

EVALUASI KINERJA ALAT *GLYCOL FAN COOLER* (E-230) PADA PROSES REGENERASI GLIKOL MINARAK BRANTAS GAS, INC

Silvi Adelia Pravitasari, Felix Angestine, Profiyanti Hermien Suharti
Jurusan Teknik Kimia, Politeknik Negeri Malang, Jl. Soekarno Hatta No. 9, Malang, Indonesia
silviadelia26@gmail.com, [profiyanti@polinema.ac.id]

ABSTRAK

Glycol fan cooler (E-230) pada Minarak Brantas Gas, Inc merupakan salah satu alat penukar panas dengan jenis *air cooled heat exchanger* tipe *forced draft*. Alat ini berfungsi untuk mendinginkan suhu *triethylene glycol* (TEG) hingga 110–120°F dengan menggunakan udara sekitar. Sehingga TEG dapat digunakan kembali untuk menyerap kandungan air pada gas alam. *Glycol fan cooler* (E-230) ini telah berdiri sejak tahun 1976. Pada Minarak Brantas Gas, Inc terdapat 2 *glycol fan cooler*, akan tetapi yang satu telah tidak difungsikan karena produksi gas yang terus menurun. Hal ini menyebabkan E-230 beroperasi selama 24 jam. Dikarenakan E-230 telah beroperasi 24 jam selama beberapa tahun terakhir maka diperlukan adanya evaluasi kinerja *glycol fan cooler* (E-230). Penelitian ini dilakukan guna mengetahui kelayakan dari alat *glycol fan cooler* (E-230). Berdasarkan hasil evaluasi terhadap efisiensi alat rata-rata sebesar 97,09%. Sehingga dapat disimpulkan bahwa *glycol fan cooler* (E-230) masih layak beroperasi. Namun, nilai *fouling factor* rata-ratanya adalah 0,003 hr.ft².°F/Btu, nilai ini melebihi batas maksimal nilai *fouling factor* untuk TEG. Oleh karena itu, perlu dilakukan perawatan secara berkala untuk menjaga kinerja *glycol fan cooler* (E-230) agar tetap beroperasi dengan baik.

Kata kunci: *glycol fan cooler, air cooled heat exchanger, efisiensi, fouling factor.*

ABSTRACT

Glycol fan cooler (E-230) on Minarak Brantas Gas, Inc. is one of the heat-cooled heat exchangers with forced draft type. This equipment serves to cool the temperature of triethylene glycol (TEG) to 110-120°F by using ambient air. Thus, TEG can be reused to absorb water content in natural gas. *Glycol fan cooler* (E-230) has been established since 1976. In Minarak Brantas Gas, Inc. there are 2 *glycol fan coolers*, but one has not functioned because gas production continues to decline. The E-230 has been operating 24 hours for the past several years, so it is necessary to evaluate the performance of the *glycol fan cooler* (E-230). This study was conducted to determine the feasibility of a *glycol fan cooler* (E-230). Based on the evaluation of the average equipment efficiency of 97.09%. The *glycol fan cooler* (E-230) is still feasible to operate. However, the average fouling factor value of 0.003 hr.ft².°F / Btu, this value has exceeded the maximum limit of the fouling factor value for TEG. Therefore, regular maintenance is needed to maintain the performance of the *glycol fan cooler* (E-230) to keep it operating properly.

Keywords: *glycol fan cooler, air cooled heat exchanger, efficiency, fouling factor.*

1. PENDAHULUAN

Minarak Brantas Gas, Inc. merupakan salah satu industri penghasil gas alam dengan kandungan air di bawah 10 lbs/MMSCF. Minarak Brantas Gas, Inc terdiri dari dua unit proses yaitu *Gas Dehydration Unit* (GDU) dan *Glycol Regeneration Unit*. GDU merupakan proses penyerapan kandungan air pada gas menggunakan *Triethylene Glycol* (TEG) dengan bantuan alat *contactor/absorber*. *Glycol Regeneration Unit* merupakan unit untuk meregenerasi TEG yang kaya akan kandungan air (*rich glycol*) agar kandungan airnya menurun sehingga didapatkan TEG yang lebih murni (*lean glycol*) untuk digunakan kembali. Kebutuhan suhu

lean glycol untuk berkontak dengan gas sekitar 110-120°F. Sehingga sebelum masuk ke dalam *contactor*, *lean glycol* didinginkan dalam *glycol fan cooler* (E-230). *Glycol fan cooler* (E-230) ini merupakan salah satu alat *heat exchanger*.

Heat exchanger adalah suatu alat yang dimana terjadi aliran perpindahan panas diantara dua fluida atau lebih pada temperatur yang berbeda [1], dimana fluida tersebut keduanya mengalir di dalam sistem. Di dalam *heat exchanger* tersebut, kedua fluida yang mengalir terpisah satu sama lain. Fluida dengan temperatur yang lebih tinggi akan mengalirkan panas ke fluida yang bertemperatur lebih rendah [2]. *Heat exchanger* sendiri dapat dibagi menjadi beberapa tipe berdasarkan fungsional dan jenis permukaan perpindahan panasnya [3].

Heat exchanger yang digunakan pada Minarak Brantas Gas, Inc yaitu jenis *air cooled heat exchanger* dengan tipe *forced draft*. *Forced draft air cooler* memiliki kipas dibawah *tube* yang dihubungkan dengan motor penggerak. Pada sistem ini udara yang ada di sekitar dihembuskan ke atas sehingga menabrak *tube* [4], yang mana *tube – tube* tersebut dialiri oleh *lean glycol* dengan suhu tinggi.

Pengembangan terhadap *heat exchanger* dilakukan dalam upaya untuk mengatasi permasalahan-permasalahan seperti: laju perpindahan kalor, faktor gesekan, pola aliran fluida kerja, jenis material *heat exchanger*, efektivitas perpindahan kalor, jenis *heat exchanger*. Solusi dari permasalahan tersebut diharapkan dapat meningkatkan efisiensi perpindahan kalor pada *heat exchanger* karena terjadinya pengurangan pada energi yang dibutuhkan atau penurunan terhadap ukuran *heat exchanger* [5]. Pada penelitian Mufid kenaikan *flowrate* fluida panas mengakibatkan menurunnya *Number of Transfer Unit* (NTU). Hal ini terjadi disebabkan oleh semakin besarnya kapasitas kalor minimum yang diakibatkan oleh kenaikan *flowrate* fluida panas [6].

Glycol fan cooler (E-230) ini telah berdiri sejak tahun 1976. Terdapat 2 *glycol fan cooler* (E-230) akan tetapi yang satu telah tidak difungsikan karena produksi gas yang terus menurun. Hal ini menyebabkan E-230 beroperasi selama 24 jam. Dikarenakan E-230 telah beroperasi 24 jam selama beberapa tahun terakhir maka dilakukannya penelitian ini guna mengevaluasi kinerja dari *glycol fan cooler* (E-230) saat ini. Evaluasi ini dilakukan terhadap nilai efisiensi alat dan *fouling factor* (Rd).

2. METODOLOGI PENELITIAN

Adapun tahapan metodologi penelitian sebagai berikut:

2.1. Pengumpulan Data

Pengumpulan data meliputi spesifikasi alat dan desain awal pada *glycol fan cooler* (E-230) yang diperoleh dari unit produksi. Pengambilan sampel dilakukan tanggal 15 Juli 2019 pada pukul 00.00, 09.00 dan 12.00 WIB. Pengambilan sampel meliputi Laju alir fluida dingin (*w*), Laju alir fluida panas (*W*), Suhu masuk fluida dingin (*t1*), Suhu masuk fluida panas (*T1*) dan Suhu keluar fluida panas (*T2*). Dimana TEG sebagai fluida panas dan udara sebagai fluida dingin.

Tabel 1. Data spesifikasi alat *glycol fan cooler* (E-230)

No.	Parameter	
1	Efisiensi <i>fan</i>	75%
2	Tipe	<i>Forced draft</i> dengan 1 <i>fan</i>
3	Kecepatan <i>blower</i> (rpm)	1450
4	<i>Fin tube</i>	1 in OD with 5/8 in high fin
5	BWG	16
6	Jumlah <i>tube</i> (buah)	110
7	<i>Tube pitch</i>	2,25 in triangular
8	<i>Buddle layout</i> :	
	- <i>Passed tube</i>	1
	- <i>Rows of tube</i>	4
	- Panjang <i>tube</i> (ft)	10

Tabel 2. Data fisik fluida dingin dan fluida panas *glycol fan cooler* (E-230)

Pukul (WIB)	m (lb/jam)	W (lb/ jam)	t1 (°F)	T1 (°F)	T2 (°F)
00.00	3.430.947,946	12.522,138	68	156	115
09.00	3.430.947,946	12.393,5936	77	158	120
12.00	3.430.947,946	12.483,5753	86	158	123

2.2. Perhitungan

Guna menghitung *performance* pada alat *glycol fan cooler* (E-230) dapat dilakukan dengan beberapa tahapan penyelesaian menurut GPSA [1] sebagai berikut:

1. Menghitung kecepatan udara

$$v = F \cdot \frac{(2)(3,14)(r)}{60} \cdot \eta \quad (1)$$

Dimana:

- v = Kecepatan udara (m/s)
- F = Kecepatan *blower* (rpm)
- r = Jari – jari *blower* (m)
- η = Efisiensi *blower*

2. Menghitung luas *blower*

$$A = 2 \cdot 3,14 \cdot (r^2) \quad (2)$$

Dimana:

- A = Luas *blower* (m²)
- r = Jari – jari *blower* (m)

3. Menghitung *volumetric* udara

$$V = v \cdot A \quad (3)$$

Dimana:

- v = Kecepatan udara (m/s)
- A = Luas *blower* (m²)
- V = *Volumetric* udara (m³/s)

4. Menghitung laju massa (*mass velocity*) TEG di *tube*

$$G_t = \frac{(144)(W_t)(N_p)}{(3600)(N_t)(A_t)} \quad (4)$$

Dimana:

Gt = Laju laju massa TEG di *tube* (lb/s.ft²)

Wt = Laju laju massa TEG (lb/ jam)

Np = Jumlah lintasan *tube*

Nt = Jumlah *tube*

At = Luas lubang *tube* (inch²)

5. Menghitung bilangan Reynold

$$N_R = \frac{(D_i)(Gt)}{\mu} \quad (5)$$

Dimana:

N_R = Bilangan *Reynold*

D_i = Diameter dalam *tube* (inch)

Gt = Laju laju massa TEG di *tube* (lb/s.ft²)

μ = Viskositas (cp)

6. Mencari faktor J berdasarkan grafik pada GPSA fig. 10-13

7. Menghitung koefisien lapisan *film* pada bagian *tube*

$$ht = \frac{Jk \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \phi}{D_i} \quad (6)$$

Dimana:

ht = Koefisien lapisan *film* pada bagian *tube* (Btu/ jam.ft².°F)

J = Faktor J

k = Konduktivitas *thermal* fluida pada *tube* (Btu/ jam.ft°F)

C_p = *Specific heat* fluida pada *tube* (Btu/lb.°F)

μ = Viskositas (cp)

φ = Faktor koreksi

D_i = Diameter dalam *tube* (ft)

8. Menghitung *air side film coefficient*

$$h_a = 5.108 u^{0.643} \quad (7)$$

Dimana:

h_a = *Air side film coefficient* (W/m².K)

u = Kecepatan udara (km/ jam)

9. Menghitung luas permukaan *tube* bagian luar

$$A_x = N_t \cdot L \cdot APF \quad (8)$$

Dimana:

A_x = Luas permukaan *tube* bagian luar (ft²)

N_t = Jumlah *tube*

L = Panjang *tube* (ft)

APF = Total area eksternal dari *fin tube* (ft)

10. Menghitung kerja dari alat penukar panas pada *tube*

$$Q_{tube} = W \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (9)$$

Dimana:

Q_{tube} = Jumlah panas yang dipindahkan pada *tube* (Btu/ jam)

W = Laju alir (lb/ jam)

ΔT = Perbedaan temperatur TEG (°F)

11. Menghitung perkiraan suhu udara dengan mengasumsikan nilai U_x

$$\Delta t_a = \left(\frac{U_x + 1}{10} \right) \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right) - t_1 \quad (10)$$

Dimana:

Δt_a = Perkiraan suhu udara ($^{\circ}\text{F}$)

U_x = Overall transfer coefficient (Btu/jam.ft². $^{\circ}\text{F}$)

T_1 = Suhu TEG masuk ($^{\circ}\text{F}$)

T_2 = Suhu TEG keluar ($^{\circ}\text{F}$)

t_1 = Suhu udara masuk ($^{\circ}\text{F}$)

12. Menghitung suhu udara keluar

$$t_2 = t_1 + \Delta t_a \quad (11)$$

Dimana:

t_2 = Suhu udara keluar ($^{\circ}\text{F}$)

t_1 = Suhu udara masuk ($^{\circ}\text{F}$)

Δt_a = Perkiraan suhu udara ($^{\circ}\text{F}$)

13. Menghitung LMTD

Pada *air cooled exchanger* alirannya berupa *cross flow* sehingga membutuhkan faktor koreksi untuk perhitungan LMTD. Pada alat *Glycol Fan Cooler* (E-230) mempunyai 1 *tube passes* dengan faktor koreksi 1 (dari GPSA Fig. 10-8) sehingga persamaannya sebagai berikut:

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{2,3 \log \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \times 1 \quad (12)$$

Dimana:

T_1 = Suhu TEG masuk ($^{\circ}\text{F}$)

T_2 = Suhu TEG keluar ($^{\circ}\text{F}$)

t_1 = Suhu udara masuk ($^{\circ}\text{F}$)

t_2 = Suhu udara keluar ($^{\circ}\text{F}$)

Dengan asumsi :

- Koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) adalah konstan sepanjang energi panas
- Memanaskan spesifik (C_p) dan tingkat aliran massa dari kedua cairan konstan.
- Kondisi aliran yang stabil. Tidak ada perubahan fase selama perpindahan panas.
- Tidak ada kehilangan panas ke lingkungan, karena penukar panas yang sempurna terisolasi.
- Aksial konduksi sepanjang tabung penukar panas diabaikan.
- Perubahan energi kinetik dan energi potensial dapat diabaikan.

14. Menghitung overall transfer coefficient (Hingga nilai U_x mendekati nilai U_x asumsi)

$$U_x = \frac{Q_{tube}}{\text{LMTD} \cdot A_x} \quad (13)$$

Dimana:

U_x = Overall transfer coefficient (Btu/jam.ft². $^{\circ}\text{F}$)

Q_{tube} = Jumlah panas yang dipindahkan pada *tube* (Btu/ jam)

LMTD = Log mean temperature difference ($^{\circ}\text{F}$)

A_x = Luas permukaan *tube* bagian luar (ft²)

15. Menghitung kerja dari alat penukar panas pada *shell*

$$Q_{shell} = W \cdot C_p \cdot (t_1 - t_2) \quad (14)$$

Dimana:

Q_{shell} = Jumlah panas yang dipindahkan pada *shell* (Btu/ jam)

W = Laju alir (lb/jam)

Δt = Perbedaan temperatur udara (°F)

16. Menghitung efisiensi

$$Q_{loss} = Q_{shell} - Q_{tube} \quad (15)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{loss}}{Q_{shell}} \times 100\% \quad (16)$$

Dimana:

Q_{loss} = Jumlah panas yang hilang (Btu/ jam)

ε = Efisiensi (%)

17. Menghitung nilai *fouling factor* (Rd)

$$Rd = \left(\frac{Di}{UxAR Do} \right) - \left(\frac{1}{ht} \right) - \left(\frac{r_{mx} Di}{AR Do} \right) - \left(\frac{Di}{ha AR Do} \right) \quad (17)$$

Dimana:

Ux = Overall transfer coefficient (Btu/(hr.ft².°F))

ht = Koefisien lapisan *film* pada bagian *tube* (Btu/(jam.ft².°F))

Do = Diameter luar (ft)

Di = Diameter dalam (ft)

r_{dt} = *Fouling factor* ((jam.ft².°F)/ Btu)

r_{mx} = Resistensi logam

ha = Air side film coefficient (Btu/ jam.ft². °F)

AR = Luas rasio *fintube* dibandingkan luas OD (ft) (dari GPSA Fig. 10-11)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Setelah dilakukan perhitungan evaluasi kinerja *glycol fan cooler* (E-230) dapat diketahui hasilnya pada Tabel 3 dibawah ini:

Tabel 3. Hasil perhitungan evaluasi kinerja *glycol fan cooler* (E-230)

Pukul (WIB)	Efisiensi (%)	<i>Fouling Factor</i> (jam.ft ² .°F/Btu)
00.00	97,12	0,00809
09.00	97,11	0,00061
12.00	97,04	0,00032

Dari perhitungan efisiensi dapat diketahui bahwa waktu optimal untuk *glycol fan cooler* (E-230) beroperasi adalah pada saat 00.00 WIB. Akan tetapi, rata – rata dari efisiensi *glycol fan cooler* (E-230) adalah 97,09%. Sehingga dapat dikatakan bahwa *glycol fan cooler* (E-230) masih memiliki kinerja yang layak.

Dari perhitungan didapatkan pula nilai *fouling factor* (Rd), *fouling factor*/faktor pengotor sangat mempengaruhi perpindahan panas. Pengotoran ini dapat terjadi endapan dari fluida yang mengalir serta korosi pada komponen dari *glycol fan cooler* (E-230) akibat pengaruh dari jenis fluida yang mengalirinya. Nilai *fouling factor* dapat dijadikan indikator apakah suatu *heat exchanger* memiliki rentang waktu *maintenance* yang singkat atau panjang. Jika nilai *fouling factor* lebih kecil dari nilai *fouling factor* ketentuan maka rentang waktu *maintenance* akan singkat. Sedangkan jika nilai *fouling factor* lebih besar daripada nilai *fouling factor* ketentuan maka rentang waktu *maintenance* akan panjang.

Nilai *fouling factor* ketentuan untuk TEG sebesar $0,001 \text{ hr.ft}^2.\text{°F} / \text{Btu}$ [7]. Berdasarkan perhitungan, nilai *fouling factor* (Rd) pada *glycol fan cooler* (E-230) telah melebihi batas ketentuannya. Hal ini diakibatkan semakin lama *heat exchanger* digunakan akan menyebabkan adanya pengotoran (*fouling*) pada bagian dalam *heat exchanger* tersebut. Lapisan pengotoran ini menyebabkan penambahan tahanan *thermal* dan menyebabkan laju perpindahan panas pada *heat exchanger* berkurang [8]. Sehingga dapat disimpulkan bahwa perlunya dilakukan *maintenance* secara berkala untuk menghilangkan pengotor pada *tube* guna menjaga kinerja *glycol fan cooler* (E-230) agar tetap beroperasi dengan baik. Besarnya *fouling factor* (Rd) ini dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor, antara lain:

- Temperatur fluida
- Temperatur dinding *tube*
- Material *tube*
- Kecepatan aliran fluida
- Waktu atau lamanya beroperasi dari pembersihan terakhir

4. KESIMPULAN DAN SARAN

4.1. Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa *glycol fan cooler* (E-230) pada Minarak Brantas Gas, Inc masih memiliki kinerja yang layak karena ditinjau dari perhitungan efisiensi diperoleh efisiensi rata-rata yang cukup besar yaitu 97,09%. Akan tetapi nilai *fouling factor* (Rd) pada *glycol fan cooler* (E-230) ini adalah $0,003 \text{ hr.ft}^2.\text{°F}/\text{Btu}$, dimana nilai ini melebihi batas maksimalnya yang sebesar $0,001 \text{ hr.ft}^2.\text{°F}/\text{Btu}$. Oleh karena itu, perlu dilakukan perawatan secara berkala untuk menjaga kinerja *glycol fan cooler* (E-230) agar tetap beroperasi dengan baik.

4.2. Saran

Setelah dianalisis dari hasil perhitungan dan permasalahan yang terjadi pada *glycol fan cooler* (E-230) yaitu tidak perlu dilakukan penggantian alat karena efisiensinya masih tinggi. Namun perlu dilakukan *maintenance* secara berkala untuk menghilangkan pengotor pada *tube* guna menjaga kinerja *glycol fan cooler* (E-230) agar tetap beroperasi dengan baik.

REFERENSI

- [1] Kakac, S., Liu, H., 2002, *Heat Exchanger: Selection, Rating, and Thermal Design (2nd Ed)*, Florida: CRC Press.
- [2] Sudrajat, J., 2017, *Analisis Kinerja Heat Exchanger Shell & Tube Pada Sistem COG Booster di Integrated Steel Mill Krakatau*, Vol. 06, No. 3, Universitas Mercu Buana.
- [3] Kothandaraman, C.P., 2006, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (3rd Ed)*, New Delhi: New Age International (P) Ltd.
- [4] Gas Processor Suppliers Association, 1987, *Engineering Data Book*, Vol. 01, Oklahoma.
- [5] M. Thirumarimurugan, T., Kannadasan, E., Ramasany., 2008, *Simulation studies on a cross flow plate turbulator heat exchanger*, Am. J . Appl. Sci., Vol. 05, No. 10, Hal. 13181321.
- [6] Mufid, H, A. R., Widiono, B., 2019, *Pengaruh Pitch Turbulator terhadap NTU Double Pipe Heat Exchanger*, Jurnal teknik Kimia dan Lingkungan, Vol. 3, No. 1, Politeknik Negeri Malang.

- [7] Kern, D. Q., 1983, *Process Heat Transfer*, McGraw Hill International Book Company, Japan
- [8] Cengel, Y.A., 2006, *Heat Transfer: A Practical Approach (2nd Ed)*, Ohio: McGraw-Hill Higher Education.