



Kajian Kinerja Penukar Panas Tipe *Shell and Tube* Satu Haluan dengan Pengontrolan Suhu *Outlet*

Study of Performance of One-Pass-Shell-and-Tube Heat Exchanger with Outlet Temperature Controlling

Hendri Syah

Jurusan Teknik Pertanian Fakultas Pertanian, Universitas Syiah Kuala.
Jln. Tgk. Hasan Krueng Kalee, No. 3, Darussalam, Banda Aceh
E-mail: hendrisyah54@yahoo.com

Abstrak

Kajian ini bertujuan untuk menentukan kinerja penukar panas tipe shell and tube dengan pengaturan suhu *outlet*. Penukar panas yang digunakan dalam kajian ini adalah penukar panas tipe shell and tube dengan bahan bakar kerosen. Parameter kinerja yang dianalisis adalah konsumsi kerosen, suhu keluaran, koefisien perpindahan panas keseluruhan, laju perpindahan panas, number of heat transfer units (NTU), dan efektivitas. Hasilnya menunjukkan bahwa laju perpindahan panas dalam penukar panas berkisar dari 69,24 hingga 83,13 kW. Energi panas yang dihasilkan dalam eksperimen III lebih tinggi karena temperaturnya paling tinggi, ini berbeda dengan efektivitas dan NTU-nya karena masing-masing memiliki nilai terendah (0,77 dan 2,55). Perbedaan tekanan total yang terjadi dalam penukar panas tersebut adalah 366,8 Pa. Nilai ini jauh lebih kecil dibandingkan tekanan statik kipas yang dipakai yaitu 78 mm H₂O.

Kata kunci: efektivitas, konsumsi kerosen, laju perpindahan panas, perbedaan tekanan, *shell and tube*

Abstract

This study aimed to determine the performance of the heat exchanger shell and tube type temperature-controlled outlet. Heat exchangers used in this study is the heat exchanger shell and tube types with kerosene fuel. The performance parameters analyzed are the consumption of kerosene, outlet temperature, overall heat transfer coefficient, heat transfer rate, the number of heat transfer units (NTU), and effectiveness. The result showed that the rate of heat transfer in the heat exchanger ranged from 69.24 to 83.13 kW. Heat energy produced in the experiment III was higher because its temperature is highest, this is different from its effectiveness and NTU since there are the lowest value (0.77 and 2.55) respectively. Total pressure drop that occurred in the heat exchanger is 366.8 Pa. Furthermore, this value is smaller than the static pressure fan which had been installed and it was 78 mm H₂O.

Keywords: consumption of kerosene, effectiveness, heat transfer rate, pressure drop, shell and tube

1. Pendahuluan

Operasi pengolahan termal terhadap suatu produk seperti pengeringan, kristalisasi, evaporasi, dan pasteurisasi membutuhkan banyak energi panas untuk prosesnya. Contohnya pengeringan yang membutuhkan energi panas adalah pada proses pemanasan udara, peningkatan suhu produk, dan penguapan air. Sumber panas biasanya berasal dari proses pembakaran bahan bakar seperti minyak tanah dan biomassa. Selain menghasilkan energi panas, proses pembakaran juga menghasilkan asap. Hal ini merupakan suatu kendala jika asap bercampur dengan bahan yang diproses karena dapat menyebabkan bahan menjadi bau dan menurunkan mutu produk. Untuk mengatasi hal tersebut dibutuhkan suatu unit operasi yang dapat mentransfer energi

panas dari tungku pembakaran ke udara yang masuk ke ruang pengolahan (Henderson dkk., 1997).

Penukar panas (*heat exchanger*) sering digunakan untuk proses pengolahan terutama untuk mengatasi kendala asap yang dihasilkan dari pembakaran langsung. Disamping itu, penggunaan penukar panas dapat lebih mengefektifkan pengendalian suhu proses dibandingkan dengan menggunakan energi panas langsung dari pembakaran. Fungsi utama dari penukar panas yaitu mempertukarkan panas dari satu fluida ke fluida lain. Fluida-fluida tersebut dicegah bercampur satu dengan lainnya oleh pembatas seperti dinding pipa. Penukar panas yang umumnya digunakan berupa konfigurasi pipa-pipa atau plat (Holman, 1986).

Jenis penukar panas yang banyak diaplikasikan di industri adalah penukar panas tipe *shell and tube* atau selubung dan tabung. Konfigurasi ini terdiri dari satu bundel pipa yang dihubungkan paralel yang ditempatkan di dalam selubung. Pada unit penukar panas terdapat dua macam fluida yaitu fluida panas dan fluida dingin yang masing-masing dialirkan di bagian tabung atau selubung tergantung pada kepentingan operasionalnya. Fluida panas diprioritaskan dialirkan di bagian tabung dan fluida yang dipanaskan dialirkan di bagian selubung sehingga panas bisa ditransfer ke arah luar (ke arah fluida yang dipanaskan) sehingga tidak ada urgensi dibutuhkannya isolator pada bagian selubung (Eryener, 2006).

Dalam aplikasinya, penukar panas banyak ditemui permasalahan yang dapat mempengaruhi kinerjanya seperti *pressure drop*, perpindahan panas, faktor pengotoran, dan sebagainya. Evaluasi performansi penukar panas dianggap perlu untuk meningkatkan efektivitasnya sehingga penggunaannya sesuai dengan kondisi operasi yang diharapkan. Suhu *outlet* merupakan suhu yang diharapkan dari perpindahan fluida panas dari pembakaran. Pengontrolan suhu keluaran diperlukan agar suhu untuk suatu proses operasi lebih stabil (tidak berfluktuatif) sehingga proses yang dilakukan dapat dikendalikan. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui kinerja dari penukar panas jenis *shell and tube* yang dikontrol suhu *outlet*nya.

2. Metodologi

2.1. Bahan dan Alat

Penelitian ini dilakukan di Laboratorium Energi dan Elektrifikasi Pertanian, Departemen Teknik Pertanian, FATETA IPB dan Gudang Pengolahan KUD Jasa Mukti Cibungbulang Bogor. Bahan yang dipakai pada penelitian ini adalah minyak tanah sebagai bahan bakar. Peralatan yang digunakan adalah *oil bath*, *anemomaster* Kanomax, termokopel (tipe CC dan CA), data logger merk Yokogawa, panel kontrol suhu, multimeter YF-3503, *clampmeter*, gelas ukur, termometer air raksa, *stop watch*, dan penukar panas tipe *shell and tube* yang dilengkapi *pressure burner* dan kipas

2.2. Prosedur Penelitian

Penelitian ini dilakukan sebanyak 4 kali dengan pengontrolan pembakaran minyak tanah di dalam tungku berdasarkan *setting*

suhu *outlet* dari penukar panas. Parameter percobaan yang diukur adalah:

a. Suhu

Pengukuran suhu menggunakan termometer dan termokopel. Suhu yang diukur adalah suhu lingkungan, *outlet*, cerobong, dan suhu pembakaran. Sebelumnya alat ukur dikalibrasikan dahulu dengan termometer standar. Pengukuran suhu diukur sejak penukar panas dioperasikan sampai selesai pengukuran. Pencatatan suhu oleh data logger setiap 3 menit. Suhu yang di set pada panel pengontrol suhu adalah 132,5°C.

b. Kecepatan udara

Kecepatan udara yang diukur adalah kecepatan udara pada *outlet* dari penukar panas kemudian ditentukan laju aliran massa udara dengan mengalikan luas penampang keluaran dengan kecepatan udara dan densitas udara.

c. Konsumsi bahan bakar

Bahan bakar yang terpakai diperoleh dari pengurangan jumlah bahan bakar awal dengan sisa bahan bakar pada drum setelah proses selesai. Laju aliran bahan bakar merupakan nisbah antara jumlah bahan bakar yang terpakai terhadap lama pemakaian.

d. Waktu operasi

Masing-masing percobaan dilakukan dengan waktu operasi penukar panas yang berbeda yaitu percobaan I (132 menit), percobaan II (171 menit), percobaan III (225 menit) dan percobaan IV (273 menit).

2.3. Analisis Data

a. Energi Pembakaran

Energi yang dihasilkan dari proses pembakaran minyak tanah (Nelwan, 2005) adalah:

$$Q_f = \dot{m}_f h_f \quad (1)$$

b. Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD)

LMTD merupakan pendekatan untuk menentukan nilai perbedaan suhu antara dua fluida dalam alat penukar panas keseluruhan, dihitung dengan persamaan:

$$LMTD = \frac{(T_s - T_u) - (T_c - T_a)}{\ln \left(\frac{T_s - T_u}{T_c - T_a} \right)} \quad (2)$$

c. Laju perpindahan panas

Perpindahan panas untuk berbagai tipe penukar panas dapat ditentukan dengan persamaan berikut (Heldman, 1993):

$$Q = U \times A_L \times LMTD \quad (3)$$

d. Efektivitas

Keefektifan penukar panas adalah perbandingan laju perpindahan panas yang sebenarnya dalam penukar panas terhadap laju pertukaran panas yang mungkin terjadi (Kreith, 1973).

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + (1 + C^2)^{1/2} \times \frac{(1 + \exp(-NTU(1 + C^2)^{1/2}))}{(1 - \exp(-NTU(1 + C^2)^{1/2}))} \right\}^{-1} \quad (4)$$

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\left(\dot{m}_u \times C_{pu} \right)_{\min}}{\left(\dot{m}_u \times C_{pu} \right)_{\max}} \quad (5)$$

e. Number of Heat Transfer Units (NTU)

NTU adalah jumlah satuan perpindahan panas yang merupakan tolak ukur perpindahan panas suatu penukar panas. Harga NTU semakin besar maka penukar panas mendekati batas termodinamikanya (Kreith, 1973).

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{\min}} \quad (6)$$

f. Penurunan tekanan (ΔP)

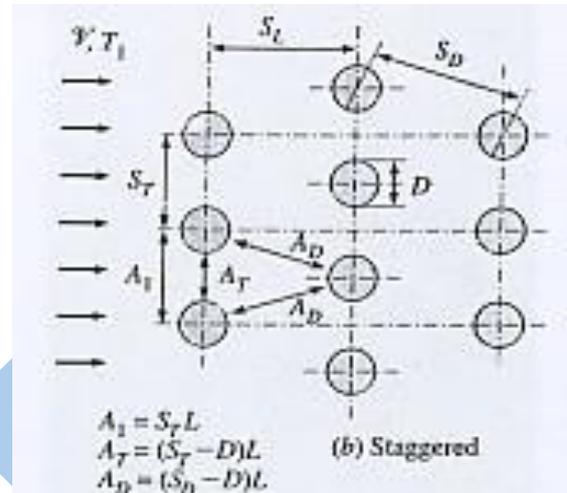
Penurunan tekanan pada penukar panas merupakan perbedaan antara tekanan pada *inlet* dan *outlet* dari kumpulan pipa (*tube bank*). Persamaan penurunan tekanan pada penukar panas sebagai berikut:

$$\Delta P = N_L f \times \frac{\rho v_{mak}^2}{2} \quad (7)$$

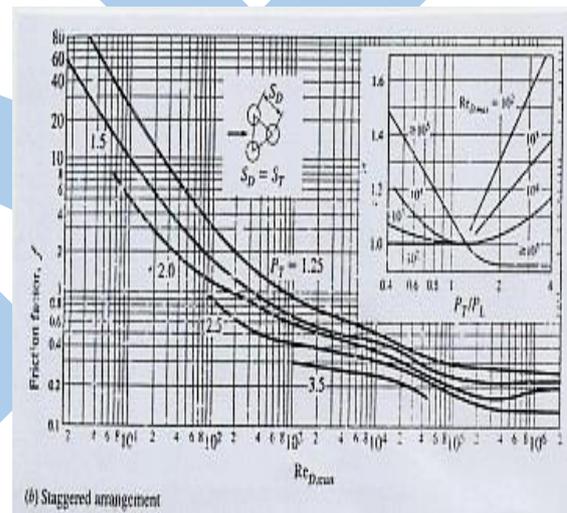
$$v_{mak} = \frac{S_T}{S_T - D} v \quad (8)$$

Nilai S_T pada persamaan 8 dapat diilustrasikan pada Gambar 1 dan penentuan nilai faktor gesekan f dan faktor x untuk

kumpulan pipa dengan penyusunan bersilangan (*staggered arrangement*) pada Gambar 2.



Gambar 1. Susunan pipa penukar panas (*staggered arrangement*)



Gambar 2. Grafik faktor f dan x (Cengel, 2003)

2.4. Spesifikasi Penukar Panas

Penukar panas yang digunakan dalam penelitian ini adalah penukar panas terdiri dari pipa-pipa (*tube*) dan selubung (*shell*). Penukar panas berbentuk kotak yang bagian dalamnya terdapat pipa-pipa penukar panas, *baffle*, lubang *inlet*, *outlet*, dan cerobong. Pipa-pipa yang berada di dalam selubung berfungsi sebagai tempat mengalirnya udara panas hasil pembakaran (Butterworth, 2002). Fungsi dari *baffle* adalah sebagai penghalang dan pembelokan udara sehingga perpindahan panas ke udara semakin besar. Pada penukar panas terdapat 2 lubang yaitu *inlet* dan *outlet*. Lubang *inlet* berfungsi sebagai lubang pemasukan udara lingkungan ke penukar panas sedangkan lubang *outlet* berfungsi sebagai lubang pengeluaran udara

panas dari penukar panas. Hasil pembakaran di tungku dikeluarkan melalui cerobong. Bagian dan dimensi penukar panas dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Bagian dan spesifikasi dari penukar panas

Bagian	Jumlah	Dimensi	Bahan
Tube	175	1" x 1010 mm	carbon steel
Shell	1	766 x 726 x 1000 mm	mild steel
Lubang outlet	1	Ø 300 x 100 mm	mild steel
Lubang inlet	1	Ø 300 x 100 mm	mild steel
Lubang cerobong	1	Ø 195 x 100 mm	mild steel
Baffle	2	754 x 365 mm	mild steel

Komponen tambahan dari penukar panas adalah kipas berfungsi menarik udara dari lingkungan ke penukar panas, kemudian menghembuskannya melewati pipa-pipa panas dan keluar melalui lubang *outlet*. Jenis kipas yang digunakan pada penukar panas ini adalah kipas aliran sumbu atau aksial. Spesifikasi kipas sebagai berikut kapasitas 10.000 CMH, 2800 rpm, 3 HP, 3 fase, *static pressure* 78 mm H₂O dan jumlah daun kipas 10 buah. Komponen lain yang terintegrasi dengan penukar panas adalah kompor bertekanan atau *burner* dan tungku. Kompor bertekanan berfungsi sebagai pemasok minyak tanah secara teratur untuk proses pembakaran. Pada *burner* terdiri dari beberapa bagian yaitu nosel, *blower*, dan pencatat tekanan. Fungsi dari nosel adalah untuk mengabutkan bahan bakar sehingga lebih mudah terbakar pada saat pengapian secara listrik. *Blower* pada *burner* berfungsi untuk mensuplai udara untuk pembakaran sehingga diperoleh pembakaran yang sempurna. *Burner* juga dilengkapi dengan sistem kontrol ON-OFF pada sistem listriknya yang dihubungkan dengan panel control suhu. Tungku merupakan tempat terjadinya pembakaran sehingga diperoleh udara panas yang kemudian masuk ke penukar panas. Tungku dilapisi oleh bata api di bagian dalam dan plat besi di bagian luar. Dimensi dari tungku adalah 79 x 83 x 55 cm (Stoeker, 1971).

3. Hasil dan Pembahasan

Bahan bakar yang digunakan sebagai sumber energi adalah minyak tanah. Penggunaan minyak tanah mempunyai banyak kelebihan diantaranya memiliki nilai kalor yang cukup tinggi (43,028 kJ/kg) dan panas yang dihasilkan lebih stabil dibandingkan

dengan biomassa dan batu bara. Kelemahan dari penggunaan minyak tanah adalah harganya yang mahal. Panas dari pembakaran minyak tanah menggunakan kompor bertekanan (*burner*). Menurut Manalu (1998), penggunaan *burner* cukup baik karena panas yang dihasilkan cukup tinggi dan jelaga yang dihasilkan hampir tidak ada, sedangkan kelemahannya adalah nosel atau spuyernya mudah tertutup kotoran dari minyak tanah. Konsumsi minyak tanah pada setiap percobaan dapat dilihat dari Tabel 2.

Tabel 2. Konsumsi minyak tanah

Percobaan	Konsumsi minyak tanah	
	(liter/menit)	(kg/menit)
I	0,207	0,170
II	0,184	0,151
III	0,184	0,151
IV	0,183	0,150

Udara sangat dibutuhkan pada proses pembakaran minyak tanah di dalam tungku. Udara lingkungan disuplai ke dalam tungku dengan menggunakan *blower* yang terdapat pada *burner*. Pada penelitian ini bukaan *blower* yang dipakai adalah bukaan ½ dengan laju aliran massa udara yang menuju ke tungku sebesar 0,0896 kg/m³ lebih rendah dengan bukaan penuh yaitu sebesar 0,1251 kg/m³. Tabel 3 menunjukkan energi yang dihasilkan dari proses pembakaran, energi output dari tungku dan efisiensi tungku pada setiap percobaan. Energi panas yang dihasilkan dari proses pembakaran dipengaruhi oleh laju aliran massa minyak tanah dan nilai kalor minyak tanah. Percobaan I memiliki nilai energi pembakaran tertinggi dibandingkan dengan percobaan yang lain yaitu sebesar 121,98 kW, sedangkan percobaan II, III, dan IV memiliki nilai yang hampir sama yaitu berkisar 107,71 - 108,29 kW.

Tabel 3. Energi pembakaran minyak tanah (Q_{in}) dan energi penukar panas

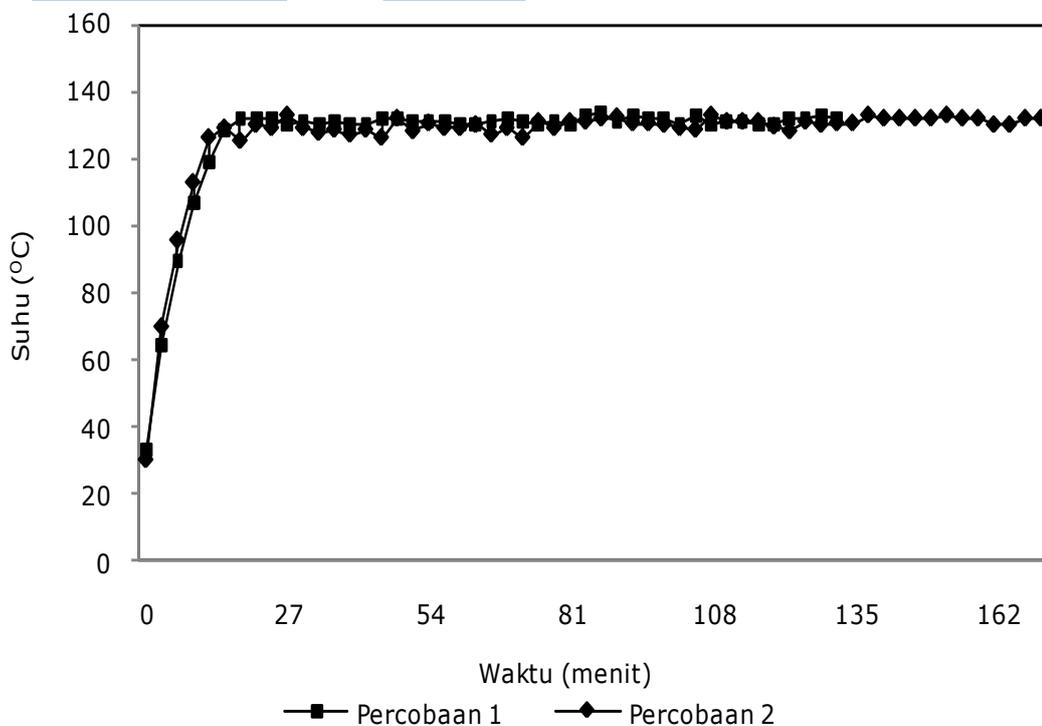
Percobaan	Q in (kW)	Q out (kW)
I	121,98	69,24
II	108,00	74,26
III	108,29	83,13
IV	107,71	75,19

Suhu pembakaran rata-rata di tungku pada percobaan I, II, III, dan IV masing-masing adalah 767,7°C, 775,2°C, 796,0°C, dan

774,2°C. Suhu rata-rata pembakaran pada percobaan III lebih tinggi dibandingkan dengan percobaan I, II, dan IV. Profil suhu pembakaran semua percobaan menunjukkan pola yang sama yaitu peningkatan suhu pada awal proses pembakaran dan kemudian berfluktuasi. Suhu pembakaran yang sangat berfluktuatif dikarenakan penggunaan jenis kontrol ON-OFF pada *burner* untuk mengontrol suhu *outlet*. Apabila suhu *outlet* telah tercapai atau sama dengan suhu yang telah di *set up* pada panel kontrol maka *burner* akan mati sehingga proses pembakaran akan berhenti, demikian sebaliknya. Keadaan ini menyebabkan suhu pembakaran yang tercatat sangat berfluktuasi. Selain itu, waktu *burner* dalam kondisi OFF sampai ON lagi cukup lama yaitu sekitar 20 detik, sehingga suhu di dalam tungku akan turun lebih cepat. Distribusi suhu *outlet* penukar panas pada percobaan I dan II dapat dilihat pada Gambar 3.

Suhu rata-rata *outlet* yang tercatat pada percobaan I, II, III, dan IV masing-masing adalah 131,4°C, 130,3°C, 135,1°C, dan 132°C. Suhu *outlet* tersebut adalah suhu keluaran rata-rata dalam kondisi *steady state*. Suhu *outlet* pada masing-masing percobaan cenderung konstan pada menit tertentu. Suhu *inlet* rata-rata setiap percobaan berbeda-beda walaupun sudah dikontrol dengan menggunakan pengontrol

suhu (termostat) pada suhu yang sama yaitu 132,5°C, hal ini dipengaruhi oleh suhu pembakaran minyak tanah di dalam tungku yang sangat berfluktuatif. Fluida yang digunakan pada penukar panas ini adalah udara. Udara panas dari hasil pembakaran di tungku sebagai fluida panas dan udara lingkungan sebagai fluida dingin. Penukar panas yang terpasang pada pengering rotari adalah penukar panas tipe *shell and tube* dimana udara panas hasil pembakaran memasuki *tube* dan keluar melalui cerobong sedangkan udara bersih (lingkungan) melewati *tube-tube* panas menuju keluaran. Analisis kinerja penukar panas dapat dilihat pada Tabel 4. Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh energi pada penukar panas setiap percobaan berkisar antara 69,24 – 83,13 kW. Energi panas yang dihasilkan pada percobaan III lebih tinggi dibandingkan dengan percobaan lain yaitu sebesar 83,13 kW, hal ini diduga karena energi panas yang dihasilkan dipengaruhi oleh suhu pembakaran, dimana suhu pembakaran percobaan III lebih tinggi dibandingkan dengan percobaan lainnya sehingga suplai energi ke penukar panas lebih besar. Begitu juga halnya dengan energi panas maksimum yang dapat dihasilkan oleh penukar panas. Hasil perhitungan energi panas maksimum pada keempat percobaan masing-masing dapat dilihat pada Tabel 4.



Gambar 3. Suhu *outlet* pada percobaan I dan II

Tabel 4. Analisis kinerja penukar panas

Parameter	Percobaan			
	I	II	III	IV
- Q_{HE} (kW)	69,24	74,26	83,13	75,19
- Laju aliran udara (kg/s)	0,720	0,783	0,666	0,759
- C_h (kW/°C)	0,108	0,114	0,128	0,116
- C_c (kW/°C)	0,725	0,788	0,838	0,764
- $Q_{mak} = C_{min} (T_{si} - T_a)$ (kW)	79,03	84,15	97,27	86,02
- $C = C_{min}/C_{mak}$	0,149	0,145	0,153	0,152
- LMTD (°C)	219,21	224,53	254,65	227,67
- Luas permukaan	18,61	18,61	18,61	18,61
- Koefisien perpindahan panas overall ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)	16,97	17,77	17,54	17,75
- NTU	2,92	2,90	2,55	2,84
- Efektivitas (ϵ)	0,81	0,81	0,77	0,80

Koefisien perpindahan panas menyeluruh diperoleh berdasarkan nilai koefisien perpindahan panas (h) di dalam pipa dengan koefisien perpindahan panas di selubung (*shell*). Nilai koefisien panas menyeluruh yang dihasilkan cukup kecil yaitu berkisar antara 16,97 - 17,77 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$. Hal ini dikarenakan fluida yang digunakan pada penukar panas adalah udara yang memiliki koefisien pindah panas lebih kecil dibandingkan dengan fluida lain seperti air. Tipe penukar panas yang memindahkan panas dari udara ke udara memiliki nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) sebesar 10 - 40 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ (Cengel, 2003).

Rasio UA/C_{min} dinyatakan sebagai jumlah unit transfer (*number of transfer units*), disingkat NTU. Berdasarkan hasil perhitungan, nilai NTU pada setiap percobaan berkisar antara 2,55 - 2,92. Nilai NTU untuk percobaan III lebih rendah dibandingkan dengan percobaan lain, hal ini dikarenakan nilai C_{min} (kapasitas panas untuk udara panas) lebih tinggi. Nilai NTU dapat diperbesar dengan cara menurunkan kapasitas panas minimumnya. Nilai efektivitas dari penukar panas dipengaruhi oleh panas yang masuk pada penukar panas dan panas maksimum yang dihasilkan oleh penukar panas.

Nilai efektivitas penukar panas yang dihasilkan pada setiap percobaan yaitu berkisar antara 0,77 - 0,81. Nilai efektivitas setiap percobaan mendekati nilai yang hampir sama, hal ini dikarenakan proses pembakaran dikontrol berdasarkan suhu *outlet* penukar panas. Kenaikan suhu udara yang masuk ke pipa penukar panas tanpa adanya perubahan kondisi sistem, nilai efektivitas dari penukar panas akan menurun. Penelitian yang dilakukan oleh Sholahuddin (2002), efektivitas penukar panas juga dipengaruhi oleh laju pembakaran minyak dimana pada kondisi laju pembakaran minyak 0,77 kg/jam,

efektifitas penukar panas adalah 0,74, sedangkan dengan laju pembakaran 2,32 kg/jam, efektifitas yang dicapai penukar panas adalah sebesar 0,30. Hal ini karena dalam mekanisme konveksi bebas, pengaruh peningkatan suhu terhadap nilai U akan relatif kecil.

Perhitungan tahanan arus udara atau penurunan tekanan diperlukan untuk instalasi kipas pada penukar panas. Penurunan tekanan dapat disebabkan oleh udara mengalir pada pipa, penukar panas, penyempitan mendadak dan pembesaran mendadak dari saluran. Tabel 5 menunjukkan penurunan tekanan yang terjadi pada penukar panas.

Tabel 5. Perhitungan penurunan tekanan pada penukar panas

Parameter	Nilai	Satuan
ρ	1,15336	kg/m^3
μ ($\times 10^{-5}$)	1,8769	kg/ms
\dot{m}_u	0,7373	kg/s
Luas saluran	0,2718	m^2
v	2,352	m/s
v maks	6,025	m/s
Re	12414,17	-
Pipa Penukar Panas:		
D nominal	1	Inchi
D_o	0,03353	M
L	1,01	M
Susunan Pipa :		
S_T	55	Mm
S_D	55,31	Mm
S_L	48	Mm
N_L	14	Buah
N_T	13	Buah
Grafik f dan x		
P_T	1,6403	-
P_L	1,4316	-
P_T/P_L	1,1458	-
f	0,4	-
x	1	-
Penurunan Tekanan:		
ΔP	117,2	Pa
ΔP total	351,7	Pa

Besar penurunan tekanan pada penukar panas sebesar 117,2 Pa, nilai tersebut merupakan penurunan tekanan sekali laluan udara melewati kumpulan pipa, sedangkan alat penukar panas ini terdiri dari 2 *baffle* sehingga jumlah laluan udara yang melewati kumpulan pipa menjadi tiga kali jadi total penurunan tekanan pada penukar panas sebesar 351,7 Pa. Penyempitan saluran terjadi pada penukar panas ke pipa *outlet*, besar penurunan tekanannya adalah 15,1 Pa. Total penurunan tekanan yang terjadi pada penukar panas sebesar 366,8 Pa. Nilai ini lebih kecil dari tekanan statis kipas yang telah terpasang yaitu sebesar 78 mm H₂O atau 764,4 Pa, sehingga kipas aksial ini aman digunakan pada pengering rotari sebagai pemindah fluida udara.

4. Kesimpulan

Laju konsumsi minyak tanah pada masing-masing percobaan memiliki nilai yang hampir sama kecuali percobaan I yang nilainya sedikit lebih tinggi. Suhu *outlet* yang telah di *setting* di kontrol panel tidak sesuai dengan suhu *outlet* rata-rata hasil pengukuran, hal ini dikarenakan jenis kontrol ON-OFF yang dipakai kurang akurat. Lama operasi penukar panas yang suhu *outlet*nya dikontrol tidak mempengaruhi kinerja dari penukar panas, dimana nilai efektivitas (ϵ) pada masing-masing percobaan menunjukkan nilai yang hampir sama yang nilainya berkisar antara 0,77 – 0,81. Nilai NTU pada setiap percobaan berkisar antara 2,55 – 2,92, dimana nilai ini dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas menyeluruh, luas permukaan pindah panas, dan kapasitas panas minimum. Total penurunan tekanan (*pressure drop*) yang terjadi pada penukar panas sebesar 366,8 Pa. Nilai ini lebih kecil dari tekanan statis kipas yang telah terpasang yaitu sebesar 78 mm H₂O.

Daftar Simbol

A_L	Luas permukaan panas (m ²)
C	Perbandingan C_{min} dan C_{maxk}
C_{pu}	Panas spesifik udara (kJkg ⁻¹ °C ⁻¹)
C_h	Kapasitas panas udara panas (kW/°C)
C_c	Kapasitas panas udara panas (kW/°C)
D	Diameter saluran (m)
D_o	Diameter luar pipa (m)
f	Faktor gesekan
h_f	Nilai kalor bahan bakar (kJ/kg)
h_{cv}	Koefisien perpindahan panas volumetrik (W/°Cm ³)
L	Panjang pipa (m)

LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
N_L	Jumlah <i>tube</i> dalam <i>shell</i> secara transversal (unit)
N_T	Jumlah <i>tube</i> dalam <i>shell</i> secara transversal horizontal (unit)
N	Jumlah <i>tube</i> pada penukar panas
NTU	<i>Number of Heat Transfer Units</i>
Q	Laju perpindahan panas (kW)
Re	Bilangan Reynold
S_T	Jarak antar <i>tube</i> pada penukar panas (m)
S_D	Jarak antar <i>tube</i> pada penukar panas secara diagonal (m)
S_L	Jarak antar <i>tube</i> pada penukar panas secara transversal (m)
T_u	Suhu <i>outlet</i> (°C)
T_s	Suhu pembakaran (°C)
T_a	Suhu <i>inlet</i> (°C)
T_c	Suhu cerobong (°C)
t_r	Waktu tinggal (s)
U	Koefisien perpindahan panas konveksi menyeluruh (W/°Cm ²)
ΔP	Penurunan tekanan (Pa)
ρ_u	Kerapatan udara (kg/m ³)
ϵ	Efektivitas
u	Kecepatan udara (m/s)
\bullet	
m_u	Laju aliran massa udara (kg/s)
\bullet	
m_f	Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

Daftar Pustaka

- Butterworth, D. (2002) Design of shell and tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity, *Applied Thermal Engineering*, 22, 789 – 801.
- Cengel, Y. A. (2003) *Heat Transfer, A Practical Approach*. Second Edition, Mc Graw Hill, New York.
- Eryener, D. (2006) Thermo-economic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchanger, *Energy Conversion and Management*, 47, 1478 – 1489.
- Heldman, D. R., Singh, R. P. (1993) *Introduction to Food Engineering*. Second Edition, Academic Press Inc, New York.
- Henderson, S.M., Perry, R.L., Young, J. H. (1997) *Principles of Process Engineering*. ASAE, California.

Holman, J.P. (1986) *Heat Transfer*. Edition 6. Diterjemahkan Jasifi, E. 1993. Erlangga, Jakarta.

Kreith, F. (1973) *Principle of Heat Transfer*. Terjemahan Prijono A. 1986. Prinsip-prinsip Perpindahan Panas. Edisi ke-3. Erlangga. Jakarta.

Nelwan, L.O. (2005) Study on solar-assisted dryer with rotating rack for cocoa

beans, *Dissertation*, The Graduate School Bogor Agricultural University, Bogor.

Sholahuddin (2002) Pendugaan sebaran suhu pada penukar panas pipa vertical, *Buletin Teknik Pertanian*, 16(2).

Stoecker, W.F. (1971) *Design of Thermal Systems*. Int. Student Edition, Mc Graw Hill, Tokyo.

RRK