

# ANALISIS PENGARUH KECEPATAN FLUIDA PANAS ALIRAN SEARAH TERHADAP KARAKTERISTIK HEAT EXCHANGER SHELL AND TUBE

Nicolas Titahelu\*

## ABSTRACT

Effect of hot fluid flow velocity direction have been investigated to determine the characteristics of shell and tube heat exchanger. Experimental study examined by varying hot fluid velocity ( $V$ ) = 0.011 to 0.037 m / s on the hot fluid inlet temperature ( $T_{hi}$ ) = 363K. The experimental results demonstrated by the increasing speed of the flow direction of hot fluid on the hot fluid inlet temperature is constant, then the characteristics of the heat exchanger; Reynolds number ( $Re$ ), Nusselt number ( $Nu$ ), convection coefficient ( $h$ ), overall heat transfer coefficient ( $U$ ), heat transfer rate ( $q$ ) and effectiveness ( $\epsilon$ ) increase with the gradient increased significantly. This condition occurs at a speed ( $V$ ) < 0.037 m/s and the characteristics of optimal heat exchanger at a speed ( $V$ ) = 0.037 m/s and minimum speed ( $V$ ) = 0.011. The increasing velocity ( $V$ ) direction flow of hot fluid on the hot fluid inlet temperature constant, the heat transfer characteristics of the accelerated ie,  $Re, h$  increased 25.1%,  $Nu, h$  increased by 35.64%, increased by 35.79%  $h_i, Re, c$  increased by 28, 32%,  $Nu, c$  36.90%,  $h_o$  increased by 36.75%,  $U$  increased 35.81,  $q$  increased by 25.09% and increasing fluid velocity ( $V$ ) < .030 m/s heat exchanger effectiveness ( $\epsilon$ ) 20:41% while increasing the fluid velocity ( $V$ ) > 0.030 m/s no significant impact on effectiveness.

**Keywords:** Heat fluid velocity, heat exchanger shell and tube, Reynolds number, Nusselt number, effectiveness

## I. PENDAHULUAN

Heat Exchangers berfungsi untuk memindahkan panas antara dua fluida atau lebih yang memiliki perbedaan temperatur (Hodge dan Taylor, 1999). Menurut Kakac S (1998) heat exchanger banyak digunakan dalam bidang rekayasa industri, diantaranya; radiator pada mobil, *oil cooler* pada mesin pesawat terbang, kondensor pada sistem pendinginan, *feed water heater* pada boiler dan lain-lain. Salah satu tipe heat exchanger yang lazim digunakan yakni tipe Shell and Tube.

Menurut Smith E. M (1996) klasifikasi aransemen aliran fluida dari tipe shell and tube terdiri dari aliran searah (parallel flow), aliran berlawanan (counter flow) dan aliran menyilang (cross flow). Heat exchanger shell and tube aliran searah (parallel flow) dimana fluida panas dan fluida dingin mengalir dalam arah yang sama, baik pada sisi masuk maupun pada sisi keluar. Menurut Cengel (1997), hampir semua heat exchanger, perpindahan panas didominasi oleh konveksi dan konduksi dari fluida panas ke fluida dingin, dimana keduanya dipisahkan oleh dinding. Perpindahan panas secara konveksi sangat dipengaruhi oleh bentuk geometri heat exchanger dan ketiga bilangan tidak berdimensi yaitu bilangan *Reynold* ( $Re$ ), bilangan *Nusselt* ( $Nu$ ) dan bilangan *Prandtl* ( $Pr$ ) fluida. Ketiga bilangan tak berdimensi ini tergantung dari kecepatan aliran dan properties fluida.

Menurut Smith, E. M (1997) besar perpindahan konveksi yang terjadi untuk suatu heat exchanger

aliran searah tipe shell and tube akan berbeda dengan heat exchanger aliran berlawanan tipe shell and tube untuk beda temperatur yang sama. Sedangkan besar ketiga bilangan tidak berdimensi tersebut bergantung pada kecepatan aliran serta sifat fluida yang meliputi massa jenis, viskositas absolut, panas jenis dan konduktivitas panas.

Besar kecil kecepatan aliran menentukan jenis aliran yaitu aliran laminar atau aliran turbulen. Aliran turbulen yang terjadi dalam aliran akibat meningkatnya kecepatan aliran akan mempengaruhi bilangan *Reynold* ( $Re$ ) dan bilangan *Nusselt* ( $Nu$ ) yang kemudian mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi (Naylor, D dan Oosthuizen, P. H., 1999). Namun, semakin tinggi kecepatan aliran berarti waktu kontak kedua fluida semakin singkat. Berdasarkan kondisi ini, disusun hipotesa bahwa kenaikan kecepatan aliran akan meningkatkan karakteristik perpindahan panas heat exchanger.

Penelitian ini akan didesain sebuah heat exchanger aliran searah (*parallel flow*) tanpa baffle dengan fluida panasnya oli yang mengalir pada sisi tube, sedangkan fluida dinginnya air tawar yang mengalir pada sisi shell. Dengan jumlah tube 8 buah atau 4 laluan yang terbuat dari tembaga dan shell terbuat dari besi. Jika memvariasikan kecepatan fluida pada temperatur masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) konstan mengindikasikan karakteristik perpindahan panas heat exchanger tipe shell and tube akan meningkat pula. Kecepatan fluida ( $V$ ) divariasikan dari 0.011 m/s hingga 0.037 m/s pada

\*Nicolas Titahelu, Dosen Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Unpatti

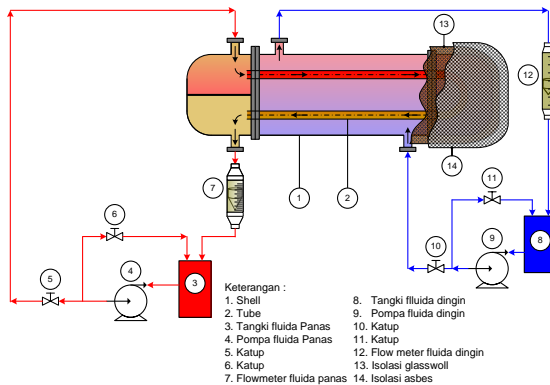
temperatur masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) = 363 K konstan bertujuan untuk mengetahui berapa besar perubahan karakteristik heat exchanger shell and tube.

## II. METODOLOGI PENELITIAN

### 2.1. Variabel Penelitian

Adapun variabel penelitian dibedakan atas variabel bebas yakni kecepatan fluida ( $V$ ) dan variabel terikat yakni karakteristik heat exchangers yakni:  $Re$ ,  $Nu$ ,  $h$ ,  $U$ ,  $q$  dan  $\epsilon$ .

### 2.2. Instalasi Penelitian



Gambar 1. Instalasi penelitian

### 2.3. Prosedur Penelitian

Adapun prosedur penelitian dari pelat datar sebagai berikut:

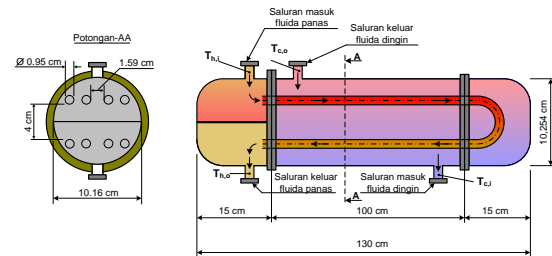
1. Mempersiapkan semua perlengkapan dan peralatan yang diperlukan.
2. Memasang instalasi penelitian dan mengisolasi shell dengan isolator glasswool dan asbes seperti pada gambar 1.
3. Memasukkan fluida panas (oli) dan fluida dingin (air tawar) kedalam masing-masing tangki.
4. Menjalankan pompa untuk mengalirkan fluida panas dan fluida dingin untuk mengecek kebocoran.
5. Memanaskan fluida panas dengan menggunakan heater di dalam tangki.
6. Mengatur laju aliran massa fluida panas dan dingin dengan cara mengatur bukaan katup dan dibaca pada flowmeter untuk mendapatkan kecepatan 0.011 m/s dengan temperatur masuk fluida panas 363 K konstan. Selanjutnya menunggu kondisi operasi stedi state, maka mengukur temperatur masuk dan keluar fluida panas maupun fluida dingin serta temperatur ruang dengan thermometer. Pengambilan data temperatur ini diulang

sebanyak lima kali untuk mendapatkan data yang valid.

7. Menghentikan pompa dan mendinginkan instalasi penelitian.
8. Mengulangi langkah ke-6, untuk mendapat kecepatan 0,017 m/s, 0,024, 0,030 m/s, dan 0,037 m/s dengan mempertahankan temperatur masuk fluida panas untuk 363 K konstan.

### 2.4. Teknik Pengambilan Data

Pengukuran temperatur pada model uji dilakukan dengan menggunakan thermocouple dan dibaca dengan menggunakan display thermometer. Pembacaan temperatur dilakukan saat kondisi dari model uji dalam keadaan steady. Penempatan alat ukur pada model uji diperlihatkan dalam gambar 2 di bawah ini



Gambar 2. Lokasi pengukuran

Keterangan :  $T_{hi}$  = temperatur masuk fluida panas,  $T_{ho}$  = temperatur keluar fluida panas,  $T_{ci}$  = temperatur masuk fluida dingin,  $T_{co}$  = temperatur keluar fluida dingin.

### 2.5. Teknik Analisa Data

Data hasil pengukuran akan dianalisa dengan menggunakan regresi berganda untuk mendapat karakteristik perpindahan panas konveksi paksa pelat datar yakni; bilangan Reynolds ( $Re$ ), bilangan Nusselt ( $Nu$ ), bilangan Prandtl ( $Pr$ ), koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ), koefisien perpindahan panas me nyeluruh ( $U$ ), laju perpindahan panas konveksi ( $q_{konv}$ ) dan efektifitas ( $\epsilon$ ). Kemudian menyimpulkan hasil penelitian.

## III. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1. Data Hasil Penelitian

Pengujian dilakukan secara konveksi paksa dengan memvariasikan kecepatan udara ( $V$ ) yakni 0.011 m/s hingga 0.037 m/s pada temperature masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) = 363 K dan temperatur ruang ( $T_{ro}$ ) = 28 °C konstan. Pengambilan data dilakukan setelah sistem dalam kondisi steady state, tekanan 1 atm dan laju aliran massa tidak mengalami fluktuasi cukup berarti atau konstan, diperoleh data seperti diperlihatkan dalam tabel 1, sebagai berikut :

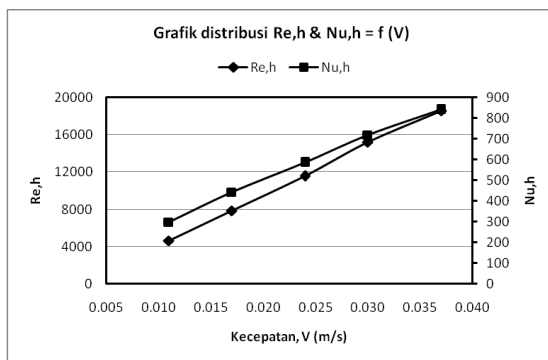
Tabel 1. Data hasil eksperimen

Skala: oli = 225; air tawar = 0,85				
V (m/s)	T <sub>hi</sub> (K)	T <sub>ho</sub> (K)	T <sub>ci</sub> (K)	T <sub>co</sub> (K)
0,011	363	308,8	301	304,2
0,017		313,7		305,7
0,024		318,6		306,3
0,030		320,7		306,9
0,037		321,2		307,7

### 3.2. Analisa Grafik

#### 3.2.1. Analisa fluida panas

Gambar 3 memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida (V) pada temperatur masuk fluida panas (T<sub>hi</sub>) konstan, maka harga bilangan Reynold (Re,h) akan semakin meningkat. Peningkatan bilangan Reynold (Re,h) akan mencapai optimal pada kecepatan fluida (V) = 0.037 m/s dan minimum pada kecepatan fluida (V) = 0.011 m/s. Untuk kecepatan fluida (V) < 0.030 m/s terjadi peningkatan bilangan Reynold (Re) tidak signifikan dengan kenaikan curam dan untuk kecepatan fluida (V) > 0.030 m/s terjadi pula kenaikan bilangan Reynold (Re) cukup signifikan dengan gradien kenaikan landai.



Gambar 3. Distribusi bilangan Reynold (Re,h) dan bilangan Nusselt (Nu,h)

Fenomena ini memperlihatkan bilangan Reynold (Re,h) merupakan rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskous yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Semakin besar kecepatan udara (V), maka semakin besar pula bilangan Reynold (Re) dan juga sebaliknya bahwa semakin kecil kecepatan udara (V), maka semakin kecil pula bilangan Reynold. Kecepatan udara (V) yang besar akan menyebabkan menyebabkan laju aliran massa fluida panas, hal ini sesuai pula dengan persamaan bilangan Reynold yang merupakan

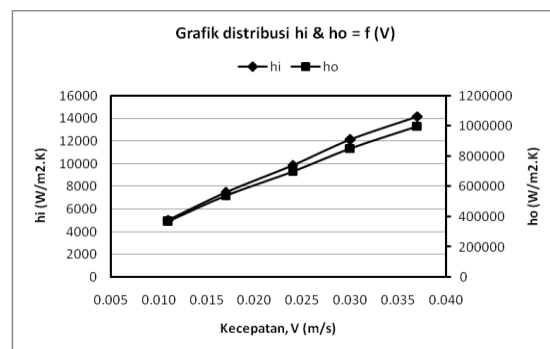
perbandingan lurus dengan laju aliran massa fluida panas sebagai berikut :

$$Re, h = \frac{4\dot{m}_h}{\pi \cdot d_i \cdot \mu_h}$$

Gambar 3 juga memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida (V) pada temperatur masuk fluida panas (T<sub>hi</sub>) konstan, maka bilangan Nusselt akan meningkat signifikan dengan kenaikan curam, kondisi ini terjadi pada kecepatan fluida (V) < 0.030 m/s dan pada kecepatan fluida (V) > 0.030 m/s terjadi pula kenaikan bilangan Nusselt (Nu,h) tidak signifikan dengan gradien kenaikan curam. Bilangan Nusselt optimal pada kecepatan fluida (V) = 0.037 m/s dan minimum pada kecepatan fluida (V) = 0.011 m/s.

Fenomena ini terjadi karena semakin meningkatnya kecepatan fluida panas rata-rata menyebabkan bilangan Reynold meningkat, mengakibatkan bilangan Nusselt (Nu,h) semakin meningkat pula. Bilangan Nusselt merupakan salah satu parameter yang sangat penting untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas konveksi. Dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, bahwa bilangan Nusselt (Nu,h) adalah rasio antara konduksi dan konveksi. Semakin meningkatnya bilangan Nusselt (Nu,h) sebagai akibat bertambahnya kecepatan fluida (V). Karena bilangan Nusselt berbanding lurus dengan bilangan Reynold dan bilangan Pr, yang juga sesuai dengan persamaan :

$$Nu, h = 0.023 \cdot Re, h^{4/5} \cdot Pr^{0.4}$$



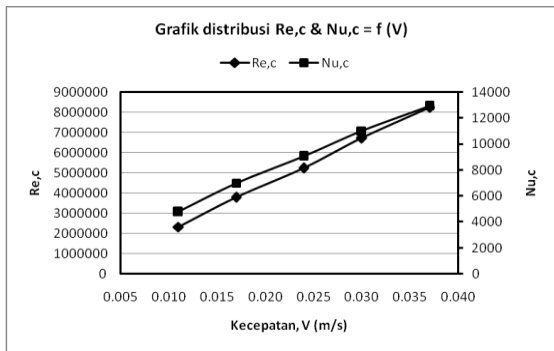
Gambar 4. Distribusi koefisien konveksi (hi & ho)

Gambar 4 memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida (V) pada temperatur masuk fluida panas (T<sub>hi</sub>) konstan, maka koefisien perpindahan panas konveksi (hi) semakin meningkat cukup signifikan dengan gradient kenaikan curam, kondisi ini terjadi pada kecepatan fluida (V) < 0.030 m/s dan pada kecepatan udara (V) > 0.030 m/s terjadi pula kenaikan koefisien perpindahan panas konveksi (hi) tidak signifikan dengan gradient kenaikan curam. Fenomena ini terjadi karena bertambahnya kecepatan fluida (V), maka

temperatur fluida panas rata-rata menjadi meningkat sehingga mengakibatkan harga bilangan Reynolds ( $Re,h$ ) meningkat pula. Dengan meningkatnya harga bilangan Reynolds ( $Re,h$ ) ini mengakibatkan bilangan Nusselt ( $Nu,h$ ) menjadi semakin meningkat sehingga koefisien konveksi juga meningkat. Hal ini sesuai pula dengan persamaan konveksi dimana koefisien konveksi berbanding lurus dengan bilangan Nusselt, sebagai berikut:

$$h_i = \frac{Nu, h \cdot K}{d_i}$$

3.2.2. Analisa fluida dingin



Gambar 5. Distribusi bilangan Reynold ( $Re,c$ ) dan bilangan Nusselt ( $Nu,c$ )

Gambar 5 memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida ( $V$ ) pada temperatur masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) konstan, maka harga bilangan Reynold ( $Re,c$ ) akan semakin meningkat. Peningkatan bilangan Reynold ( $Re,c$ ) akan mencapai optimal pada kecepatan fluida ( $V$ ) = 0.037 m/s dan minimum pada kecepatan fluida ( $V$ ) = 0.011 m/s. Untuk kecepatan fluida ( $V$ ) < 0.017 m/s terjadi peningkatan bilangan Reynold ( $Re,c$ ) tidak signifikan dengan kenaikan landai dan untuk kecepatan fluida ( $V$ ) > 0.017 m/s terjadi pula kenaikan bilangan Reynold ( $Re,c$ ) cukup signifikan dengan gradien kenaikan curam.

Fenomena ini memperlihatkan bilangan Reynold ( $Re,c$ ) merupakan rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskous yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Semakin besar kecepatan udara ( $V$ ), maka semakin besar pula bilangan Reynold ( $Re,c$ ) dan juga sebaliknya.. Kecepatan udara ( $V$ ) yang besar akan menyebabkan menyebabkan laju aliran massa fluida panas, hal ini sesuai pula dengan persamaan bilangan Reynold yang merupakan perbandingan lurus dengan laju aliran massa fluida panas sebagai berikut :

$$Re, c = \frac{4\dot{m}_c}{\pi \cdot Di \cdot \mu_c}$$

Gambar 5 juga memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida ( $V$ ) pada temperatur masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) konstan, maka bilangan Nusselt ( $Nu,c$ ) akan meningkat signifikan dengan kenaikan curam, kondisi ini terjadi pada kecepatan fluida ( $V$ ) < 0.030 m/s dan pada kecepatan fluida ( $V$ ) > 0.030 m/s terjadi pula kenaikan bilangan Nusselt ( $Nu,c$ ) cukup signifikan dengan gradien kenaikan curam. Bilangan Nusselt optimal pada kecepatan fluida ( $V$ ) = 0.037 m/s dan minimum pada kecepatan fluida ( $V$ ) = 0.011 m/s.

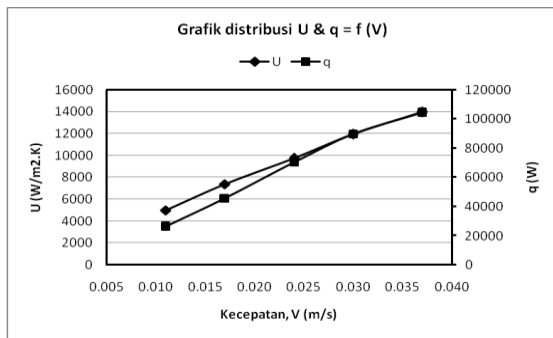
Fenomena ini terjadi karena semakin meningkatnya kecepatan fluida dingin rata-rata menyebabkan bilangan Reynold meningkat, sehingga bilangan Nusselt ( $Nu,c$ ) meningkat pula. Bilangan Nusselt merupakan salah satu parameter yang sangat penting untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas konveksi. Dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, bahwa bilangan Nusselt ( $Nu,c$ ) adalah rasio antara konduksi dan konveksi. Semakin meningkatnya bilangan Nusselt ( $Nu,c$ ) sebagai akibat bertambahnya kecepatan fluida ( $V$ ). Karena bilangan Nusselt berbanding lurus dengan bilangan Reynold dan bilangan Pr, yang juga sesuai dengan persamaan :

$$Nu, c = 0.023 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0.4}$$

Gambar 4 memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida ( $V$ ) pada temperatur masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) konstan, maka koefisien perpindahan panas konveksi ( $h_o$ ) semakin meningkat cukup signifikan dengan gradient kenaikan curam, kondisi ini terjadi pada kecepatan fluida ( $V$ ) < 0.030 m/s dan pada kecepatan udara ( $V$ ) > 0.030 m/s terjadi pula kenaikan koefisien perpindahan panas konveksi ( $h_i$ ) tidak signifikan dengan gradient kenaikan curam. Fenomena ini terjadi karena bertambahnya kecepatan fluida ( $V$ ), maka temperatur fluida dingin rata-rata menjadi meningkat sehingga mengakibatkan harga bilangan Reynolds ( $Re,c$ ) meningkat pula. Dengan meningkatnya harga bilangan Reynolds ( $Re,c$ ) ini mengakibatkan bilangan Nusselt ( $Nu,c$ ) menjadi semakin meningkat sehingga koefisien konveksi juga meningkat. Hal ini sesuai pula dengan persamaan konveksi dimana koefisien konveksi berbanding lurus dengan bilangan Nusselt, sebagai berikut:

$$h_o = \frac{Nuc \cdot K}{Di}$$

### 3.2.3. Analisa koefisien perpindahan panas menyeluruh



Gambar 6. Distribusi koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) dan laju perpindahan panas (q)

Gambar 6 memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida (V) pada temperatur masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) konstan, maka koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) semakin meningkat cukup signifikan dengan gradient kenaikan curam, kondisi ini terjadi pada kecepatan fluida (V) < 0.030 m/s dan pada kecepatan udara (V) > 0.030 m/s terjadi pula kenaikan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) tidak signifikan dengan gradient kenaikan landai. Fenomena ini terjadi karena bertambahnya kecepatan fluida (V), maka temperatur fluida panas dan dingin rata-rata menjadi meningkat sehingga mengakibatkan harga koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) meningkat pula, hal ini sesuai pula dengan persamaan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) dimana koefisien konveksi berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U), sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)}$$

### 3.2.4. Analisa laju perpindahan panas

Hasil eksperimen memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida (V) dengan temperatur masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) konstan, maka semakin besar laju perpindahan panas (q) kondisi terjadi pada keseluruhan kecepatan fluida (V) seperti diperlihatkan pada gambar 6.

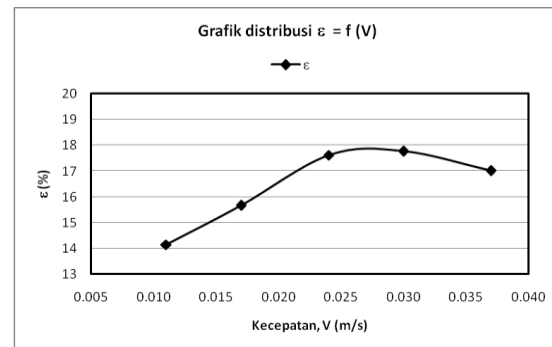
Gambar 6 memperlihatkan kenaikan laju perpindahan panas (q) cukup signifikan terjadi pada V < 0,017 m/s dan V > 0,030 m/s dengan gradient kenaikan curam sedangkan pada 0,017 < V < 0,030 m/s kenaikan laju perpindahan panas (q) tidak signifikan dengan gradient kenaikan landai.

Laju perpindahan panas (q) terendah pada V = 0,011 m/s dan laju perpindahan panas (q) optimal pada V = 0,037 m/s untuk setiap variasi kecepatan fluida (V).

Fenomena ini berkaitan dengan temperatur fluida dingin dan panas rerata yang mengalami peningkatan dengan semakin besarnya kecepatan fluida (V), yang menyebabkan bilangan Reynold, bilangan Nusselt, koefisien konveksi dan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) mengalami peningkatan, hal ini sesuai pula dengan persamaan laju perpindahan panas (q) dimana laju perpindahan panas (q) merupakan berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) dan  $\Delta T_{lmd,pf}$ , sebagai berikut :

$$q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lmd,pf}$$

### 3.2.5. Analisa efektivitas heat exchanger



Gambar 7. Distribusi efektivitas (ε)

Hasil eksperimen memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan fluida (V) dengan temperatur masuk fluida panas ( $T_{hi}$ ) konstan, maka semakin kecil efektivitas (ε) kondisi terjadi pada keseluruhan kecepatan fluida (V) seperti diperlihatkan pada gambar 7.

Gambar 7 memperlihatkan penurunan efektivitas (ε) cukup signifikan terjadi pada V < 0,024 m/s dengan gradient penurunan curam sedangkan pada V > 0,024 m/s kenaikan efektivitas (ε) tidak signifikan dengan gradient kenaikan landai. Penurunan efektivitas (ε) terendah pada V = 0,024 m/s dan laju perpindahan panas (q) optimal pada V = 0,024 m/s.

Fenomena ini menunjukkan bahwa tingkat kenaikan laju perpindahan panas (q) tidak signifikan jika dibandingkan dengan tingkat kenaikan laju perpindahan panas maximum, hal ini sesuai pula dengan persamaan efektivitas (ε) dimana laju perpindahan panas (q) merupakan berbanding lurus dengan efektivitas (ε) sedangkan laju perpindahan

panas maximum ( $q_{\max}$ ) berbanding terbalik, sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lmt,d,pf}}{C \min(Th_i - Th_o)}$$

#### IV. KESIMPULAN

Hasil penelitian eksperimen dengan memvariasikan kecepatan udara ( $V$ ) = 0.011 m/s hingga 0.037 m/s pada temperatur masuk fluida panas ( $Th_i$ ) = 363 K konstan terhadap karakteristik heat exchanger menghasilkan kesimpulan, sebagai berikut :

1. Karakteristik perpindahan panas yakni bilangan Reynolds ( $Re$ ), bilangan Nusselt ( $Nu$ ), koefisien konveksi ( $h$ ), koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U$ ) dan laju perpindahan panas ( $q$ ) optimal pada  $V = 0.037$  m/s dan minimum  $V = 0.011$  m/s, sedangkan efektifitas heat exchanger ( $\varepsilon$ ) optimal pada  $V = 0.030$  m/s dan minimum pada  $V = 0.011$  m/s.
2. Semakin meningkat pada kecepatan fluida ( $V$ ) < 0.037 m/s, maka karakteristik perpindahan panas semakin terakselerasi yakni;  $Re$ ,  $h$  meningkat 25.01%,  $Nu$ ,  $h$  meningkat 35.64%,  $h_i$  meningkat 35.79%,  $Re$ ,  $c$  meningkat 28,32%,  $Nu$ ,  $c$  36,90%,  $h_o$  meningkat 36,75%,  $U$  meningkat 35,81,  $q$  meningkat 25,09% dan semakin meningkat kecepatan fluida pada ( $V$ ) < 0,030 m/s efektifitas heat exchanger ( $\varepsilon$ ) meningkat 20.41% sedangkan kecepatan fluida ( $V$ ) > 0,030 m/s tidak berpengaruh signifikan terhadap efektifitas.

#### DAFTAR PUSTAKA

- Bejan, A., 1993., "**Heat Transfer**", John Willey & Sons, Inc, New York.
- Cengel, Yunus, A., 1998, "**Heat Transfer a Practical Approach**", McGraw-Hill, New York.
- Davies, M. R. D., 2000, "**On Gaseous Free Convection Heat Transfer with Well-Defined Boundary Condition**", Journal of Heat Transfer, vol. 122, pp. 3-10.
- Incropera, Frank P. and David P. Dewitt., 1999., "**Fundamentals of Heat and Mass Transfer**", Fourth Edition, John Willey & Sons Co, New York.
- Kays, W. M dan Crawford, M. E., 1993, "**Convective Heat and Mass Transfer**", McGraw-Hill, Inc, New York.
- Kern, D.Q., 1983., "**Process Heat Transfer**" McGraw Hill, Tokyo.
- Kreith, F dan Priyono, A., 1986 "**Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas**", Edisi ketiga, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Moran, Michael J. & Howard, N. Shapiro., 1993., "**Fundamental of Engineering Thermodynamics**", 2<sup>nd</sup> edition, John Willey & Sons, New York.
- Naylor, D dan Oosthuizen, P. H., 1999, "**Introduction to Convective Heat Transfer Analysis**", McGraw-Hill, New York.
- Smith, E, M., 1997, "**Thermal Design of Heat Exchangers a Numerical Approach Direct Sizing and Stepwise Rating**", John Wiley & Sons, Chichester.
- Wark. K. Jr. dan Richards D. E., 1999, "**Termodinamics**", Sixth edition, McGraw-Hill, Singapore.