

PENGARUH *PITCH LOUVERED STRIP INSERT* TERHADAP PENINGKATAN PERPINDAHAN PANAS PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK

Martina Anantastuti Susanti^{1*}, Indri Yaningsih², Agung Tri Wijayanta³

¹Program Sarjana, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret

Jl. Ir. Sutami No. 36 A Surakarta 57126 Telp/Fax 0271 632163

^{2,3}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret

Jl. Ir. Sutami No. 36 A Surakarta 57126 Telp/Fax 0271 632163

*Email: tyamartina@gmail.com

Abstrak

Penelitian ini dilakukan untuk menguji karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *louvered strip insert* (LSI). LSI dipasang di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik. Parameter pengujian dalam penelitian ini adalah variasi *pitch* (*S*) dari LSI yaitu 40, 50, dan 60 mm. Seksi uji berupa penukar kalor pipa konsentrik satu laluan dengan orientasi mendatar. Pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium. Aliran pada pipa dalam dan annulus berlawanan arah. Fluida kerja di pipa dalam adalah air panas dimana temperatur masukannya dipertahankan pada 60°C, sedangkan fluida kerja di annulus adalah air dingin dengan temperatur masukannya $\pm 27^\circ\text{C}$. Dalam penelitian ini pengujian dilakukan dengan penambahan LSI dan tanpa *louvered strip insert* (*plain tube*) pada pipa dalam. Hasil penelitian menunjukkan bahwa penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan LSI dengan *S* = 40, 50 dan 60 mm di pipa dalam menghasilkan bilangan Nusselt, faktor gesekan dan rasio koefisien perpindahan panas yang lebih besar daripada *plain tube*. Penambahan LSI menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan *plain tube*. Pada bilangan Reynolds yang sama, penambahan LSI dengan *S* = 40, 50 dan 60 mm di pipa dalam meningkatkan bilangan Nusselt berturut-turut dalam kisaran 62,9% - 70,0%; 42,5% - 51,3%; dan 23,1% - 31,4% dibandingkan dengan *plain tube*. Sedangkan penambahan LSI dengan *S* = 40, 50 dan 60 mm di pipa dalam menghasilkan faktor gesekan berturut-turut 1,86 - 2,44; 1,04 - 1,62; dan 0,58 - 0,84 kali lebih besar dibandingkan faktor gesekan *plain tube*. Penambahan LSI, *S* = 40, 50 dan 60 mm di pipa dalam menghasilkan rasio koefisien perpindahan panas berturut-turut dalam kisaran 1,07 - 1,08; 1,06 - 1,07 dan 0,97 - 1,04.

Kata kunci: bilangan Nusselt; bilangan Reynolds; faktor gesekan; *louvered strip insert*; *pitch*

Pendahuluan

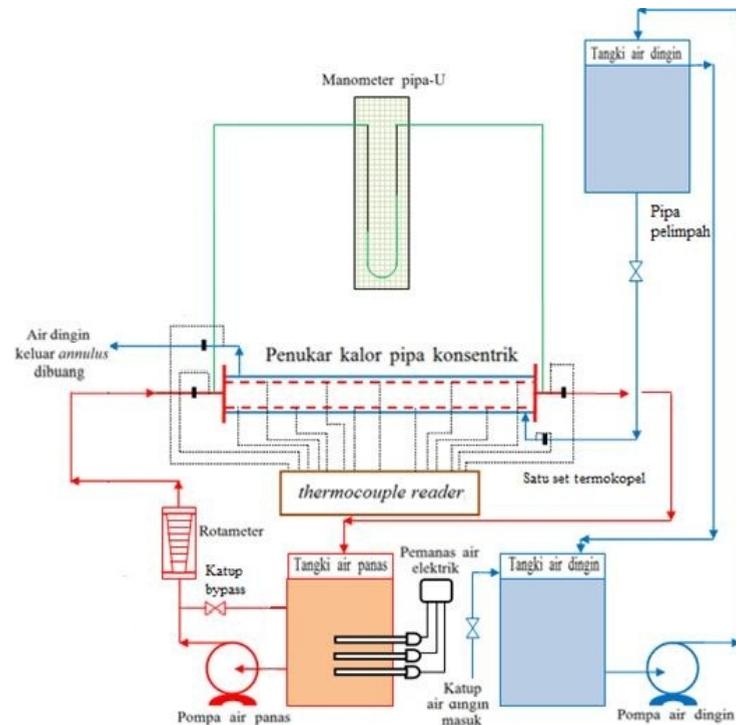
Krisis energi dunia sudah semakin viral dewasa ini, untuk itu perlu adanya pengkajian mengenai energi untuk memanfaatkan energi secara efektif. Salah satu proses energi pada industri adalah proses peningkatan perpindahan panas. Peningkatan perpindahan panas adalah suatu proses yang dilakukan untuk memperbaiki unjuk kerja sistem dengan cara meningkatkan koefisien perpindahan panas. Teknologi peningkatan perpindahan panas hampir selalu meningkatkan penurunan tekanan, sehingga mempengaruhi biaya pemompaan yang lebih tinggi. Oleh karena itu metode peningkatan perpindahan panas (*heat transfer enhancement*) yang digunakan dalam penukar kalor harus optimal antara keuntungan dari kenaikan koefisien perpindahan panas dan biaya pemompaan yang lebih tinggi karena meningkatnya kerugian gesekan. Metode *heat transfer enhancement* merupakan suatu metode perlakuan untuk memodifikasi permukaan perpindahan panas untuk memperbesar koefisien perpindahan panas yang terjadi antara permukaan dan fluida. Salah satu metode perlakuan perkembangan teknologi yang dilakukan untuk meningkatkan unjuk kerja penukar kalor adalah teknologi sisipan (*inserts*). Mekanisme umum dari peningkatan perpindahan panas dengan menggunakan sisipan pipa adalah turbulator dapat meningkatkan aliran berputar (*swirl flow*).

Peningkatan perpindahan panas menggunakan *louvered strip insert* telah dikembangkan dan diteliti secara eksperimental dan numerik. *Louvered strip insert* diharapkan akan menimbulkan percampuran fluida yang cepat, turbulensi yang tinggi dan pembentukan vorteks longitudinal (Eiamsa-ard, S., 2008). Pada penelitian ini, akan menguji pengaruh jarak antar *louvered strip* berurutan (*pitch*) terhadap peningkatan perpindahan panas dari penukar

kalor pipa konsentrik dengan *louvered strip insert* susunan *backward*. Diharapkan dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* dengan variasi *pitch* dan dengan susunan *backward* dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi pipa dalam dengan kenaikan penurunan tekanan yang masih dapat diterima.

Metode Penelitian

Seksi uji merupakan penukar kalor pipa konsentrik satu laluan (*one pass concentric tube heat exchanger*) dengan penampang pipa dalam dan pipa luar adalah lingkaran. Penukar kalor diorientasikan mendatar. Bahan pipa penukar kalor, pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium. Dimensi penukar kalor pipa dalam mempunyai diameter luar (d_o) 15,8 mm dan diameter dalam (d_i) 14,3 mm. Pipa luar memiliki diameter luar (D_o) 25,4 mm dan diameter dalam (D_i) 23,4 mm. Panjang pipa dalam untuk perpindahan panas (L) adalah 2.500 m. Penelitian ini menggunakan peralatan yang terdiri dari 3 sistem, yaitu sistem lintasan aliran air panas di pipa dalam, sistem lintasan aliran air dingin di *annulus*, dan sistem pengukuran. Skema alat penelitian dapat dilihat seperti pada Gambar 1.



Gambar 1. Skema alat pengujian penukar kalor pipa konsentrik dengan *louvered strip insert*.

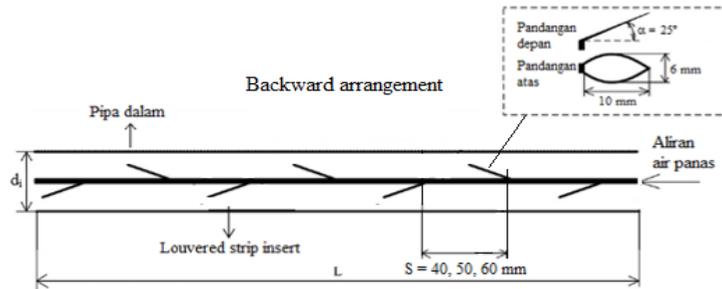
Sistem lintasan air panas merupakan *closed loop system*, dimana air panas yang telah melewati seksi uji akan di sirkulasi kembali. Air panas masuk pipa dalam dijaga konstan sebesar 60°C dengan menggunakan *thermocontroller*. Untuk memanaskan air di tangki pemanas digunakan pemanas (*heater*) dengan daya total 4.000 Watt. Pompa air panas mengalirkan air panas dari tangki air panas ke pipa dalam dan kembali lagi ke tangki air panas. Katup *bypass* digunakan untuk mengatur variasi debit air panas masuk pipa dalam, sedangkan untuk membaca debit air panas dapat menggunakan rotameter.

Sistem lintasan aliran air dingin di *annulus* merupakan *open loop system* dimana air dingin setelah melewati seksi uji akan langsung dibuang. Aliran air dingin menggunakan metode gravitasi (aliran air dingin berasal dari tangki air dingin yang terletak diatas) dengan ketinggian permukaan air dingin di tangki air dingin dijaga konstan menggunakan pipa pelimpah. Temperatur air dingin adalah temperatur lingkungan, dengan debit yang mengalir ke *annulus* adalah satu nilai konstan.

Sistem pengukuran terdiri dari pengukuran temperatur, pengukuran laju aliran air panas dan air dingin, serta pengukuran penurunan tekanan. Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk pipa dalam, air panas keluar pipa dalam, air dingin masuk *annulus*, air dingin keluar *annulus*, dan temperatur dinding luar pipa. Pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam berjumlah 10 titik yang diukur secara selang-seling. Pembacaan termokopel menggunakan *thermocouple reader*. Pengukuran laju air panas menggunakan rotameter. Pengukuran penurunan tekanan di pipa dalam menggunakan manometer pipa U dengan fluida manometer adalah air.

Sisipan yang digunakan pada penelitian ini adalah *Louvered strip*. *Louvered strip insert* adalah turbulator berbentuk seperti daun datar terbuat dari pita logam tipis yang dipasang pada sebuah kawat. Pada penelitian ini

louvered strip terbuat dari plat baja lunak (*mild steel*) dengan ketebalan 1 mm, dan berbentuk elips dengan dimensi sumbu pendek dan sumbu panjang berturut-turut 6 mm dan 10 mm. *Louvered strip* dipasang di kawat baja ringan yang berdiameter 2 mm dengan cara dilas menggunakan las kuningan. Sudut kemiringan (*slant angle* = α) *louvered strip* = 25°. Jarak antar *louvered strip* (*pitch* = S) di kawat baja divariasikan sebesar 40, 50 dan 60mm. Pemasangan *louvered strip insert* di pipa dalam dengan susunan *backward* terhadap arah aliran fluida. Skema pemasangan *louvered strip insert* dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2. Skema pemasangan *louvered strip insert* susunan *backward* di pipa dalam.

Perpindahan panas antara fluida panas dan fluida dingin digunakan sebagai dasar perhitungan perpindahan panas konveksi dari fluida panas di pipa dalam. Bilangan Nusselt, laju perpindahan panas dan parameter lain yang berhubungan dengan perpindahan panas pada penukar kalor ini dapat dihitung berdasarkan persamaan – persamaan berikut ini:

a. Laju perpindahan panas di pipa dalam dapat dinyatakan sebagai:

$$Q_h = \dot{m} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = U_i A_i \Delta T_{LMTD} \tag{1}$$

b. Laju perpindahan panas ke air dingin di sisi *annulus* dapat dihitung dengan:

$$Q_c = \dot{m} \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) = h_o \cdot A_o \cdot (\bar{T}_{w,o} - T_{b,c}) \tag{2}$$

dimana

$$T_{b,c} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \text{ dan } \bar{T}_{w,o} = \frac{\sum_{i=1}^{i=10} T_{w,i}}{10} \tag{3}$$

c. Persentase kehilangan panas (% Q_{loss}) dapat dihitung dengan:

$$\% Q_{loss} = \frac{Q_h - Q_c}{Q_h} \times 100\% \tag{4}$$

d. Koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall*) berdasarkan luas permukaan dalam pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$U_i = \frac{Q_h}{A_i \Delta T_{LMTD}} \tag{5}$$

dimana untuk penukar kalor dengan arah aliran fluida berlawanan arah (*counter flow*) nilai ΔT_{LMTD} dirumuskan dengan:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \tag{6}$$

dimana

$$\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,o}) \text{ dan } \Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,i}).$$

e. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di sisi *annulus* dapat dihitung dengan:

$$h_o = \frac{Q_c}{A_o (\bar{T}_{w,o} - T_{b,c})} \tag{7}$$

f. Koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di sisi pipa dalam dapat dihitung sebagai berikut:

$$\frac{1}{U_i A_i} = R_{total}$$

$$\frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_p L} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} \quad (8)$$

dimana

$$A_i = \pi \cdot d_i \cdot L$$

$$A_o = \pi \cdot d_o \cdot L$$

Sehingga koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di sisi pipa dalam adalah sebagai berikut:

$$h_i = \frac{1}{\left[\frac{1}{U_i} - \frac{d_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2k_p} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (9)$$

g. Bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_i}{k_{fi}} \quad (10)$$

h. Penurunan tekanan (*pressure drop*) di pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$\Delta P = \rho_m \cdot g \cdot \Delta h \quad (11)$$

i. Daya pemompaan (*pumping power*) dapat dihitung dengan:

$$W_{pompa} = \dot{V} \cdot \Delta P \quad (12)$$

j. Faktor gesekan (*friction factor*) di pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L_t}{d_i} \right) \left(\frac{\rho \cdot V^2}{2} \right)} \quad (13)$$

k. Bilangan Reynolds aliran air panas di pipa dalam dapat dihitung dengan:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_i}{\mu} \quad (14)$$

dimana sifat-sifat air panas di pipa dalam (ρ , k_{fi} dan μ) dievaluasi pada temperatur air panas *bulk* rata-rata ($T_{b,h}$).

l. Rasio peningkatan perpindahan panas penukar kalor dengan penambahan sisipan (*insert*) dapat dihitung sebagai berikut:

- ❖ Rasio peningkatan perpindahan panas pada daya pemompaan yang konstan adalah perbandingan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam dengan penambahan sisipan dengan *plain tube* dimana dapat ditulis sebagai berikut:

$$\text{Rasio peningkatan perpindahan panas} = \eta = \frac{h_s}{h_p} \Bigg|_{pp} \quad (15)$$

Faktor unjuk kerja termal dapat ditulis sebagai berikut:

$$\eta = (Nu_s / Nu_p) / (f_s / f_p)^{1/3} \quad (16)$$

Karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal dapat dinyatakan berturut-turut dengan grafik hubungan antara Nu dengan Re, f dengan Re dan η dengan Re.

m. Validasi karakteristik perpindahan panas pipa dalam tanpa sisipan (*plain tube*) dengan menggunakan persamaan Dittus Boelter dan Gnielinski:

- ❖ Persamaan Dittus Boelter:

$$Nu = 0,0265 Re^{4/5} Pr^{0,3} \quad (17)$$

- ❖ Persamaan Gnielinski:

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re-1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

Persamaan Gnielinski (2.25) berlaku untuk daerah berkembang penuh (*fully developed*) dan berlaku untuk nilai $0,5 \leq Pr \leq 2000$ dan $10^3 < Re < 5 \times 10^6$. Pada persamaan dan (2.25) nilai faktor gesekan (f) dinyatakan sebagai berikut:

$$f = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \tag{19}$$

n. Validasi karakteristik faktor gesekan pipa dalam tanpa sisipan (*plain tube*) dengan menggunakan persamaan Blasius:

❖ Persamaan Blasius:

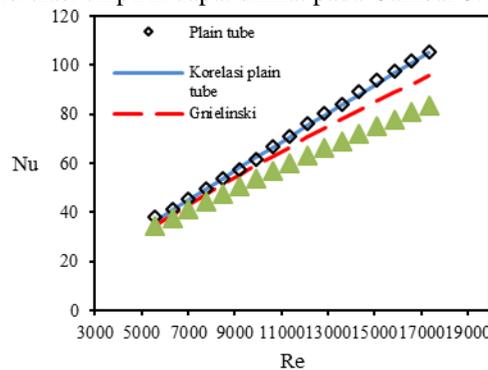
$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \tag{20}$$

Persamaan Blasius berlaku untuk nilai $4 \times 10^3 < Re < 10^5$.

Hasil dan Pembahasan

Validasi Plain Tube

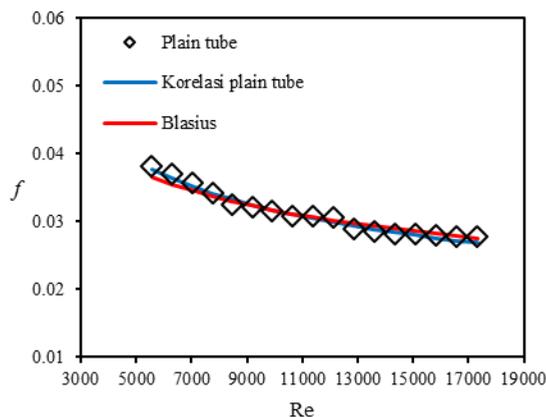
Pada pengujian ini korelasi empirik Gnielinski dan Dittus-Boelter digunakan sebagai validasi karakteristik perpindahan panas *plain tube*. Karakteristik perpindahan panas *plain tube* dapat dilihat dari hubungan bilangan Reynolds (Re) dengan bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam (Nu_i). Grafik validasi karakteristik perpindahan panas *plain tube* dengan korelasi-korelasi empirik dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Grafik hubungan Re dan Nu

Diketahui bahwa penyimpangan rata-rata Nu_i *plain tube* dengan korelasi Gnielinski adalah 7,3%. Penyimpangan rata-rata nilai Nu_i *plain tube* terhadap Gnielinski kurang dari 10%, sehingga nilai Nu_i plain tube adalah valid. Untuk penyimpangan rata-rata Nu_i *plain tube* terhadap korelasi Dittus-Boelter cukup besar yaitu 18,18%, akan tetapi korelasi Dittus-Boelter mempunyai kesalahan yang besar yaitu $\pm 25\%$ dari nilai aktual, sehingga Nu_i *plain tube* adalah valid (Incropera, 2011).

Korelasi empirik Blasius digunakan pada validasi karakteristik faktor gesekan untuk pengujian *plain tube*. Karakteristik faktor gesekan *plain tube* dapat dilihat dari hubungan Reynolds (Re) dengan faktor gesekan pipa dalam (f). Grafik validasi karakteristik faktor gesekan *plain tube* dengan korelasi empirik tersebut dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4. Grafik hubungan Re dan f

Diketahui bahwa penyimpangan rata-rata faktor gesekan *plain tube* dengan korelasi Blasius sebesar 2,31%. Penyimpangan rata-rata faktor gesekan *plain tube* terhadap korelasi Blasius kecil yaitu kurang dari $\pm 8\%$, oleh karena itu nilai faktor gesekan plain tube adalah valid (Cengel, 2006).

Pada pengujian ini dibuat korelasi-korelasi data eksperimen untuk bilangan Nusselt dan faktor gesekan *plain tube* dengan analisis regresi non linier didapatkan sebagai berikut:

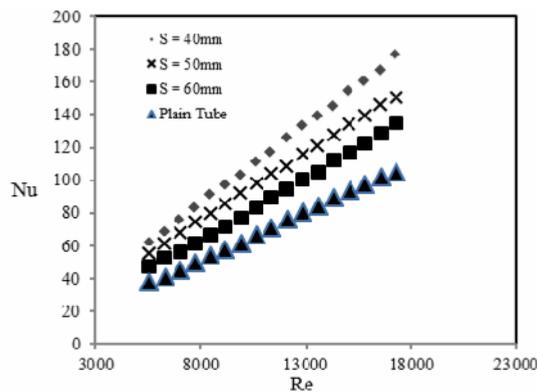
$$Nu_i = 0,007 Re^{0,949} Pr^{0,3} \tag{21}$$

$$f = 0,590 Re^{-0,318} \tag{22}$$

Grafik untuk persamaan (21) dan (22) berturut-turut dapat dilihat pada Gambar 4 dan 5. Rata-rata penyimpangan korelasi bilangan Nusselt adalah 0%-4,7%, sedangkan untuk korelasi faktor gesekan sebesar 0%-3,3%. Dengan rata-rata penyimpangan korelasi bilangan Nusselt dan faktor gesekan berturut-turut adalah $\pm 1,1\%$ dan $\pm 1,1\%$.

Karakteristik Perpindahan Panas

Karakteristik perpindahan panas dengan penambahan *louvered strip insert* susunan *backward* dengan variasi nilai *pitch* = 40, 50 dan 60mm dapat ditunjukkan dengan hubungan bilangan Reynolds (Re) dengan bilangan Nusselt rata-rata (Nu_i). Karakteristik perpindahan panas penukar kalor dengan penambahan *louvered strip insert* tersebut dapat dilihat pada Gambar 5.

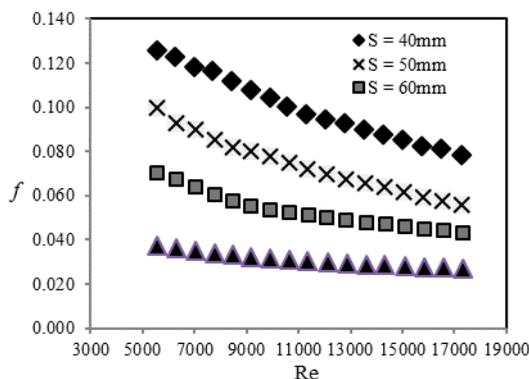


Gambar 5. Grafik hubungan bilangan Re dan Nu

Gambar 5 menunjukkan bahwa bilangan Nusselt rata-rata (Nu_i) meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds untuk *plain tube* maupun pipa dalam dengan penambahan *louverd strip insert* dengan susunan *backward*. Bilangan Nusselt juga meningkat dengan semakin kecil *pitch*, hal ini sesuai dengan penelitian dari Fan (2012). Hal ini disebabkan karena dengan semakin kecil nilai *pitch*, maka kerapatan daun (*louvered*) pada sisipan semakin besar atau semakin banyak, sehingga semakin memecah pola *streamline* dari fluida yang mengalir. Aliran diantara elemen-elemen daun akan menghasilkan intensitas turbulensi yang lebih tinggi karena terjadi pencampuran fluida yang cepat terutama pada *pitch* yang semakin kecil (Mohammed, 2013). Pada gambar 5 didapatkan bahwa pada kisaran $5.300 < Re < 17.500$, nilai Nu_i pipa dalam dengan penambahan *louvered strip insert* menggunakan susunan *backward* dengan nilai *pitch* 40, 50 dan 60 mm berturut-turut meningkat dibandingkan dengan *plain tube* dalam kisaran 62,9% - 70,0%; 42,5% - 51,3%; dan 23,1% - 31,4%.

Karakteristik Faktor Gesekan

Faktor gesekan pada penukar kalor dengan penambahan *louvered strip insert* susunan *backward* dengan variasi nilai *pitch* = 40, 50 dan 60mm di pipa dalam dapat ditunjukkan dengan hubungan bilangan Reynolds (Re) dengan faktor gesekan (*f*). Karakteristik faktor gesekan penukar kalor dengan penambahan *louvered strip insert* tersebut dapat dilihat pada Gambar 7.



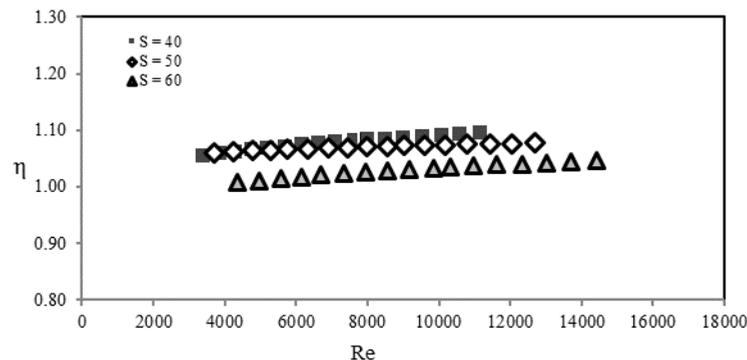
Gambar 7. Grafik hubungan Re dan f

Diketahui bahwa dengan kenaikan bilangan Reynolds, nilai faktor gesekan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik semakin menurun. Pada gambar 7 dapat dilihat bahwa nilai faktor gesekan (f) pipa dalam semakin berkurang seiring dengan kenaikan bilangan Reynolds. Nilai faktor gesekan pipa dalam dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* menggunakan susunan *backward* dengan variasi *pitch* 40, 50 dan 60mm lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*.

Pada pipa dalam dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* menggunakan susunan *backward* dengan variasi *pitch* (40, 50 dan 60mm), nilai faktor gesekan berkurang seiring dengan kenaikan nilai *pitch*, hal ini serupa dengan penelitian Fan (2012). Hal ini disebabkan dengan semakin tinggi bilangan Reynolds, maka kecepatan aliran air di pipa dalam akan semakin tinggi, dimana nilai faktor gesekan berbanding terbalik dengan nilai kuadrat dari kecepatan aliran air di pipa dalam. Pada kisaran $5.300 < Re < 17.500$ nilai faktor gesekan rata-rata di pipa dalam dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* menggunakan susunan *backward* dengan variasi *pitch* = 40, 50 dan 60mm berturut-turut meningkat dalam kisaran 1,86 – 2,44; 1,04 – 1,62; dan 0,58 – 0,85 kali lebih besar jika dibandingkan faktor gesekan pada *plain tube*.

Karakteristik Unjuk Kerja Termal

Pengaruh nilai *pitch* 40, 50 dan 60mm dari *louvered strip insert* menggunakan susunan *backward* terhadap karakteristik unjuk kerja thermal penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 8.



Gambar 8. Grafik hubungan rasio peningkatan perpindahan panas dengan bilangan Reynolds

Pada gambar 8, dapat dilihat karakteristik rasio koefisien perpindahan panas untuk pipa dalam dengan penambahan *louvered strip insert* bahwa pada $2.500 < Re < 15.000$ rasio koefisien perpindahan panas dari penukar kalor dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds. Hal ini sesuai dengan penelitian Fan (2012). Penambahan *louvered strip insert* akan meningkatkan rasio koefisien perpindahan panas dari penukar kalor, semakin besar nilai *pitch* pada *louvered strip insert* akan menyebabkan semakin kecil peningkatan laju perpindahan panas dan semakin kecil pula faktor gesekan yang terjadi. Nilai rasio koefisien perpindahan panas rata-rata penukar kalor dengan penambahan sisipan *louvered strip insert* dengan variasi *pitch* $S = 40, 50,$ dan 60mm berturut-turut dalam kisaran 1,05 - 1,09; 1,06 - 1,07 dan 1,00- 1,03. Hal ini berarti bahwa pada daya pemompaan yang sama, nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam dengan penambahan *louvered strip insert* lebih besar dari nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata pada *plain tube*.

Kesimpulan

Berdasarkan hasil pengujian, dengan penambahan *louvered strip insert* dengan variasi *pitch* $S = 40, 50,$ dan 60mm susunan *backward* di pipa dalam, dapat diambil kesimpulan bahwa pengujian dengan menambahkan *louvered strip insert* pada pipa dalam dapat meningkatkan perpindahan panas dibandingkan dengan *plain tube*. Peningkatan perpindahan panas membuat faktor gesekan pada pipa dalam ikut meningkat. Karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan, dan rasio peningkatan perpindahan panas penukar kalor dengan penambahan *louvered strip insert* meningkat seiring dengan penurunan nilai *pitch*. Pada kisaran $5500 < Re < 17.500$, nilai N_{ui} pipa dalam berturut-turut meningkat sebesar 62,9% - 70,0%; 42,5% - 51,3%; dan 23,1% - 31,4%, nilai faktor gesekan pipa dalam berturut-turut meningkat sebesar 1,86 – 2,44; 1,04 – 1,62; dan 0,58 – 0,85 kali lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*, dan rasio peningkatan perpindahan panas penukar kalor 1,05 - 1,09; 1,06 - 1,07 dan 1,00- 1,03.

Daftar Notasi

- A_c = luas penampang saluran (m^2)
 A_i = luas permukaan dalam pipa dalam (m^2)
 A_o = luas permukaan luar pipa dalam (m^2)

d_i	= diameter dalam pipa dalam (m)
d_o	= diameter luar pipa dalam (m)
D_i	= diameter dalam pipa luar (m)
D_o	= diameter luar pipa luar (m)
D	= diameter dalam pipa (m)
D_h	= diameter hidrolik (m)
f	= faktor gesekan
f_p	= faktor gesekan <i>plain tube</i>
h_i	= koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
h_o	= koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di annulus ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
h_p	= koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di plain tube ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
h_s	= koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan sisipan ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
k_{fi}	= konduktivitas termal rata-rata air panas di pipa dalam ($W/m \cdot ^\circ C$)
k_p	= konduktivitas termal material pipa dalam ($W/m \cdot ^\circ C$)
L	= panjang pipa (m)
c	= laju aliran massa air dingin di annulus (kg/s)
h	= laju aliran massa air panas di pipa dalam (kg/s)
Nu_i	= bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam
Nu_p	= bilangan Nusselt rata-rata di plain tube
Nu_s	= bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dengan sisipan
Pr	= bilangan Prandtl
S	= <i>pitch</i>
Q_{aktual}	= laju perpindahan panas aktual dari penukar kalor (W)
Q_c	= laju perpindahan panas ke annulus (W)
Q_h	= laju perpindahan panas di pipa dalam (W)
Q_{loss}	= kehilangan panas konveksi di pipa dalam (W)
$Q_{maksimum}$	= laju perpindahan panas maksimum yang mungkin dari penukar kalor (W)
U_i	= koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasarkan permukaan dalam pipa dalam ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
W_{pompa}	= daya pemompaan (W)
ρ	= densitas air panas di pipa dalam (kg/m^3)
η	= unjuk kerja termal
P	= penurunan tekanan (Pa)
$TLMTD$	= beda temperatur rata-rata logaritmik ($^\circ C$)
α	= <i>slant angle</i> ($^\circ$)

Daftar Pustaka

- Cengel, Y.A., 2003, *Heat Transfer: A Practical Approach*, 2nd edition, McGraw-Hill, New York
- Cengel, Y.A., Cimbala, J.M., 2006, *Fluid Mechanics: Fundamental and Applications*, 1st edition, McGraw-Hill, New York
- Dewan, A., Mahanta, P., SumithraRaju, K., Suresh Kumar, P., 2004, Review of passive heat transfer augmentation techniques, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 218, pp. 509–527.
- Eiamsa-ard, S., Pethkool, S., Thianpong, C., Promvonge, P., 2008, Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 120–129
- Fan, A.W., Deng, J.J., Nakayama, A., Liu, W., 2012, Parametric study on turbulent heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with louvered strip inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 5205–5213
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2011, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th Ed, John Wiley and Sons, New York
- Mohammed, H.A., Hasan, H.A., Wahid, M.A., 2013, Heat transfer enhancement of nanofluids in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 36–46
- Pethkool, S., Eiamsa-ard, S., Ridluan, A., and Promvonge, P., 2006, Effect of louvered strips on heat transfer in a concentric pipe heat exchanger, *The 2nd Joint International Conference on “Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)”*, 21-23 November 2006, Bangkok, Thailand
- Raut, K.R., Farkade H.S., 2014, Convective heat transfer enhancements in tube using louvered strip insert, *International Journal of Technical Research and Applications*, Vol. 2, pp. 01-04