu rata-rata yang didapat 6.084,9 kW sedangkan rata-rata q pada cooler eksisting adalah 5.277,5 kW. Hal ini ditunjang oleh nilai selisih temperatur fluida servis yang besar pada cooler baru.



Gambar 13: Grafik Perbandingan Laju Perpindahan Panas

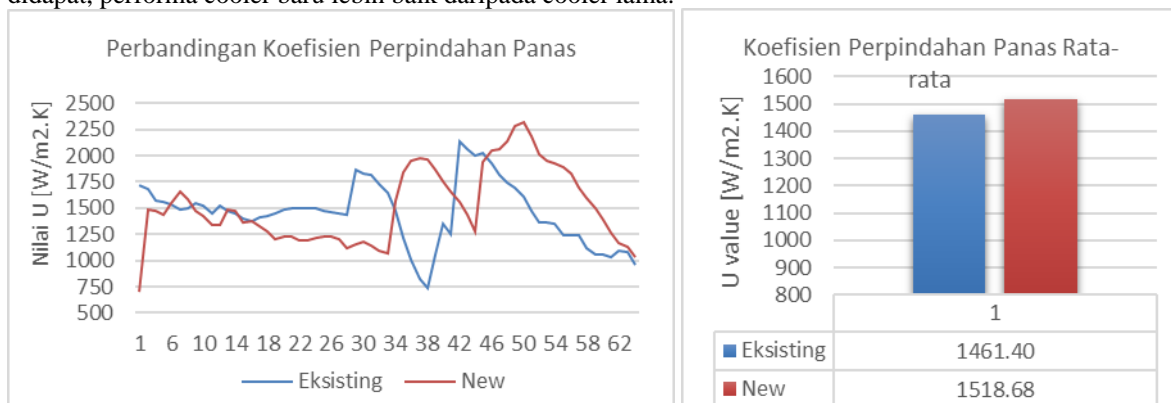
a. Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Nilai rata-rata LMTD dari cooler baru lebih kecil daripada cooler lama, yaitu 17,77 K pada cooler baru dan 24,16 K untuk cooler eksisting. LMTD akan mempengaruhi nilai koefisien perpindahan panas heat exchanger. Semakin kecil LMTD mengindikasikan bahwa heat losses pada sisi inlet dan outlet semakin kecil, sehingga penyerapan panas oleh sistem lebih maksimal [20]. Sehingga nilai LMTD yang dihasilkan oleh cooler baru lebih baik daripada cooler eksisting.

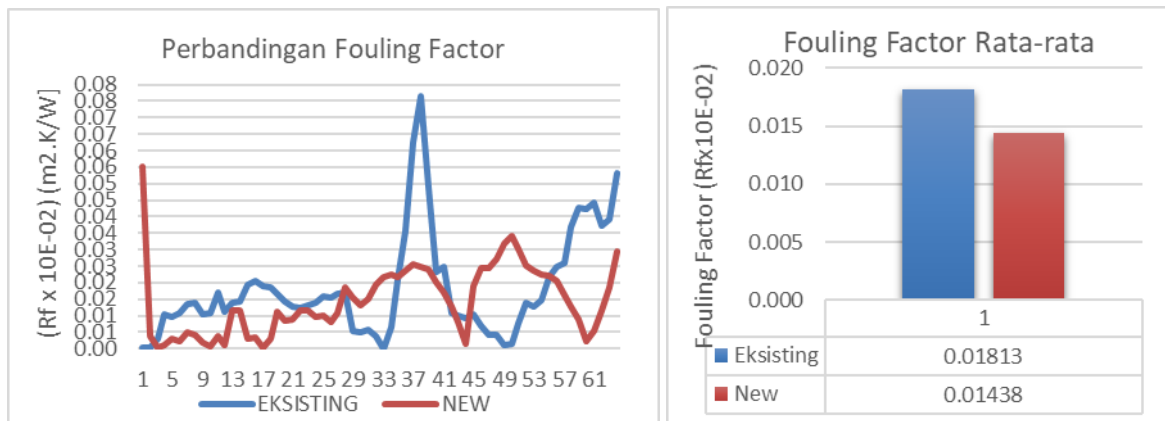
**Gambar 14:** Grafik Perbandingan LMTD

b. Koefisien Perpindahan Panas (U value)

Nilai U dipengaruhi oleh besarnya laju perpindahan panas, luas bidang perpindahan panas, dan LMTD. Nilai q dan LMTD dari cooler baru lebih baik dari cooler lama, namun luas bidang perpindahan panas dari cooler baru juga lebih besar, yaitu 234,8 pada cooler baru dan 153,05 pada cooler eksisting. Nilai U adalah hasil pembagian dari q dengan A dan LMTD. Pada grafik didapat bahwa nilai U rata-rata cooler baru adalah 1518,68 W/m²K dan 1461,4 W/m²K untuk cooler lama. Maka dari segi koefisien perpindahan panas yang didapat, performa cooler baru lebih baik daripada cooler lama.

**Gambar 15:** Grafik Perbandingan Nilai U

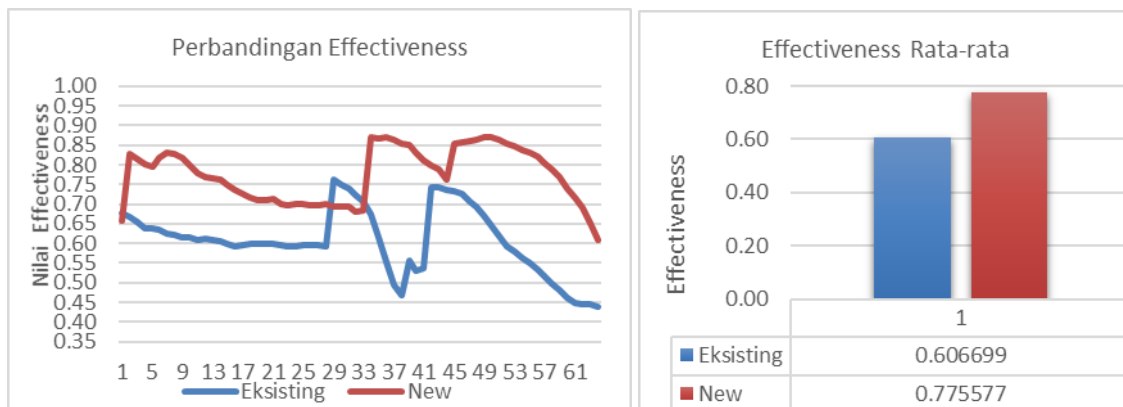
c. Fouling Factor



Gambar 16: Grafik Perbandingan Fouling Factor

Faktor pengotor adalah deposit yang menempel pada dinding heat exchanger dan mengganggu aktifitas penyerapan panas. Semakin lama heat exchanger beroperasi maka laju pembentukan fouling akan meningkat juga dan bisa menyebabkan bottleneck pada sistem. [21]. Dari grafik dapat dilihat bahwa rata-rata nilai fouling untuk cooler lama yaitu $0.18 \times 10^{-2} \text{ m}^2\text{K/W}$, nilainya lebih besar dari cooler baru yang rata-ratanya $0.14 \times 10^{-2} \text{ m}^2\text{K/W}$. Pada suatu kondisi pada kedua cooler, ada kalanya nilai fouling abnormal atau naik sangat tinggi. Hal ini bisa dipicu dari kondisi operasi yang tidak stabil karena adanya problem di sistem produksi terutama sistem reactor. Nilai fouling tertinggi dari cooler baru adalah $0.055 \times 10^{-2} \text{ m}^2\text{K/W}$ sedangkan cooler eksisting adalah $0.77 \times 10^{-2} \text{ m}^2\text{K/W}$. Fouling turun ketika nilai Re dan Pr turun, namun fouling nilainya naik linier dengan temperatur operasi dan waktu. [22]

d. Effectiveness



Gambar 17: Grafik Perbandingan Effectiveness

Effectiveness dipengaruhi oleh nilai q , semakin tinggi nilai q maka effectiveness heat exchanger akan naik juga. Berdasarkan grafik, nilai effectiveness cooler baru lebih baik dibanding cooler lama. Nilai rata-rata effectiveness cooler baru dan eksisting berturut-turut adalah 0.77 dan 0.60. Terjadi beberapa kenaikan effectiveness cukup tinggi pada cooler yang disebabkan oleh problem produksi maupun masa transisi pergantian grade produk ICP yang diproduksi.

Tabel 7: Data Operasi Cooler Baru di Titik Tertentu

PROPERTI	TITIK 1 (5 Oktober 19)	TITIK 2 (6 Oktober 19)	TITIK 44 (20 Jan 2020)	TITIK 45 (21 Jan 2020)
Thi	81.29	79.04	74.96	71.88
Tho	66.17	53.19	43.42	41.66
Tci	58.35	47.84	33.49	36.45
Tco	69.56	56.29	40.62	45.20
CG Flow	250.17	297.87	272.63	292.70
CW Flow	431.92	431.92	417.92	414.89
Grade	BI5.0GA/SHAC320	BI5.0GA/SHAC320	BI9.0GA/SHAC320	BI5.0GN

q	1593717.53	4188974.74	5922983.01	5993410.52
LMTD	9.64841	12.02447	19.67513	13.14435
U	703.46	1483.64	1282.065	1941.88

Titik 1 ke 2 cooler baru terjadi kenaikan tinggi, dari 0.66 menjadi 0.82. Jika dilihat dari table, nilai Th_o titik 1 adalah 66.17 °C. Selain itu nilai Th_i , T_{ci} , dan T_{co} dari titik 1 jika dibandingkan dengan titik 2 ada selisih yang cukup tinggi. Hal ini menyebabkan nilai q menjadi sangat kecil jika dibanding titik 2. Berdasarkan data downtime PP Plant, diketahui tanggal 2 Oktober adalah start up plant setelah debottlenecking. Akibatnya kondisi operasi tanggal 2-4 Oktober tidak stabil ditandai dengan flow fluida servis sangat kecil dan Th_o tinggi, serta komposisi gas penyusun cycle gas yang tidak sempurna. Pada tanggal 5 Oktober flow yang masuk mendekati normal namun Th_o , T_{ci} , dan T_{co} masih tinggi serta komposisi gas masih belum stabil. Faktor inilah yang menyebabkan anomali pada grafik U , R_f , dan Effectiveness. Pada titik 44-45 terjadi transisi grade produk yang diproduksi sehingga berpengaruh pada kriteria operasi terkait flow cycle gas yang diumpan ke cooler. Hal ini menyebabkan ada kenaikan yang cukup tinggi pada effectiveness titik 44 ke titik 45.


4. KESIMPULAN

1. Nilai Koefisien perpindahan panas (U) berbanding terbalik dengan laju terbentuknya fouling factor (R_f). U tertinggi untuk cooler baru adalah 2158.8 W/m².K sedangkan U tertinggi untuk cooler eksisting adalah 2137.06 W/m².K pada titik 42. Nilai U terendah untuk cooler baru adalah 703.46 W/m².K pada titik 1 sedangkan cooler eksisting nilai U terendah pada titik 38 sebesar 743.68 W/m².K. Nilai R_f tertinggi untuk cooler baru adalah 0.0005 W/m².K pada titik 1 sedangkan cooler eksisting 0.00076 W/m².K pada titik 38. Nilai R_f terendah pada cooler baru adalah 0.0000018 pada titik 3 sedangkan cooler baru 0.0000010 pada titik 33.
2. Semakin kecil flow rate cycle gas yang masuk pada cooler maka effectiveness yang didapat semakin tinggi. Hal ini terlihat dari flow rate cycle gas cooler baru diatur pada nilai < 300 ton/jam sedangkan cooler eksisting flow rate cycle gas rerata diatur pada angka >300. Hasilnya nilai effectiveness pada cooler baru naik. Effectiveness tertinggi adalah 87% dan terendah adalah 65%. Sedangkan pada cooler lama nilai tertinggi 76% dan terendah 43%.
3. Cooler baru memiliki nilai effectiveness yang lebih baik dari cooler lama. Hal ini disebabkan karena adanya modifikasi desain sehingga luas bidang penyerapan panas lebih besar. Cooler baru memiliki potensi pembentukan deposit (fouling factor) lebih cepat daripada cooler eksisting.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] U. C. C. "Detailed Package Polypropylene," UNIPOL, U.S.A, 1998.
- [2] S. Liu, Y. Yin, A. Tu and D. Zhu, "Experimental investigation on shell-side performance of a novel shell and tube oil cooler with twisted oval tubes," *International Journal of Thermal Sciences* 152, p. 106290, 2020.
- [3] A. A. Abd and M. Q. Kareem, "Performance analysis of shell and tube heat exchanger: Parametric Study," *Case Studies in Thermal Engineering*, pp. 563-568, 2018.
- [4] L. L. P. C. and P. D. , "Manufacturing Data Record," PT. Chandra Asri Petrochemical, Cilegon, 2019.
- [5] S. Budi, N. A. R. Lindy and S. A. Syanaz VR, "Perhitungan neraca massa dan panas pada reaktor polimerisasi; studi kasus pabrik pengolahan bijih plastik," *Jurnal Teknik Kimia*, pp. 54-59, 2019.
- [6] T. Kuppan, Heat Exchanger Design handbook, New York: Marcel Dekker, 2000.
- [7] P. J. Holman, Heat Transfer Tenth Edition, New York: Mc Graw Hill, 2010.
- [8] A. Y. Cengel and J. A. Ghajar, Heat and Mass Transfer Fundamentals and Applications, New York: Mc Graw Hill Education, 2011.
- [9] S. Shinde and U. Chavan, "Numerical and experimental analysis on shell side thermo-hydraulic performance of shell and tube heat exchanger with continuous helical FRP baffles," *Thermal Science and Engineering Progress*, pp. 158-171, 2018.
- [10] L. Buchori, Buku Ajar Perpindahan Panas,, Semarang: Universitas Diponegoro, 2011.
- [11] T. Kusolsongtawee and P. Bumroongsri, "Two-Stage Modeling Strategy for Industrial Fluidized Bed Reactors in Gas-Phase Ethylene Polymerization Processes," *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 140, pp. 68-81, 2018.
- [12] S. A. T. Thomas and V. Parthiban, "What dominates heat transfer performance of hybrid nano fluid in

- single pass shell and tube heat exchanger?," *Advanced Powder Technology*, Vols. -, no. -, p. 11, 2019.
- [13] Muchammad, "Analisis Penurunan Performa Heat Exchanger Stabilizer Reboiler 011E120 di PT. Pertamina Refinery Unit IV Cilacap," *Momentum*, pp. 72-77, 2017.
- [14] H. Y. Putri, P. A. Hidayanti and V. M. Margareta Pasaribu, "Evaluasi Kinerja Turbine Condenser E-2302 Sebelum dan Sesudah Dilaksanakan Turn Around 2016," *Konversi*, Vols. 6, no.1, pp. 17-26, 2017.
- [15] J. Yang, "International Journal of Heat and Mass Transfer," *Computational fluid dynamics studies on the induction period of crude oil fouling in a heat exchanger tube*, vol. 159, no. -, pp. -, 2020.
- [16] H. W. Adriansyah and A. Ari, "Metodologi Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Paksa," *Jurnal Teknologi*, vol. 9 no 2, pp. -, 2017.
- [17] A. and Z. , "Kaji Eksperimental Pengaruh Baffle pada Alat Penukar Panas Aliran Searah Dalam Upaya Optimasi Sistem Pengereng," *SINTEK: JURNAL MESIN TEKNOLOGI*, vol. 13 no. 1, 2019.
- [18] J. Sudrajat, "Analisis Kinerja Heat Exchanger Shell & Tube Pada Sistem COG Booster ii Integrated Steel Mill Krakatau," *Jurnal Teknik Mesin*, vol. 6 .No 3, no. -, pp. 176-183, 2017.
- [19] L. T. Bergman, S. A. Lavine and P. F. Incropera, *Fundamental od heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, 2011.
- [20] Azwinur and Zulkifli, "Kaji Esperimental Pengaruh Baffle pada Alat Penukar Panas Aliran Searah dalam Upaya Optimasi Sistem Pengereng," *Sintek: Jurnal Mesin Teknologi*, pp. 8-14, 2019.
- [21] M. Trafczynski, M. Markowsky, K. Urbaneic, P. Trzcinski, S. Alabrudzinski and W. Suchecki, "Estimation of thermal effects of fouling growth for application in the scheduling of heat exchangers cleaning," *Applied Thermal Engineering* , 2021.
- [22] S. -. Z. Tang, M.-. J. Li, F. -. L. Wang, Y. -. L. He and W. -. Q. Tao, "Fouling potential prediction and multi-objective optimization of a flue gas heat exchanger using neural networks and genetic algorithms," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020.

	<p>Nama : Ni'matur Rochmah NIM : 41318120059 Jurusan : Teknik Mesin Fakultas : FT Kampus : Mercubuana TTL : Jombang, 14 Desember 1995</p>