

## PENGUJIAN KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA PENUKAR KALOR PIPA KONSENTRIK SALURAN ANNULAR DENGAN *TWISTED TAPE INSERT WITH OBLIQUE TEETH*

Mirando Eka Wicaksono<sup>1</sup>, Tri Istanto<sup>2</sup>, Wibawa Endra Juwana<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Mahasiswa Program Sarjana Jurusan Teknik Mesin – Universitas Sebelas Maret

<sup>2</sup>Staf Pengajar – Jurusan Teknik Mesin – Universitas Sebelas Maret

---

### **Keywords :**

Nusselt number  
Reynolds number  
Twisted tape insert with  
oblique teeth  
Tooth angle

---

### **Abstract :**

*This research was conducted to examine the characteristics of heat transfer and friction factor in the annular channel concentric tube heat exchanger with the addition of twisted tape insert with oblique teeth. Test section was the single pass concentric tube heat exchanger with inner tube and outer tube made of aluminum. The length of heat exchanger was 2,110 mm and the length of pressure drop measurement in the inner tube was 2,240 mm. Flows in the inner tube and in annulus were counter flow. Working fluid in the inner tube was hot water which its inlet temperature was maintained at 60°C, whereas the working fluid in the annulus was cold water with its inlet temperature of  $\pm 28^\circ\text{C}$ . For comparison, inner tube tested without twisted tape insert (plain tube) and with the addition of twisted tape insert without oblique teeth (classic twisted tape insert). Classic twisted tape insert and twisted tape insert with oblique teeth made of aluminum strip with a thickness of 0.7 mm, width 12.6 mm, which had a twist ratio of 4.0 and the pitch length of 50.3 mm. While the twisted tape inserts with oblique teeth varied with tooth angle of 15°, 30° and 45°. Classic twisted tape insert and twisted tape inserts with oblique teeth installed in the inner tube of the concentric tube heat exchanger. The research result has showed that the inner tube with the addition of twisted tape insert with oblique teeth produce Nusselt number, friction factor and thermal performance that was greater than the addition of classic twisted tape insert and plain tube. Values of Nusselt number, friction factor and thermal performance increase with the increase in tooth angle of twisted tape inserts with the oblique teeth. At the same Reynolds number, the addition of twisted tape insert with oblique teeth with a tooth angle 15°, 30°, and 45° resulting in an increased average Nusselt number in the inner tube, of 61.8%, 75.3% and 89.2% when compared to the plain tube, respectively. Compared to classic twisted tape inserts, inner tube with twisted tape inserts with oblique teeth with a tooth angle 15°, 30°, and 45° experienced increase Nusselt numbers, an average of 10.2%, 19.4% and 28.9%, respectively. At the same Reynolds number, the addition of classic twisted tape insert and twisted tape insert with oblique teeth with a tooth angle 15°, 30°, and 45° in the inner tube has produced an average friction factor of 2.4; 2.9; 3.4; and 3.9 times than the friction factor of plain tube, respectively. The average thermal performance with the addition of classic twisted tape inserts, twisted tape inserts with oblique teeth with a tooth angle 15°, 30°, and 45° in the inner tube of 1.003; 1.060; 1.106; and 1.151 respectively.*

---

### **PENDAHULUAN**

Teknologi untuk meningkatkan perpindahan panas (*heat transfer enhancement technology*) pada penukar kalor banyak dikembangkan dan digunakan pada beberapa aplikasi penukar kalor, antara lain pada; sistem pendingin, otomotif, proses industri, dan pemanas air tenaga surya. Peningkatan perpindahan panas pada penukar kalor dapat dicapai dengan banyak teknik, dan teknik-teknik ini dapat

diklasifikasikan dalam 3 kelompok yaitu; teknik aktif, teknik pasif, dan teknik campuran. Dalam teknik aktif, peningkatan perpindahan panas dilakukan dengan memberikan tambahan energi aliran ke fluida. Dalam teknik pasif, peningkatan perpindahan panas diperoleh tanpa menyediakan tambahan energi aliran. Dalam teknik campuran, dua atau lebih dari teknik aktif dan pasif digunakan secara simultan untuk menghasilkan peningkatan

perpindahan panas, dimana peningkatan perpindahan panas lebih tinggi daripada jika teknik-teknik peningkatan perpindahan panas dioperasikan secara terpisah.

Di antara berbagai teknik yang efektif untuk meningkatkan laju perpindahan panas di pipa penukar kalor, penyisipan dengan pita terpilin (*twisted tape*) adalah salah satu teknik peningkatan perpindahan panas pasif yang paling populer karena biaya rendah, kemudahan instalasi, dan pemeliharaan yang mudah. *Twisted tape* telah digunakan secara luas sebagai pembangkit pusaran (*swirl generator*) untuk meningkatkan laju perpindahan panas konveksi dalam menemukan cara untuk mengurangi berat, ukuran dan biaya sistem penukar kalor dalam beberapa aplikasi industri seperti; proses teknik kimia, proses perolehan panas kembali, pengkondisian udara dan sistem pendingin, reaktor kimia, pembangkit listrik, dan reaktor nuklir. Pipa dengan sisipan *twisted tape* juga merupakan kelompok penting dari alat pemutar aliran kontinyu yang menghasilkan gerakan aliran berputar melalui keseluruhan panjang aliran pipa pada koefisien perpindahan panas dan gesekan faktor yang konstan. Ada banyak peralatan yang digunakan untuk menghasilkan aliran berputar dalam pipa, seperti *helical vanes*, *helical grooved tube*, *helical screw-tape*, *axial-radial guide vanes* dan *snail entry*, sementara *twisted tape* adalah salah satu kelompok yang paling populer karena biaya rendah, perawatan yang rendah, kehilangan tekanan rendah dan kemudahan konstruksi.

Semua peralatan pemutar aliran telah digunakan untuk menghasilkan kecepatan tangensial, menipiskan lapis batas, meningkatkan fluktuasi turbulen tangensial dan radial, dan karena itu menyebabkan peningkatan laju perpindahan panas dan kerugian gesekan di dalam pipa. Aliran berputar (*swirl flow*) menginduksi turbulensi dekat dinding pipa dan meningkatkan waktu tinggal (*residence time*) aliran fluida dalam pipa. Intensitas turbulensi yang lebih tinggi dari fluida dekat dinding pipa yang dihubungkan dengan *twisted tape* adalah bertanggung jawab untuk suatu pencampuran fluida yang sangat baik dan pertumbuhan kembali yang efisien dari lapis batas termal/hidrodinamik yang akibatnya menghasilkan peningkatan perpindahan panas konveksi. Dalam kenyataannya, putaran aliran menginduksi baik peningkatan perpindahan panas dan peningkatan penurunan tekanan dalam pipa. Peningkatan penurunan tekanan mengurangi unjuk kerja termal yang membatasi aplikasi *twisted tape* dalam industri.

Banyak penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa unjuk kerja peningkatan perpindahan panas dengan penyisipan *twisted tape* sangat tergantung pada geometrinya. Desain yang tepat dari *twisted tape* memberikan peningkatan laju perpindahan panas dengan nilai penurunan tekanan dalam batas yang dapat diterima, sehingga mempengaruhi

penghematan energi. Optimasi desain dari *twisted tape* adalah tugas yang menantang untuk meningkatkan laju perpindahan panas dan meminimalkan kerugian gesekan, yang bermanfaat untuk mengurangi ukuran penukar panas dan mempengaruhi penghematan energi. Berdasarkan literatur, menunjukkan bahwa modifikasi pada *classic twisted tape insert* yaitu berupa potongan-potongan kecil pada *tape*, misalnya potongan V (Murugesan dkk, 2011), persegi (Murugesan, 2010), dan trapesium (Murugesan, 2009) memberikan jaminan untuk peningkatan baik laju perpindahan panas dan unjuk kerja termal. Alasan di balik unjuk kerja termal yang tinggi adalah bahwa potongan-potongan kecil pada *classic twisted tape insert* menghasilkan penurunan tekanan dalam sistem ke tingkat yang dapat diterima.

Potongan-potongan kecil pada *twisted tape* memberikan gangguan tambahan ke fluida di sekitar dinding pipa dan vortisitas di belakang potongan dan dengan demikian memicu peningkatan perpindahan panas lebih tinggi dibandingkan dengan *classic twisted tape insert*. Dari literatur (Murugesan, 2009, 2010, 2011), didapatkan bahwa alasan untuk peningkatan perpindahan panas karena promosi pencampuran fluida dan intensitas turbulensi, efek sinergi dari sirkulasi vorteks bersama dengan aliran sekunder, di samping dengan aliran pusaran utama dan peningkatan turbulensi dekat permukaan dinding pipa berturut-turut menggunakan V-cut, square-cut dan trapezoidal-cut *twisted tape*. Mekanisme ini diyakini juga akan terjadi pada pipa yang dilengkapi dengan *twisted tape insert with oblique teeth*. Oleh karena itu, penelitian mengenai peningkatan perpindahan panas pada sebuah penukar kalor dengan modifikasi *twisted tape insert* penting untuk dikembangkan.

Beberapa peneliti yang meneliti tentang peningkatan perpindahan panas pada pipa dan penukar kalor menggunakan modifikasi *twisted tape insert with oblique teeth*. Naphon (2006) menyelidiki karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda (*double pipes heat exchanger*) tanpa *twisted tape insert*, dan membandingkannya dengan menggunakan *twisted tape insert* dengan berbagai nilai *pitch*. Murugesan et al (2009) melakukan penelitian karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda tanpa *twisted tape insert* dan membandingkannya dengan *trapezoidal-cut twisted tape insert* pada *twist ratio* 4,4 dan 6. Murugesan et al (2010) melakukan penelitian mengenai karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda dengan *plain twisted tape insert* (PTT) dan membandingkannya dengan *square-cut twisted tape insert* (STT) pada *twist ratio* 2, 4,4 dan 6. Saha

(2010) melakukan penelitian mengenai karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan aliran turbulen dari udara melalui saluran persegi panjang dan bujur sangkar yang permukaannya dalamnya berombak dalam arah aksial (*internal axial corrugation*) dan dikombinasi dengan penambahan *twisted tape insert* dengan dan tanpa *oblique teeth*.

Murugesan et al (2011) melakukan penelitian mengenai karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda dengan *plain twisted tape insert* (PTT) dan membandingkannya dengan *V-cut twisted tape insert* (VTT) pada *twist ratio* 2, 4,4 dan 6 serta variasi *depth ratio* (DR) dan *width ratio* (WR) untuk VTT sebesar 0,34 dan 0,43.

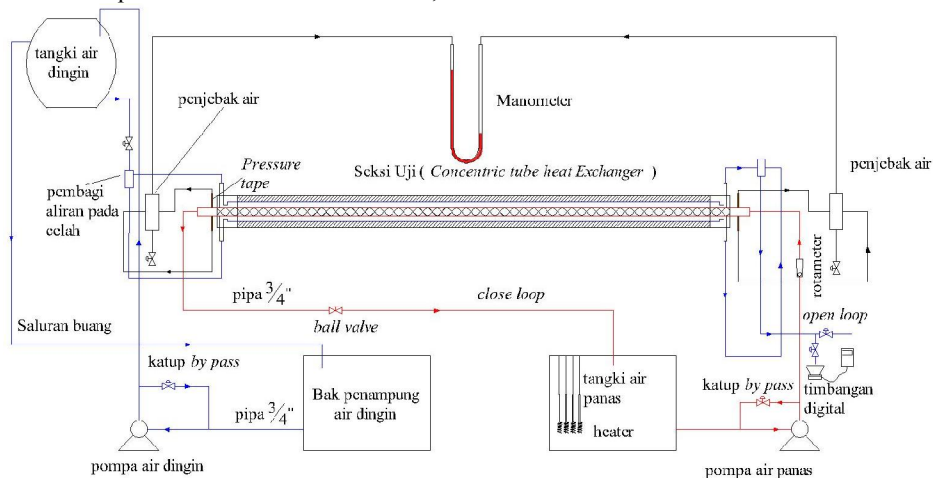
Penelitian ini dilakukan untuk menguji pengaruh variasi bilangan Reynolds aliran air di pipa dalam (*inner tube*) dan pengaruh penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik saluran *annular* terhadap karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekannya.

**METODE PENELITIAN**

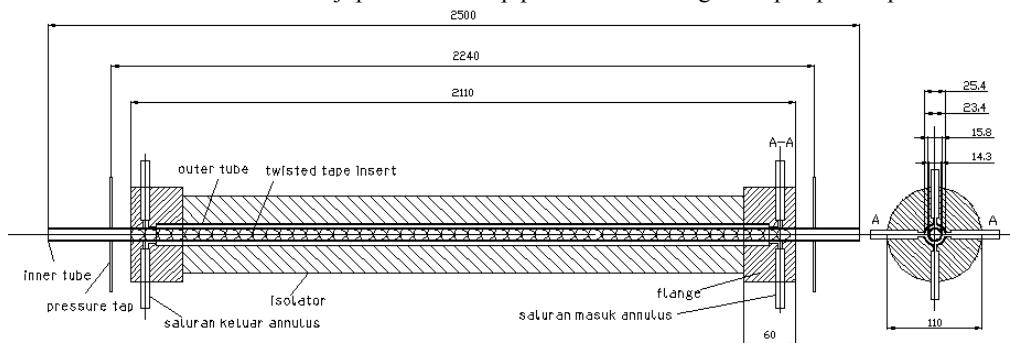
Skema alat pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* di pipa dalam dapat dilihat pada gambar 1. Peralatan penelitian terdiri dari 3 sistem,

yakni sistem pengukuran, sistem lintasan pipa dalam, dan sistem lintasan annulus. Lintasan aliran air panas di pipa dalam adalah sebuah lintasan tertutup. Air panas yang berada di tangki air panas digerakkan oleh pompa air, mengalir melewati pipa dalam dan kembali ke tangki air panas. Lintasan aliran air dingin di annulus adalah lintasan terbuka. Aliran air dingin menggunakan metode gravitasi, yaitu aliran air dingin berasal dari tandon air yang dipasang diatas. Air dingin yang keluar dari annulus langsung dibuang.

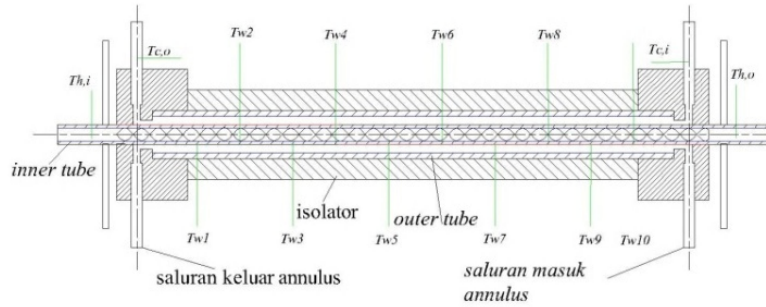
Skema seksi uji dapat dilihat pada gambar 2. Penukar kalor berupa pipa konsentrik satu laluan dengan arah aliran fluida di pipa dalam dan di *annulus* berlawanan arah (*counter flow*). Pipa dalam dan pipa luar terbuat dari aluminium, dengan panjang berturut-turut 2.500 mm dan 1.940 mm. Dimensi pipa luar; diameter luar 25,4 mm dan diameter dalam 23,4 mm, dan dimensi pipa dalam; diameter luar 15,8 mm dan diameter dalam 14,3 mm. Panjang penukar kalor 2.110 mm dan jarak pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.240 mm. Ukuran celah *annulus* 3,8 mm dengan diameter hidrolis 7,6 mm. Pengujian dilakukan dengan arah penukar kalor mendatar. Fluida kerja di pipa dalam adalah air panas yang temperaturnya dijaga konstan 60°C, sedangkan fluida kerja di *annulus* adalah air dingin dengan temperatur masukan ±28°C.



Gambar 1. Skema alat uji penukar kalor pipa konsentrik dengan sisipan pita terpilin



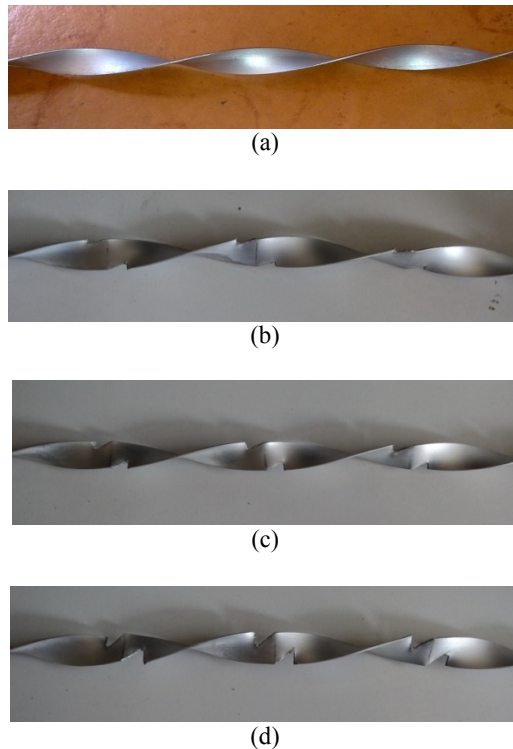
Gambar 2. Skema penukar kalor pipa konsentrik



Gambar 3. Letak termokopel-termokopel di seksi uji

Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, dinding luar pipa dalam, dan air dingin masuk dan keluar *annulus*. Pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam sebanyak 10 titik, seperti terlihat pada gambar 3. Penelitian dilakukan dengan bervariasi laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam dengan menjaga temperatur masukannya konstan sebesar 60°C, sedangkan laju aliran volumetrik air dingin di *annulus* dijaga konstan. Laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam diukur dengan *flowmeter*. Temperatur air panas masukan di pipa dalam dijaga

konstan diperoleh dengan menggunakan pemanas air elektrik yang dikontrol dengan *thermocontroller*. Pada pengujian penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* ( $\theta$ ) = 15°, 30° dan 45°, untuk perbandingan diuji juga pipa dalam tanpa *twisted tape insert (plain tube)* dan dengan penambahan *classic twisted tape insert*. Pengukuran beda tekanan di pipa dalam menggunakan manometer pipa U dengan fluida manometer adalah air. Data yang dipakai untuk analisa adalah data pada saat sistem penukar kalor mencapai kondisi tunak.



Gambar 4. Sisipan pita terpilin a) *Classic twisted tape insert*; b) *twisted tape insert with oblique teeth (tooth angle 15°)*; c) *twisted tape insert with oblique teeth (tooth angle 30°)*; d) *twisted tape insert with oblique teeth (tooth angle 45°)*

*Classic twisted tape insert* terbuat dari aluminium strip dengan tebal 0,7 mm dan lebar 12,6 mm yang dipuntir sedemikian rupa sehingga

membentuk sebuah pilinan yang mempunyai panjang *pitch* 50,3 mm sehingga rasio pilinan (*twist ratio*) sebesar 4,0. Sedangkan *twisted tape insert with*

*oblique teeth* terbuat dari bahan dan ukuran yang sama dengan *classic twisted tape insert* dengan panjang *pitch* 50,3 mm dan rasio pilinan 4,0. Pada setiap variasi *twisted tape with oblique teeth* mempunyai ukuran *tooth horizontal length* yang sama yaitu sebesar 8 mm, dan divariasi nilai *tooth angle* sebesar 15°, 30°, dan 45°. Keempat jenis *twisted tape insert* yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 4.

**Perhitungan Perpindahan Panas**

Untuk aliran-aliran fluida dalam sebuah penukar kalor pipa konsentrik, seperti terlihat pada gambar 1, laju perpindahan panas dari air panas di pipa dalam dapat dinyatakan sebagai :

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (1)$$

Laju perpindahan panas dari air dingin di annulus

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2)$$

$$Q_c = h_o \cdot A_o \cdot (\bar{T}_{w,o} - T_{b,o}) \quad (3)$$

Perbedaan antara laju perpindahan panas dari persamaan (1) dan (2,3) menunjukkan kesalahan keseimbangan energi (*heat balance error*) dari penukar kalor, dimana dapat diabaikan jika penukar kalor diisolasi dengan baik.

$$Q_{loss} = |Q_h - Q_c| \quad (4)$$

Dalam penelitian ini penukar kalor diisolasi dengan baik sehingga persentase  $Q_{loss} \leq 10\%$ .

Koefisien perpindahan panas rata-rata di *annulus* dapat ditentukan dari persamaan (2) dan (3) :

$$h_o = \frac{\dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in})}{A_o (\bar{T}_{w,o} - T_{b,o})} \quad (5)$$

Persamaan (1) dapat juga dinyatakan dengan menggunakan parameter koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan dalam pipa dalam :

$$Q_h = U_i \cdot A_i \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (6)$$

Koefisien perpindahan panas *overall*  $U_i$  pada penukar kalor pipa konsentrik dinyatakan dengan :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_j} + \frac{d_i}{d_o h_o}} \quad (7)$$

Dari persamaan (1) dan (6), maka nilai  $U_i$  dapat dihitung :

$$U_i = \frac{\dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out})}{A_i \Delta T_{LMTD}} \quad (8)$$

Dengan diperoleh nilai  $h_o$  dari persamaan (5) dan  $U_i$  dari persamaan (8), maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam,  $h_i$ , dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$h_i = \frac{1}{\frac{1}{U_i} - \frac{d_i \ln(d_o/d_i)}{2k_j} - \frac{d_i}{d_o h_o}} \quad (9)$$

Bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam,  $Nu_i$ , dapat dihitung dengan persamaan :

$$Nu_i = \frac{h_i d_i}{k_i} \quad (10)$$

Bilangan Reynolds ( $Re$ ) aliran air panas di pipa dalam, dihitung dengan persamaan :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_i \cdot d_i}{\mu} \quad (11)$$

**Perhitungan Faktor Gesekan (*Friction Factor*)**

Penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) yang terjadi pada aliran air di pipa dalam ditentukan dengan manometer pipa U. Faktor gesekan dihitung menggunakan persamaan :

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{d_i}\right) \left(\rho \frac{V_i^3}{2}\right)} \quad (12)$$

Jika  $\Delta P$  telah diketahui, maka daya pemompaan di pipa dalam, dapat ditentukan dari :

$$W_{pump} = \dot{V} \cdot \Delta P \quad (13)$$

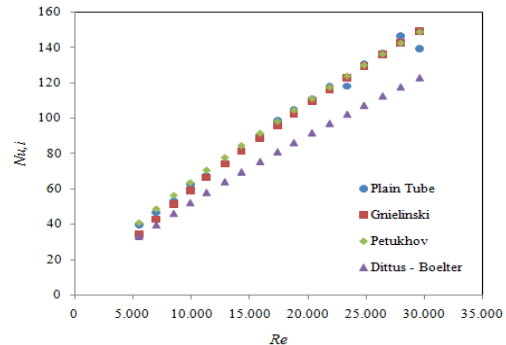
Unjuk kerja termal didefinisikan sebagai perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam dengan *twisted tape insert* dengan koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata dari pipa dalam tanpa *twisted tape insert (plain tube)* pada daya pemompaan yang sama.

$$\eta = \left(\frac{h_s}{h_{p,pp}}\right) \quad (14)$$

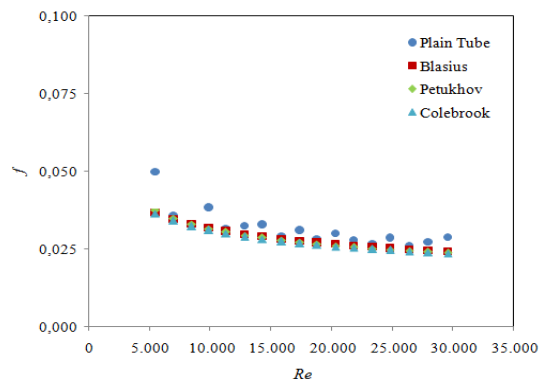
**HASIL DAN PEMBAHASAN**

**Validasi karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan di *plain tube***

Dilakukan validasi karakteristik perpindahan panas ( $Nu$ ) dan faktor gesekan ( $f$ ) *plain tube* dengan korelasi-korelasi empirik untuk perpindahan panas dan faktor gesekan yang telah ada. Karakteristik perpindahan panas *plain tube* dibandingkan dengan korelasi Gnielinski, Petukhov dan Dittus Boelter, sedangkan untuk karakteristik faktor gesekan dibandingkan dengan persamaan Blasius, Pethukov, dan Colebrook.



Gambar 5. Hubungan  $Nu_i$  dengan  $Re$  untuk *plain tube*



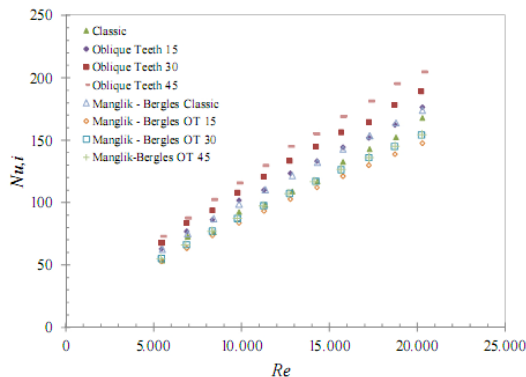
Gambar 6. Hubungan  $f$  dengan  $Re$  untuk *plain tube*

Dari gambar 5, penyimpangan rata-rata nilai aktual  $Nu_i$  dari *plain tube* dengan korelasi Dittus-Boelter sebesar 19,0%, dengan korelasi Gnielnski sebesar 1,8%, dan dengan korelasi Petukhov sebesar 2,3%. Penyimpangan rata-rata nilai  $Nu_i$  dibandingkan dengan korelasi Gnielnski dan Petukhov cukup kecil, sehingga nilai  $Nu_i$  aktual di *plain tube* adalah valid. Korelasi Dittus-Boelter mempunyai akurasi  $\pm 25\%$  (Incropera, 2006), sehingga nilai aktual  $Nu_i$  di *plain tube* adalah valid.

Dari gambar 6, nilai  $f$  *plain tube* rata-rata menyimpang rata-rata sebesar 10,3% dari persamaan Blasius, 10,8% dari persamaan Pethukov, dan 12,9% dari persamaan Colebrook. Rata-rata penyimpangan  $f$  pada  $Re < 10.000$  cukup besar (15,4%), hal ini terjadi karena pada kisaran  $Re$  tersebut aliran dalam daerah transisi. Sedangkan pada daerah  $Re > 10.000$  terjadi penyimpangan rata-rata cukup kecil (12,1%). Sehingga  $f$  aktual *plain tube* adalah valid.

### Karakteristik perpindahan panas pada bilangan Reynolds yang sama

Karakteristik perpindahan panas pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik ini dapat dilihat pada gambar 7.



Gambar 7. Grafik hubungan  $Nu_i$  dengan  $Re$

Manglik dan Bergles (1993) mengembangkan korelasi untuk *classic twisted tape insert* di pipa bulat dalam daerah turbulen dan valid untuk temperatur dinding konstan dan fluks kalor konstan. Dari hasil pengujian, perbedaan nilai rata-rata  $Nu_i$  pipa dalam dengan persamaan Manglik-Bergles adalah sebesar 7,1% untuk *classic twisted tape insert*, dan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° berturut-turut sebesar 2,4%, 11,1% dan 19,9%. Perbedaan nilai  $Nu_i$  dengan korelasi Manglik-Berges cukup kecil sehingga data nilai  $Nu_i$  pipa dalam dengan *twisted tape insert* adalah valid. Fenomena ini serupa dengan penelitian Murugesan et al (2011) yang membandingkan data penelitiannya dengan korelasi empirik Manglik-Berges, dan diperoleh penyimpangan sebesar  $\pm 20\%$ .

Dari gambar 7 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar  $Re$ , maka  $Nu_i$  akan semakin naik. Kenaikan  $Nu_i$  berarti terjadi kenaikan perpindahan

panas di pipa dalam. Hal ini terjadi untuk *plain tube*, pipa dalam dengan *classic twisted tape insert*, dan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45°. Dengan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam maka dapat digunakan untuk memutar aliran secara kontinu dari sisi masuk sampai sisi keluar penukar kalor. Selain itu penambahan *twisted tape insert* berfungsi untuk menambah waktu tinggal aliran dalam penukar kalor, mengurangi lapis batas termal, dan mencampur aliran antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa. Peningkatan laju perpindahan panas dibandingkan tanpa sisipan *twisted tape insert* diakibatkan karena adanya fenomena penurunan tebal lapis batas termal. Pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa *twisted tape insert* mempunyai aliran *streamline*, karena kondisi tanpa slip, air yang kontak langsung dengan permukaan dalam pipa dalam mempunyai kecepatan yang sangat rendah daripada aliran inti. Hal ini menyebabkan lapis batas termal yang terbentuk sangat tinggi sehingga perpindahan panasnya menjadi lambat. Penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam akan mengurangi tebal lapis batas termal sebagai sebuah turbulator untuk sepanjang daerah perpindahan panas.

Pada bilangan Reynolds yang sama, pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape insert*, bilangan Nusselt rata-rata meningkat 47,0% dibandingkan dengan *plain tube*. Sedangkan untuk penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45°, kenaikan bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam berturut-turut sebesar 61,8%, 75,3% dan 89,2% jika dibandingkan dengan *plain tube*. Sedangkan jika dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*, pipa dalam dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° mengalami kenaikan bilangan Nusselt, berturut-turut sebesar 10,2%, 19,4% dan 28,9%.

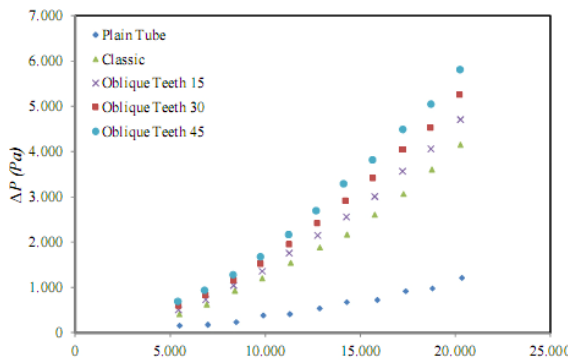
Penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* di pipa dalam menghasilkan bilangan Nusselt lebih besar dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*. Hal ini disebabkan karena potongan-potongan berupa gigi-gigi miring (*oblique teeth*) pada *twisted tape insert* dapat memberikan turbulensi tambahan untuk fluida di sekitar dinding pipa dan vortisitas di balik potongan-potongan tersebut, sehingga meningkatkan perpindahan panas yang lebih tinggi. Fenomena serupa juga terjadi pada penelitian Murugesan (2009, 2010, 2011), dimana *twisted tape insert* dengan potongan-potongan kecil berbentuk trapesium, persegi dan huruf V dapat memberikan turbulensi tambahan untuk fluida di sekitar dinding pipa dan vortisitas di balik potongan-potongan tersebut, sehingga meningkatkan perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan dengan *classic twisted tape insert*. Dari gambar 7 dapat dilihat bahwa bilangan Nusselt rata-rata

dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* semakin besar dengan kenaikan nilai *tooth angle*. Hal ini serupa dengan penelitian Saha (2010). Pada penelitian ini, bilangan Nusselts rata-rata tertinggi diperoleh dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 45°.

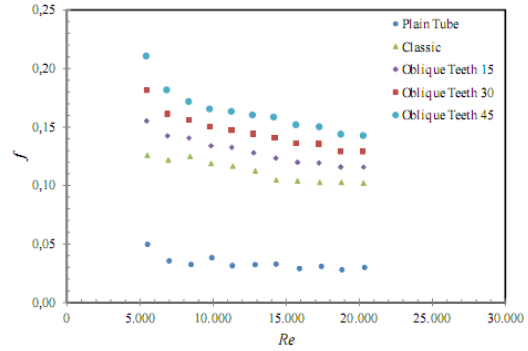
**Karakteristik faktor gesekan pada bilangan Reynolds yang sama**

Penambahan *classic twisted tape insert* dan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik memberikan tambahan tahanan aliran dari air yang mengalir. Hal ini akan menimbulkan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) yang lebih besar jika dibandingkan dengan *plain tube*.

Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar  $Re$ , maka semakin besar pula  $\Delta P$  di pipa dalam. Fenomena ini terjadi pada pipa dalam dengan *twisted tape insert* maupun pada *plain tube*. Penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *classic twisted tape insert*, *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° di pipa dalam mempunyai nilai  $\Delta P$  yang lebih tinggi dibandingkan dengan *plain tube*. Pada  $Re$  yang sama, nilai  $\Delta P$  di pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape insert* adalah 2,4 kali lebih tinggi dari *plain tube*, sedangkan dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° nilai  $\Delta P$  di pipa dalam berturut-turut 2,9; 3,4; dan 3,9 kali lebih tinggi daripada *plain tube*. Kenaikan  $\Delta P$  ini merupakan hal yang merugikan, karena akan meningkatkan daya pemompaan untuk mempertahankan aliran dengan laju aliran volumetrik yang sama. Kenaikan  $\Delta P$  ini merupakan hal yang merugikan, karena akan meningkatkan daya pemompaan untuk mempertahankan laju aliran volumetrik yang sama.



Gambar 8. Hubungan  $\Delta P$  dengan  $Re$

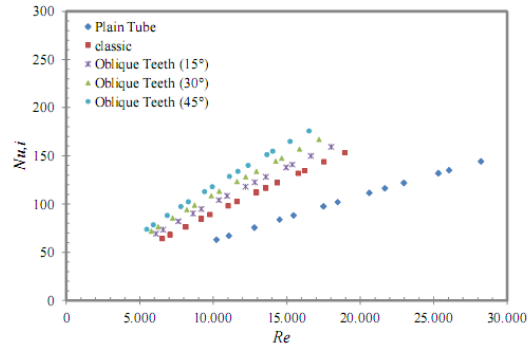


Gambar 9. Hubungan  $f$  dengan  $Re$

Karakteristik faktor gesekan ( $f$ ) di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 9. Dari gambar 9 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan  $Re$ , nilai  $f$  di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik semakin berkurang. Hal ini terjadi untuk *plain tube* maupun pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape insert*, *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45°. Hal ini disebabkan dengan semakin tinggi  $Re$ , maka kecepatan aliran air di pipa dalam akan semakin tinggi, dimana nilai  $f$  berbanding terbalik dengan nilai kuadrat dari kecepatan aliran air di pipa dalam. Nilai  $f$  pipa dalam dengan penambahan penambahan *classic twisted tape insert*, *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° lebih besar dibanding *plain tube*. Pada  $Re$  yang sama, penambahan *classic twisted tape* menjadikan  $f$  rata-rata pipa dalam 2,4 kali lebih tinggi dari  $f$  *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45°,  $f$  rata-rata pipa dalam berturut-turut sebesar 2,9; 3,4; dan 3,9 kali lebih tinggi dari  $f$  *plain tube*.

**Karakteristik perpindahan panas pada daya pemompaan yang sama**

Karakteristik perpindahan panas dari penukar kalor pipa konsentrik pada daya pemompaan yang sama dapat dilihat pada gambar 10.

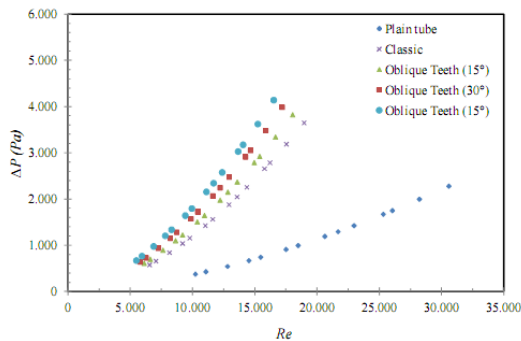


Gambar 10. Hubungan  $Nu$  dengan  $Re$  pada daya pemompaan yang sama

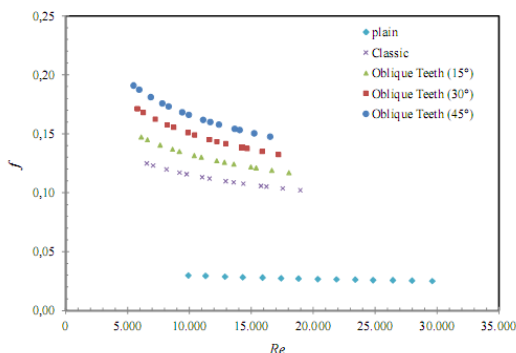
Dari gambar 10, dapat dilihat bahwa pada daya pemompaan yang sama  $Nu_i$  dengan penambahan *classic twisted tape* naik rata-rata 0,61% dibanding *plain tube*, sedangkan dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45°,  $Nu_i$  naik rata-rata berturut-turut sebesar 6,30%; 10,96%; dan 15,52% dibandingkan *plain tube*. Ini menunjukkan bahwa penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* di pipa dalam merupakan sebuah keuntungan dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape insert*, karena dapat meningkatkan perpindahan panas lebih besar pada daya pemompaan yang sama.

**Karakteristik faktor gesekan pada daya pemompaan yang sama**

Karakteristik penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) di pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° pada daya pemompaan dapat dilihat pada gambar 11. Pada daya pemompaan yang sama, nilai  $\Delta P$  dengan penambahan *classic twisted tape* adalah 0,57 kali lebih tinggi dari *plain tube*, sedangkan dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° nilai  $\Delta P$  berturut-turut adalah 0,65; 0,73; dan 0,80 kali lebih tinggi dari *plain tube*.



Gambar 11. Hubungan  $\Delta P$  dengan Re pada daya pemompaan yang sama

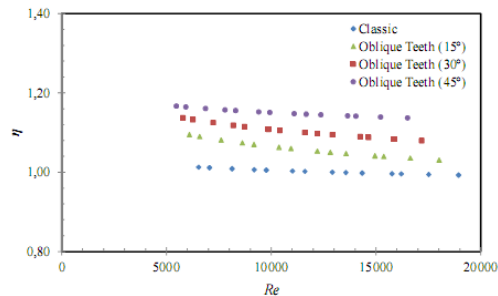


Gambar 12. Hubungan  $f$  dengan Re pada daya pemompaan yang sama

Karakteristik faktor gesekan ( $f$ ) pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° pada daya pemompaan dapat dilihat pada gambar 12. Pada daya pemompaan yang sama, dengan penambahan *classic twisted tape*,  $f$  rata-rata pipa dalam berturut-turut sebesar 3,75; 4,43; dan 5,06 kali lebih tinggi dari *plain tube*.

**Karakteristik unjuk kerja termal ( $\eta$ )**

Karakteristik unjuk kerja termal ( $\eta$ ) untuk pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape*, *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° dapat dilihat pada gambar 13. Dari gambar 13, dapat dilihat bahwa Nilai  $\eta$  rata-rata pipa dalam dengan penambahan *classic twisted tape* adalah 1,003. Sedangkan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° di pipa dalam dapat meningkatkan  $\eta$  rata-rata berturut-turut sebesar 1,060; 1,106; dan 1,151. Penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° di pipa dalam menghasilkan  $\eta$  yang lebih tinggi dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape*. Pada penambahan *twisted tape insert with oblique teeth*,  $\eta$  semakin naik dengan kenaikan *tooth angle*. Nilai  $\eta$  tertinggi diperoleh pada penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 45°. Penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* menghasilkan  $\eta$  rata-rata yang lebih besar dari *classic twisted tape insert*, dan  $\eta$  semakin naik dengan kenaikan *tooth angle*, hal ini serupa dengan penelitian Saha (2010).



Gambar 13. Hubungan  $\eta$  dengan Re

**KESIMPULAN**

Penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° di pipa dalam menghasilkan bilangan Nusselt, penurunan tekanan, faktor gesekan dan unjuk kerja termal yang lebih besar daripada *classic twisted tape insert*. *Twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 45° menghasilkan bilangan Nusselt, penurunan tekanan, faktor gesekan dan unjuk kerja termal yang lebih



tinggi dibandingkan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, dan 30°. Unjuk kerja termal rata-rata dengan penambahan *classic twisted tape*, *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° di pipa dalam berturut-turut sebesar 1,003; 1,060; 1,106; dan 1,151. Penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan *classic twisted tape insert*. Ini mengindikasikan bahwa penukar kalor dengan penambahan *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° lebih ringkas dibandingkan dengan penambahan *classic twisted tape*, sehingga *twisted tape insert with oblique teeth* dengan *tooth angle* 15°, 30°, dan 45° dapat menggantikan *classic twisted tape insert* untuk mengurangi ukuran dari penukar kalor.

**DAFTAR NOTASI**

- $A_i$  = luas permukaan dalam pipa dalam ( $m^2$ )
- $A_o$  = luas permukaan luar pipa dalam ( $m^2$ )
- $C_{p,c}$  = panas jenis air dingin ( $kJ/kg \cdot ^\circ C$ )
- $C_{p,h}$  = panas jenis air panas ( $kJ/kg \cdot ^\circ C$ )
- $d_i$  = diameter dalam pipa dalam (m)
- $d_o$  = diameter luar pipa dalam (m)
- $f$  = faktor gesekan
- $h_i$  = 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 pipa dalam tanpa *twisted tape insert* ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
- $h_s$  = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan *twisted tape insert* ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
- $k_i$  = konduktivitas termal rata-rata air panas di pipa dalam ( $W/m \cdot ^\circ C$ )
- $L_t$  = panjang pengukuran penurunan tekanan di pipa dalam (m)
- $\dot{m}_c$  = laju aliran massa air dingin (kg/s)
- $\dot{m}_h$  = laju aliran massa air panas (kg/s)
- $Nu_i$  = bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam
- $Nu_o$  = bilangan Nusselt rata-rata di *annulus*
- $Q_c$  = laju perpindahan panas di *annulus* (W)
- $Q_h$  = laju perpindahan panas di pipa dalam (W)
- $Q_{loss}$  = kehilangan panas konveksi di pipa dalam (W)
- Re = bilangan Reynolds
- $T_{b,o}$  = temperatur bulk rata-rata di *annulus* ( $^\circ C$ )
- $T_{c,in}$  = temperatur air dingin masuk *annulus* ( $^\circ C$ )
- $T_{c,out}$  = temperatur air dingin keluar *annulus* ( $^\circ C$ )
- $T_{h,in}$  = temperatur air panas masuk pipa dalam ( $^\circ C$ )
- $T_{h,out}$  = temperatur air panas keluar pipa dalam ( $^\circ C$ )
- $\bar{T}_{w,e}$  = temperatur rata-rata dinding luar pipa dalam ( $^\circ C$ )
- $U_i$  = koefisien perpindahan panas *overall*

- berdasarkan permukaan dalam pipa dalam ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
- $U_o$  = koefisien perpindahan panas *overall* berdasarkan permukaan luar pipa dalam ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )
- $V$  = kecepatan rata-rata air panas di pipa dalam (m/s)
- $\dot{V}$  = laju aliran volumetrik air panas di pipa dalam ( $m^3/s$ )
- $W_{pump}$  = daya pemompaan (W)
- $\rho$  = densitas air panas di pipa dalam ( $kg/m^3$ )
- $\eta$  = unjuk kerja termal
- $\mu$  = viskositas dinamik air panas di pipa dalam ( $kg/m \cdot s$ )
- $\Delta P$  = penurunan tekanan (Pa)
- $\Delta T_{LMTD}$  = beda temperatur rata-rata logaritmik ( $^\circ C$ )

**DAFTAR PUSTAKA**

Eiamsa-ard, S., Promvong, P., 2010, Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 53, pp. 1364–1372.

Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvong, P., 2009, Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 365–371.

Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., 2010, Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 53–62

Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C., 2010, Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 1151–1161

Eiamsa-ard, S., Promvong, P., 2010, Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1673–1682.

Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C., 2010, Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 310–318

Manglik, R. M. Bergles, A. E., 1993, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape insert in isothermal tubes. Part 1: laminar flows, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 116, 881–889.

Manglik, R. K. Bergles, A. E., 1993, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-

- tape inserts in isothermal tubes: Part II: Transition and turbulent flows, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 115, pp. 890–896.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S., 2009, Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a tube fitted with trapezoidal-cut twisted tape insert, *International Journal of Academic Research*, Vol. 1, No.1. pp. 123-128.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., 2010, Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with square-cut twisted tape, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, Vol. 18, No.4, pp. 609-617.
- Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S., 2011, Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, pp. 329–334
- Naphon, P., 2006, Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 166-175
- Rahimi, Masoud., Sayed Reza Shabaniana., Ammar Abdulaziz Alsairafib., 2009, Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 48, pp. 762–770.
- Saha, S.K., 2010, Thermohydraulics of turbulent flow through rectangular and square ducts with axial corrugation roughness and twisted-tapes with and without oblique teeth, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 744–752
- Seemawute, P., Eiamsa-ard, S., 2010, Thermohydraulics of turbulent flow through a round tube by a peripherally-cut twisted tape with an alternate axis, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, pp. 652–659