

PENGUJIAN DAN ANALISIS PERFORMA PENUKAR KALOR (*SHELL AND TUBE*) ALIRAN MENYILANG PADA MESIN PENGERING KOPI PABRIK KOPI TULEN

Agus Rantaujaya^{1)*}, Amrizal²⁾ dan Gusri Akhyar Ibrahim²⁾

¹⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Lampung, Bandar Lampung

^{*)} Email Korespondensi : agus.rantaujaya@gmail.com

Abstrak

Penukar kalor berperan penting dalam sistem pengeringan biji kopi pada mesin pengering mekanik karena berfungsi memanaskan udara sebelum memasuki ruang pengering. Penelitian ini mengevaluasi kinerja dua penukar kalor tipe shell and tube aliran menyilang pada Mesin Pengering Kopi Pabrik Kopi Tulen dengan memvariasikan laju aliran massa udara. Penukar kalor 1 diuji pada laju aliran 0,0194–0,0732 kg/s, sedangkan Penukar kalor 2 diuji pada 0,0249–0,084 kg/s. Hasil menunjukkan bahwa peningkatan laju aliran massa udara menurunkan temperatur udara keluar, meningkatkan laju perpindahan panas, serta menurunkan efektivitas penukar kalor. Temperatur udara keluar tertinggi pada Penukar kalor 1 mencapai 277 °C pada laju 0,0194 kg/s, sedangkan Penukar kalor 2 mencapai 316 °C pada laju 0,0249 kg/s. Tegangan gasifier optimum adalah 80 V karena menghasilkan rentang temperatur udara 50–100 °C yang sesuai untuk pengeringan kopi. Laju perpindahan panas maksimum tercatat sebesar 13.968 W pada Penukar kalor 1 (laju udara 0,0732 kg/s) dan 20.950 W pada Penukar kalor 2 (laju udara 0,0784 kg/s). Efektivitas tertinggi masing-masing penukar kalor adalah 39,24% dan 59,57%. Penelitian ini menegaskan bahwa variasi laju aliran udara sangat memengaruhi performa penukar kalor dan dapat digunakan sebagai dasar optimasi proses pengeringan kopi.

Kata kunci: Penukar kalor; shell and tube; aliran menyilang; pengering kopi; efektivitas

PENDAHULUAN

Mesin pengering merupakan salah satu unit yang dimiliki oleh Pabrik Kopi Tulen yang berperan dalam proses pengeringan biji kopi untuk menghasilkan kopi bubuk TULEN. Biji kopi basah yang memiliki kadar air 55% - 65% selanjutnya dimasukkan ke mesin pengering untuk proses pengeringan demi mencapai biji kopi kering dengan kadar air 8% – 12% sesuai dengan SNI 01-2907-1999. Proses pengeringan kopi terdiri dari proses pemanasan udara dengan media gas hasil pembakaran gasifikasi dan *heat exchanger* yang dialirkan ke ruang pengering.

Pengeringan dilakukan melalui 2 tahap yaitu, tahap pertama, pemanasan pada suhu 65-100 °C untuk menurunkan kadar air sekitar 55 - 65% menjadi 30%. Tahap kedua, pemanasan pada suhu 50-60 °C

untuk menurunkan kadar air dari 30% menjadi 8 - 12%. Suhu harus selalu diatur sesuai tahap pemanasan [1].

Heat Exchanger merupakan salah satu alat yang ada pada proses pengeringan biji kopi menggunakan mesin pengering mekanik. Alat ini berperan sebagai pemanas udara sebelum masuk ke ruang pengering. Pada mesin pengering Pabrik Kopi Tulen, *heat exchanger* yang digunakan adalah jenis *shell and tube* tipe aliran *cross flow* (aliran menyilang). *Heat exchanger* ini terdiri dari pipa-pipa kecil (*tube*) yang terpasang sejajar satu dengan yang lainnya berada pada suatu cangkang (*shell*). *Tube* sebagai media yang dilewati oleh udara, *shell* sebagai media yang dilewati gas [2].

Heat exchanger merupakan peralatan yang digunakan untuk perpindahan panas antara dua atau lebih fluida. Banyak jenis *heat*

exchanger yang dibuat dan digunakan dalam pusat pembangkit tenaga, unit pendingin, unit produksi udara, proses di industri, sistem turbin gas, dan lain lain. Dalam *heat exchanger* tidak terjadi pencampuran seperti dalam halnya suatu *mixing chamber* [3]. Dalam sistem pengering buatan misalnya, panas berpindah dari gas panas yang mengalir melalui *shell* ke udara yang mengalir melalui *tube* dengan bantuan blower.

Daya pemompaan yang terjadi pada aliran fluida di dalam alat penukar kalor jenis *shell and tube* akan meningkat bersama dengan penurunan bilangan Reynolds. Dengan demikian peningkatan perpindahan kalor konveksi yang terjadi selalu diikuti oleh peningkatan daya pemompaan [3][4].

Laju aliran massa gas buang dan efektifitas *heat exchanger* naik seiring dengan bertambahnya putaran mesin yaitu pada putaran 1600 rpm laju aliran massa gas buang 0,6064 kg/s sedangkan efektifitas *heat exchanger* 70,09% , pada putaran 1800 rpm laju aliran massa gas buang 0,6828 kg/s sedangkan efektifitas *heat exchanger* 70,12%, pada putaran 2000 rpm laju aliran massa gas buang 0,7341 kg/s sedangkan efektifitas *heat exchanger* 70,61%, pada putaran 2200 rpm laju aliran massa gas buang 0,8370 kg/s sedangkan efektifitas *heat exchanger* 70,96%, dan pada putaran maksimum 2400 laju aliran massa gas buang 0,9149 kg/s sedangkan efektifitas *heat exchanger* 71,29% [4].

Sebuah alat penukar kalor yang baik harus dapat menjamin terjadinya transfer energi kalor dari suatu fluida ke fluida lain, yang menghasilkan laju perpindahan kalor setinggi mungkin dengan harga konstruksi yang rendah. Demikian besarnya peranan dan penggunaan alat penukar kalor dalam dunia industri, sehingga penelitian yang

diarahkan dengan maksud untuk mengoptimalkan fungsi dan unjuk kerja termal alat penukar kalor dikembangkan. Dalam hal ini, perlu dilakukan penelitian tentang pengaruh laju aliran massa udara yang melalui *tube* terhadap unjuk kerja termal, sehingga akan didapatkan karakteristik penukar kalor type *shell and tube* aliran menyilang yang akan digunakan dalam optimasi pengeringan pada mesin pengering kopi di Pabrik Kopi Tulen Lampung Barat [5].

METODE PENELITIAN

Persiapan Awal

Dalam persiapan awal merupakan proses persiapan sebelum dilakukan pengujian yakni persiapan sistem awal pada alat bantu blower sebagai penggerak aliran udara untuk mengetahui kecepatan udara menggunakan instrumentasi pengukuran. Fenomena yang perlu diukur sebelum pengujian adalah laju aliran udara dari blower.

Pengukuran laju aliran udara dari blower dilaksanakan sebelum pengujian dimulai, anemometer AM-4200 Lutron digunakan untuk mengukur kecepatan udara tersebut. Mengacu buku petunjuk alat, satuan kecepatan pada anemometer dapat ditentukan yaitu m/s. Besarnya tegangan pada blower divariasikan menggunakan *voltage regulator* guna mendapatkan laju aliran udara. Berikut adalah hasil pengukuran kecepatan udara dari blower.

Tabel 1. Pengukuran kecepatan udara pada blower *heat exchanger* 1

No.	Beda Potensial blower (V)	Kecepatan aliran (m/s)	Laju aliran massa udara (kg/s)
1	80	4,5	0,0194
2	120	11	0,0474
3	170	15,6	0,0672
4	220	17	0,0732

Nb : Luas penampang HE yaitu $0,0372 \text{ m}^2$ dan massa jenis udara pada P_{atm} $T=28^\circ\text{C}$ yaitu $1,158 \text{ kg/m}^3$

Tabel 2. Pengukuran kecepatan udara pada blower *heat exchanger* 2

No.	Beda Potensial blower (V)	Kecepatan aliran (m/s)	Laju aliran massa udara (kg/s)
1	80	5,8	0,0249
2	120	18,2	0,0784
3	170	19,2	0,0827
4	220	19,5	0,084

Nb : Luas penampang HE yaitu $0,0372 \text{ m}^2$ dan massa jenis udara pada P_{atm} $T=28^\circ\text{C}$ yaitu $1,158 \text{ kg/m}^3$

Pada pengujian laju aliran udara di atas menggunakan alat ukur anemometer AM-4200 Lutron, metode pengukurannya cukup sederhana hanya dengan meletakkan anemometer tersebut secara tegak lurus pada pipa keluaran blower yang mengembuskan udara maka pada LCD dari anemometer tersebut akan menunjukkan besar kecepatan udara yang terukur seperti ditunjukkan pada tabel 1 dan tabel 2 kemudian setelah dikalikan dengan luas penampang *heat exchanger* dan massa jenis udara maka diperoleh laju aliran massa udara.

Pengujian

Pengujian yang dilakukan dalam penelitian ini sebanyak dua puluh lima kali, yaitu pengujian penukar kalor dan reaktor gasifikasi dengan tegangan blower bervariasi.

Urutan pengambilan data penukalor kalor dan reaktor gasifikasi dengan tegangan blower bervariasi adalah sebagai berikut:

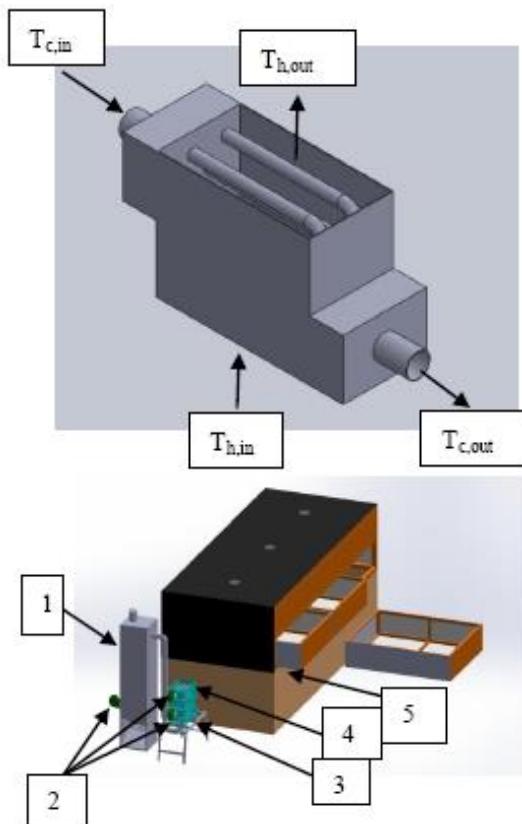
- Langkah pengambilan data dilakukan dengan menghidupkan blower pada penukar kalor dengan variasi tegangan yang telah ditentukan (80V, 120V, 170V dan 220V) kemudian ditunggu sampai aliran udara stabil.
- Menghidupkan blower pada reaktor gasifikasi dengan variasi tegangan (80V, 120V, 170V dan 220V) sehingga gas di dalam reaktor gasifikasi yang sebelumnya telah dibakar dapat mengalir memasuki penukar kalor.
- Menyalakan gas dari reaktor gasifikasi menggunakan pemantik api.
- Mencatat temperatur gas masuk ($T_{h, in}$), Temperatur gas keluar ($T_{h, out}$), temperatur udara masuk ($T_{c, in}$), Temperatur udara keluar ($T_{c, out}$).
- Selanjutnya didapat juga laju aliran massa udara (\dot{m}_c) untuk tiap variasi tegangan, dan laju aliran massa gas (\dot{m}_h).

Parameter yang diukur dalam penelitian ini adalah:

- Temperatur gas masuk ($T_{h, in}$).
- Temperatur gas keluar ($T_{h, out}$).
- Temperatur udara masuk ($T_{c, in}$).
- Temperatur udara keluar ($T_{c, out}$).
- Kecepatan udara masuk (v_c).
- Dimensi penukar kalor.

Dari berbagai parameter yang diukur, dapat dihitung parameter-parameter yang akan dicari, yaitu:

- Laju aliran massa udara
 $(\dot{m}_c = \rho_c \cdot v_c \cdot A_c)$
- Laju perpindahan panas
 $(Q = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot \Delta T_c)$
- Laju aliran massa gas
 $(\dot{m}_h = \dot{m}_c \cdot \frac{C_{p,c}}{C_{p,h}} \cdot \frac{\Delta T_c}{\Delta T_h})$
- Efektivitas
 $(\varepsilon = \frac{\dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})})$



Gambar 1. Instalasi alat uji

Keterangan:

1. Kompor gasifikasi,
2. Blower
3. Heat exchanger 1,
4. Heat exchanger 2
5. Ruang pengering

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam pemilihan jenis *heat exchanger* tipe *shell and tube* aliran menyilang merupakan jenis *heat exchanger* yang sangat cocok untuk digunakan dalam alat pengering kopi dengan sistem *cabinet dryer* dimana dalam sistem pengeringan ini membutuhkan *supply* udara panas yang cukup banyak untuk memenuhi kebutuhan ruang pengering, sedangkan untuk *shell and tube heat exchanger* mampu menghasilkan udara panas yang cukup besar.

Karakteristik performa pada alat *shell and tube heat exchanger* bergantung pada kemampuan dalam menukar panas dari gas hasil pembakaran kompor gasifikasi sebagai fluida pemanas ke udara yang dihasilkan dari blower. Apabila kemampuan alat *heat exchanger* tidak bekerja secara maksimal maka akan dihasilkan keluaran temperatur udara yang kurang optimal.

Data Hasil Pengujian

Data hasil pengujian merupakan data aktual yang diperoleh dari data pengujian yang dilakukan dan data berdasarkan hasil pengukuran di lapangan. Adapun data-data tersebut terdiri dari :

1. *Heat exchanger* 1 dengan variasi tegangan blower pada *heat exchanger* (HE 1) dan blower *gasifier* bervariasi (80V, 120V, 170V dan 220V).

Tabel 3. Data hasil penelitian pada *heat exchanger* 1

Tegangan Blower HE 1	Tegangan Blower gasifier	$T_{h, in}$ ($^{\circ}C$)	$T_{h, out}$ ($^{\circ}C$)	$T_{c, in}$ ($^{\circ}C$)	$T_{c, out}$ ($^{\circ}C$)
80V	80V	511	407	31	80
	120V	768	478	29	135
	170V	764	692	46	218
	220V	839	816	39	277
120V	80V	410	360	31	68
	120V	683	522	31	123
	170V	835	748	44	203
	220V	815	754	38	249
170V	80V	395	323	33	65
	120V	776	626	31	107
	170V	772	709	44	180
	220V	872	829	38	228
220V	80V	417	338	33	62
	120V	771	641	33	101
	170V	756	724	43	170
	220V	863	801	37	225

2. *Heat exchanger* 2 dengan variasi tegangan blower pada *heat exchanger* (HE 2) dan *gasifier* bervariasi (80V, 120V, 170V dan 220V).

Tabel 4. Data hasil penelitian pada *heat exchanger* 2

Tegangan Blower HE 2	Tegangan Blower gasifier	T _{h, in} (°C)	T _{h, out} (°C)	T _{c, in} (°C)	T _{c, out} (°C)
80V	80V	407	197	31	75
	120V	478	416	29	189
	170V	692	631	46	268
	220V	816	796	39	316
120V	80V	360	164	31	65
	120V	522	454	31	138
	170V	748	642	44	230
	220V	754	654	38	300
170V	80V	323	158	33	60
	120V	626	539	31	122
	170V	709	582	44	214
	220V	829	803	38	244
220V	80V	338	166	33	59
	120V	641	487	33	115
	170V	724	594	43	208
	220V	801	782	37	239

Analisa Data dan Perhitungan

1. Analisa Data

Data pengujian digunakan untuk penentuan besar massa jenis fluida dan panas spesifik fluida yang didapat dari Tabel A.4 (*Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure*). Laju aliran massa udara dan gas dapat dihitung yang selanjutnya digunakan untuk menghitung besar laju perpindahan panas dan pada akhirnya digunakan untuk mengetahui besarnya efektivitas dari *heat exchanger*.

2. Perhitungan

Parameter yang digunakan dalam perhitungan adalah sebagai berikut:
Tegangan blower *gasifier* = 80 V, Tegangan blower *heat exchanger* = 80V, Massa jenis udara, $\rho_c = 1,158 \text{ kg/m}^3$, Kecepatan udara, $v_c = 4,5 \text{ m/s}$

Diameter dalam pipa masuk udara, $D_{in,c} = 68,82 \cdot 10^{-3} \text{ m}$, Luas permukaan pipa masuk udara,

$$\begin{aligned} A_C &= \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (68,82 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 \\ &= 3,72 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Temperatur udara masuk, $T_{c,i} = 31^\circ\text{C} = 304 \text{ K}$, Temperatur udara keluar, $T_{c,o} = 80^\circ\text{C} = 353 \text{ K}$, Temperatur film udara,

$$T_{f,c} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} = \frac{304 \text{ K} + 353 \text{ K}}{2} = 328,5 \text{ K}$$

Dengan menggunakan Tabel A. 4 (*Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure*) didapatkan properti fluida seperti:

Panas spesifik udara, $C_p c = 1008,14 \text{ J/kg.K}$, Temperatur gas masuk, $T_{h,i} = 511^\circ\text{C} = 784 \text{ K}$, Temperatur gas keluar, $T_{h,o} = 407^\circ\text{C} = 680 \text{ K}$, Temperatur film gas,

$$T_{f,h} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} = \frac{784 \text{ K} + 680 \text{ K}}{2} = 732 \text{ K}$$

Dengan menggunakan Tabel A.4 (*Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure*) didapatkan properti fluida seperti:
Panas spesifik gas, $C_p h = 1082,68 \text{ J/kg.K}$

Parameter yang akan dihitung adalah sebagai berikut:

a. Laju aliran massa udara (m_c)

$$\begin{aligned} m_c &= \rho_c \cdot v_c \cdot A_C \\ &= 1,158 \cdot 4,5 \cdot 3,72 \cdot 10^{-3} \\ &= 19,385 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

b. Laju perpindahan panas (Q)

Dengan menggunakan persamaan (4), maka didapatkan [5]:

$$\begin{aligned} Q &= \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot \Delta T_c \\ &= 19,385 \cdot 10^{-3} \cdot 1008,14 \cdot (353 - 304) \\ &= 957,6 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{957,60016}{4,419,69305} \\ &= 0,21667 \\ &= 21,667 \% \end{aligned}$$

c. Laju aliran massa gas (\dot{m}_h)

Untuk mencari laju aliran massa gas, dapat dicari dengan menggunakan persamaan (5) tentang kesetimbangan energi [6].

$$\begin{aligned} \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot \Delta T_c &= \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot \Delta T_h \\ \dot{m}_h &= \dot{m}_c \frac{C_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o})} \\ &= 19,385 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1008,14 \cdot (353 - 304)}{1082,68 \cdot (784 - 680)} \\ &= 8,505 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

d. Effektivitas *heat exchanger*

Untuk effektivitas (ε) *heat exchanger* pada kondisi ini dapat diperoleh menggunakan persamaan (13) berikut ini [7]:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}}$$

Dimana besar nilai perpindahan panas aktual (Q):

$$\begin{aligned} Q &= \dot{m}_c \cdot C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \\ &= 19,385 \cdot 10^{-3} \cdot 1008,14 (353 - 304) \\ &= 957,6 \text{ W} \end{aligned}$$

Sedangkan besar nilai perpindahan panas maksimum (Q_{\max}):

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= C_{\min} \cdot \Delta T_{\max} \\ &= \dot{m}_h \cdot C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \\ &= 8,505 \cdot 10^{-3} \cdot 1082,68 (784 - 680) \\ &= 4,419,693 \text{ W} \end{aligned}$$

Maka nilai effektivitas *heat exchanger* sebesar:

Pembahasan

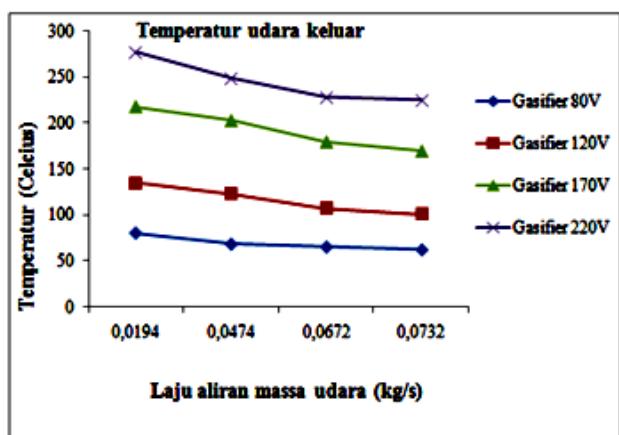
Heat Exchanger merupakan peralatan yang digunakan untuk perpindahan panas antara dua atau lebih fluida. Banyak jenis *heat exchanger* yang dibuat dan digunakan dalam pusat pembangkit tenaga, unit pendingin, unit produksi udara, proses di industri, sistem turbin gas, dan lain lain. Dalam *heat exchanger* tidak terjadi pencampuran seperti dalam halnya suatu *mixing chamber*. *Heat exchanger* yang digunakan dalam sistem pengering kopi pada penelitian ini adalah jenis *shell and tube* aliran menyilang. Prinsip penggunaannya melalui pendekatan konstruksi yang lebih sederhana dan memanfaatkan sekam kopi sebagai bahan bakar kompor gasifikasi. Gas hasil dari pembakaran parsial yang terjadi di dalam kompor gasifikasi digunakan sebagai sumber panas yang digunakan untuk memanaskan udara yang mengalir dengan bantuan blower pada *heat exchanger*.

Karakteristik suatu *heat exchanger* yang meliputi temperatur udara keluar, besar perpindahan panas yang terjadi, dan efektivitas *heat exchanger* menjadi sesuatu yang penting untuk diketahui dalam menunjang optimasi pengeringan kopi dalam sistem pengering kopi. Sama halnya bahasan pada penelitian ini yang ditekankan kepada pengaruh laju aliran massa udara terhadap unjuk kerja termal yang mampu dicapai oleh *shell and tube heat exchanger* aliran menyilang.

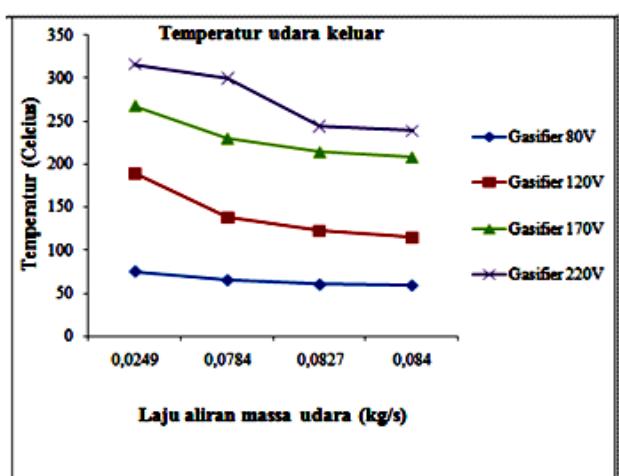
Parameter yang diterapkan yaitu dengan laju aliran massa sebesar 0,0194 kg/s, 0,0474 kg/s, 0,0672 kg/s dan 0,0732 kg/s

pada *heat exchanger* 1 (HE 1) dan 0,0249 kg/s, 0,0784 kg/s, 0,0827 kg/s dan 0,084 kg/s pada *heat exchanger* 2 (HE 2) yang divariasikan dari hasil pengujian kecepatan aliran udara dengan mengatur tegangan blower menggunakan *voltage regulator*. Adapun data hasil pengujian dan perhitungan disajikan dalam bentuk grafik pada uraian berikut ini:

1. Temperatur Udara Keluar ($T_{c,out}$)
Temperatur udara dijelaskan pada gambar yaitu sebagai berikut,



Gambar 2. Hubungan antara temperatur udara keluar dengan laju aliran massa udara pada *heat exchanger* 1



Gambar 3. Hubungan antara temperatur udara keluar dengan laju aliran massa udara pada *heat exchanger* 2

Pada gambar 2 dan Gambar 3 menunjukkan grafik hubungan antara temperatur udara keluar ($T_{c,out}$) kedua *heat exchanger* dengan laju aliran massa udara (m_c). Fokus penelitian ini adalah pada konveksi paksa yang diakibatkan oleh bantuan blower, konveksi paksa yang terjadi pada penelitian ini adalah pada tegangan blower *heat exchanger* 80 V – 220 V. Temperatur udara keluar maksimal sebesar 277 °C dengan laju aliran massa udara terendah 0,0194 kg/s pada *heat exchanger* 1, begitu pula pada *heat exchanger* 2 laju aliran massa udara terendah 0,0249 kg/s menghasilkan temperatur udara keluar maksimal sebesar 316 °C.

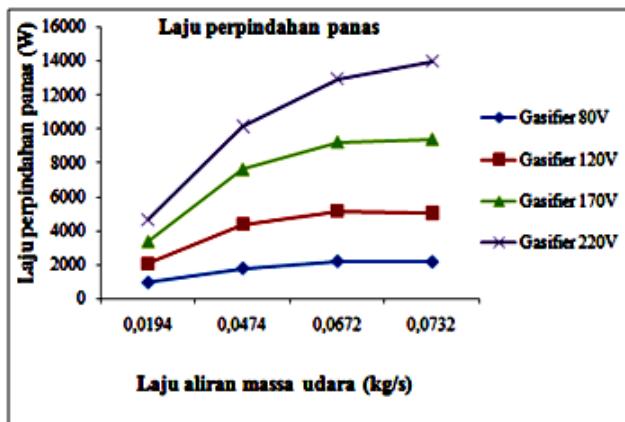
Pada gambar 2 dan gambar 3 menunjukkan bahwa temperatur udara keluar berbanding terbalik dengan kenaikan laju aliran massa udara. Semakin besar laju aliran massa udara maka akan semakin rendah temperatur udara yang keluar dari *heat exchanger*. Dengan meningkatnya laju aliran massa udara yang melalui *tube*, akan semakin kecil panas yang dapat diserap oleh udara. Pada hukum kesetimbangan energi mengemukakan energi panas yang diberikan gas akan sama dengan energi panas yang diterima udara, dan jika energi panas yang diberikan gas tetap sedangkan laju aliran udara diperbesar maka akan berpengaruh kepada beda temperatur udara dan jika temperatur udara masuk juga tetap maka akan mengakibatkan temperatur udara keluar mengalami penurunan.

Jika memperhatikan temperatur udara keluar *heat exchanger*, tegangan *gasifier* 80 V adalah yang paling tepat digunakan untuk optimasi proses pengeringan kopi di Pabrik Kopi Tulen. Temperatur udara keluar *heat exchanger* pada tegangan *gasifier* 80 V masih berada pada *range suhu* yang dianjurkan oleh Najiati dan

Daniarti (2004) yaitu antara 50 °C sampai 100 °C.

2. Laju Perpindahan Panas (Q)

Adapun laju perpindahan panas yaitu sebagai berikut,

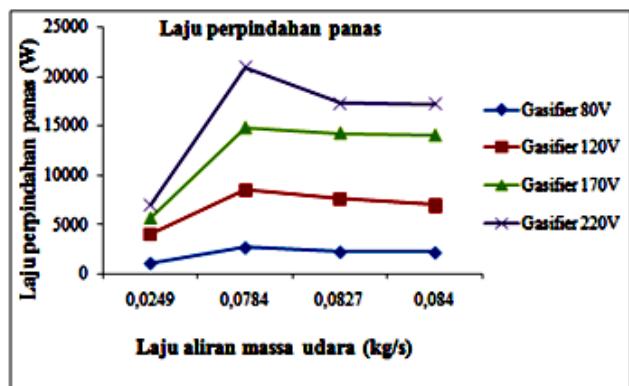


Gambar 4. Hubungan antara laju perpindahan panas dengan laju aliran massa udara pada *heat exchanger* 1

Pada gambar 4 menunjukkan laju aliran massa udara (m_a) berbanding lurus dengan laju perpindahan panas (Q). Semakin besar laju aliran udara yang dihasilkan blower *heat exchanger*, maka akan semakin besar pula laju perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger*. Begitu pula sebaliknya, jika semakin kecil laju aliran udara yang dihasilkan blower maka akan semakin kecil laju perpindahan panas yang terjadi.

Laju perpindahan panas maksimal terjadi pada laju aliran massa udara terbesar 0,0732 kg/s dengan laju aliran massa gas 0,194 kg/s yaitu sebesar 13.968,163 W. Sedangkan laju perpindahan panas terendah terjadi pada laju aliran massa terendah 0,0194 kg/s dengan laju aliran massa gas 0,008 kg/s yaitu sebesar 957,6 W. Peningkatan laju perpindahan panas yang terjadi disebabkan oleh banyaknya fluida udara yang berkонтак dengan permukaan *tube* yang telah dipanaskan oleh gas hasil pembakaran kompor

gasifikasi.



Gambar 5. Hubungan antara laju perpindahan panas dengan laju aliran massa udara pada *heat exchanger* 2

Pada Gambar 5 laju perpindahan panas maksimal sebesar 20.949,638 W didapat dari laju aliran massa udara sebesar 0,0784 kg/s dengan laju aliran massa gas 0,184 kg/s. Hal ini disebabkan karena beda temperatur antara temperatur udara masuk dengan temperatur udara keluar cukup besar jika dibandingkan dengan variasi lain, sehingga panas maksimal dihasilkan dari laju aliran massa gas dengan *supply* energi panas cukup besar. Sama halnya dengan *heat exchanger* 1, laju perpindahan panas terendah didapat pada laju aliran massa udara terendah 0,0249 kg/s dengan sumber panas terkecil pada laju aliran massa gas 0,005 kg/s yaitu sebesar 1.108,187 W.

Laju perpindahan panas dipengaruhi oleh laju aliran massa udara, panas spesifik fluida dan beda temperatur fluida. Dengan *supply* panas yang tetap, seharusnya terjadi peningkatan nilai laju perpindahan panas disetiap peningkatan laju aliran massa. Dengan semakin banyak udara yang mengalir melalui *tube* maka akan mengakibatkan semakin banyak udara yang berkонтак dengan permukaan *tube* yang dipanaskan oleh gas hasil pembakaran kompor gasifikasi.

Peningkatan laju aliran massa udara akan sebanding dengan peningkatan laju perpindahan panas jika beda temperatur antara temperatur udara masuk dan temperatur udara keluar tetap. Jika peningkatan laju aliran massa udara diimbangi dengan semakin kecilnya beda temperatur udara, hal ini akan mengakibatkan terjadinya penurunan laju perpindahan panas. Penurunan beda temperatur ini disebabkan oleh semakin cepat fluida yang mengalir di dalam *tube* sehingga akan semakin sedikit kesempatan untuk melakukan perpindahan panas.

3. Efektivitas *Heat Exchanger* (ϵ)

Adapun efektivitas heat exchanger yaitu sebagai berikut,

Tabel 5. Efektivitas *heat exchanger* 1

Laju aliran massa udara	Gasifier 80V	Gasifier 120V	Gasifier 170V	Gasifier 220V
0,0194	21.667	39.242	23.955	29.75
0,0474	13.193	24.693	20.101	27.156
0,0672	19.89	20.134	18.681	22.782
0,0732	20.573	17.615	17.812	22.76

Tabel 6. Efektivitas *heat exchanger* 2

Laju aliran massa udara	Gasifier 80V	Gasifier 120V	Gasifier 170V	Gasifier 220V
0,0249	55.851	35.635	34.365	35.65
0,0784	59.574	21.792	26.42	36.592
0,0827	56.897	15.294	25.564	26.043
0,084	56.393	25.329	24.229	26.44

Tabel 5 dan tabel 6 menunjukkan efektivitas *heat exchanger* (ϵ), efektivitas *heat exchanger* merupakan perbandingan antara nilai panas aktual dengan nilai panas maksimal yang mampu diserap oleh *heat exchanger*. Tabel 5 dan tabel 6 menunjukkan adanya kecenderungan penurunan efektivitas *heat exchanger* untuk setiap penambahan laju aliran massa

udara. Hal ini terjadi karena rasio yang tidak seimbang pada setiap penambahan laju aliran massa udara. Beban pengambilan panas maksimal yang seharusnya dilakukan semakin tinggi pada setiap penambahan laju aliran massa udara, tetapi tidak diimbangi laju perpindahan panas aktual yang terjadi.

Efektivitas *heat exchanger* dipengaruhi oleh kapasitansi panas dan perbedaan temperatur antara fluida panas dan fluida dingin. Penurunan efektivitas didasarkan pada laju perpindahan panas maksimal yang seharusnya dilakukan oleh *heat exchanger* tetapi tidak terjadi pada laju perpindahan panas aktual di setiap peningkatan laju aliran massa udara. Gas hasil pembakaran kompor gasifikasi berbahhan bakar sekam kopi memberikan panas yang cukup besar, hal tersebut dapat dilihat pada temperatur masuk gas yang sangat tinggi (terlampir). Tetapi panas yang diberikan fluida pemanas tidak termanfaatkan sepenuhnya oleh fluida dingin yang mengalir melalui *tube*.

Efektivitas maksimal pada *heat exchanger* 1 terjadi pada laju aliran massa gas 0,006 kg/s dengan laju aliran massa udara terendah 0,0194 kg/s yaitu sebesar 39,242 %. Sedangkan pada *heat exchanger* 2, efektivitas maksimal sebesar 59,574 % terjadi pada laju aliran massa gas 0,013 kg/s dengan laju aliran massa udara 0,0784 kg/s.

Terjadinya penyimpangan konsep perpindahan panas dalam penelitian ini dapat disebabkan oleh beberapa faktor, antara lain keterbatasan alat yang digunakan menjadi salah satu penyebab terjadinya penyimpangan konsep perpindahan panas yang digunakan. Saat pengujian, peneliti mengambil data temperatur masuk dan keluar fluida tidak

dalam waktu yang bersamaan (serentak) pada semua titik pengambilan data temperatur. Dikarenakan temperatur gas hasil pembakaran gasifikasi tidak konstan (fluktuatif), peneliti harus mengambil temperatur maksimal yang dapat direkam oleh *digital thermometer* sebagai temperatur gas hasil pembakaran gasifikasi. Pengambilan data temperatur maksimal membutuhkan waktu beberapa lama sehingga pengukuran tidak dapat dilakukan secara bersamaan antara temperatur masuk dan keluar fluida panas. Seiring berjalannya waktu tentu temperatur akan berubah-ubah karena sumber panas yang digunakan dalam penelitian ini adalah gas hasil pembakaran gasifikasi yang bersifat *transient*.

Fluktuasi panas yang dimiliki gas hasil pembakaran gasifikasi mengakibatkan efektivitas *heat exchanger* yang didapat juga tidak linear dengan peningkatan laju aliran massa udara. Peningkatan laju aliran massa udara tidak diikuti oleh peningkatan beda temperatur aktual sehingga mengakibatkan peningkatan laju perpindahan panas aktual tidak sebanding dengan laju perpindahan panas maksimal yang seharusnya dilakukan oleh *heat exchanger*. Hal ini dapat terjadi ketika laju aliran massa udara mengalami peningkatan, tetapi temperatur udara keluar *heat exchanger* menjadi lebih kecil. Meskipun laju aliran udara besar namun beda temperatur yang terjadi kecil sehingga energi keluaran yang dihasilkan menjadi kecil juga.

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian terhadap keseluruhan sistem *shell and tube heat exchanger* yang telah dilakukan pengujian, dapat diambil kesimpulan yaitu, Temperatur udara keluar berbanding terbalik dengan kenaikan laju aliran massa udara. Semakin besar laju aliran massa

udara maka akan semakin rendah temperatur udara yang keluar dari *heat exchanger*. Temperatur udara keluar maksimal sebesar 277 °C dengan laju aliran massa udara terendah 0,0194 kg/s pada *heat exchanger* 1, begitu pula pada *heat exchanger* 2 laju aliran massa udara terendah 0,0249 kg/s menghasilkan temperatur udara keluar maksimal sebesar 316 °C.

Tegangan *gasifier* 80 V adalah yang paling tepat digunakan untuk proses pengeringan kopi di Pabrik Kopi Tulen. Semakin besar laju aliran udara yang dihasilkan blower *heat exchanger*, maka akan semakin besar pula laju perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger*. Laju perpindahan panas maksimal terjadi pada laju aliran massa udara terbesar 0,0732 kg/s dengan laju aliran massa gas 0,194 kg/s yaitu sebesar 13.968,163 W. Sedangkan laju perpindahan panas maksimal *heat exchanger* 2 sebesar 20.949,638 W didapat dari laju aliran massa udara sebesar 0,0784 kg/s dengan laju aliran massa gas 0,184 kg/s. Setelah dilakukan pengujian dan perhitungan efektivitas, adanya kecenderungan penurunan efektivitas *heat exchanger* untuk setiap peningkatan laju aliran massa udara. Efektivitas maksimal pada *heat exchanger* 1 terjadi pada laju aliran massa gas 0,006 kg/s dengan laju aliran massa udara terendah 0,0194 kg/s yaitu sebesar 39,242%. Sedangkan pada *heat exchanger* 2, efektivitas maksimal sebesar 59,574 % terjadi pada laju aliran massa gas 0,013 kg/s dengan laju aliran massa udara 0,0784 kg/s.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Muardi, Hasan, Duma dan Piarah, Wahyu. 2012. *Heat exchanger sebagai alat pengering ikan dengan memanfaatkan panas gas buang mesin diesel*. Universitas Hasanudin. Makasar.
- [2] S.H. Asadbeigi, E. Ahmadi, M. Goodarzi,

- A. Sagharichian. Analyzing and simulating heat transfer and designing a shell and tube heat exchanger for the pasteurization process of tomato paste: A CFD study, *Heliyon*, Vol. 9, No. 11, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e21593>.
- [3] Ravelo-Mendivelso, K.Y., Villate-Fonseca, M.T., Hernández-Vásquez, J.D., Miranda-Samper, O.M., Pacheco-Torres, P.J., Campuzano, M.J. Thermal and Hydrodynamic Performance Analysis of a Shell and Tube Heat Exchanger Using the AHP Multicriteria Method. *International Journal of Technology*. Vol. 14, No. 3, pp. 522-535, 2023.
- [4] H. B. Zahid, A. K. M. Azad, dan M. A. Islam. Experimental and CFD Simulation Study of Shell and Tube Heat Exchangers: Parametric Effects on Heat Transfer and Pressure Drop. *Thermal Science*, 2023.
- [5] Yahdi, M. A., Hartulistiyo, E., & Yulianto, M. Theoretical Study of Shell-and-Tube Heat Exchanger Effectiveness on Batch Drying of Sawdust Utilizing Waste Heat from Organic Rankine Cycle. *Jurnal Teknik Pertanian Lampung (Journal of Agricultural Engineering)*, Vol. 14, No. 1, pp. 71–82, 2025. <https://doi.org/10.23960/jtep.1v14i1.71-82>
- [6] H. Ahmad, et al., Studi Eksperimen Performa Heat Exchanger Tipe Shell-and-Tube Cross-Flow Four Pass (Finned Tube) dengan Variasi Volume Flow Rate. Skripsi/Publikasi, Universitas Muhammadiyah Surakarta, 2024.
- [7] Saffarian, M.R., Fazelpour, F. & Sham, M. Numerical study of shell and tube heat exchanger with different cross-section tubes and combined tubes. *Int J Energy Environ Eng*, Vol. 10, pp. 33–46, 2019. <https://doi.org/10.1007/s40095-019-0297-9>



This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC-BY).