

PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN PENURUNAN TEKANAN DARI SIRIP-SIRIP PIN ELLIPS SUSUNAN SEGARIS DALAM SALURAN SEGIEMPAT

Tri Istanto¹, Wibawa Endra J¹, Yustisaji Deworo²

¹ Staf Pengajar - Jurusan Teknik Mesin - Fakultas Teknik UNS

² Alumni Jurusan Teknik Mesin - Fakultas Teknik UNS

Keywords :

*Elliptical Pin Fin
Reynolds Number
Nusselt Number
Friction Factor
Thermal Performance*

Abstract :

This research was conducted to investigate the characteristics of heat transfer and pressure drop as well as the thermal performance of inline elliptical pin fin array in the rectangular channel which air was passed through it as coolant fluid. Dimension of base plate in which pin fins were attached was 150 mm x 200 mm x 6.5 mm. The average temperature of base plate surface was kept constant at 60°C. Pin fins were made of duralumin having the dimension of 75 mm of height, major and minor axis length of pin fin 15 mm and 6 mm respectively. Equal circumference diameter pin fin ellips (D_π) 10.5 mm and the distance inter-fin pitch in the spanwise direction was kept constant at $S_y/D_\pi = 3.57$. The parameters of this research were Reynolds number 3,131 – 37,797 based on averaged inlet air velocity and hydraulic diameter of rectangular channel, and the distance between the inter-fin pitch in the streamwise direction ($S_x/D_\pi = 2,38 - 4,76$). The research result shown that increasing Reynolds and decreasing the distance S_y/D_π increased Nusselt number, that means increased heat transfer rate where it reach maximum at $S_y/D_\pi = 2,38$. The values of pressure drop (ΔP) and friction factor (f) decreased with increasing S_y/D_π . Thermal performance decreased with increasing Reynolds number. Values of the thermal performances (η) varied between 0.76 – 1.39. For $S_y/D_\pi = 2.86$ at $Re > 31,500$ and $S_y/D_\pi > 3.57$ at $Re > 25,200$, the value of thermal performances (η) more than 1 and varied between 0.76-0.97. At $S_y/D_\pi = 2.38$ produced the highest of thermal performance for all of Reynolds number. A net energy gain up to 39 % was achieved for $S_y/D = 2.38$ and $Re = 3,131$.

PENDAHULUAN

Sirip sering digunakan pada alat penukar kalor untuk meningkatkan luasan perpindahan panas antara permukaan utama dengan fluida di sekitarnya. Idealnya, material sirip harus memiliki konduktivitas termal yang tinggi untuk meminimalkan perbedaan temperatur antara permukaan utama dengan permukaan yang diperluas (*extended surface*). Aplikasi sirip sering dijumpai pada sistem pendinginan ruangan, peralatan elektronik, sistem pembakaran dalam pada motor, *trailing edge* sudu turbin gas, alat penukar kalor kompak (*compact heat exchanger*) dengan udara sebagai media perpindahan panasnya. Ada berbagai tipe sirip pada alat penukar kalor yang telah digunakan diantaranya mulai dari bentuk yang relatif sederhana seperti sirip segiempat (*rectangular*), silindris, annular, tirus (*tapered*) atau pin sampai dengan kombinasi dari berbagai geometri yang berbeda dengan jarak yang teratur dalam susunan selang-seling (*staggered*) ataupun segaris (*inline*). Hal ini menjadi subjek dari suatu penelitian yang menarik dan luas karena perannya yang penting untuk berbagai aplikasi dalam dunia keteknikan.

Salah satu tipe sirip dalam peralatan penukar kalor yang mempunyai banyak pemakaian dalam berbagai aplikasi industri adalah sirip pin. Sirip pin adalah elemen berbentuk silinder atau bentuk lainnya yang dipasang secara tegak lurus terhadap dinding alat penukar panas dengan fluida pendingin mengalir dalam arah aliran melintang (*crossflow*) terhadap dinding alat penukar panas tersebut (bagian permukaan yang terkena panas). Sirip-sirip pin yang menonjol dari sebuah permukaan yang mengalami pemanasan dapat meningkatkan luas permukaan disipasi atau pembuangan panas dan menyebabkan pencampuran aliran yang turbulen sehingga meningkatkan unjuk kerja disipasi panas yang berdampak pada meningkatnya ketahanan (*reliability*) dan umur peralatan.

Terdapat berbagai parameter yang menggolongkan sirip pin, seperti bentuk pin, tinggi pin, diameter pin, perbandingan tinggi-diameter pin (H/D) dan sebagainya yang dapat disusun secara segaris (*inline*) ataupun secara selang-seling (*staggered*) terhadap arah aliran fluida pendinginnya. Selain itu laju perpindahan panas dari suatu rakitan sirip pin (*pin fin assembly*) ke lingkungan juga

tergantung pada distribusi temperatur pada sirip pin dan plat dasar (*base plate*), geometri sirip pin, *shroud clearance* (jarak antara ujung sirip pin dengan permukaan atas saluran udara), sifat-sifat fluida, laju aliran udara, jarak antara titik pusat sirip (*inter-fit pitch*), susunan sirip pin dan orientasi dari penukar panas (terutama untuk laju aliran udara yang rendah).

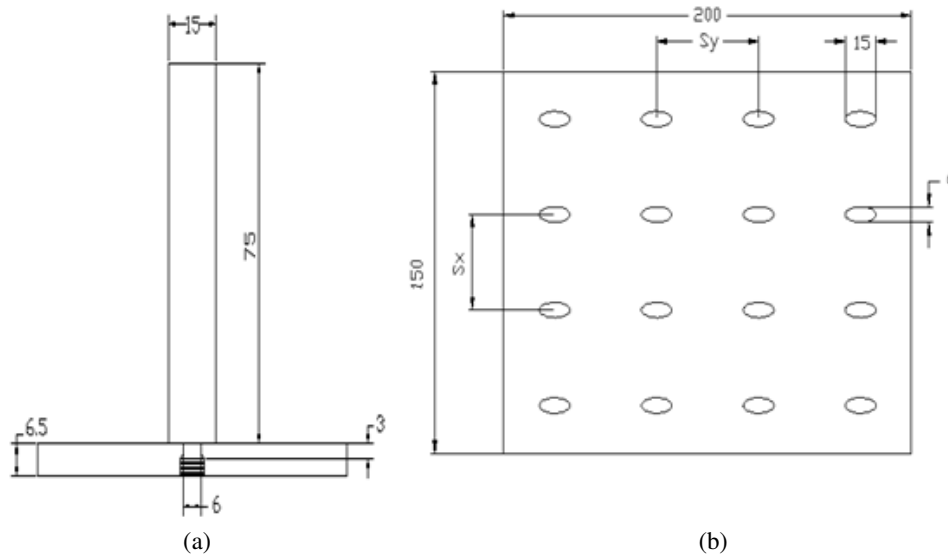
Laju perpindahan panas pada plat dasar dengan temperatur tertentu dapat ditingkatkan dengan menaikkan koefisien perpindahan panas rata-rata, menaikkan luas permukaan perpindahan panas atau kedua-duanya. Kenaikan perpindahan panas dapat dicapai dengan cara konveksi paksa (*forced convection*) atau mengubah konfigurasi geometri dari alat penukar panas. Dalam praktiknya, cara-cara ini dibatasi oleh penurunan tekanan maksimum yang diijinkan melalui susunan sirip pin tersebut karena kenaikan perpindahan panas akan disertai penurunan tekanan. Energi yang hilang karena penurunan tekanan dapat melebihi energi yang didapatkan dari usaha peningkatan perpindahan panas tersebut.

METODOLOGI PENELITIAN

Spesimen terdiri atas plat dasar (*base plate*) dengan panjang 200 mm, lebar 150 mm, tebal 6,5 mm yang diberi sejumlah sirip pin ellips jenis N fin dengan panjang sumbu mayor (2a) 15 mm dan panjang sumbu minor (2b) 6 mm. Plat dasar dan sirip-sirip pin ellips terbuat dari bahan duralumin.

Pengujian dilakukan dengan variasi kecepatan aliran udara masuk antara 0,5 – 6 m/s, dan jarak antar titik pusat sirip dalam arah aliran udara (*streamwise direction, S_y/D*) yaitu sebesar 25 mm, 30 mm, 37,5 mm dan 50 mm. Tabel 1 menunjukkan spesifikasi spesimen penelitian yang diuji, dan Gambar 2. adalah contoh salah satu spesimen penelitian.

Skema alat penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3. Saluran udara segiempat dibuat menggunakan triplek berlapiskan melamin dengan dengan rangka dari kayu, dengan spesifikasi dimensinya adalah 150 mm x 75 mm x 2000 mm. Pemanas elektrik (*heater*) dibuat dari lilitan pita nikelin dengan panjang 4 m, lebar 3 mm, dan tebal 1,3 mm yang dililitkan pada kertas mika tahan panas dengan dimensi panjang 200 mm, lebar 150 mm, dan tebal 1 mm.



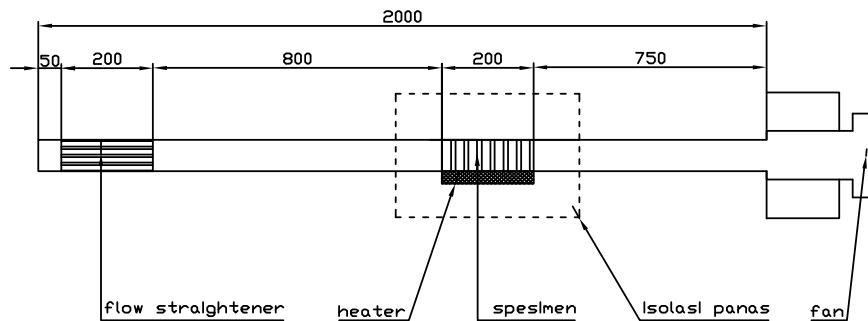
Gambar 1. (a) Dimensi sirip pin ellips (b) Dimensi plat dasar.



Gambar 2. Contoh spesimen penelitian.

Tabel 1. Spesifikasi spesimen penelitian.

Spesimen	S_x	S_y	N_f	S_y/D_{π}
1	37,5 mm	25 mm	28	2,38
2	37,5 mm	30 mm	24	2,86
3	37,5 mm	37,5 mm	20	3,57
4	37,5 mm	50 mm	16	
5	Plat tanpa sirip		0	0



Gambar 3. Skema dan gambar alat penelitian.

Manometer tipe U digunakan untuk mengukur penurunan tekanan udara yang terjadi antara sisi masuk dan sisi keluar seksi uji. Termokopel terdiri dari 17 termokopel tipe T yang dipasang di tiap titik pengukuran berbeda, yaitu : 3 termokopel pada saluran udara masuk untuk mengukur temperatur udara masuk sebelum melewati seksi uji, 5 termokopel pada saluran udara keluar setelah melewati seksi uji untuk mengukur temperatur udara keluar seksi uji, dan 9 termokopel dipasang pada permukaan atas pada plat dasar untuk mengukur temperatur permukaan plat dasar. Pengujian dilakukan pada temperatur udara masuk saluran segiempat yang konstan sebesar 26 °C dan temperatur permukaan plat dasar dijaga konstan sebesar 60 °C.

Pengujian dilakukan pada keadaan diam (statis). Sistem beroperasi pada temperatur udara masuk yang konstan sebesar 26 °C dan temperatur *base plate* yang konstan sebesar 60 °C. Alat penelitian harus dinetralkan terlebih dahulu seperti pada kondisi pengujian sebelumnya (kondisi awal) untuk periode pengujian selanjutnya. Pengambilan data penelitian berupa temperatur dilakukan hingga semua temperatur udara keluar seksi uji mencapai kondisi *steady state*. Data-data temperatur dan beda tekanan pada keadaan *steady state* inilah yang akan digunakan untuk analisis data penelitian.

Perhitungan Perpindahan Panas

Kesetimbangan energi kondisi tunak (*steady state*) untuk permukaan uji yang dipanaskan secara elektrik adalah sebagai berikut (Bilen, 2001, 2002) :

$$Q_{elect} = Q_{conv} + Q_{loss} \tag{1}$$

Input panas listrik dapat dihitung dari tegangan listrik dan arus listrik yang disuplai ke permukaan.

Kehilangan panas (*heat loss*) dari sistem bisa karena; (i) radiasi dari permukaan dan (ii) konduksi melalui dinding-dinding saluran ke atmosfer. Sehingga Persamaan (1) dapat ditulis menjadi :

$$Q_{elect} = Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{cond} \tag{2}$$

Pada penelitian yang serupa, Naik et al (1987) dan Hwang dan Liou (1995) melaporkan bahwa total heat loss radiasi dari permukaan uji yang serupa sekitar 0,5% dari total input panas listrik, sehingga *radiative heat loss* diabaikan. *Heat loss* karena konduksi dari sisi dinding-dinding dapat diabaikan dibandingkan dari permukaan bawah dari seksi uji, karena luas total sisi plat yang dipanaskan jauh lebih kecil dari luas permukaan bawah. Pada penelitian ini, permukaan bawah dari plat uji tidak dipapar ke aliran, dan disolasi dengan kombinasi lapisan isolator dan lapisan kayu, sehingga heat loss konduksi dapat diabaikan. Analisis data akan memuaskan jika persentase total *heat loss*, $(Q_{elect} - Q_{conv})/Q_{conv}$ kurang dari 10% (Naphon, P., 2007).

Maka Persamaan (2) menjadi :

$$Q_{elect} = Q_{conv} \tag{3}$$

Panas yang dipindahkan dari permukaan bersirip dengan cara konveksi adalah :

$$Q_{conv} = h \cdot A_s \cdot \left[\bar{T}_b - \left(\frac{\bar{T}_{in} + \bar{T}_{out}}{2} \right) \right] \tag{4}$$

Dari Persamaan (4), Q_{conv} dapat juga dinyatakan dengan :

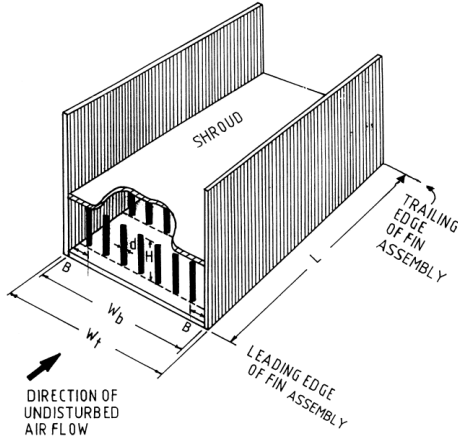
$$Q_{conv} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{T}_{out} - \bar{T}_{in}) \tag{5}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata (h) dapat dihitung dengan menggunakan kombinasi Persamaan (4) dan (5), sehingga didapatkan bahwa :

$$h = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{T}_{out} - \bar{T}_{in})}{A_s \cdot [\bar{T}_b - ((\bar{T}_{out} + \bar{T}_{in})/2)]} \quad (6)$$

Dari Persamaan (6), laju aliran massa, \dot{m} , dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\dot{m} = \rho \cdot A_t \cdot V \quad (7)$$



Gambar 4. Pin fin assembly dalam suatu saluran udara segiempat dengan clearance nol.

Untuk kasus dengan clearance nol seperti pada Gambar 4, maka A_t dihitung dengan rumus :

$$A = H \cdot W_b \quad (8)$$

A_s adalah luas seluruh permukaan yang kontak dengan udara dari sirip-sirip pin ellips susunan segaris atau luas permukaan total dari permukaan plat dasar (base plate) dan fin, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$A_s = W_b \cdot L + \pi \cdot d \cdot H \cdot N_f - \frac{\pi \cdot d^2 \cdot N_f}{4} \quad (9)$$

$$A_s = W_b \cdot L + \pi \cdot d \cdot N_f \cdot \left(H - \frac{d}{4} \right) \quad (10)$$

Nilai-nilai T_b , T_{in} dan T_{out} diukur dari percobaan yang dilakukan menggunakan termokopel. Sedangkan sifat termofisik dari udara, C_p dihitung berdasarkan temperatur udara rata-rata, $T_f = (T_{in} + T_{out})/2$ menggunakan persamaan sebagai berikut :
 $C_p = [9,8185 + 7,7 \times 10^{-4} (T_{in} + T_{out})/2] \times 10^{-2} \text{ J/kg}$ (11)

Persamaan (11) berlaku untuk udara pada tekanan atmosfer dan $250 \text{ K} \leq \frac{\bar{T}_{in} + \bar{T}_{out}}{2} \leq 400 \text{ K}$

Parameter tanpa dimensi (dimensionless) yang digunakan dalam perhitungan perpindahan panas untuk permukaan bersirip dihitung sebagai berikut :

a. Bilangan Reynolds (Re)

Duct Reynolds number dihitung berdasarkan kecepatan rata-rata (V) dalam saluran

halus (smooth duct) dan diameter hidrolis dari saluran (D_h) dan dinyatakan dengan :

$$Re = \frac{V \cdot D_h}{\nu} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (13)$$

b. Bilangan Nusselt (Nu)

Bilangan Nusselt rata-rata dinyatakan dengan duct Nusselt number, dimana dinyatakan dengan persamaan :

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (14)$$

Untuk saluran udara segiempat, diameter hidrolis, D_h , dihitung dengan persamaan :

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot H \cdot W_b}{2(H + W_b)} \quad (15)$$

Properties udara, μ dan k dihitung berdasarkan temperatur udara rata-rata, $T_f = (T_{in} + T_{out})/2$ menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\mu = [4,9934 + 4,483 \times 10^{-2} (T_{in} + T_{out}/2)] \times 10^6 \text{ kg/m.s} \quad (16)$$

$$k = [3,7415 + 7,495 \times 10^{-2} (T_{in} + T_{out}/2)] \times 10^3 \text{ W/m.K} \quad (17)$$

Persamaan (16) dan (17) berlaku untuk udara pada tekanan atmosfer dan $250 \text{ K} \leq \frac{\bar{T}_{in} + \bar{T}_{out}}{2} \leq 400 \text{ K}$

Perhitungan Faktor Gesekan (Friction Factor)

Penelitian penurunan tekanan (pressure drop) sepanjang seksi uji dalam saluran bersirip diukur dibawah kondisi aliran panas. Pengukuran ini dikonversi ke faktor gesekan (friction factor), f . Faktor gesekan ditentukan dari nilai pengukuran penurunan tekanan, ΔP , sepanjang seksi uji menggunakan persamaan

$$f = \frac{\Delta P}{\left[\left(\frac{L_f}{D_h} \right) \left(\rho \frac{V^2}{2} \right) \right]} \quad (18)$$

Perhitungan Unjuk Kerja Termal Pin Fin Assembly

Peningkatan perpindahan panas dicapai dengan mengorbankan penurunan tekanan. Banyak aplikasi praktis hal tersebut dibolehkan, sehingga perlu untuk menentukan keuntungan ekonomis karena peningkatan perpindahan panas dan pengaruh sirip-sirip pin dan susunannya terhadap unjuk kerja energi overall dari sistem perpindahan panas sekarang melalui sebuah analisis unjuk kerja termal.

Untuk sebuah daya pemompaan yang konstan, adalah berguna untuk menentukan effectiveness peningkatan perpindahan kalor dari promotor perpindahan panas dibandingkan dengan permukaan halus, sedemikian sehingga :

$$\dot{V}_s \cdot \Delta P_s = \dot{V}_a \cdot \Delta P_a \quad (19)$$

Dimana \dot{V}_s dan \dot{V}_a berturut-turut adalah laju aliran volumetrik diatas plat tanpa halangan (*blocks*) dan dengan halangan, sedangkan ΔP_s dan ΔP_a berturut-turut adalah penurunan tekanan tanpa dan dengan halangan. Menggunakan persamaan Darcy untuk penurunan tekanan dan bilangan Reynolds untuk masing-masing geometri, dari hubungan antara permukaan dengan sirip dan permukaan halus untuk daya pemompaan yang sama, persamaan (19) dapat ditulis ulang menjadi :

$$f_s \cdot Re_s^3 = f_a \cdot Re_a^3 \quad (20)$$

Efisiensi peningkatan perpindahan panas untuk suatu daya pemompaan yang konstan dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\eta = (h_a/h_s)_p \quad (21)$$

Jika nilai $\eta \geq 1$, teknik yang dipakai untuk menaikkan laju perpindahan panas adalah menguntungkan dari sudut pandang energi. Jika $\eta \leq 1$, energi yang telah digunakan untuk menaikkan laju perpindahan panas lebih besar daripada yang diperoleh.

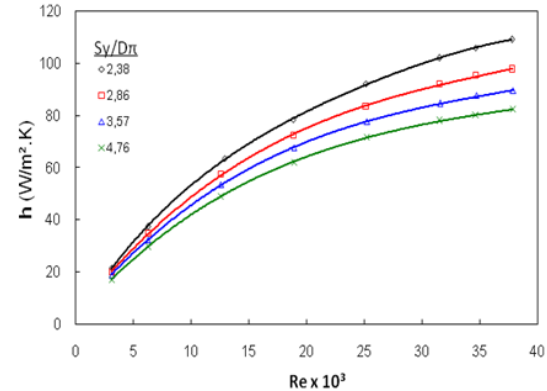
HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Jarak Antar Titik Pusat Sirip Dalam Arah Streamwise Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas

Sirip-sirip dipasang secara vertikal pada permukaan *base plate* uji sehingga memberikan nilai-nilai S_y/D_π sebesar 2,38, 2,86, 3,57, dan 4,76, sedangkan nilai S_x/D_π konstan sebesar 3,57. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap karakteristik perpindahan panas pada sirip-sirip pin ellipsis susunan segaris dapat dilihat pada Gambar 5. Karakteristik perpindahan panas pada sirip-sirip pin ellipsis susunan segaris dapat dilihat pada hubungan antara koefisien perpindahan panas konveksi (h) dan *duct Reynolds number*. Gambar 5 menunjukkan kelakuan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata terhadap bilangan Reynolds pada jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* yang berbeda-beda.

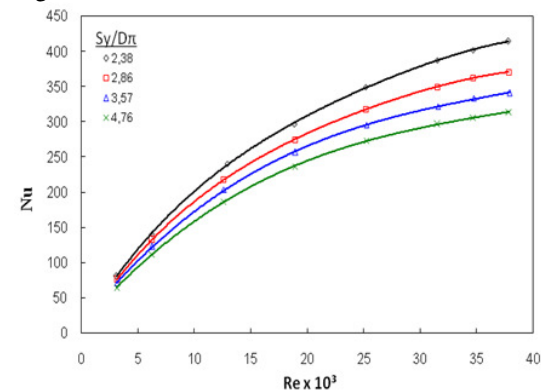
Dari Gambar 5 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan bilangan Reynolds, maka nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata (h) semakin besar. Hal ini terjadi pada keseluruhan nilai S_y/D_π , dimana nilai koefisien perpindahan panas konveksi semakin tinggi untuk nilai S_y/D_π yang semakin kecil, atau untuk jumlah sirip pin ellipsis yang semakin banyak. Semakin besar nilai koefisien perpindahan

panas konveksi rata-rata, maka semakin besar laju perpindahan panas konveksi yang terjadi.



Gambar 5. Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada $S_x/D_\pi = 3,57$.

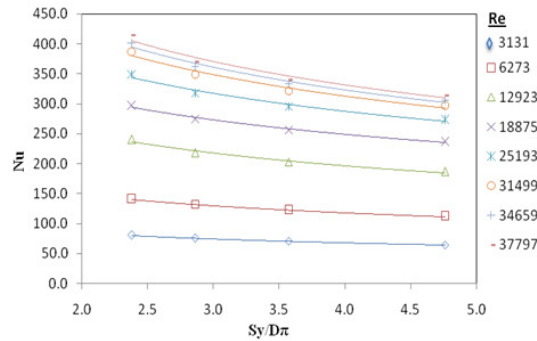
Karakteristik perpindahan panas pada sirip-sirip pin ellipsis susunan segaris juga dapat dilihat pada hubungan antara *duct Nusselt number* dan *duct Reynolds number*. Gambar 6 menunjukkan kelakuan bilangan Nusselt rata-rata terhadap bilangan Reynolds pada jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* yang berbeda-beda untuk susunan sirip segaris.



Gambar 6. Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt pada $S_x/D_\pi = 3,57$.

Dari Gambar 6 dapat dilihat bahwa bilangan Nusselt meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds. Hal ini terjadi pada keseluruhan nilai S_y/D_π , dimana nilai bilangan Nusselt semakin tinggi untuk nilai S_y/D_π yang semakin kecil. Ini berarti bahwa dengan semakin kecil jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* (S_y), maka semakin besar nilai bilangan Nusselt yang terjadi. Fenomena ini juga terjadi pada penelitian yang dilakukan oleh Tanda (2001). Dengan semakin kecil nilai S_y/D_π maka jumlah sirip pin ellipsis semakin banyak untuk luasan *base plate* yang sama. Faktor penambahan luasan permukaan perpindahan panas yang berasal dari luasan permukaan perpindahan panas sirip pin ellipsis memberikan kontribusi nyata terhadap peningkatan laju perpindahan panas konveksi pada

sirip-sirip pin ellips susunan segaris tersebut. Dari gambar 5 dan 6 terlihat bahwa bilangan Reynolds berpengaruh kuat pada laju perpindahan panas. Hal ini disebabkan dengan kenaikan laju aliran udara (kenaikan bilangan Reynolds), maka akan menurunkan ketebalan lapis batas (*boundary layer*) (Bilen, 2002).



Gambar 7. Grafik pengaruh nilai S_y/D_π terhadap bilangan Nusselt pada $S_x/D_\pi = 3,57$.

Gambar 7 menunjukkan kelakuan bilangan Nusselt rata-rata terhadap S_y/D_π pada bilangan Reynolds yang berbeda-beda untuk sirip-sirip pin ellips susunan segaris. Dari Gambar 7 dapat dilihat bahwa bahwa nilai S_y/D_π mempunyai pengaruh yang sedang (*moderate effect*) terhadap perpindahan panas (Nu).

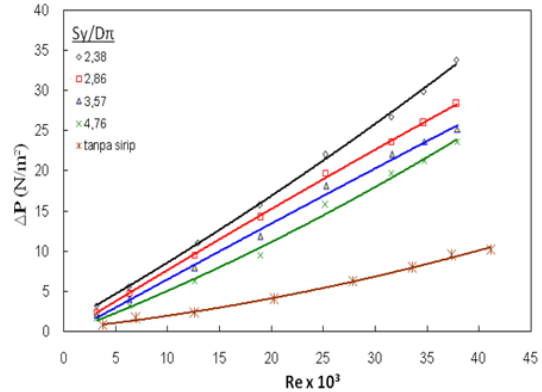
Dari data-data penelitian ini dapat diperoleh korelasi matematis untuk karakteristik perpindahan panas dari sirip-sirip pin ellips susunan segaris. Korelasi antara bilangan Nusselt (Nu) dengan bilangan Reynolds (Re), jarak antar titik pusat sirip (S_y) dan panjang spesimen uji (L) adalah sebagai berikut :

$$Nu = 0,482Re^{0,568} (S_y/L)^{-0,377} \quad (22)$$

Korelasi perpindahan panas pada persamaan (22) berlaku valid untuk range bilangan Reynolds $3.131 \leq Re \leq 37.797$, $L/D_h = 2$ dan $2,38 \leq S_y/D_\pi \leq 4,76$.

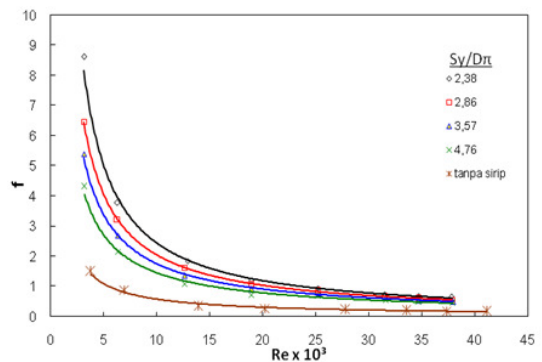
b. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Jarak Antar Titik Pusat Sirip Dalam Arah Streamwise Terhadap Karakteristik Penurunan Tekanan

Pengaruh bilangan Reynolds dan jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* terhadap penurunan tekanan (*pressure drop*) dan faktor gesekan dari sirip-sirip pin ellips susunan segaris berturut-turut dapat dilihat pada Gambar 8 dan 9. Kelakuan penurunan tekanan (ΔP) terhadap bilangan Reynolds (Re) serupa dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Yang et al (2007). Dari Gambar 8 dapat dilihat bahwa penambahan sirip-sirip pin ellips susunan segaris, menyebabkan penurunan tekanan yang signifikan dibandingkan dengan permukaan tanpa sirip-sirip pin (*smooth surface*).



Gambar 8. Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap penurunan tekanan pada $S_x/D_\pi = 3,57$.

Kelakuan faktor gesekan terhadap bilangan Reynolds pada Gambar 9 serupa dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Kakac et al (1987). Nilai penurunan tekanan (ΔP) dan faktor gesekan (f), semakin menurun dengan kenaikan nilai S_y/D_π . Hal ini disebabkan dengan semakin besar nilai S_y/D_π , maka jumlah sirip-sirip pin ellips akan semakin berkurang, sehingga tahanan terhadap aliran udara (*resistance to flow*) akan semakin berkurang (Bilen, 2002). Dari Gambar 9 dapat dilihat bahwa nilai S_y/D_π lebih berpengaruh dibandingkan bilangan Reynolds terhadap nilai faktor gesekan (f). Hal ini menunjukkan bahwa kenaikan faktor gesekan (f) seiring dengan berkurangnya nilai S_y/D_π pada dasarnya disebabkan karena meningkatnya luas permukaan halangan dan efek halangan (*blockage effect*) akibat kenaikan jumlah sirip-sirip pin ellips.



Gambar 9. Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap faktor gesekan pada $S_x/D_\pi = 3,57$.

Dari data-data penelitian dapat dibuat korelasi matematis antara faktor gesekan (f) yang dihasilkan oleh sirip-sirip pin ellips susunan segaris dengan bilangan Reynolds (Re), jarak antar titik pusat sirip (S_y) dan panjang spesimen uji (L) sebagai berikut :

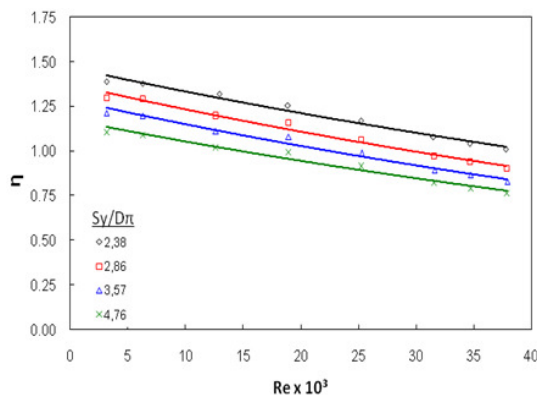
$$f = 4415Re^{-1,029} (S_y/L)^{-0,957} \quad (23)$$

Korelasi faktor gesekan pada persamaan (23) berlaku valid untuk range bilangan Reynolds

$3.131 \leq Re \leq 37.797$, $L/D_h = 2$ dan $2,38 \leq S_y/D_\pi \leq 4,76$.

c. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Jarak Antar Titik Pusat Sirip Dalam Arah *Streamwise* Terhadap Unjuk Kerja Termal

Dari data penelitian dapat diambil kesimpulan mengenai pengaruh bilangan Reynolds dan jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* terhadap unjuk kerja umum dari sistem dan dapat dievaluasi perolehan energi netto karena penambahan sirip-sirip. Peningkatan perpindahan panas disertai oleh kenaikan penurunan tekanan yang signifikan, dimana dapat mengeliminasi perolehan energi karena peningkatan laju perpindahan panas. Untuk tujuan aplikasi praktis, analisis unjuk kerja termal menjadi sebuah pemikiran yang berguna untuk menentukan perolehan energi netto karena adanya penambahan sirip-sirip.



Gambar 10. Grafik pengaruh bilangan Reynolds terhadap unjuk kerja termal pada $S_y/D_\pi = 3,57$.

Gambar 10 menunjukkan hubungan antara unjuk kerja termal (η) dengan dengan bilangan Reynolds (Re) pada jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* yang berbeda-beda untuk susunan sirip segaris. Perlu ditekankan lagi disini bahwa untuk perolehan energi netto yaitu untuk perpindahan panas yang efektif, nilai η harus lebih besar dari 1 (batas ambang perolehan energi).

Dari Gambar 10 dapat dilihat bahwa nilai η menurun dengan kenaikan bilangan Reynolds (Re), dan nilai η bervariasi antara 0,76 dan 1,39 untuk seluruh S_y/D_π yang diteliti. Untuk $S_y/D_\pi = 2,86$ pada $Re > 31.500$ serta $S_y/D_\pi > 3,57$ pada $Re > 25.200$, nilai η lebih kecil dari 1 dan bervariasi antara 0,76 dan 0,97. Ini berarti bahwa pemakaian sirip-sirip ellipsis susunan segaris dengan $S_y/D_\pi = 2,86$ pada $Re > 31.500$ serta $S_y/D_\pi > 3,57$ pada $Re > 25.200$ akan menyebabkan kehilangan energi daripada perolehan energi. Nilai η lebih besar dari 1 hanya untuk $S_y/D_\pi = 2,86$ pada $Re < 31.500$ serta $S_y/D_\pi > 3,57$ pada $Re < 25.200$. Sehingga direkomendasikan untuk memperbaiki efisiensi dari suatu sistem dengan menggunakan sirip-sirip pin ellipsis susunan segaris

dibatasi pada spesifikasi $S_y/D_\pi = 2,86$ pada $Re < 31.500$ serta $S_y/D_\pi > 3,57$ pada $Re < 25.200$.

Dari Gambar 10 dapat dilihat bahwa pada $S_y/D_\pi = 2,38$ menghasilkan unjuk kerja termal yang paling tinggi untuk keseluruhan Re , sehingga direkomendasikan penggunaan sirip-sirip pin ellipsis susunan segaris dengan nilai $S_y/D_\pi = 2,38$ untuk memperbaiki efisiensi suatu sistem. Perolehan energi netto dapat dicapai hingga 39 % untuk nilai $S_y/D_\pi = 2,38$ pada $Re = 3131$.

KESIMPULAN

Berdasarkan analisis data dan pembahasan, dapat diambil kesimpulan mengenai pengujian karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan serta unjuk kerja termal dari sirip-sirip pin ellipsis susunan segaris dalam saluran segiempat sebagai berikut :

1. Sirip-sirip pin ellipsis susunan segaris meningkatkan perpindahan panas dari permukaan *base plate* sebagai hasil dari kenaikan luasan permukaan perpindahan panas, tetapi disertai dengan adanya penurunan tekanan yang lebih besar dalam saluran segiempat.
2. Kenaikan bilangan Reynolds (Re) meningkatkan laju perpindahan panas, tetapi menurunkan unjuk kerja termal (η) untuk keseluruhan nilai S_y/D_π .
3. Faktor gesekan (f) meningkat seiring dengan berkurangnya nilai S_y/D_π .
4. Unjuk kerja termal meningkat dengan penurunan S_y/D_π .
5. Sirip-sirip pin ellipsis susunan segaris dapat mencapai perolehan energi netto hingga 39 % untuk nilai $S_y/D_\pi = 2,38$ pada $Re = 3.131$.

Daftar Notasi

A	= luas penampang saluran udara (m^2)
A_s	= luas seluruh permukaan yang kontak dengan udara dari susunan sirip pin (m^2)
C_p	= panas jenis udara ($J/kg.K$)
D, d	= diameter sirip pin (m)
D_h	= diameter hidrolis dari saluran udara (m)
D_π	= equal circumference diameter (m)
f	= faktor gesekan
h	= koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata ($W/m^2.K$)
h_a	= koefisien perpindahan panas konveksi spesimen dengan sirip ($W/m^2.K$)
h_s	= koefisien perpindahan panas konveksi spesimen tanpa sirip ($W/m^2.K$)
H	= tinggi saluran udara atau sirip pin (m)
k	= konduktivitas termal udara ($W/m.K$)
L	= panjang plat dasar untuk susunan sirip pin (m)
L_t	= panjang seksi uji (m)
\dot{m}	= laju aliran massa udara (kg/s)

Nu	= duct Nusselt number
Nu_D	= pin Nusselt number
N_f	= jumlah total sirip pin dalam susunan sirip pin
ΔP	= perbedaan tekanan statik (N/m^2)
Q	= laju perpindahan panas (Watt)
Q_{elect}	= laju aliran panas dari listrik (W)
Q_{conv}	= laju perpindahan panas konveksi (W)
Q_{loss}	= laju aliran panas yang hilang dari sistem (heat loss) (W)
Q_{rad}	= laju perpindahan panas radiasi (W)
Q_{cond}	= laju perpindahan panas konduksi (W)
Re	= duct Reynolds number
\bar{T}_{in}	= temperatur inlet dari aliran udara (K)
\bar{T}_{out}	= temperatur outlet dari aliran udara (K)
\bar{T}_b	= temperatur base plate (K)
V	= kecepatan rata-rata udara dalam saluran udara (m/s)
W_b	= lebar plat dasar untuk susunan sirip pin (m)
η	= unjuk kerja termal (%)
μ	= viskositas dinamik udara ($kg/m.s$)
ν	= viskositas kinematik udara (m^2/s)
ρ	= massa jenis udara (kg/m^3)

DAFTAR PUSTAKA

- Bilen K., Akyol U., Yapici S., 2001, "Heat Transfer and Friction Correlations and Thermal Performance Analysis for A Finned Surface", *Energy Conversion & Management*, Vol. 42, pp. 107–1083.
- Bilen K., Akyol, U., and Yapici, S., 2002, "Thermal Performance Analysis of A Tube Finned Surface", *International Journal of Energy Research*, Vol. 26, pp. 321–333.
- Hwang, J.J., Liou, C.C., 1999, "Detailed Heat Transfer Characteristic Comparison in Straight and 90-Deg Turned Trapezoidal Ducts with Pin - Fin Arrays", *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 4005 – 4016.
- Kakac, S., Shah, R.K., and Aung, W., 1987, *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley and Sons, New York.
- Naik.S., Propert, SD, Shilston, MJ, 1987, "Forced Convective Steady State Heat Transfer from Shrouded Vertically Fin Arrays, Aligned Paralel to An Undisturbed Air Stream", *Applied Energy*, Vol. 26, pp. 137–158.
- Naphon P., and Sookkasem A., 2007, "Investigation on Heat Transfer Characteristics of Tapered Cylinder Pin Fin Heat Sinks", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 2671–2679.
- Tanda, G., 2001, "Heat Transfer and Pressure Drop in A Rectangular Channel with Diamond-Shaped Elements", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3529–2541.
- Yang Kai-Shing, Chu Wei-Hsin, Chen Ing-yong, 2007, "A Comparative Study of The Airside Performance of Heat Sinks Having Pin Fin Configurations", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 4661–4667.