

## PENDUGAAN SEBARAN SUHU PADA PENUKAR PANAS PIPA VERTIKAL

Sholahuddin<sup>1)</sup>, A. H. Tambunan<sup>2)</sup>, L.P. Manalu<sup>3)</sup> dan W. Purwanto

### Abstract

Penelitian ini bertujuan untuk mengembangkan model matematik dalam menduga sebaran suhu pada penukar panas jenis pipa vertikal, serta menduga suhu udara pengering yang dihasilkan oleh penukar panas. Hasil penelitian ini diharapkan dapat memberi manfaat pada perancangan alat penukar panas serta meningkatkan efisiensi dalam penggunaan bahan bakar pada penukar panas.

Hasil simulasi menunjukkan bahwa laju pembakaran bahan bakar merupakan parameter penting dalam sistem penukar panas. Pada laju pembakaran bahan bakar 0.77 kg/jam, suhu udara pengering yang dihasilkan adalah 56.2 °C. Sedangkan pada laju pembakaran bahan bakar 2.32 kg/jam, suhu udara pengering adalah sebesar 90.9 °C.

Laju aliran udara pengering dan luas permukaan penukar panas berpengaruh terhadap peningkatan efektifitas penukar panas. Setiap peningkatan laju aliran udara sebesar 0.2 m/detik, maka efektifitas penukar panas naik sebesar 0.02 hingga 0.03. Namun, penambahan laju ini akan menurunkan suhu udara pengering yang dihasilkan.

**Kata kunci :** suhu, penukar panas, model matematika, simulasi

### PENDAHULUAN

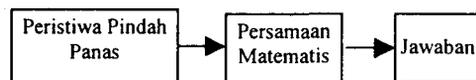
#### LATAR BELAKANG

Penukar panas (*heat exchanger*) sering digunakan untuk pengeringan terutama untuk mengatasi kendala asap yang dihasilkan dari pengeringan dengan cara pembakaran langsung. Disamping itu, penggunaan penukar panas dapat lebih mengefektifkan pengendalian suhu pengeringan dibandingkan dengan pengeringan langsung.

Penyusunan model/simulasi penukar panas merupakan bagian penting dalam desain suatu alat penukar panas. Simulasi berarti membuat sistem buatan dengan meniru performasi suatu sistem nyata (Stocker, 1971). Simulasi dibuat dengan

beberapa alasan, misalnya karena faktor biaya yang terlalu besar untuk meneliti sistem nyata, atau belum tersedianya sistem nyata karena masih dalam tahap perancangan.

Teknik simulasi memerlukan model matematik yang menggambarkan fenomena suatu sistem. Pendekatan matematis umumnya melalui dua tahapan pokok (Mickley *dalam* Setiawan dan Agus, 1997), sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 1, sebagai berikut:



Gambar 1. Langkah-langkah Pendekatan Matematik

<sup>1)</sup> Alumni Mahasiswa Jurusan Teknik Pertanian, IPB

<sup>2)</sup> Staf Pengajar Jurusan Teknik Pertanian, IPB

<sup>3)</sup> Staf Peneliti BPPT

Dengan tehnik simulasi, pendugaan pengaruh parameter-parameter penukar panas untuk kondisi tertentu dapat dilakukan dengan ekstensif. Sehingga akan memberikan keuntungan dipandang dari segi biaya dan waktu, dan hasilnya dapat digunakan sebagai dasar untuk merancang alat penukar panas dan menghindari operasi pengeringan yang tidak tepat, seperti kekurangan laju aliran udara, suhu yang tidak memadai, dan penggunaan bahan bakar yang tidak efisien.

**TUJUAN**

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengembangkan model matematik untuk melakukan simulasi dan menduga sebaran suhu pada penukar panas jenis pipa vertikal serta menduga suhu udara pengering yang dihasilkan oleh penukar panas

**TINJAUAN PUSTAKA**

**TEORI PINDAH PANAS**

Persamaan umum untuk proses pindah panas yang terjadi pada penukar panas tipe cangkang dan pipa secara sederhana dijelaskan berdasarkan hukum kekekalan energi. Dalam hal ini fluida panas adalah udara hasil pembakaran yang mengalir di dalam pipa. Sedangkan fluida dingin adalah udara pengering yang mengalir di luar pipa. Pada kondisi tunak, dengan mengabaikan kehilangan panas di sepanjang aliran yang dilaluinya, maka panas yang dipindahkan dari udara hasil pembakaran ( $Q_a$ ) sama dengan panas yang diterima oleh udara pengering ( $Q_p$ ).

$$Q_a = Q_p = \dot{m}_p \times C_p \times (T_{p,out} - T_{p,in}) \quad (1)$$

Perbedaan suhu  $T_{a,out}$  dan  $T_{a,in}$  pada aliran udara pengering dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$Q_a = \dot{m}_a \times C_{p_a} \times (T_{a,out} - T_{a,in}) \quad (2)$$

Untuk menentukan laju perpindahan panas yang tidak menyangkut suhu keluar yang manapun digunakan nilai efektifitas penukar panas. Keefektifan penukar panas adalah perbandingan laju perpindahan panas sebenarnya dalam penukar panas terhadap laju pertukaran panas yang mungkin (Kreith, 1986).

$$Efektifitas = \epsilon = \frac{\text{laju pindah panas sebenarnya}}{\text{laju pindah panas maksimum}}$$

Untuk penukar panas aliran berlawanan, nilai efektifitas dihitung dengan persamaan sebagai berikut (Holman, 1986):

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

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (5)$$

$$C_{min} = (\dot{m} \times C_p)_{min/max} \quad (6)$$

$$NTU = \frac{U_o \times A}{C_{min}} \quad (7)$$

Nilai  $U_o$  dapat diketahui dengan persamaan empiris yang diturunkan dari persamaan pendekatan koefisien individu perpindahan panas sisi cangkang dan pipa pada penukar panas berikut ini .

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_p} + R_k + \frac{A_b}{(h_o \times A_i)}} \quad (8)$$

Bila keefektifan penukar panas telah diketahui, maka kesetaraan laju pindah panas pada persamaan (3) dapat diekspresikan sebagai berikut (Kreith, 1986):

$$Q = \epsilon \times C_{min} \times (T_{a,in} - T_{p,in}) \quad (9)$$

**KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS**

Besarnya pindah panas karena konveksi alami ditentukan dari bilangan

Grashof. Bilangan ini merupakan ukuran kekuatan relatif gaya apung dan kekentalan dalam gerakan fluida (Sinaga, 1999). Untuk menentukan bilangan *Grashof* digunakan persamaan berikut ini (Welty, 1974):

$$Gr_L = \frac{g \times \beta \times \rho^2 \times L \times (\bar{T}_{\text{sum}} - \bar{T}_{\text{u}})}{\mu^2} \quad (10)$$

$$Nu_L = 0.021 \times [Gr_L \times Pr]^{1/5} \quad (11)$$

$$h_a = \frac{k}{L} \times Nu_L \quad (12)$$

Untuk aliran yang terjadi secara paksa, maka koefisien pindah panas dicari dengan menentukan bilangan *Reynold* (Welty, 1974):

$$Deq = \frac{4(S_L S_T - \pi D_{\text{out}}^2 / 4)}{\pi D_{\text{out}}} \quad (13)$$

$$Re = \frac{(D_{\text{eq}} \times v_p \times \rho_p)}{\mu_p} \quad (14)$$

$$Nu = \frac{K_p}{D_{\text{eq}}} \quad (15)$$

$$h_p = 1.1 \times Nu \times .36 \times Re^{.55} \times Pr^{.35} \quad (16)$$

## METODE PENELITIAN

### BAHAN DAN ALAT

Bahan utama yang digunakan dalam penelitian ini adalah bahan bakar minyak tanah sebagai sumber energi alat penukar panas. Peralatan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

- Penukar panas pipa vertikal
- Pompa elektrik, 220 V. 50 Hz. 12 W
- *Pressure burner*
- Seperangkat komputer
- Kipas dan motor penggerak

### PENGEMBANGAN MODEL MATEMATIK

#### Penentuan Laju Aliran Massa Udara

##### a. Massa Udara Panas

Laju aliran massa udara panas yang masuk ke pipa penukar panas dihitung berdasarkan mekanisme konveksi bebas, yaitu mekanisme efek cerobong sebagai berikut :

$$\dot{m}_a = v_a \times A_i \times \rho_{\text{ud}} \quad (17)$$

$$v_a = 4.48 \times \sqrt{\frac{L_{\text{pip}} (T_{\text{in}} - T_{\text{u}})}{T_{\text{u}} + 273}} \quad (18)$$

##### b. Massa Udara Pengering

Laju aliran massa udara pengering yang masuk tersebut dihitung dengan persamaan berikut :

$$\dot{m}_p = v \times A_{\text{Bl}} \times \rho_{\text{up}} \quad (19)$$

### Penentuan Sebaran Suhu Penukar Panas

#### a. Sebaran Suhu Udara Pada Pipa Penukar Panas

Persamaan kesetimbangan energi pada neraca panas udara yang masuk ke pipa penukar panas pada elemen volum adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_a \cdot Cp_a \cdot \frac{dT_a}{dz} = (\pi D + 4 \cdot P_{\text{fin}}) U_o (\bar{T}_p - T_a) \quad (19)$$

$$\frac{dT_a}{dz} = \frac{(\pi D + 4 \cdot P_{\text{fin}}) U_o (\bar{T}_p - T_a)}{\dot{m}_a \cdot Cp_a} \quad (20)$$

#### b. Sebaran Suhu Udara Pengering

Persamaan kesetimbangan energi pada neraca panas udara yang masuk ke ruang penukar panas pada elemen volum adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_p \cdot Cp_p \cdot \frac{dT_p}{dz} = (\pi D + 4 \cdot P_{\text{fin}}) U_o (T_a - T_p) \quad (21)$$

$$\frac{dT_p}{dz} = \frac{(\pi D + 4 \cdot P_{\text{fin}}) U_o (T_a - T_p)}{\dot{m}_p \cdot Cp_p} \quad (22)$$

### ASUMSI

Untuk menurunkan persamaan pendugaan sebaran suhu pada penukar panas antara dua fluida dengan arah aliran berlawanan, dibuat beberapa asumsi sebagai berikut :

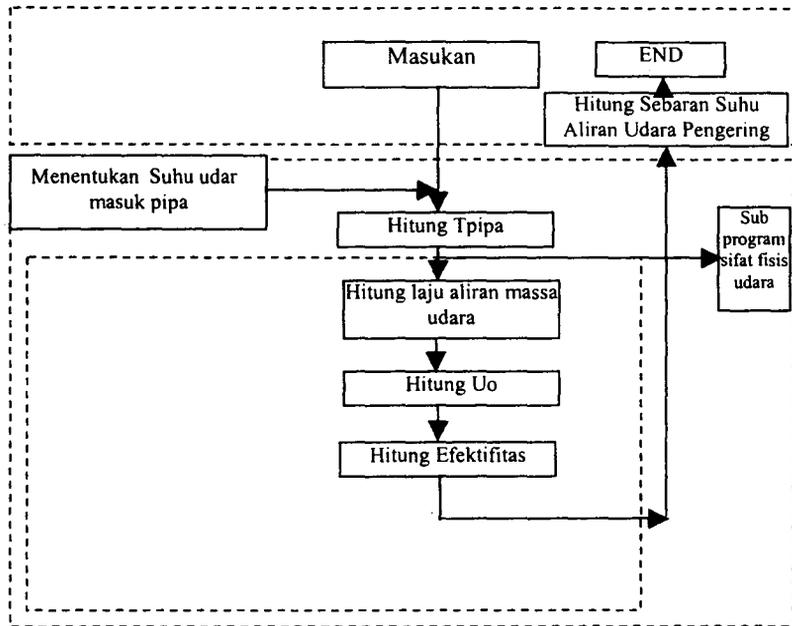
1. Koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $U_o$ ) tetap di sepanjang lintasan,
2. Suhu udara yang masuk ke seluruh pipa adalah sama,
3. Laju massa aliran fluida merata ke seluruh pipa,
4. Panas jenis tetap,
5. Kehilangan panas ke sekelilingnya diabaikan.

**METODA PERHITUNGAN**

Penentuan sebaran suhu digunakan Bahasa program QBASIC. Program terdiri dari 1) program utama, berfungsi untuk memasukkan data, memanggil subprogram, menghitung sebaran suhu dan menampilkan hasil perhitungan, 2)

subprogram primer, berfungsi untuk menghitung koefisien pindah panas keseluruhan ( $U_o$ ). 3) Subprogram udara, berfungsi untuk menentukan sifat fisis dan termis udara. Di dalam program utama, perhitungan sebaran suhu dalam pipa dan udara pengering dilakukan dengan metode **Runge-Kutta**.

Data masukkan (input) yang diperlukan dalam perhitungan adalah suhu udara pengering (dari udara lingkungan), jumlah tungku (laju pembakaran minyak tanah), dan ukuran (geometri) penukar panas. Langkah penyelesaian secara skematik diagram alir proses perhitungan diilustrasikan pada Gambar 2.



Gambar 2. Skema langkah-langkah perhitungan pendugaan suhu penukar panas

**VERIFIKASI MODEL**

Verifikasi dilakukan dengan uji  $t$  (*t student*), dengan bantuan program komputer **SPSS (Release 10.0.1)**. Hipotesis pada pengujian ketepatan sebaran suhu diatas adalah sebagai berikut:

1.  $H_0$  : Kedua rata-rata populasi adalah identik (suhu data pengukuran dan hasil perhitungan adalah sama/tidak berbeda nyata).
2.  $H_1$  : Kedua rata-rata populasi adalah tidak identik (suhu data pengukuran dan hasil perhitungan adalah tidak sama/berbeda secara nyata).

Dasar pengambilan keputusan adalah sebagai berikut :

1. Jika angka  $t_{hitung} > t_{tabel}$  , maka  $H_0$  ditolak.
2. Jika  $t_{hitung} < t_{tabel}$ , maka  $H_0$  diterima.

Tabel 1. Suhu udara masuk ke pipa

Jumlah tungku	Suhu udara masuk (°C)
1	437.2
2	592.5
3	617.8

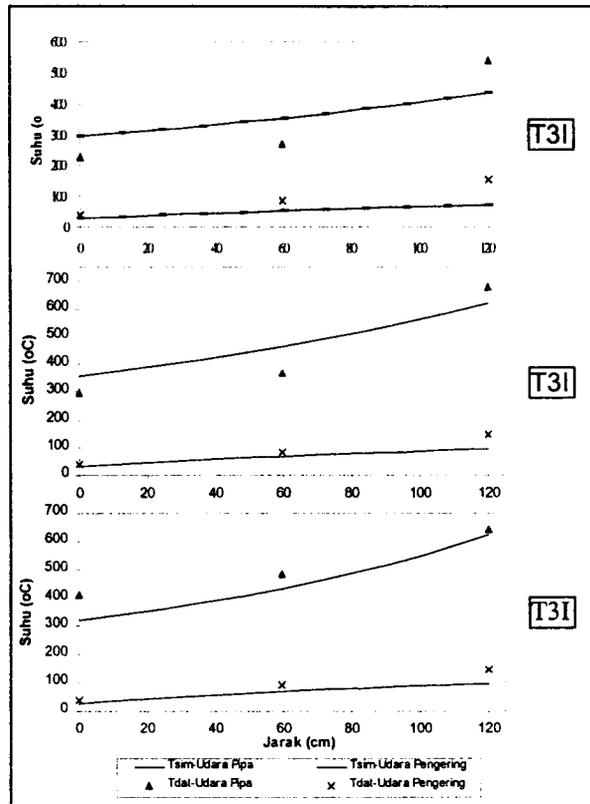
## HASIL DAN PEMBAHASAN

### Sebaran Suhu Hasil Pendugaan

Pada alat penukar panas ini, penentuan suhu udara masuk ke pipa berdasarkan nilai suhu rata-rata dari masing-masing perlakuan tungku. Nilai suhu udara yang masuk ke pipa sebagaimana pada Tabel 1 berikut ini:

Selain itu, nilai masukan yang digunakan yaitu laju aliran massanya udara, suhu udara pengering masuk dan laju aliran massanya, nilai  $U_0$  hasil perhitungan.

Grafik sebaran suhu udara dalam pipa dan suhu udara pengering hasil simulasi disajikan pada Gambar 3.



Gambar 3. Perbandingan penyebaran suhu hasil simulasi dengan data pengukuran pada kondisi 3 tungku

## VERIFIKASI MODEL PENDUGAAN SEBARAN SUHU

Berdasarkan pengujian dengan metoda uji t, diperoleh nilai  $t_{hitung}$  pada kasus satu tungku adalah sebesar 5.56 untuk suhu udara dalam pipa dan 2.37 untuk suhu udara pengering, sedangkan pada  $t_{tabel}$  diperoleh nilai  $+3.35$ . Karena nilai  $t_{hitung} > t_{tabel}$  untuk suhu udara dalam pipa, maka keputusan untuk dari hipotesis  $H_0$  ditolak, yang berarti bahwa simulasi suhu udara dalam pipa

menghasilkan nilai yang berbeda nyata dengan data pengukuran. Sedangkan untuk udara pengering, hipotesis  $H_0$  diterima, atau sebaran suhu udara pengering hasil simulasi menghasilkan nilai yang relatif sama dengan data pengukuran. Hal ini dapat dilihat pada Tabel 2. Data suhu udara masuk dari masing-masing aliran udara disajikan pada Tabel 3.

Tabel 2. Uji t sebaran suhu dengan  $\alpha$  (tingkat signifikansi 0.01) dan df (derajat kebebasan 8)

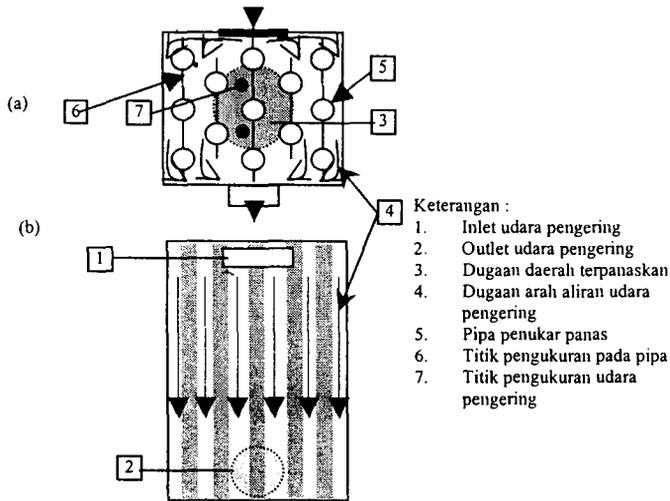
Perlakuan	t hitung	t tabel	Hipotesis
Suhu udara pipa			
1	5.56	3.35	Ditolak
2	0.90		Diterima
3	0.49		Diterima
Suhu udara pengering			
1	2.37	3.35	Diterima
2	2.76		Diterima
3	3.05		Diterima

Tabel 3. Perbandingan hasil simulasi dengan hasil pengukuran suhu udara yang keluar dari penukar panas pada 1 tungku

Perlakuan		Keterangan	Suhu udara keluar ( $^{\circ}\text{C}$ )	
I	Debit ud. up		Pengukuran	Simulasi
1	0.046 $\text{m}^3/\text{dt}$	Udara pada pipa	216.2	105.2
		Udara Pengering	47.6	56.2
2	0.046 $\text{m}^3/\text{dt}$	Udara pada pipa	202.2	101.8
		Udara Pengering	50.7	51.2
3	0.041 $\text{m}^3/\text{dt}$	Udara pada pipa	193.6	108.9
		Udara Pengering	50.0	53.7

Perbedaan sebaran suhu udara dalam pipa hasil simulasi dengan pengukuran, disebabkan dalam simulasi suhu udara yang masuk ke seluruh pipa diasumsikan sama. Sedangkan dalam pengukuran di

lapangan, suhu udara yang masuk ke pipa diduga hanya pada bagian tengah penukar panas yaitu pada titik 6. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 4 di bawah ini.



Gambar 4. (a) Skema pendugaan daerah pipa yang terpanaskan oleh tungku, (b) dan model aliran udara pengering dalam ruang penukar panas.

Pada Gambar 4 diperlihatkan skema pendugaan daerah pipa yang terpanaskan oleh pembakaran dengan satu tungku dan model aliran udara pengering dalam penukar panas. Dengan pembakaran satu tungku, suhu udara yang paling tinggi adalah yang paling dekat di atas tungku, yaitu daerah yang diarsir (3).

Sementara itu, udara pengering yang masuk melalui *inlet* penukar panas akan mengisi seluruh ruangan dan bergerak ke bawah. Pada kondisi ruangan penukar panas dengan sirip pada pipa yang saling bersentuhan dan membentuk sekat, maka udara pengering di sepanjang alirannya tidak bercampur secara merata. Ketika udara pengering keluar melalui *outlet* penukar panas, udara tersebut akan bercampur. Sehingga suhu udara pengering yang keluar adalah suhu rata-rata dari pencampuran udara pada masing-masing sekat.

#### Perlakuan Dua Tungku

Pada kasus dua tungku, berdasarkan pengujian dengan metoda uji  $t$ , diperoleh nilai  $t_{hitung}$  sebesar 0.90 untuk suhu udara dalam pipa dan 2.76 untuk suhu udara pengering. Karena nilai  $t_{hitung} < t_{tabel}$ , maka keputusan dari hipotesis  $H_0$  diterima, yang berarti bahwa simulasi suhu udara dalam pipa dan udara pengering menghasilkan nilai yang relatif sama dengan data pengukuran. Nilai uji  $t$  dapat dilihat pada Tabel 2 di atas.

Data suhu udara masuk dan suhu udara keluar dari masing-masing aliran udara disajikan pada Tabel 4.

Dengan penggunaan dua tungku, maka luas daerah pipa yang terpanaskan oleh tungku akan meningkat. Penambahan luas ini akan memberikan kesempatan yang lebih besar dari masing-masing pipa untuk dilewati aliran massa udara hasil pembakaran.

Tabel 4. Data Perbandingan hasil simulasi dengan hasil pengukuran suhu udara yang keluar dari penukar panas pada 2 tungku

Perlakuan		Keterangan	Suhu udara keluar (°C)	
I	Debit ud. up		Pengukuran	Simulasi
1	0.046 m <sup>3</sup> /dt	Udara pada pipa	229.8	315.7
		Udara Pengereng	74.8	85.8
2	0.040 m <sup>3</sup> /dt	Udara pada pipa	240.7	267.5
		Udara Pengereng	67.9	78.3
3	0.042 m <sup>3</sup> /dt	Udara pada pipa	316.6	271.8
		Udara Pengereng	74.6	77.4

### Perlakuan Tiga Tungku

Pada kasus tiga tungku, berdasarkan pengujian dengan metoda uji t, diperoleh nilai  $t_{hitung}$  sebesar 0.49 untuk suhu udara dalam pipa dan 3.07 untuk suhu udara pengereng. Karena nilai  $t_{hitung} < t_{tabel}$  untuk keduanya, maka keputusan dari hipotesis  $H_0$  diterima.

Hal ini berarti bahwa sebaran suhu udara dalam pipa dan udara pengereng hasil simulasi menghasilkan nilai yang relatif sama dengan data pengukuran. Data suhu udara masuk dan suhu udara keluar dari masing-masing aliran udara disajikan pada Tabel 5.

Tabel 5. Perbandingan hasil simulasi dengan hasil pengukuran suhu udara yang keluar dari penukar panas pada 3 tungku

Perlakuan		Keterangan	Suhu udara keluar	
I	Debit ud. up		Pengukuran	Simulasi
1	0.043 m <sup>3</sup> /dt	Udara Pembakaran (°C)	227.1	352.6
		Udara Pengereng (°C)	66.3	90.9
2	0.040 m <sup>3</sup> /dt	Udara Pembakaran (°C)	229.8	358.4
		Udara Pengereng (°C)	87.8	94.0
3	0.038 m <sup>3</sup> /dt	Udara Pembakaran (°C)	441.4	320.4
		Udara Pengereng (°C)	90.7	96.4

### SIMULASI PENUKAR PANAS

Skenario yang digunakan untuk melakukan simulasi adalah sebagai berikut:

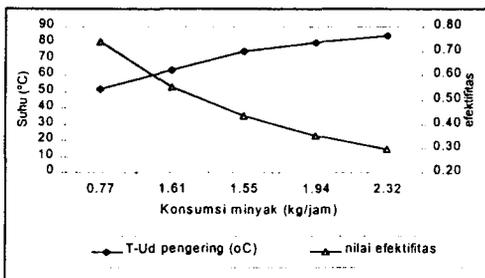
- Skenario I: Data masukan yang diubah-ubah adalah jumlah tungku/laju pembakaran minyak tanah. Sedangkan dimensi alat berdasarkan pengukuran di lapangan. Debit aliran udara pengereng adalah tetap sebesar 0.046 m<sup>3</sup>/detik
- Skenario II: Data masukan yang diubah-ubah adalah debit aliran udara pengereng. Dimensi penukar panas berdasarkan pengukuran di lapangan. Jumlah tungku yang digunakan sebanyak 2 buah, setara dengan laju pembakaran minyak tanah 1.55 kg/jam.
- Skenario III : Data masukan yang diubah-ubah adalah panjang pipa penukar panas. Jumlah tungku yang digunakan sebanyak 2 buah, debit aliran udara pengereng sebesar 0.046 m<sup>3</sup>/detik.

- Skenario IV : Data masukan yang diubah-ubah adalah jumlah pipa penukar panas. Data masukan lainnya sebagaimana pada skenario III.

### 1. Pengaruh Laju Pembakaran Minyak Tanah

Pada laju pembakaran minyak 0.77 kg/jam (1 tungku), suhu udara yang masuk ke pipa adalah 437.2 °C, dan suhu udara pengering yang dihasilkan adalah 51.6 °C. Sedangkan dengan menggunakan laju pembakaran minyak 2.32 kg/jam, maka diperoleh suhu udara pengering sebesar 84.6 °C. Hal ini dapat dilihat pada Lampiran 1.

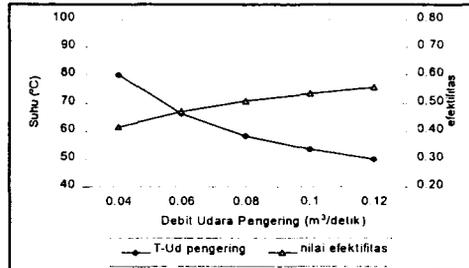
Pada Gambar 5 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan suhu udara yang masuk ke pipa tanpa adanya perubahan kondisi sistem, efektifitas dari penukar panas akan menurun. Pada kondisi laju pembakaran minyak 0.77 kg/jam, efektifitas penukar panas adalah 0.74, sedangkan dengan laju pembakaran 2.32 kg/jam, efektifitas yang dicapai penukar panas adalah sebesar 0.30. Hal ini karena dalam mekanisme konveksi bebas, pengaruh peningkatan suhu terhadap nilai  $U_o$  akan relatif kecil (Welty, 1974). Sementara itu udara panas yang masuk ke pipa memiliki kapasitas panas minimum, sehingga dengan memperbesar nilai kapasitas panas minimum ini akan memperkecil nilai NTU penukar panas.



Gambar 5. Perubahan Suhu dan Efektifitas terhadap pembakaran minyak

### 2. Pengaruh Debit Aliran Udara Pengering

Pada Gambar 6 diperlihatkan pengaruh laju aliran udara pengering terhadap peningkatan efektifitas penukar panas dalam proses pindah panas. Dengan menggunakan laju pembakaran minyak tanah yang tetap, setiap peningkatan debit udara sebesar 0.2 m<sup>3</sup>/detik, maka efektifitas penukar panas naik sebesar 0.02 hingga 0.03. Namun demikian, penambahan laju aliran udara pengering akan menurunkan suhu udara pengering yang dihasilkan. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 6. Pada pembakaran minyak tanah sebesar 1.55 kg/jam, laju aliran udara pengering 0.04 m<sup>3</sup>/detik, suhu udara pengering yang dihasilkan adalah 80.1 °C. Sedangkan jika laju udara pengering dinaikkan menjadi 0.06 m<sup>3</sup>/detik, suhu udara pengering yang dihasilkan adalah sebesar 49.8 °C.



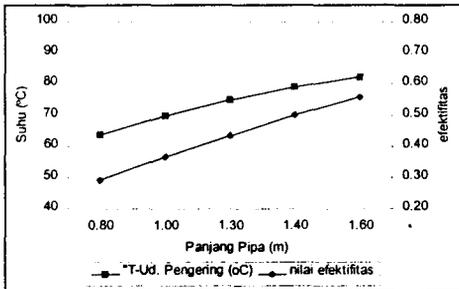
Gambar 6. Pengaruh debit udara pengering terhadap perubahan suhu dan nilai efektifitas

### 3. Pengaruh Luas Permukaan Penukar Panas

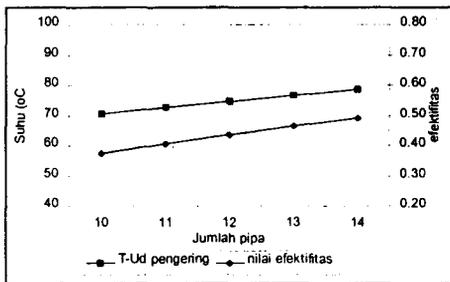
Pengaruh luas permukaan penukar panas dapat dilihat pada Gambar 7 dan 8. Pada laju pembakaran dan laju aliran udara pengering yang tetap, keefektifan penukar panas akan bertambah jika dilakukan penambahan luas permukaan penukar panas yaitu dengan penambahan jumlah pipa atau

panjang pipa. Hal ini disebabkan penambahan luas permukaan tersebut, akan memberikan kesempatan yang lebih besar pada panas udara dalam pipa untuk melepaskan panas ke udara pengering.

Penambahan luas permukaan pindah panas ini juga berpengaruh positif pada suhu udara pengering yang dihasilkan. Namun demikian, penambahan luas yang berlebih tidak akan meningkatkan suhu udara pengering. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 7. Dengan menambah panjang dari 1.4 m menjadi 1.6 m, gradien pada grafik suhu udara pengering cenderung menurun dibandingkan pada penambahan panjang dari 1.3 m menjadi 1.4 m. Hal ini disebabkan, penambahan luas yang berlebihan tidak akan meningkatkan nilai efektifitas penukar panas, tetapi justru menyebabkan tekanan gesek yang tidak perlu (Kreith, 1986).



Gambar 7. Pengaruh panjang pipa terhadap perubahan suhu udara pengering dan efektifitas



Gambar 8. Pengaruh jumlah pipa terhadap perubahan suhu udara pengering dan efektifitas

## KESIMPULAN

1. Verifikasi model pendugaan suhu pada penukar panas yang dibangun dilakukan dengan uji t, pada tingkat signifikansi 0.01, dan diperoleh bahwa lima dari enam perlakuan yang diuji dapat diterima
2. Efektifitas penukar panas berkisar diantara 0.29 hingga 0.74, tergantung pada kondisi operasi yang diterapkan.
3. Simulasi pengaruh kondisi operasi terhadap efektifitas penukar panas menunjukkan bahwa laju pembakaran minyak tanah berpengaruh negatif, sedangkan laju aliran massa udara pengering berpengaruh positif. Dari hasil ini diduga bahwa efektifitas masih dapat ditingkatkan dengan memperbesar laju aliran massa udara pengering
4. Simulasi pengaruh luas permukaan pindah panas terhadap nilai efektifitas menunjukkan bahwa dengan memperbesar luas permukaan pindah panas, nilai efektifitas juga akan meningkat. Namun, luas permukaan yang berlebihan tidak akan meningkatkan efektifitas secara berarti.

## DAFTAR PUSTAKA

- Holman, J. P, 1986. Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company. Singapore
- Kreith, Frank. 1986. Prinsip-prinsip Perpindahan Panas (edisi ketiga). Penerbit Erlangga. Jakarta
- Setiawan W.B dan Agus Prasetya. 1997. Pemodelan Matematis dan Penyelesaian Numeris dalam Teknik Kimia. Andi Yogyakarta. Yogyakarta.

Stocker, W.F. 1971. Design of Thermal System. Mc Graw – Hill. Kogakusha, Ltd. Tokyo.

Welty, I.R. 1974. Engineering Heat Transfer. Departement of Mechanical Engineering. Oregon State University, Corvallis.

### DAFTAR SIMBOL

#### Simbol-simbol hurup

- $A_m$  : Luas permukaan dalam pipa ( $m^2$ )
- $A_{out}$  : Luas permukaan luar pipa ( $m^2$ )
- $C_{max}$  : Laju kapasitas panas maksimum ( $kW/K$ )
- $C_{min}$  : Laju kapasitas panas minimum ( $kW/K$ )
- $C_p$  : Panas jenis udara dalam pipa ( $kJ/kg.K$ )
- $D_{eq}$  : Diameter ekivalen (m)
- $D_{out}$  : Diameter luar pipa (m)
- $g$  : Percepatan gravitasi ( $m^2/detik$ )
- $h_a$  : Koefisien konveksi di sisi sebelah dalam pipa ( $kW/m^2 K$ )
- $h_p$  : Koefisien konveksi di sisi luar pipa ( $kW/m^2 K$ )
- $K$  : Koefisien perpindahan massa ( $kW/m K$ )
- $k$  : Konduktivitas panas bahan ( $kW/m K$ )
- $L$  : Panjang pipa (m)
- $m$  : Laju aliran massa udara ( $kg/detik$ )
- $P_{fin}$  : Panjang sirip (m)
- $q$  : Laju energi panas ( $KJ/jam$ )

- $Q$  : Jumlah panas ( $kJ$ )
- $R_k$  : Tahanan termal bahan penukar panas ( $m^2 K/kW$ )
- $SL, ST$  : Jarak sumbu ke-sumbu arah membujur dan melintang (m)
- $T_{ain}$  : Suhu udara pembakaran masuk (K)
- $T_{aout}$  : Suhu udara pembakaran keluar pipa (K)
- $T_{pin}$  : Suhu udara pengering masuk (K)
- $T_{pout}$  : Suhu udara pengering keluar (K)
- $U_o$  : Koefisien pindah panas keseluruhan ( $kW/m^2 K$ )
- $v$  : Kecepatan aliran udara ( $m/detik$ )
- Besaran tanpa dimensi
- $Gr$  : Bilangan Grashof
- $Nu_L$  : Bilangan Nuselt
- $Pr$  : Bilangan Prandtl
- $Re$  : Bilangan Reynold
- $NTU$  : Number of heat transfer unit

#### Hurup Yunani

- $\rho$  : Massa jenis ( $kg/m^3$ )
- $\epsilon$  : Keefektifan penukar panas (-)
- $\beta$  : koefisien suhu untuk pemuaian volume ( $1/K$ )
- $\mu$  : viskositas mutlak ( $kg/m detik$ )

#### Subskrip

- $a$  : udara pembakaran
- $p$  : udara pengering