

PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN DARI SIRIP-SIRIP PIN SILINDER SUSUNAN SEGARIS DALAM SALURAN SEGIEMPAT

Tri Istanto¹, Wibawa Endra J¹, Mahmudin Huda²

¹ Staf Pengajar - Jurusan Teknik Mesin - Fakultas Teknik UNS

² Alumni Jurusan Teknik Mesin - Fakultas Teknik UNS

Keywords :

Pin Fin
Rectangular Channel
Reynolds Number
Friction Factor
Thermal Performance

Abstract :

Surface heat transfer extension using fins often used in heat exchanger equipment to enhance heat transfer. This research was conducted to investigate the characteristics of heat transfer and pressure drop as well as thermal performance of inline cylindrical pin fin assembly in rectangular channel. It was used cylindrical pin fins with 12.7 mm of diameter and 75 mm of height. The parameters of this research were Reynolds number (3,000 – 37,500), depending on the averaged inlet air velocity and hydraulic diameter, the interfin pitch distance in the spanwise direction (S_y/D) which was kept constant at 2.95 and the interfin pitch distance in the streamwise direction ($S_x/D = 1.97 - 3.94$).

The experimental result shown that increasing Reynolds number (Re) and decreasing the interfin pitch distance in the streamwise direction (S_x/D) increased the average convection heat transfer coefficient (h) and Nusselt number (Nu). The pressure drop (ΔP) and friction factor (f) decreased while the interfin pitch distance in the streamwise direction (S_x/D) increased. Increasing Reynolds number would decrease thermal performance (η). At $S_y/D = 1.97$ for $Re > 24,900$, and $S_x/D > 1.97$ for $Re > 12,400$, the values of η were less than 1, i.e. the used of pin fin assembly would cause an energy loss rather than gain. The net energy gain (η was greater than 1) was only at $S_y/D = 1.97$ for $Re < 24,900$, and at $S_x/D > 1.97$ for $Re < 12,400$. A net energy gain up to 28 % was achieved at $S_x/D = 1.97$ for $Re = 3,076$.

PENDAHULUAN

Perluasan permukaan perpindahan panas menggunakan sirip-sirip (*fins*) sering digunakan dalam peralatan penukar panas yang bertujuan untuk meningkatkan perpindahan panas antara permukaan utama dan fluida di sekitarnya. Sirip-sirip tersebut menonjol keluar dari sebuah permukaan dasar segiempat atau silindris. Berbagai tipe sirip alat penukar panas, mulai dari bentuk yang sederhana, seperti sirip segiempat (*rectangular*), silindris, *annular*, tirus (*tapered*) atau *pin*, sampai kombinasi dari berbagai geometri yang berbeda telah digunakan. Tipe sirip yang digunakan tergantung dari proses permesinan dan ruang yang tersedia dalam peralatan pembangkit panas yang terlibat dalam proses pendinginan.

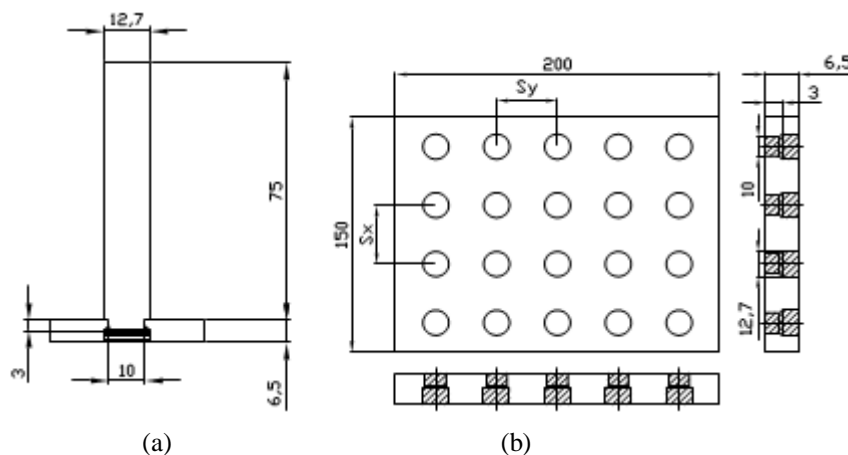
Salah satu tipe sirip alat penukar panas yang biasa digunakan adalah sirip pin. Sirip pin adalah elemen berbentuk silinder atau bentuk lainnya yang dipasang secara tegak lurus terhadap dinding alat penukar panas, dengan fluida pendingin mengalir dalam arah aliran melintang (*crossflow*) terhadap elemen tersebut. Sirip-sirip pin yang menonjol dari sebuah permukaan yang dipanaskan dapat meningkatkan luasan permukaan disipasi panas,

sehingga meningkatkan unjuk kerja disipasi panas yang berdampak pada meningkatnya ketahanan (*reliability*) dan umur peralatan. Terdapat berbagai parameter yang menggolongkan sirip pin, seperti bentuk, tinggi, diameter, perbandingan tinggi-diameter (H/D) dan sebagainya. Sirip-sirip pin dapat disusun secara segaris (*inline*) maupun selang-seling (*staggered*) terhadap arah aliran.

Karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan dalam sistem sirip pin telah menjadi bahan penelitian secara luas karena perannya yang penting dalam berbagai aplikasi keteknikan. Sirip pin dengan perbandingan tinggi-diameter (H/D) antara 0,5 – 4 dikategorikan sebagai sirip pin pendek (*short pin fin*), sedangkan sirip pin panjang (*long pin fin*) memiliki perbandingan tinggi diameter > 4 . Perbandingan tinggi-diameter yang besar merupakan bagian yang menarik dalam aplikasi alat penukar panas dalam hal pencapaian koefisien perpindahan panas yang sangat tinggi. Sirip pin banyak digunakan dalam berbagai aplikasi industri, khususnya dalam alat penukar panas kompak (*compact heat exchanger*), *trailing edge* sudu turbin gas, dan beberapa sistem elektronik modern.

Laju perpindahan panas dari suatu rakitan sirip pin (*pin fin assembly*) ke lingkungan 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 dan sirip pin, laju aliran udara, jarak antar titik pusat sirip (*interfin pitch*), susunan sirip pin, dan orientasi dari penukar panas (terutama untuk laju aliran udara yang rendah). Untuk plat dasar dengan temperatur tertentu, laju perpindahan panas 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.

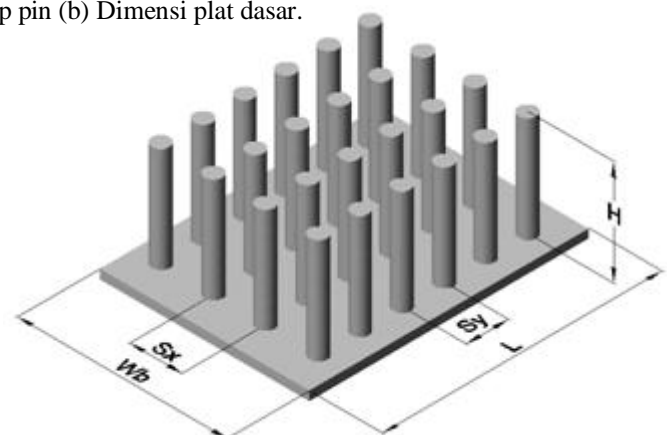
METODOLOGI PENELITIAN



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



Gambar 2. Contoh spesimen penelitian.



Gambar 3. Model spesimen.

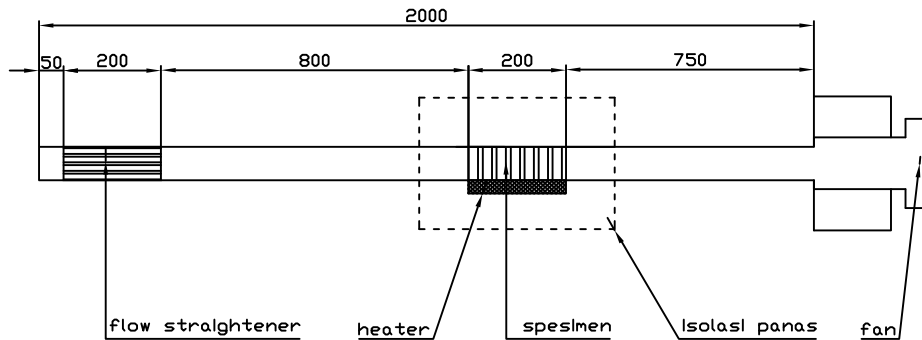
Spesimen berupa *pin fin assembly* dengan dimensi *base plate* panjang 200 mm, lebar 150 mm dan tebal 6,5 mm, sedangkan profil sirip adalah silinder pejal dengan diameter sirip 12,7 mm dan tinggi sirip 75 mm. Bahan *base plate* dan sirip adalah duralumin.

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 4. Saluran udara segiempat dibuat menggunakan triplek berlapiskan melamin 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.

Tabel 1. Spesifikasi spesimen penelitian.

Spesimen	S_x	S_y	N_f	S_v/D
1	37,5 mm	25 mm	28	1,97
2	37,5 mm	30 mm	24	2,36
3	37,5 mm	37,5 mm	20	2,95
4	37,5 mm	50 mm	16	3,94
5	Plat tanpa sirip		0	0



Gambar 4. 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) :

$$Q_{elect} = Q_{conv} + Q_{loss} \quad (1)$$

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 :

$$Q_{elect} = Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{cond} \quad (2)$$

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 :

$$Q_{elect} = Q_{conv} \quad (3)$$

Panas yang dipindahkan dari permukaan bersirip dengan cara konveksi adalah :

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

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

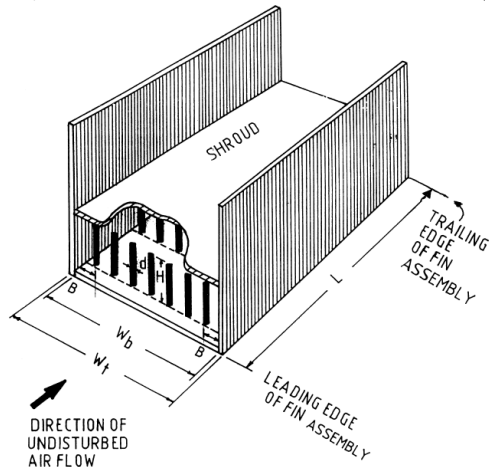
$$Q_{conv} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (\bar{T}_{out} - \bar{T}_{in}) \quad (5)$$

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 :

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



Gambar 5. Pin fin assembly dalam suatu saluran udara segiempat dengan clearance nol.

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

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

A_s adalah luas seluruh permukaan yang kontak dengan udara dari pin fin assembly 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 :

$$C_p = [9,8185 + 7,7 \times 10^{-4} (T_{in} + T_{out})/2] \times 10^{-2} \text{ J/kg} \quad (11)$$

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

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

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 :

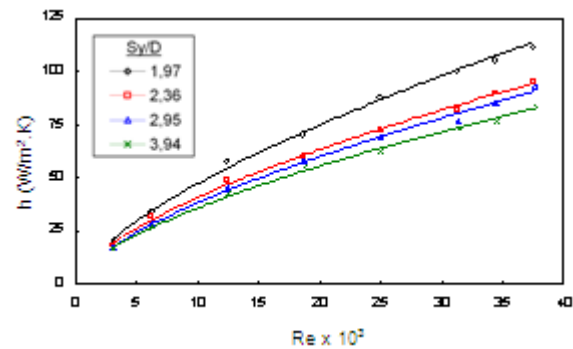
$$\eta = (h_a/h_s)_p \quad (21)$$

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 uji sehingga memberikan nilai-nilai S_y/D sebesar 1,97, 2,36, 2,95, dan 3,94, sedangkan nilai S_x/D konstan sebesar 2,95. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap karakteristik perpindahan panas pada *pin fin assembly* susunan segaris (*inline*) dapat dilihat pada Gambar 6. Karakteristik perpindahan panas pada *pin fin assembly* dapat dilihat pada hubungan antara koefisien perpindahan panas konveksi (h) dan *duct Reynolds number*. Gambar 6 menunjukkan kelakuan koefisien perpindahan panas konveksi terhadap bilangan Reynolds pada jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* yang berbeda-beda.

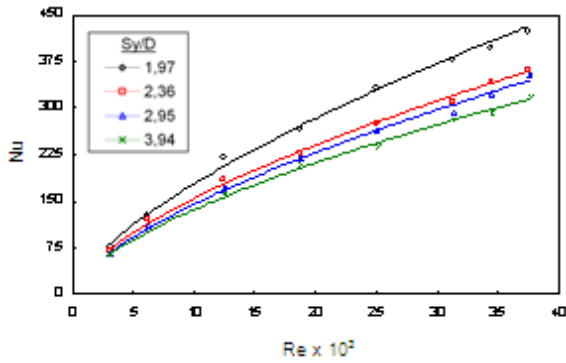


Gambar 6. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada $S_x/D = 2,95$.

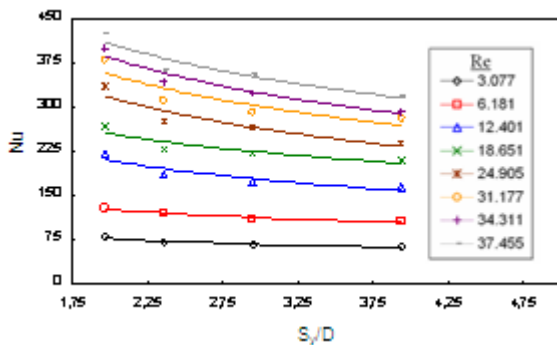
Dari Gambar 6 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan bilangan Reynolds, maka nilai koefisien perpindahan panas konveksi semakin besar. Hal ini terjadi pada keseluruhan nilai S_y/D , dimana nilai koefisien perpindahan panas konveksi semakin tinggi untuk nilai S_y/D yang semakin kecil. Semakin besar nilai koefisien perpindahan panas konveksi, maka semakin besar laju perpindahan panas konveksi yang terjadi.

Karakteristik perpindahan panas pada *pin fin assembly* juga dapat dilihat pada hubungan antara *duct Nusselt number* dan *duct Reynolds number*. Gambar 7 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 (*inline*). Gambar 8 menunjukkan kelakuan bilangan Nusselt rata-rata terhadap jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* pada bilangan Reynolds yang berbeda-beda untuk susunan segaris. Dari Gambar 7 dapat dilihat bahwa bilangan Nusselt meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds. Hal ini terjadi pada keseluruhan nilai S_y/D , dimana nilai bilangan Nusselt semakin tinggi untuk nilai S_y/D 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 maka jumlah sirip semakin banyak untuk luasan *base plate* yang sama. Faktor penambahan luasan permukaan perpindahan panas yang berasal dari luasan permukaan perpindahan panas sirip memberikan kontribusi nyata terhadap peningkatan laju perpindahan panas konveksi pada *pin fin assembly* susunan segaris tersebut.

Dari Gambar 6 - 8 dapat dilihat bahwa bilangan Reynolds mempunyai pengaruh yang kuat terhadap 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. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt pada $S_y/D = 2,95$.



Gambar 8. Pengaruh nilai S_y/D terhadap bilangan Nusselt pada $S_y/D = 2,95$.

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

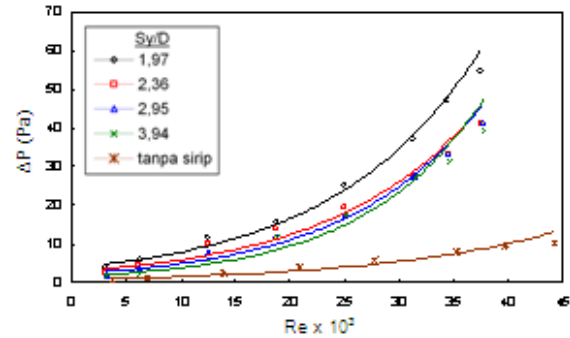
$$Nu = 0,214 Re^{0,633} (S_y/L)^{-0,427} \quad (20)$$

Korelasi perpindahan panas pada Persamaan (20) berlaku valid untuk range bilangan Reynolds $3.000 < Re < 37.500$, $L/D_h = 2$ dan $1,97 < S_y/D < 3,94$.

b. Pengaruh Bilangan Reynolds dan Jarak Antar Titik Pusat Sirip dalam Arah *Streamwise* terhadap Karakteristik Penurunan Tekanan

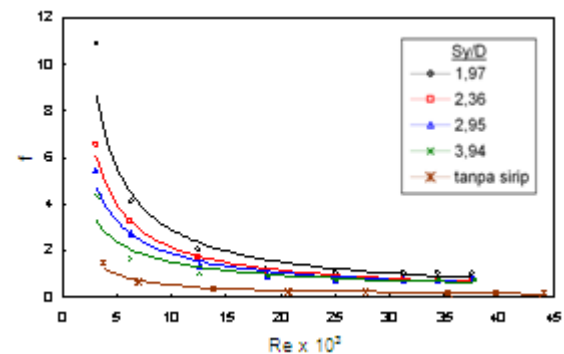
Pengaruh bilangan Reynolds dan jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* terhadap penurunan tekanan (*pressure drop*) dan faktor gesekan *pin fin assembly* susunan segaris berturut-turut dapat dilihat pada Gambar 9 dan 10. Kelakuan penurunan tekanan (ΔP) terhadap bilangan Reynolds (Re) serupa dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh Yang et al (2007). Dari Gambar 9 dapat dilihat bahwa penambahan sirip-sirip dengan susunan segaris, menyebabkan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang signifikan dibandingkan dengan permukaan tanpa sirip-sirip (*smooth surface*).

Kelakuan faktor gesekan terhadap bilangan Reynolds pada Gambar 10 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 . Hal ini disebabkan dengan semakin besar nilai S_y/D , maka jumlah sirip-sirip pin akan semakin berkurang, sehingga tahanan terhadap aliran udara (*resistance to flow*) akan semakin berkurang (Bilen, 2002).



Gambar 9. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap penurunan tekanan pada $S_y/D = 2,95$.

Dari Gambar 10 dapat dilihat bahwa nilai S_y/D 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 pada dasarnya karena meningkatnya luas permukaan halangan dan efek halangan (*blockage effect*) akibat kenaikan jumlah sirip-sirip pin.



Gambar 10. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap faktor gesekan pada $S_y/D = 2,95$.

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

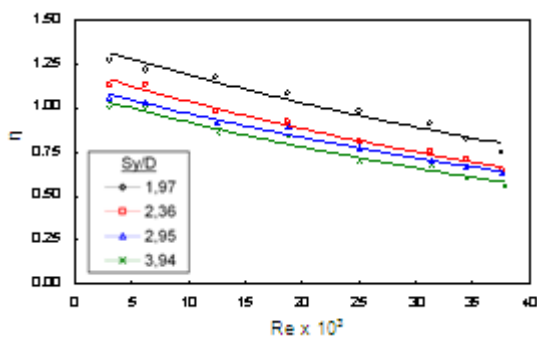
$$f = 2597,024 Re^{-1,048} (S_y/L)^{-1,366} \quad (21)$$

Korelasi faktor gesekan pada Persamaan (21) berlaku valid untuk range bilangan Reynolds $3.000 < Re < 37.500$, $L/D_h = 2$ dan $1,97 < S_y/D < 3,94$.

- c. Pengaruh bilangan Reynolds dan jarak antar titik pusat sirip dalam arah *streamwise* terhadap unjuk kerja termal

Dari data penelitian dapat dianalisis mengenai pengaruh jarak antar titik pusat sirip dan susunan sirip 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 11 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 (*inline*). 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).



Gambar 10. Pengaruh bilangan Reynolds terhadap unjuk kerja termal pada $Sy/D = 2,95$.

Dari Gambar 11 dapat dilihat bahwa nilai η menurun dengan kenaikan bilangan Reynolds (Re), dan nilai η bervariasi antara 0,589 dan 1,28 untuk seluruh Sy/D yang diteliti. Untuk $Sy/D = 1,97$ pada $Re > 24.900$, dan $Sy/D > 1,97$ pada $Re > 12.400$, nilai η lebih kecil dari 1 dan bervariasi antara 0,589 dan 0,98. Ini berarti bahwa pemakaian *pin fin assembly* dengan $Sy/D = 1,97$ pada $Re > 24.900$, dan $Sy/D > 1,97$ pada $Re > 12.400$ akan menyebabkan kehilangan energi daripada perolehan energi. Nilai η lebih besar dari 1 hanya untuk $Sy/D = 1,97$ pada $Re < 24.900$, dan $Sy/D > 1,97$ pada $Re < 12.400$. Sehingga direkomendasikan untuk memperbaiki efisiensi dari suatu sistem dengan menggunakan *pin fin assembly* susunan segaris dibatasi pada spesifikasi $Sy/D = 1,97$ pada $Re < 24.900$, dan $Sy/D > 1,97$ pada $Re < 12.400$. Perolehan energi netto dapat dicapai hingga 28 % untuk nilai $Sy/D = 1,97$ pada $Re = 3.076$.

KESIMPULAN

Berdasarkan analisis data dan pembahasan, dapat diambil kesimpulan mengenai pengujian karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada *inline cylindrical pin fin array* dalam saluran segiempat sebagai berikut:

1. Sirip pin silinder susunan segaris (*inline*) meningkatkan perpindahan panas dari permukaan *base plate* sebagai hasil dari kenaikan luasan permukaan perpindahan panas, tetapi disertai dengan adanya penurunan tekanan (*pressure drop*) yang lebih besar dalam saluran segiempat.
2. Kenaikan bilangan Reynolds (Re) meningkatkan laju perpindahan panas, tetapi menurunkan unjuk kerja termal (η) untuk keseluruhan nilai Sy/D .
3. Faktor gesekan (f) meningkat seiring dengan berkurangnya nilai Sy/D .
4. Penurunan nilai Sy/D meningkatkan unjuk kerja termal (η).
5. Sirip pin silinder susunan segaris (*inline*) dapat mencapai perolehan energi netto hingga 28 % untuk nilai $Sy/D = 1,97$ pada $Re = 3.076$.

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 hidrolik dari saluran udara (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 (<i>heat loss</i>) (W)
Q_{rad}	= laju perpindahan panas radiasi (W)
Q_{cond}	= laju perpindahan panas konduksi (W)
Re	= duct Reynolds number

\bar{T}_{in}	= temperatur <i>inlet</i> dari aliran udara (K)
\bar{T}_{out}	= temperatur <i>outlet</i> dari aliran udara (K)
\bar{T}_b	= temperatur <i>base plate</i> (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. 1071 - 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., Lui, 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 Jurnal 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.