

ANALISIS PENGARUH DIAMETER PADA SUSUNAN SETENGAH TUBE HEAT EXCHANGER DALAM ENCLOSURE TERHADAP KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS

Nicolas Titahelu^{*)}

Abstract

An experimental study was conducted to investigate effect of tube diameter (d) for buoyancy driven flow and free convection heat transfer from heat exchangers work. Model heat exchangers are made with arranged semicircular tube in isolator (Styrofoam), opposite other semicircular tube are closed with vertical plat in enclosure. Investigation experimental is made of the interaction between diameter tube (d) = 0,0064 to 0,0095 and mass flow rate constant on fluid temperature will be keep constant in 70° C. The experimental result demonstrated by the increasing tube diameter on mass flow rate constant, the characteristic of the heat exchanger; Reyleigh number (Ra), Nusselt number (Nu), convection coefficient (h), oil heat transfer rate (q_{oil}) and plate heat transfer rate (q_p) increase with the gradient increased significantly. Characteristics of maximum heat exchanger at tube diameter (d) = 0.0095 m and minimum at tube diameter (d) = 0.0064 m. The increasing tube diameter (d) on mass flow rate constant, the heat transfer characteristics of the accelerated i.e., Ra increased 19.43%, Nu increased 5.96%, h increased 5.90%, q_{oil} increased 12.49% and q_p increased 12.89%

Keywords: *Enclosure, Semicircular tube, tube diameter, Rayleigh number, Nusselt number, coefficient convection,*

I. PENDAHULUAN

Heat Exchangers berfungsi untuk memindahkan panas antara dua fluida atau lebih yang memiliki perbedaan temperatur (Bejan, 1993). 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 serpentine. Tipe *heat exchanger* serpentine ini biasanya terletak pada bagian belakang refrigerator model lama dan merupakan susunan kawat dan pembuluh (*tube*) yang bersinggungan langsung dengan udara sekeliling sehingga panas dapat mengalir ke udara sekeliling. Sekarang ini terletak didalam body pada bagian sisi kanan dan kiri pelat vertikal refrigerator (*enclosure*) sehingga kelihatan lebih kompak, dimana sebagian tube yang berkontak langsung dengan udara sekeliling dilapisi dengan aluminium foil kemudian ditutup rapat dengan pelat vertikal. Aluminium foil tipis berfungsi untuk menyerap panas secara optimal. Velusamy dkk (2001) mengatakan bahwa aplikasi dari fenomena perpindahan panas dari enclosure persegi empat yang melibatkan konveksi alamiah sebagai mekanisme perpindahan panas dalam bidang engineering seperti pemanas dan pendinginan ruangan, kolektor surya, pendinginan perlengkapan elektronik, pendinginan berbagai sub sistem reaktor nuklir dan sebagainya. Menurut Cengel (1997), hampir semua heat exchanger, mekanisme perpindahan panasnya

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.

Beberapa peneliti lebih terfokus pada karakteristik perpindahan panas dari komponen-komponen heat exchanger, diantaranya Djailani dan Prabowo (2004) melakukan studi numerik pengaruh gap ratio terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada susunan setengah *tube heat exchanger* dalam *enclosure*. Hasil penelitiannya menggunakan 12 array silinder isothermal yang tersusun vertikal dengan penambahan gap rasio (S/d) = 0.52-1.05 terjadi penurunan total perpindahan panas yang cukup signifikan, sedangkan $S/d > 1.05$ penurunan total laju perpindahan panas tidak lagi signifikan. Bejan dkk (1995) meneliti jarak optimal silinder horisontal dalam volume tetap yang didinginkan secara konveksi bebas baik secara eksperimen dan numerik. Hasil percobaan menunjukkan bahwa pada perbandingan jarak optimal yang kecil bilangan Rayleigh lebih tinggi sehingga densitas volumetric perpindahan panas akan meningkat, sebaliknya pada perbandingan jarak optimal yang besar *bilangan Rayleigh* lebih rendah sehingga densitas volumetric perpindahan panas

^{*)} Nicolas Titahelu; Dosen Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Unpatti

akan mengecil. Dewi dan Sukadana (2007) meneliti efek variasi jarak *tube* dan laju aliran massa terhadap unjuk kerja kondensor. Hasil penelitian menunjukkan unjuk kerja kondensor terbaik pada jarak tube 5 cm dan laju aliran massa 0.02 kg/s. Prabowo dkk (1997) meneliti tentang silinder dalam channel baik eksperimen maupun numerik khususnya pengaruh jarak silinder dalam bentuk aliran dan perpindahan panas pada berbagai Ra , Re dan jarak (L/d) untuk "Combined Forced and Free Convection Around Two In-Line Cylinder in Crossflow". Bentuk aliran dan koefisien perpindahan panas sangat dipengaruhi oleh Re , Ra , dan jarak silinder (L/d). Tanda dan Tagliafico (1997) mempresentasikan korelasi perpindahan panas konveksi bebas dari permukaan luar *heat exchanger* berupa kawat dan *tube* ke udara sekeliling dalam bilangan Nusselt termasuk pengaruh geometri seperti pitch tube, diameter tube dan wire sedangkan Hoke dkk (1997) melakukan penelitian eksperimen perpindahan panas konvektif dari wire dan *tube heat exchanger* dengan menggunakan perpindahan panas konveksi paksa dengan bantuan wind tunnel, diperoleh korelasi koefisien perpindahan panas konveksi sebagai fungsi geometri. Velusamy dkk (2001) melakukan kajian secara numerik yang difokuskan pada interaksi permukaan radiasi dengan natural convection turbulen dalam enclosure, dengan mengkondisikan kedua dinding vertical enclosure sebagai dinding isothermal dengan temperatur yang berbeda (hot wall and cold wall) tanpa menggunakan tube sebagai sumber panas melainkan dengan pemanasan langsung pada kedua dinding vertical. Berdasarkan kondisi ini, disusun hipotesa bahwa kenaikan diameter akan meningkatkan karakteristik perpindahan panas heat exchanger. Untuk itu dalam penelitian ini, akan dimodelkan suatu susunan setengah *tube heat exchanger* tipe *serpentine* dalam *enclosure* dengan memvariasikan diameter tube. Jarak antara dinding adiabatik dan dinding konveksi (gap ratio) = 1.05, jarak tube = 5 cm dan laju aliran massa yakni 0.0093 kg/s adalah konstan, sedangkan diameter tube (d) = 0.0064-0.0095 m divariasikan. Pada dinding adiabatik ditempatkan susunan *tube isothermal* dimana setengah diameternya terbenam dalam isolasi dan setengah diameter tube lainnya terjadi kontak langsung dengan udara dalam *enclosure*. Fluida panas yang digunakan yakni shell thermia oil B dan fluida dingin yakni udara dengan menggunakan 5 laluan yang terbuat dari pipa tembaga. Berdasarkan kondisi ini, disusun hipotesa bahwa kenaikan

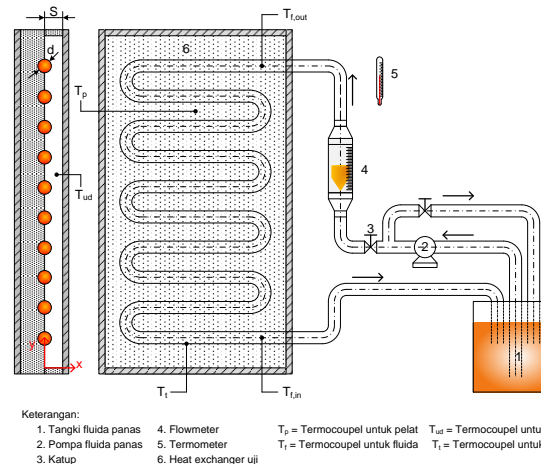
diameter akan meningkatkan karakteristik perpindahan panas heat exchanger.

II. METODOLOGI PENELITIAN

1. Variabel Penelitian

Adapun variabel penelitian dibedakan atas variabel bebas yakni diameter (d) dan variabel terikat yakni karakteristik heat exchangers yakni: Re , Nu , h , U , q_{oli} dan q_p .

2. Instalasi Penelitian



Gambar 1. Instalasi penelitian

3. Prosedur Penelitian

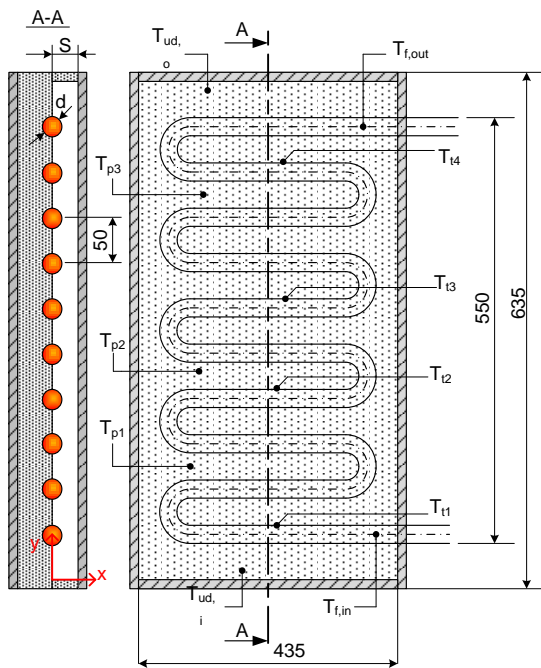
Adapun instalasi yang diperlukan untuk melakukan eksperimen, sebagai berikut:

1. Mempersiapkan semua perlengkapan dan peralatan.
2. Alat penukar panas dengan tube kondensor tertanam sebagian pada *styrofoam* dengan lima (5) variasi diameter *tube*.
3. Bak termostatik, sebagai penampung dan pemanas oli sebelum dialirkan.
4. Flowmeter untuk mengukur laju aliran massa oli yang mengalir.
5. Pompa untuk mensirkulasi aliran oli.
6. Katup, untuk mengatutr laju aliran massa (mass flow rate).
7. Pipa-pipa penghubung aliran (pipa instalasi).
8. *Termometer* untuk mengukur temperatur udara dalam ruangan (T_{ro})
9. *Thermocouple*, untuk mengukur temperatur permukaan *tube* (T_i), pelat (T_p) dan temperatur oli di dalam tube (T_f).

10. Fluida kerja, menggunakan minyak pemindah panas jenis Thermo oil B.
11. Ruangan berisolasi dan terkondisi tetap.
12. Polyutheren, digunakan sebagai sekat pada dinding kondensor.

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 : $T_{f,i}$ = temperatur masuk fluida panas, $T_{f,o}$ = temperatur keluar fluida panas, $T_{ud,i}$ = temperatur masuk fluida dingin, $T_{ud,o}$ = temperatur keluar fluida dingin, T_t = temperatur tube, T_p = temperatur pelat.

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 (R_e), 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 (ϵ). Kemudian menyimpulkan hasil penelitian.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Data Hasil Penelitian

Pengujian dilakukan secara konveksi bebas dengan memvariasikan diameter tube (d) yakni 0.0064 m hingga 0.0095 m pada temperatur masuk fluida panas ($T_{f,i}$) = 343 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 :

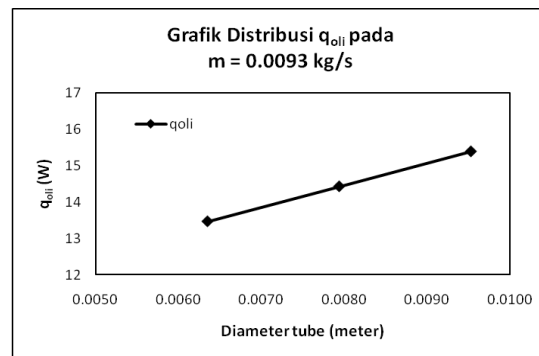
Tabel 1. Data hasil eksperimen

$\dot{m} = 0.0093 \text{ kg/s}; T_{ro} = 301 \text{ K}$											
ϕ (m)	T_f (K)		T_{ud} (K)		T_t (K)				T_p (K)		
	in	out	in	out	1	2	3	4	1	2	3
0.0064	342.3	306.0	331.4	335.8	337.7	336.1	329.4	328.9	331.8	332.8	
0.0079	342.3	306.3	331.7	331.1	333.3	331.2	326.3	330.6	332.8	333.7	
0.0095	342.2	306.7	332.5	329.0	322.7	318.3	335.4	332.2	333.9	334.9	

2. Analisa Grafik

a. Analisa fluida panas

Hasil eksperimen pengaruh variasi diameter tube (d) = 0.00635 m hingga 0.00953 m pada laju alir massa oli (m) sebesar 0.0093 kg/s terhadap laju perpindahan panas oli (q_{oli}) ditunjukkan pada Gambar 3.



Gambar 3. Distribusi laju perpindahan panas oli pada $m = 0.0093 \text{ kg/s}$

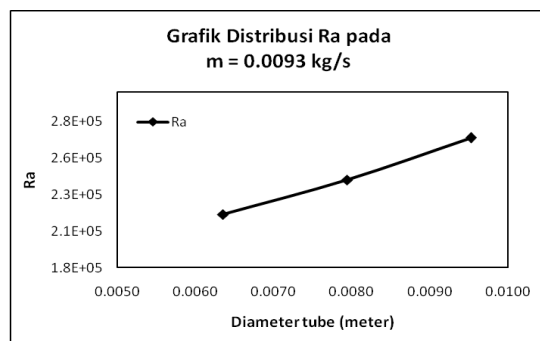
Gambar 3 memperlihatkan bahwa semakin besar diameter (d) pada laju aliran massa (m) konstan maka laju perpindahan panas oli semakin meningkat. Laju perpindahan panas oli maksimum pada diameter (d) = 0.00953 m dan minimum pada diameter (d) = 0.0064 m. Untuk diameter (d) < 0.00794 m terjadi peningkatan laju perpindahan panas oli dengan gradient kenaikan besar, sedangkan pada diameter (d) > 0.00794 m terjadi pula peningkatan laju perpindahan panas oli dengan gradient kenaikan kecil.

Fenomena ini berkaitan dengan temperatur fluida oli rerata yang mengalami penurunan dengan semakin besarnya diameter (d), kondisi ini terjadi pada diameter (d) < 0.00794 m dengan gradien penurunan besar sedangkan pada diameter (d) > 0.00794 m dengan gradien penurunan kecil, hal ini sesuai pula dengan persamaan laju perpindahan panas oli dimana laju perpindahan panas oli merupakan berbanding lurus dengan temperatur fluida rerata, sebagai berikut :

$$q_{oli} = \dot{m}_{oli} \cdot c_{p_{oli}} (T_{fi} - T_{fo})$$

b. Analisa pelat

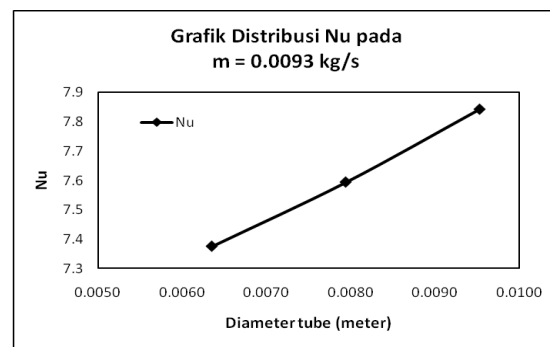
Gambar 4 memperlihatkan bahwa semakin besar diameter (d) pada laju alir massa (m) konstan, maka semakin besar bilangan Rayleigh (Ra). Peningkatan bilangan Rayleigh (Ra) akan mencapai maksimum pada diameter (d) = 0.00953 m dan minimum pada diameter (d) = 0.0064 m. Untuk diameter (d) > 0.00794 m terjadi peningkatan bilangan Rayleigh (Ra) tidak signifikan dengan kenaikan landai, sebalik pada diameter (d) < 0.00794 m terjadi pula kenaikan bilangan Rayleigh (Ra) cukup signifikan dengan gradien kenaikan curam.



Gambar 4. Distribusi bilangan Rayleigh pada m = 0.0093 kg/s

Hal ini terjadi karena dengan semakin besar diameter (d), maka temperatur pelat rerata akan semakin meningkat yang mengakibatkan gradien temperatur pelat dengan temperatur sekeliling yang cenderung konstan menjadi semakin besar pula, yang mana mengakibatkan harga bilangan Rayleigh menjadi semakin meningkat yang mengindikasikan tingkat gaya bouyanci semakin besar. Hal ini sesuai pula dengan persamaan bilangan Rayleigh berikut:

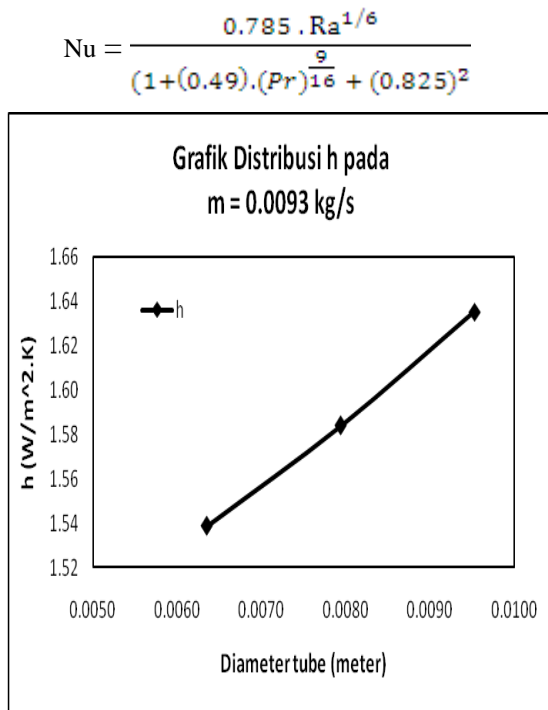
$$Ra = \frac{g \cdot L^3 \cdot \beta \cdot (\bar{T}_p - T_{sur})}{\nu \cdot \alpha}$$



Gambar 5. Distribusi bilangan Nusselt (Nu) pada m = 0.0093 kg/s

Gambar 5 juga memperlihatkan bahwa semakin besar diameter (d) pada laju alir massa (m) konstan, maka semakin besar bilangan Nusselt (Nu) dan akan mencapai maksimum pada diameter (d) = 0.00953 m dan minimum pada diameter (d) = 0.0064 m. Untuk diameter (d) < 0.00794 m terjadi peningkatan bilangan Nusselt (Nu) dengan gradien kenaikan besar, sedangkan pada diameter (d) > 0.00794 m terjadi pula kenaikan bilangan Nusselt (Nu) dengan gradien kenaikan kecil.

Fenomena ini terjadi karena semakin besar diameter (d) menyebabkan bilangan Rayleigh (Ra) juga membesar, mengakibatkan bilangan Nusselt (Nu) semakin membesar 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) adalah rasio antara konduksi dan konveksi fluida. Semakin meningkatnya bilangan Nusselt (Nu) sebagai akibat besarnya diameter (d), karena bilangan Nusselt berbanding lurus dengan bilangan Ra, yang juga sesuai dengan persamaan :

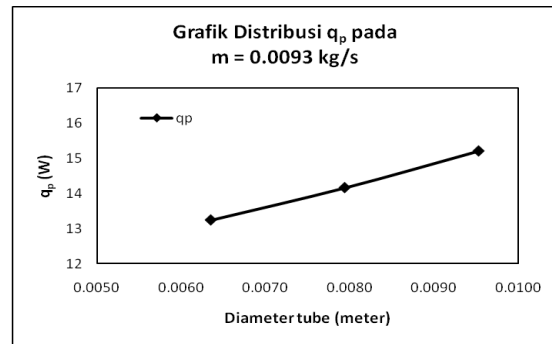


Gambar 6. Distribusi koefisien perpindahan panas konveksi (h) pada m = 0.0093 kg/s

Gambar 6 memperlihatkan bahwa semakin besar diameter (d) pada laju alir massa (m) konstan, maka semakin besar koefisien perpindahan panas konveksi (h). Peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi (h) akan mencapai maksimum pada diameter (d) = 0.00953 m dan minimum pada diameter (d) = 0.0064 m. Untuk diameter (d) > 0.00794 m terjadi peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi (h) dengan gradien kenaikan kecil, sebaliknya pada koefisien perpindahan panas konveksi (h) < 0.00794 m terjadi pula kenaikan koefisien perpindahan panas konveksi (h) dengan gradien kenaikan besar.

Fenomena ini terjadi karena semakin besar diameter (d) menyebabkan temperatur pelat rerata semakin besar akan berdampak pada bilangan Rayleigh (Ra) juga membesar, mengakibatkan bilangan Nusselt (Nu) semakin membesar, sehingga koefisien perpindahan panas konveksi juga membesar. Hal ini sesuai pula dengan persamaan koefisien perpindahan panas konveksi yang merupakan perbandingan lurus dengan bilangan Nusselt (Nu) sebagai berikut:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L}$$



Gambar 7. Distribusi laju perpindahan panas pelat (qp) pada m = 0.0093 kg/s

Gambar 7 memperlihatkan bahwa semakin besar diameter (d) pada laju alir massa (m) konstan, maka semakin besar laju perpindahan panas pelat (qp). Peningkatan laju perpindahan panas pelat (qp) akan mencapai maksimum pada diameter (d) = 0.00953 m dan minimum pada diameter (d) = 0.0064 m. Untuk diameter (d) > 0.00794 m terjadi peningkatan laju perpindahan panas pelat (qp) dengan gradien kenaikan kecil, sebaliknya pada laju perpindahan panas pelat (qp) < 0.00794 m terjadi pula kenaikan laju perpindahan panas pelat (qp) dengan gradien kenaikan besar.

Fenomena ini terjadi karena semakin besar diameter (d) menyebabkan gradien temperatur pelat rerata dan temperatur sekeliling yang cenderung konstan akan semakin besar. Hal ini akan berdampak pada bilangan Rayleigh (Ra), bilangan Nusselt (Nu) dan koefisien perpindahan panas konveksi (h) juga membesar sehingga laju perpindahan panas pelat turut membesar. Hal ini sesuai pula dengan persamaan laju perpindahan panas pelat yang berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas konveksi (h) sebagai berikut:

$$q_p = h \cdot A_p \cdot (\bar{T}_p - T_{sur})$$

IV. PENUTUP

1. Kesimpulan

Hasil penelitian eksperimen dengan memvariasikan diameter tube (d) = 0.00635 m hingga 0.00953 m pada laju alir massa oli (m) sebesar 0.0093 kg/s konstan terhadap karakteristik perpindahan panas heat exchanger menghasilkan kesimpulan, sebagai berikut :

1. Karakteristik perpindahan panas yakni bilangan Rayleigh (Ra), bilangan Nusselt

(Nu), koefisien konveksi (h), laju perpindahan panas oli (qoli) dan laju perpindahan panas pelat (qp) maksimum pada diameter (d) = 0.00953 m dan minimum pada diameter (d) = 0.00635 m.

2. Semakin membesarnya diameter (d) karakteristik perpindahan yakni; Ra naik 2.17E+05 ke 2.69E+05 atau naik sebesar 19.43%, Nu naik 7.38E+00 ke 7.84E+00 atau naik sebesar 5.96%, h naik 1.54E+00 ke 1.64E+00 atau naik sebesar 5.90%, qoli 1.35E+01 ke 1.54E+01 atau naik sebesar 12.49% dan qp 1.32E+01 ke 1.52E+01 atau naik sebesar 12.89%.

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.
- Dewi dan Sukadana., 2007, "Analisis Variasi Jarak Pembuluh Terhadap Unjuk Kerja Kondensor", Jurnal Ilmiah Teknik Mesin Cakram, vol. 1 No. 1 Desember 2007, pp. 34-61.
- Djailani dan Prabowo., 2005, "Studi Numerik Gap Ratio Terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas Pada Susunan Setengah Tube Heat Exchanger Dalam Enclosure", Jurnal Teknik Mesin ITS vol. 5 No. 1 Januari 2005, pp. 27-31.
- Hock, J., Clausing, A and Sofford, T., 1997, "An Experimental Investigation of Convective Heat Transfer from Wire-on-Tube Heat Exchanger", Journal of Heat Transfer, vol.119, pp.348-356.
- Incropera, Frank P. and David P. Dewitt., 1999., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", Fourth Edition, John Willey & Sons Co, New York.
- Kakac S dan Liu H., 1998., "Heat Exchangers, Selection, Rating and Thermal Design.", CRC Press., Florida.
- 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" Mc-Graw 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", 2nd 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.
- Tanda dan Tagliafico., 1997, "Free Convection Heat Transfer from Wire and Tube Heat Exchanger", Journal of Heat Transfer, vol.119, p 370-372.
- Velusamy, K., Sundararajan, T dan Seetharamu, K. N., 2001, "Interaction Effects Between Surface Radiation and Turbulent Natural Convection in Square and Rectangular Enclosure", Journal of Heat Transfer, vol.123, p 1062-1070.
- Wark. K. Jr. dan Richards D. E., 1999, "Termodinamics", Sixth edition, McGraw-Hill, Singapore.