

PERHITUNGAN KOEFESIEN PINDAH PANAS PADA HEAT EXCHANGER UNTUK PENGERINGAN

Hablinur Al-Kindi¹ Dedi Suntoro²

¹Fakultas Teknik Universitas Ibn Khaldun Bogor Jl. K.H. Sholeh Iskandar Bogor angintimur88@gmail.com

²Puslitbangtek Ketenagalistrikan, energy Baru, Terbarukan dan Konversi Energo, Kementrian ESDM dedisunt@yahoo.com

Abstrak

Hot air from residual *biomass combustion* in biomass power plant can be used for drying process. In this study, hot air from residual biomass combustion was utilised as energy source for tray dryer. Model of tray dryer developed by Boiler Laboratory, Lemigas was used as drying apparatus. The objective of this study was to analyze the distribution of hot air inside tray dryer using Computational Fluid Dynamic (CFD). Heat transfer occurs in heat exchanger. Hot air coming from heat exchanger to dryer by be blown with blower. One of the most important variable is heat transfer coefficient in heat exchanger (U). This research aims to find heat transfer coefficient in heat exchanger. The result, heat transfer coefficient depend on five thermal resistance; thermal resistance by air convection 0,011 m².K/W, thermal resistance by factor of air pollutant 0,00035 m².K/W, thermal resistance by flue gas pollutant 0,00176 m².K/W, thermal resistance by conductivity material $7 \times 10^{-5} \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$, thermal resistance by flue gas 0,03 m².K/W. Heat transfer coefficient is 23.55 W/m².K.

Keyword : CFD, heat transfer coefficient, heat exchanger

PENDAHULUAN

Keberhasilan dalam meningkatkan produksi pertanian harus diikuti dengan pengembangan teknologi proses dalam bidang pasca panen, khususnya proses pengeringan. Pengeringan merupakan salah satu proses pasca panen yang umum dilakukan pada berbagai produk pertanian yang bertujuan untuk menurunkan kadar air bahan sampai tingkat yang aman untuk penyimpanan atau digunakan pada proses lainnya. Hampir seluruh pengeringan pada produk pertanian dilakukan dengan proses termal. Proses pengeringan produk pertanian yang banyak dilakukan oleh petani Indonesia adalah dengan cara penjemuran. Cara ini memiliki banyak kelemahan, selain dibutuhkan lahan yang luas, juga terjadi kontaminasi produk oleh debu, kotoran dan polusi, dan ketergantungan terhadap kondisi iklim (Syaiful dan Hargono 2009).

Menurut Grimwood (1975), cara pengeringan dapat dilakukan dengan penjemuran pada sinar matahari, pengering dengan pemanas langsung dan pengering

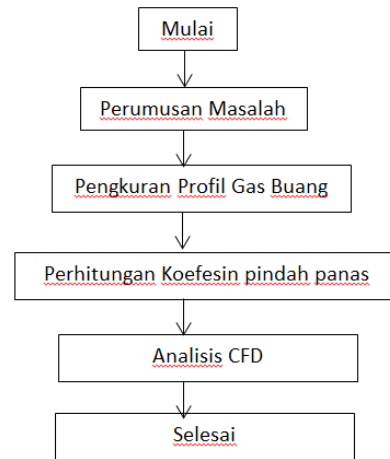
dengan pemanas tidak langsung. Keuntungan pengering tipe rak antara lain dapat mengeringkan bahan pertanian tanpa harus bergantung pada panas matahari, ramah lingkungan, tidak memerlukan banyak tempat, dan terhindar dari debu dan kotoran. Pengering tipe rak banyak digunakan untuk pengeringan karena disain yang simpel dan mempunyai daya tampung yang besar. Kelemahan terbesar dari pengering tipe rak adalah tidak meratanya sebaran suhu pada ruang pengering (Misha et al. 2013). Bentuk geometri dari ruang pengering mempengaruhi kualitas dan kesegeraman bahan yang dikeringkan (Tzempelikos et al. 2012). Untuk mendapatkan disain optimum dan keseragaman suhu digunakan analisis *Computational Fluid Dynamics* (CFD).

Kindi (2014) melakukan analisis sebaran suhu pada pengering tipe rak di Pusat Penelitian dan Pengembangan Teknologi Ketenagalistrikan, Energi Baru, Terbarukan dan Konservasi Energi (P3TKEBTKE) LEMIGAS, Jakarta. Sumber panas pengering berasal dari gas buang sisa pembakaran biomassa di boiler. Gas buang dialirkan

menuju *Heat exchanger* (HE) tipe *cross flow*. Kipas menghembuskan angin ke pipa-pipa HE ke arah pengering. Pengering menerima panas akibat pertukaran panas pada HE.

Kindi (2014) menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) untuk mengetahui kontur suhu di dalam pengering. Salah satu input untuk melakukan analisis CFD adalah koefisien pindah panas. Koefisien pindah panas dicari dengan melakukan metode matematik atau perhitungan manual.

Penelitian ini bertujuan untuk mencari nilai koefisien pindah panas pada *Heat Exchanger* yang akan digunakan untuk kebutuhan analisis CFD.



Gambar 1 Diagram alir penelitian

METODE PENELITIAN

Metode yang dilakukan adalah dengan mencari literatur dari buku dan jurnal. Gambar 1 menunjukkan diagram alir dari penelitian. Profil gas buang dicari di appendix gas buang. Koefisien gas buang (U) dicari dengan persamaan (Holman 2010) :

$$U = \frac{1}{R_t}$$

$$R_t = R_i + R_{F_1} + R_k + R_{F_2} + R_o$$

Dimana:

U = Koefisien pindah panas (W/m².K)

R_t = Tahanan termal keseluruhan (m².K/W)

R_i = Tahanan termal akibat konveksi udara (m².K/W)

R_{F₁} = Tahanan termal akibat faktor pengotor udara (m².K/W)

R_k = Tahanan termal akibat konduktivitas bahan (m².K/W)

R_{F₂} = Tahanan termal akibat faktor pengotor gas buang (m².K/W)

R_o = Tahanan termal akibat konveksi gas buang (m².K/W)

Jenis *heat exchanger gas to gas* mempunyai nilai koefisien pindah panas 10 - 40 W/m² K (Holman 2010).

HASIL DAN PEMBAHASAN

- a. Tahanan termal konveksi udara (R_i) Profil gas buang pada frekuensi 50 Hz pada tabel

Tabel 1 Profil gas buang

Suhu (°C)	Diam terdala m di (m)	Massa jenis ρ (kg/m ³)	Konduktifitas panas k (W/m.°C)	Viskositas kinematik ν (m ² /s)	Bilangan Prandtl (Pr)
294,5	0,013	0,622	0,045	47,12	0,68
	40			x10 ⁻⁶	

$$A_{\text{gas buang}} = \text{jumlah pipa HE} \times (1/4 \times \pi \times D_i^2)$$

$$= 95 \times (1/4 \times \pi \times 0,0134^2) = 0,013 \text{ m}^2$$

$$V_{\text{gas buang}} = Q_{\text{gas buang}} / A_{\text{gas buang}} = 0,31 \text{ m}^3/\text{s} / 0,013 \text{ m}^2 = 23,85 \text{ m/s}$$

m/s

Pengukuran debit dilakukan pada suhu 30⁰C, maka kecepatan gas buang pada suhu 294.5⁰C adalah:

$$\rho_{294,5} \times V_{294,5} = \rho_{30} \times V_{30}$$

$$V_{294,5} = 23,85 \times 1,17 / 0,622 = 44,86$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,622 \times 44,86 \times 0,0134}{47,12 \times 10^{-6}} = 7934,21$$

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,023 \times (7934,21)^{0,8} \times (0,68)^{0,4} = 25,96$$

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

$$hi = 25,96 \times 0,045 / 0,014 = 87,19 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$Ri = \frac{1}{hi} = 1/87,19 = 0,011 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

b. Tahanan termal pengotor gas buang (RF₁) dan pengotor udara (RF₂)

$$RF_1 = 0,00176 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$RF_2 = 0,00035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

(engineeringtoolbox.com)

c. Tahanan termal konduktivitas bahan (R_k)

$$Rk = \frac{\ln\left(\frac{Do}{Di}\right)}{2\pi k}$$

$$Rk = \frac{\ln\left(\frac{0,0159}{0,0134}\right)}{2\pi(393)} = 7 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

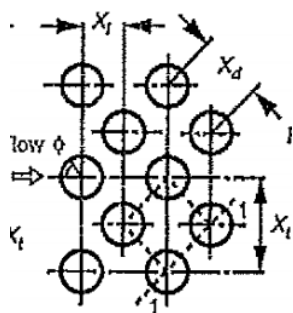
D. Tahanan akibat konveksi gas buang

$$V_{maks} = \frac{Xt}{Xl - do} v$$

$$V_{maks} = \frac{0,03}{0,03 - 0,016} 2,2 = 4,67 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho v x d_o}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,17 \times 4,67 \times 0,0159}{1,86 \times 10^{-5}} = 4669,09$$



Gambar 4 Aliran udara menuju HE dimana; X_t = jarak antar pipa vertikal dan X_l = jarak antar pipa horizontal

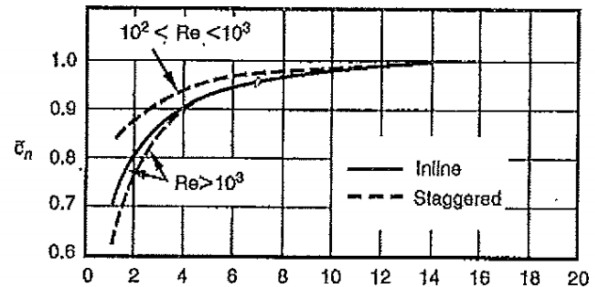
Bilangan Nu dicari dengan ;

$$Nu = 0,35 \times C_n \times Re_b^{0,6} Pr_b^{0,36} (Pr_b/Pr_w)^{0,25} (X_t/X_l)^{0,2} \text{ untuk } Re = 1000 - 2 \times 10^5$$

(Kakac 2002)

Dimana ;

C_n = faktor koreksi bergantung pada jumlah baris (gambar).



Gambar 3 Faktor koreksi (C_n) dari jumlah baris pipa heat exchanger

Faktor koreksi dengan jumlah baris pipa heat exchanger 10 adalah 0,98

$$Nu =$$

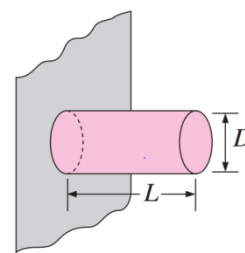
$$0,35 \times 0,98 \times 4669,09^{0,6} \times 0,172^{0,36} (0,712/0,68)^{0,25} (0,3/0,3)^{0,2}$$

$$Nu = 48,83$$

$$h_o = Nu \cdot k / d_o$$

$$h_o = 48,83 \times 0,02 / 0,0159 = 79,95 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Efisiensi sirip heat exchanger dengan pipa tabung (gambar) dirumuskan dengan (Cengel 2008);



Gambar 5 Bentuk sirip heat exchanger dimana; L_c = jarak antar fin

$$m = \left(\frac{4h_o}{k_{\text{bahan pipa}} Di} \right)^{1/2}$$

$$m = \left(\frac{4 \times 79,95}{393 \times 0,0134} \right)^{1/2} = 51,25$$

$$L_c = L + \left(\frac{D_i}{4} \right)$$

$$L_c = 0.04 + (0.134/4) = 0.04$$

$$\text{nilai efisiensi sirip } \eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c} \text{ nilai}$$

efisiensi sirip

$$\eta_f = \frac{\tanh(51,25 \times 0,04)}{51,25 \times 0,04} = 0.43$$

$$R_o = 1 / \eta_f \times h_o$$

$$R_o = 1 / 0.43 \times 79.95 = 0,03 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

maka koefisien pindah panas *heat exchanger* adalah

$$U = \frac{1}{0,011 + 0,00176 + 0,00035 + 0,000075 + 0,03}$$

$$U = 23.55 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

KESIMPULAN

Koefisien pindah panas pada heat exchanger merupakan variabel penting untuk keperluan analisis CFD. Koefisien pindah panas terdiri dari 5 tahanan termal. Tahanan termal konveksi udara $0,011 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, Tahanan termal pengotor gas buang $0,00176 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ pengotor udara $0,00035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

Tahanan termal konveksi konduktivitas bahan $7 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, dan tahanan termal konveksi gas buang $0,03 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Alkindi H, Purwanto YA, Wulandani D 2015. Analisis CFD aliran udara panas pada pengering tiper rak dengan sumber energi gas buang. *Jurnal Keteknikaan Pertanian* 3(1):9-16
- [1] Cengel Y. 2008. *Introduction to thermodynamics and heat transfer second edition*. The McGraw-Hill Companies.USA
- [2] Engineeringtoolbox. 2014. Fouling and Heat Transfer.[Internet]. [diacu 2014 Mei 7]. Tersedia dari http://www.engineeringtoolbox.com/fouling-heat-transfer-d_1661.html
- [3] Grimwood. 1975. *Coconut Palm Products*. Food and Agricultural Organization-United Nation Organization.Rome
- [4] Holman JP. 2010. *Heat transfer tenth edition*. The McGraw-Hill Companies.USA
- [5] Kakac S, Liu H. 2002. *Heat exchanger selection, rating, and thermal design second edition*. Departemen of mechanical engineering university of miami. Coral Gables.Florida
- [6] Misha S, Sohif M, Mohd H R, Kamaruzzaman S, Elias S.2013. The Prediction of Drying Uniformity in Tray Dryer System using CFD Simulation. *International Journal of Machine Learning and Computing* 3(5):419-423
- [7] Syaiful M, Hargono. 2009. Profil suhu pada proses pengeringan produk pertanian dengan simulasi computational Fluid dynamics (CFD). *Reaktor*. 12(3):195-202.
- [8] Tzempelikos DA, Vouros AP, Bardakas AV, Filios AE, Margaris DP. 2012. Analysis of air velocity distribution in a laboratory batch-type tray air dryer by computational fluid dynamics. *International journal of mathematics and computers in simulation*. 5(6):413-4