

## PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK DENGAN *TRAPEZOIDAL-CUT TWISTED TAPE INSERT*

Endra Dwi Purnomo<sup>1\*</sup>, Indri Yaningsih<sup>2</sup>, Agung Tri Wijayanta<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Program Sarjana Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret

Jl. Ir. Sutami 36A Surakarta tlp. 0271632163

<sup>2,3</sup>Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret

Jl. Ir. Sutami 36A Surakarta tlp. 0271632163

\*Email: endra@student.uns.ac.id

### Abstrak

Penelitian dilakukan untuk menguji karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan trapezoidal cut twisted tape insert. Seksi uji adalah penukar kalor pipa konsentrik satu laluan dengan pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium. Dimensi pipa dalam; diameter luar 15,84 mm dan diameter dalam 14,34 mm Dimensi pipa luar; diameter luar 25,40 mm dan diameter dalam 23,40 mm, dan. Panjang penukar kalor 2.110 mm dan jarak pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.240 mm. Aliran pada pipa dalam dan annulus adalah berlawanan arah. Fluida kerja di pipa dalam adalah air panas yang temperatur masukannya dipertahankan pada  $\pm 60$  oC, sedangkan di annulus adalah air dingin pada temperatur kamar. Trapezoidal cut twisted tape insert dengan twist ratio ( $H/d$ ) 2,7 ; 4,5 ; 6,5 terbuat dari bahan aluminium strip dengan tebal 0,76 mm dan lebar 12,61 mm yang dipuntir sehingga membentuk pilinan dengan panjang pitch berturut-turut 35,00 mm ; 56,81 mm ; dan 81,90 mm. Trapezoidal cut twisted tape insert dipasang di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik. Hasil penelitian menunjukkan bahwa penambahan trapezoidal cut twisted tape insert di pipa dalam meningkatkan bilangan Nusselt rata-rata berturut-turut 86,4 % dan 64,2 % dan 45,7 % dari pipa dalam tanpa sisipan (plain tube). Penambahan trapezoidal cut twisted tape insert di pipa dalam meningkatkan faktor gesekan rata-rata berturut-turut 2,72 ; 2,30 dan 1,78 kali dari plain tube. Nilai unjuk kerja termal rata-rata pipa dalam dengan penambahan trapezoidal cut twisted tape insert berturut-turut adalah 1,33 ; 1,19 dan 1,11. Hal ini menunjukkan bahwa trapezoidal cut twisted tape insert sebagai turbulator mempunyai peforma peningkatan perpindahan panas yang baik pada pipa penukar kalor pipa konsentrik pada daya pemompaan yang sama.

**Kata kunci:** bilangan Nusselt; faktor gesekan; trapezoidal cut twisted tape insert; unjuk kerja termal

### Pendahuluan

Teknik peningkatan perpindahan panas (*heat transfer enhancement*) banyak digunakan di berbagai bidang seperti pada *heat recovery process*, otomotif, sistem refrigerasi, dan proses produksi (Bergles, A.E., 1999). Unjuk kerja sebuah penukar kalor dapat ditingkatkan secara substansial oleh sejumlah teknik peningkatan perpindahan panas. Tujuan umum teknik peningkatan perpindahan panas pada penukar kalor adalah untuk mengurangi ukuran penukar kalor, meningkatkan kapasitas penukar kalor yang ada, mengurangi daya pemompaan (*pumping power*) dan mengurangi biaya operasi penukar kalor.

Sheikholeslami, M., et al., 2015, melakukan penelitian tentang peningkatan perpindahan panas dalam penukar kalor dengan teknik pasif. Teknik pasif dilakukan dengan menyisipkan alat ke dalam ruang dimana fluida tersebut mengalir tanpa penggunaan daya eksternal. Dibandingkan dengan teknik aktif, teknik pasif tidak membutuhkan biaya yang lebih tinggi. Teknik pasif dipakai untuk menciptakan aliran sekunder atau unsteady flow (aliran takberaturan), sehingga teknik ini lebih fokus untuk mempercepat transisi aliran dari laminar ke turbulen.

Semakin besar penurunan tekanan maka semakin besar daya pemompaan yang diperlukan, dimana hal ini dihubungkan dengan gesekan fluida (*fluid friction*) dan kontribusi penurunan tekanan lain sepanjang lintasan aliran fluida. Adanya penurunan tekanan berarti terdapat kehilangan energi akibat gesekan antara fluida dengan permukaan saluran. Penurunan tekanan fluida mempunyai hubungan langsung dengan perpindahan kalor dalam penukar kalor, operasi, ukuran, dan faktor – faktor lain, termasuk pertimbangan ekonomi. Oleh sebab itu peningkatan koefisien

perpindahan kalor konveksi dengan meningkatkan turbulensi aliran dalam pipa harus dikaitkan dengan nilai penurunan tekanan yang dihasilkan akibat peningkatan turbulensi aliran fluida tersebut.

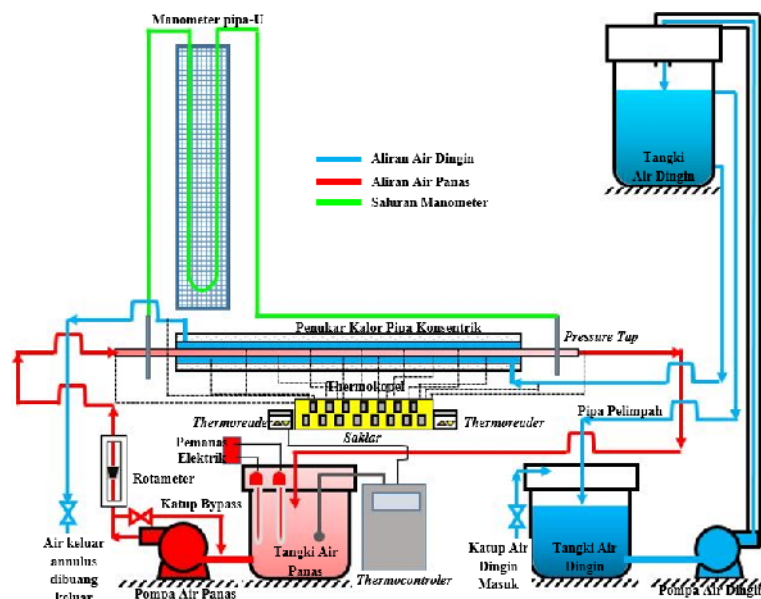
Salah satu jenis *insert* yang banyak digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas dalam sebuah penukar kalor adalah sisipan pita terpilin (*twisted tape insert*). Pipa dengan *twisted tape insert* telah digunakan secara luas sebagai alat untuk memutar aliran (*swirl flow*) secara kontinu untuk meningkatkan laju perpindahan panas pada sebuah penukar kalor dan banyak diterapkan dalam bidang keteknikan. *Twisted tape insert* dalam sebuah pipa merupakan teknik pasif yang mudah untuk meningkatkan perpindahan panas konveksi yang dihasilkan dengan memutar aliran fluida dalam sebuah penukar kalor. *Twisted tape insert* sering digunakan dalam penukar kalor karena harganya murah, perawatannya mudah dan ringkas. Dari sebuah penelitian Wang, L. and Sunden, B., 2002 mengenai perbandingan kinerja panas antara penambahan *twisted tape insert* dibanding dengan kumparan kawat (*wire coil*), *twisted tape insert* lebih efektif dibanding dengan *wire coil* apabila *pressure drop* tidak menjadi pertimbangan akhir, karena sisi lain dari pemberian *insert* dapat menaikkan *pressure drop*.

Modifikasi potongan kecil *twist tape* pada sisipan, sebagai contoh *broken* atau *spiky tape*, tipe bergerigi, *delta winglet tape* dan *plain tube* dapat meningkatkan perpindahan panas seperti yang telah diteliti oleh (Chang, S.W., et al., 2007; Chang, S.W., et al., 2009; Eiamsa-Ard, S., et al., 2010a; Eiamsa-ard, S., et al., 2010b). Penelitian Kumar, C.N. and Murugesan, P. (2012) menunjukkan bahwa untuk modifikasi geometri *twisted tape*, kecepatan perpindahan panas menjadi lebih tinggi dengan faktor gesekan untuk aliran laminar dan turbulen yang layak.

Salah satu bentuk modifikasi geometri adalah dengan memberikan potongan pada sisi – sisi *twisted tape*. Penelitian ini akan menguji pengaruh ratio *twisted tapes* terhadap peningkatan perpindahan panas dari pipa penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *trapezoidal-cut* dengan dimensi yang tetap pada sisi - sisi *twisted tape insert*. *Trapezoidal-cut* merupakan modifikasi typical *twisted tape insert* dengan potongan berbentuk persegi panjang pada sisi – sisinya. Potongan dilakukan secara bergantian dan berurutan untuk disisipkan pada pipa penukar kalor. Diharapkan dengan penambahan sisipan *trapezoidal-cut twisted tape insert* dan variasi *twist ratio* dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi pipa dalam dengan nilai penurunan tekanan yang masih dapat diterima.

**Bahan dan Metode Penelitian**

Penukar kalor yang digunakan merupakan pipa konsentrik satu luan (*one pass concentric tube heat exchanger*) dengan penampang pipa dalam dan pipa luar adalah lingkaran. Penukar kalor diorientasikan mendatar. Pipa dalam dan pipa luar penukar kalor adalah aluminium dengan pipa dalam berdiameter luar ( $d_o$ ) 15,8 mm, diameter dalam ( $d_i$ ) 14,3 mm, panjang 2.527 ( $L_i$ ) mm dan pipa luar berdiameter luar ( $D_o$ ) 25,4 mm, diameter dalam ( $D_i$ ) 23,4 mm, panjang ( $L_o$ ) 1.940 mm. Ukuran celah annulus adalah 3,8 mm. Arah aliran fluida kerja mendatar berlawanan arah (*counter flow*) dengan fluida kerja air. Skema alat penelitian dapat dilihat pada gambar 1.

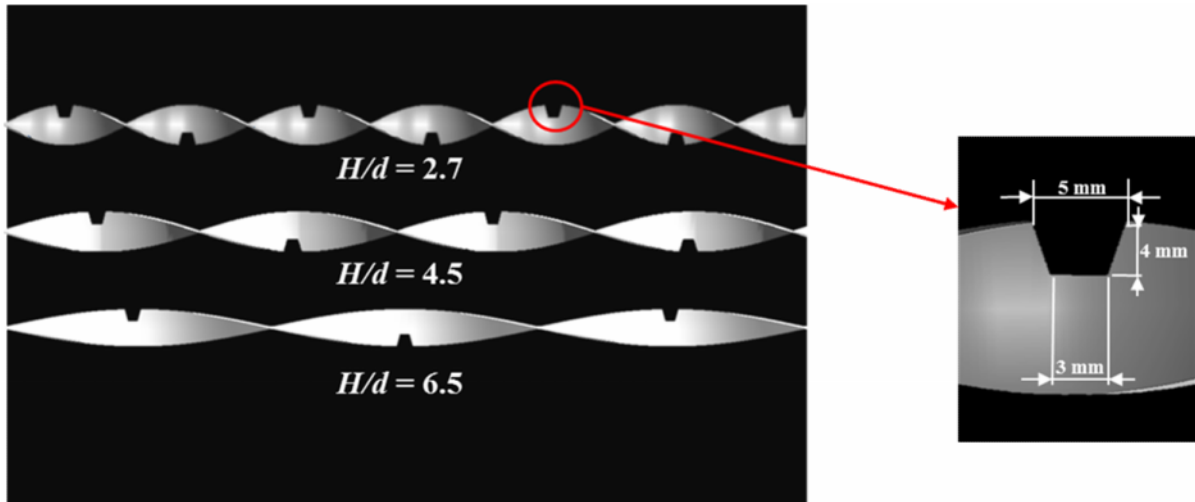


Gambar 1. Skema alat pengujian penukar kalor pipa konsentrik

Peralatan penelitian terdiri dari 3 sistem, yaitu sistem pengukuran, sistem lintasan aliran air panas di pipa dalam, dan sistem lintasan aliran air dingin di annulus. Air di tangki air panas dipanaskan menggunakan pemanas air elektrik dengan daya total 4.000 Watt. Temperatur air panas di tangki air panas diseting dengan thermocontroller sehingga temperatur air panas masuk ke pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dijaga konstan sebesar 60oC.

Sirkulasi air panas merupakan sirkulasi tertutup dimana air di dalam tangki air panas dipompa oleh pompa air panas, mengalir melewati seksi uji (pipa dalam) dan kembali ke tangki air panas.

Semua *twisted tape insert* yang digunakan dalam penelitian ini terbuat dari bahan aluminium strip dengan tebal (t) = 0,7 mm dan lebar (d) = 12,6 mm yang dipuntir sedemikian rupa sehingga berbentuk sebuah pilinan yang mempunyai panjang pitch (H) = 35 mm; 56,81 mm; 81,9 mm dan dimensi potongan *trapezoidal* dengan lebar potongan bawah (W<sub>b</sub>) 3 mm, lebar potongan atas (W<sub>t</sub>) 5 mm dan kedalaman pemotongan (d<sub>i</sub>) 4 mm. *Trapezoidal-cut twisted tape insert* divariasi nilai *twist tape ratio* (H/d) sebesar 2,7; 4,5; dan 6,5 dengan ukuran *cutting* yang konstan, dimana H adalah panjang ulir *twist tape*, d adalah lebar tape (*tape width*). Pada penelitian pengaruh *twist tape ratio* (H/d) dilakukan pada *de/b* yang konstan. *Trapezoidal-cut twisted tape insert variasi twist tape ratio* (H/d) digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.



Gambar 2. Trapezoidal-cut *twisted tape insert* (TTT)

Data eksperimen yang diperoleh digunakan untuk menghitung bilangan Nusselt, faktor gesekan dan faktor unjuk kerja termal pada bilangan Reynolds (Re) yang berbeda dalam daerah aliran turbulen. Langkah perhitungan sebagai berikut.

Laju perpindahan panas di pipa dalam dapat dinyatakan sebagai:

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

Perpindahan panas ke air dingin di sisi *annulus* dapat dihitung dengan:

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

dimana

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

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

$$\% Q_{loss} = \left[ \frac{Q_h - Q_c}{Q_c} \right] \times 100\% \quad (4)$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall*)

$$U_i = \frac{Q_h}{A_i \Delta T_{LMTD}} \quad (5)$$

(6)

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

$$h_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{U_i} - \frac{d_i \cdot \ln(d_o/d_i)}{2k_p} - \frac{d_i}{d_o \cdot h_o} \right]} \quad (7)$$

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

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot d_i}{k_{fi}} \quad (8)$$

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

$$f = \frac{\Delta P}{\left( \frac{L_t}{d_i} \right) \left( \frac{\rho \cdot V^2}{2} \right)} \quad (9)$$

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

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_i}{\mu} \quad (10)$$

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

Unjuk kerja termal penukar kalor dengan penambahan sisipan (*insert*) dapat dihitung sebagai berikut:

Daya pemompaan konstan antara pipa dalam dengan TTT dan tanpa sisipan (*plain tube*) dihubungkan sebagai berikut:

$$(\dot{V} \cdot \Delta P)_p = (\dot{V} \cdot \Delta P)_s \quad (11)$$

Hubungan antara faktor gesekan dengan bilangan Reynolds untuk *plain tube* dan pipa dalam dengan penambahan TTT dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$(f \cdot Re^3)_p = (f \cdot Re^3)_s \quad (12)$$

Faktor unjuk kerja termal 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:

$$\eta = \frac{h_s}{h_p} \Big|_{pp} \quad (13)$$

Faktor unjuk kerja termal dengan menggunakan kombinasi persamaan (11 – 12) dapat ditulis sebagai berikut:

$$\eta = (Nu_s / Nu_p) / (f_s / f_p)^{1/3} \quad (14)$$

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

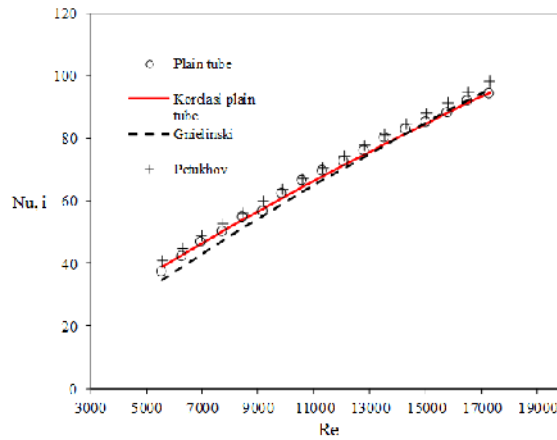
## Hasil dan Pembahasan

### Validasi hasil eksperimen

Validasi dilakukan dengan membandingkan data eksperimental dengan korelasi empirik. Sebagai pembanding digunakan korelasi empirik Petukhov dan Gnielinski. Validasi pada *plain tube* penting dilakukan untuk menghasilkan hasil analisis yang baik. Sehingga akurasi, presisi dan repeatibilitas data eksperimen tidak menyimpang jauh dari standard korelasi.

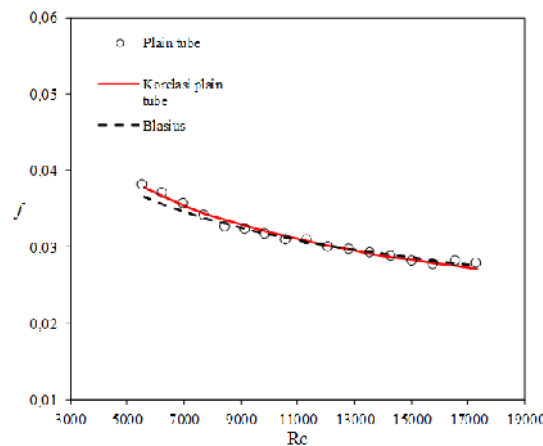
Validasi karakteristik perpindahan panas *plain tube* ditunjukkan pada grafik hubungan bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam ( $Nu_i$ ) dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) dengan korelasi-korelasi empirik tersebut dapat dilihat pada gambar 3.

Pada gambar 3 ditunjukkan penyimpangan rata-rata nilai  $Nu_i$  *plain tube* terhadap korelasi Petukhov sebesar 3,56 %. Penyimpangan rata-rata  $Nu_i$  *plain tube* dengan korelasi Gnielinski sebesar 3,4%. Penyimpangan rata-rata nilai  $Nu_i$  *plain tube* terhadap korelasi Gnielinski kurang dari 10% (Bergman, T.L., et al., 2011). Sehingga nilai  $Nu_i$  *plain tube* adalah valid.



Gambar 3. Validasi bilangan Nusselt untuk *plain tube*

Karakteristik faktor gesekan untuk *plain tube* pada penelitian kali ini divalidasi dengan korelasi empirik Blasius. Dari gambar 4 dapat dilihat hubungan faktor gesekan pipa dalam ( $f$ ) dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) dari hasil korelasi empirik.



Gambar 4. Validasi faktor gesekan untuk *plain tube*..

Didapatkan penyimpangan rata-rata faktor gesekan *plain tube* dengan korelasi Blasius perbandingan antara  $(f_{\text{plaintube}} - f_{\text{blasius}}) / f_{\text{blasius}}$  sebesar 1,05 %, Pada gambar 4.2. Penyimpangan rata-rata faktor gesekan *plain tube* terhadap korelasi Blasius kecil yaitu kurang dari 10%, oleh karena itu nilai faktor gesekan *plain tube* dinyatakan valid. Persamaan empiris bilangan Nusselt dan faktor gesekan *plain tube* sebagai berikut:

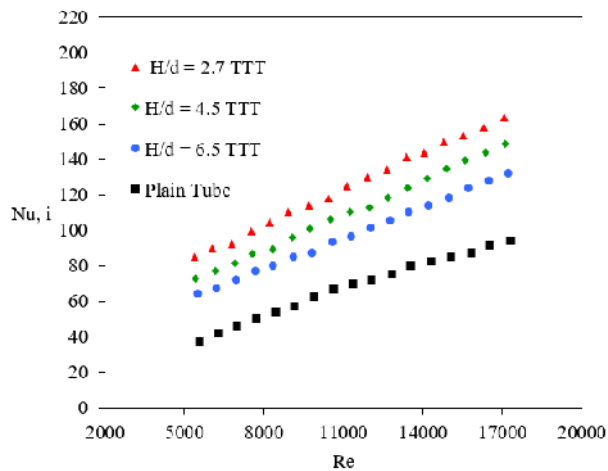
$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,3} \tag{15}$$

$$f = 0,478 \cdot Re^{-0,294} \tag{16}$$

Penyimpangan korelasi bilangan Nusselt adalah 0,20% - 3,92% dan untuk penyimpangan korelasi faktor gesekan sebesar 0,12% - 2,79%, sehingga diperoleh penyimpangan rata-rata pada Nusselt 1,35% dan faktor gesekan 1,05%.

**Pengaruh TTT terhadap karakteristik perpindahan panas**

Pengaruh *twist ratio* TTT ((H/d) 2,7; 4,5; dan 6,5 terhadap karakteristik perpindahan panas dapat dilihat pada gambar 5. Penambahan TTT menghasilkan koefisien perpindahan panas lebih tinggi dibandingkan *plain tube* seperti ditunjukkan pada gambar 5. Semakin kecil *twist ratio*, bilangan Nusselt semakin meningkat. Sisipan dengan nilai Nu tertinggi pada variasi *twist ratio* 2,7 dan paling rendah 6,5. Hal ini disebabkan karena dengan semakin kecil nilai *twist ratio*, maka kerapatan *twist* dan lintasan semakin panjang sehingga aliran tersebut menghasilkan intensitas turbulensi yang lebih tinggi.



Gambar 5. Hubungan Nu, dengan Re.

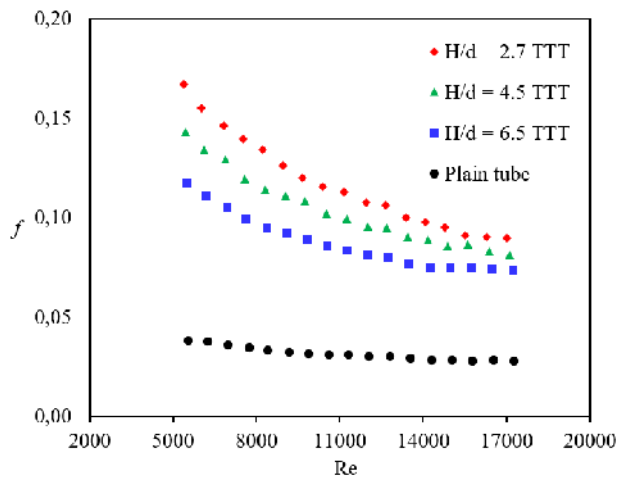
Sisipan *trapezoidal cut* di pipa dalam dapat meningkatkan nilai  $Nu_i$  jika dibandingkan dengan *plain tube*. Dispersi aliran akibat sisi *trapezoidal cut* mampu menghasilkan gerakan secara acak di pipa dalam merata sepanjang seksi uji tersebut. Selain itu, pengaruh potongan *trapezoidal* memberikan kontak permukaan yang besar antara fluida dan dinding yang menghasilkan peningkatan perpindahan panas (Prasad, P.D., et al., 2015).

Pada kisaran  $5300 < Re < 17.500$ , Kenaikan bilangan nusselt terhadap bilangan Reynolds pada sisipan trapezoidal cut twisted tape variasi twist ratio  $H/d = 2,7$ ;  $4,5$ ; dan  $6,5$  beturut-turut sebesar  $86,4 \%$ ,  $64,2 \%$  dan  $45,7 \%$  dibandingkan dengan plain tube.

**Pengaruh TTT terhadap karakteristik faktor gesekan**

Pengaruh *twist ratio* TTT ( $H/d$ )  $2,7$ ;  $4,5$ ; dan  $6,5$  terhadap karakteristik factor gesekan dapat dilihat pada gambar 6. Menunjukkan bahwa nilai faktor gesekan ( $f$ ) pipa dalam berkurang seiring kenaikan bilangan Reynolds ( $Re$ ). Faktor gesekan pipa dalam dengan TTT pada variasi *twist ratio*  $2,7$  lebih besar dibanding  $4,5$ ; dan  $6,5$ . Pada pipa dalam dengan penambahan sisipan *twisted tape*, nilai faktor gesekan bertambah dengan semakin kecilnya *twist ratio*, hal ini serupa dengan penelitian (Salam, B., et al., 2013). Faktor gesekan dengan penambahan sisipan *twisted tape* menunjukkan penurunan bilangan Nusselt rata-rata dan faktor gesekan meningkat dengan penurunan *twist ratio*.

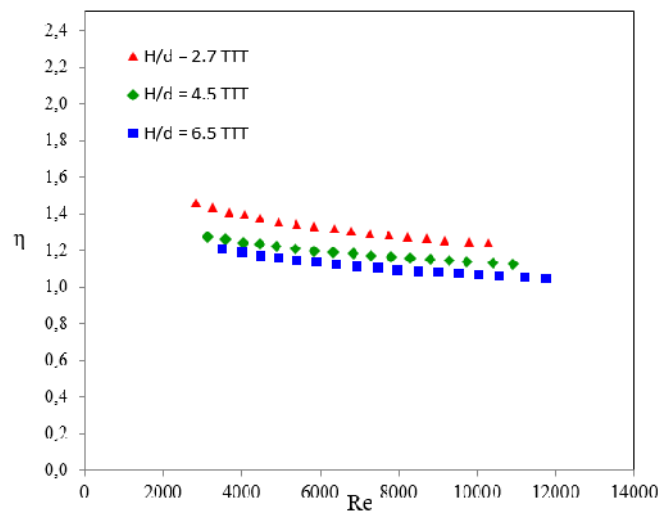
Nilai faktor gesekan pada kisaran  $5300 < Re < 17.500$  di pipa dalam dengan variasi *twist ratio*  $H/d = 2,7$ ; lebih besar dibandingkan  $4,5$ ; dan  $6,5$  dan *plain tube*. TTT rendah mempunyai nilai faktor gesekan yang paling tinggi. Hal ini disebabkan karena penambahan gangguan dapat meningkatkan kontak tangensial antara aliran sekunder dan permukaan dinding pipa (Liu, S. and Sakr, M., 2013). Nilai kenaikan faktor gesekan berturut-turut untuk  $H/d = 2,7$ ;  $4,5$ ; dan  $6,5$  sebesar  $2,72$ ; ;  $2,30$  dan  $1,78$  kali terhadap *plain tube*.



Gambar 6. Grafik hubungan penurunan tekanan dengan bilangan Reynolds

### Pengaruh TTT terhadap karakteristik unjuk kerja termal

Pengaruh *twist ratio* TTT ( $H/d$ ) 2,7; 4,5; dan 6,5 terhadap unjuk kerja termal dilihat pada gambar gambar 7. Pada gambar 7 dapat dilihat bahwa unjuk kerja termal dengan TTT pada variasi *twist ratio* 2,7 meningkat pada bilangan Reynolds yang rendah kemudian turun pada Reynolds yang tinggi. Hal ini membuktikan bahwa pada daya pemompaan yang rendah efek dari penambahan sisipan sudah dapat meningkatkan unjuk kerja termal pada daya pemompaan yang sama. Nilai faktor unjuk kerja termal dengan TTT ( $H/d$ ) 2,7; 4,5; dan 6,5 berturut-turut kisaran 1,24-1,46 ; 1,13-1,28 dan 1,05-1,21. Ini menunjukkan bahwa pada daya pemompaan yang sama, nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam dengan penambahan sisipan TTT dengan variasi ( $H/d$ ) 2,7; 4,5; dan 6,5 lebih besar dari nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari *plain tube*.



Gambar 7. Hubungan dengan Re

### Kesimpulan

Pada bilangan Reynolds  $5300 < Re < 17.500$ , bilangan Nusselt dan faktor gesekan penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan sisipan TTT variasi ( $H/d$ ) 2,7; 4,5; dan 6,5 secara konsisten lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*. Nilai bilangan Nusselt, faktor gesekan dan faktor unjuk kerja termal semakin tinggi dengan kenaikan nilai  $H/d$ . Bilangan Nusselt rata-rata pipa dalam dengan penambahan TTT dengan variasi  $H/d$  2,7; 4,5; dan 6,5 berturut-turut meningkat sebesar 86,4 %, 64,2 % dan 45,7 % dibandingkan dengan tanpa sisipan. Penambahan sisipan TTT dengan variasi ( $H/d$ ) 2,7; 4,5; dan 6,5 di pipa dalam menghasilkan faktor gesekan rata-rata berturut-turut sebesar 2,72, 2,30 dan 1,78 kali faktor gesekan *plain tube*. Unjuk kerja termal rata-rata dengan penambahan TTT variasi ( $H/d$ ) 2,7; 4,5; dan 6,5 di pipa dalam berturut-turut dalam kisaran 1,24-1,46 ; 1,13-1,28 dan 1,05-1,21.

### 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)
- $D$  = diameter dalam pipa (m)
- $D_h$  = diameter hidrolik (m)
- $f$  = faktor gesekan
- $f_p$  = faktor gesekan *plain tube*
- $h_i$  = 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 ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
- $H$  = *pitch*
- $k_{fi}$  = 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 <i>plain tube</i>
$Nu_s$	= bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dengan sisipan
$Pr$	= bilangan Prandtl
$Q_{aktual}$	= 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)
$W_b$	= lebar potongan bawah (mm)
$W_t$	= lebar potongan atas (mm)
$\rho$	= densitas air panas di pipa dalam ( $kg/m^3$ )
$\eta$	= unjuk kerja termal
$P$	= penurunan tekanan (Pa)
$TLMTD$	= beda temperatur rata-rata logaritmik ( $^\circ C$ ) = tebal aluminium strip (mm)

### Daftar Pustaka

- Bergles, A.E., 1999, *Advanced Enhancement for Heat Exchangers*, pp. 23-35.
- Chang, S.W., Jan, Y.J., and Liou, J.S., 2007, *Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Tube Fitted with Serrated Twisted Tape*, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46 (5), pp. 506-518.
- Chang, S.W., Lees, A.W., and Chang, H.-T., 2009, *Influence of Spiky Twisted Tape Insert on Thermal Fluid Performances of Tubular Air-Water Bubbly Flow*, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 48 (12), pp. 2341-2354.
- Eiamsa-Ard, S., Thianpong, C., and Eiamsa-Ard, P., 2010a, *Turbulent Heat Transfer Enhancement by Counter/Co-Swirling Flow in a Tube Fitted with Twin Twisted Tapes*, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 34 (1), pp. 53-62.
- Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., and Thianpong, C., 2010b, *Heat Transfer Enhancement in a Tube Using Delta-Winglet Twisted Tape Inserts*, Applied Thermal Engineering, Vol. 30 (4), pp. 310-318.
- Liu, S., and Sakr, M., 2013, *A Comprehensive Review on Passive Heat Transfer Enhancements in Pipe Exchangers*, Renewable and sustainable energy reviews, Vol. 19 pp. 64-81.
- Prasad, P.D., Gupta, A., and Deepak, K., 2015, *Investigation of Trapezoidal-Cut Twisted Tape Insert in a Double Pipe U-Tube Heat Exchanger Using Al 2 O 3/Water Nanofluid*, Procedia Materials Science, Vol. 10 pp. 50-63.
- Salam, B., Biswas, S., Saha, S., and Bhuiya, M.M.K., 2013, *Heat Transfer Enhancement in a Tube Using Trapezoidal-Cut Twisted Tape Insert*, Procedia Engineering, Vol. 56 pp. 96-103.
- Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., and Ganji, D.D., 2015, *Review of Heat Transfer Enhancement Methods: Focus on Passive Methods Using Swirl Flow Devices*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 49 pp. 444-469.
- Wang, L., and Sunden, B., 2002, *Performance Comparison of Some Tube Inserts*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 29 (1), pp. 45-56.