

## STUDI EKSPERIMENTAL KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS DAN FAKTOR GESEKAN PADA PIPA PENUKAR KALOR BERPENAMPANG BUJURSANGKAR DENGAN HALF LENGTH DAN FULL LENGTH TWISTED TAPE INSERT

Tri Istanto<sup>1</sup>, Wibawa Endra Juwana<sup>1</sup>, Indri Yaningsih<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Staf Pengajar – Jurusan Teknik Mesin – Universitas Sebelas Maret

---

### Keywords :

*Friction factor*  
*Full length twisted tape*  
*Half length twisted tape*  
*Nusselt number*  
*Reynolds number*

---

### Abstract :

*The work presents an experimental study on the mean Nusselt number, friction factor and thermal performance characteristics in the inner tube (square duct) of a concentric tube heat exchanger with half length and full length twisted tape insert. In the experiments, measured data are taken at Reynolds number range between 4000 and 16,000 with water as the test fluid. The full length twisted tape is inserted into the test tube at single twist ratio of  $y/w = 4.0$  while the half length twisted tape with the equal twist ratio mounted at the entry test section. The half length twisted tape is introduced as a swirling flow device for generating a strong swirl flow at the tube entry until the half tube length before decaying along the tube. On the other hand, the full length twisted tape is expected to produce a strongly swirling flow over the whole tube. The variation of heat transfer and pressure loss in the form of Nusselt number (Nu) and friction factor (f) respectively is determined and depicted graphically. The experimental result indicates that heat transfer rate and friction factor associated by the half length and full length twisted tape consistently higher than those without twisted tape insert (plain tube). Under the similar operating conditions, the half length twisted tape perform lower Nusselt number and friction factor values than the full length twisted tape around 48.67% and 82.22%, respectively. In addition, it is apparent that the thermal performance of the inner tube with the half length twisted tape is found to be lower than that with the full length one.*

---

### PENDAHULUAN

Teknik peningkatan perpindahan panas dapat meningkatkan unjuk kerja penukar kalor secara signifikan, yang menyebabkan pengurangan ukuran dan juga biaya operasi penukar kalor. Peningkatan perpindahan panas dalam penukar kalor dapat dicapai dengan banyak teknik. Teknik-teknik ini dapat diklasifikasikan dalam 3 kelompok, yaitu; teknik pasif, teknik aktif, dan teknik campuran. Pada teknik pasif, peningkatan perpindahan panas diperoleh tanpa menyediakan tambahan energi aliran. Sedangkan pada teknik aktif, peningkatan perpindahan panas dapat dilakukan dengan memberikan tambahan energi aliran ke fluida, yang tentunya hanya menarik sedikit perhatian dalam penelitian. Hal ini dikarenakan dalam teknik aktif memerlukan biaya yang lebih tinggi daripada teknik pasif. 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 teknik pasif, penambahan *twisted tape insert* adalah salah satu teknik yang paling

menjanjikan. Pipa dengan *twisted tape insert* telah banyak digunakan sebagai alat pemutar aliran yang kontinyu untuk meningkatkan laju perpindahan panas dalam pipa penukar kalor, dan diterapkan dalam banyak aplikasi industri seperti; *heat recovery processes*, pengkondisian udara dan sistem refrigerasi, pendinginan peralatan elektronik modern, dan reaktor-reaktor kimia. Aliran berputar menginduksi turbulensi dekat dinding pipa, menghasilkan lintasan aliran fluida yang lebih panjang dalam pipa, memperbaiki pencampuran fluida, dan mengurangi ketebalan lapis batas termal, dengan demikian meningkatkan laju perpindahan panas konveksi. Seiring dengan peningkatan perpindahan panas, gesekan dalam pipa yang dilengkapi dengan *twisted tape insert* tak dapat dihindari juga akan meningkat.

Dalam dekade terakhir, banyak peneliti meneliti secara eksperimental dan numerik pengaruh geometri *twisted tape* untuk meningkatkan perpindahan panas dalam pipa penukar kalor dengan berbagai geometri penampang pipa untuk beberapa aplikasi [1-11]. Naphon, [1] meneliti karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan pada penukar kalor pipa ganda dengan *classic twisted tape*

*insert*. Ray dkk [2,3] menyelidiki secara numerik karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada pipa saluran persegi empat dengan penambahan *twisted tape insert*. Patil dkk [4] melakukan penelitian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan geometri penampang pipa dalam (*inner tube*) adalah persegi empat dan pipa luar (*outer tube*) adalah lingkaran menggunakan *full length twisted tape insert*. Saha dkk [5] melakukan penelitian karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan aliran laminar melalui saluran persegi empat dan bujursangkar yang disisipi dengan *full-length twisted tape*, *short length twisted tape* dan *regularly spaced twisted-tape*. Eiamsa-ard dkk [6,7] meneliti karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal pada sebuah pipa bulat dengan *short-length twisted tape* dengan berbagai nilai *tape-length ratio* di bawah kondisi batas fluks kalor dinding pipa seragam. Yadav [8] melakukan penelitian pengaruh *half length twisted tape insert* terhadap karakteristik perpindahan panas dan penurunan tekanan dalam sebuah penukar kalor pipa ganda berbentuk U. Istanto dkk [9] melakukan penelitian pengaruh *half length* dan *full length twisted tape insert* terhadap karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan geometri penampang pipa dalam dan pipa luar adalah lingkaran. Penelitian ini dilakukan untuk menguji karakteristik perpindahan panas, faktor gesekan dan unjuk kerja termal pada pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan geometri penampang pipa dalam dan pipa luar adalah bujursangkar dengan penambahan *half length twisted tape insert* dan *full length twisted tape insert*.

**METODOLOGI PENELITIAN**

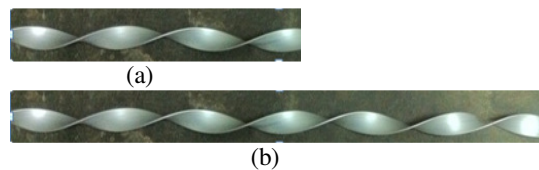
Skema alat pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan penambahan *classic*, *perforated*, *notched*, dan *jagged twisted tape insert* di pipa dalam dapat dilihat pada gambar 1. Peralatan penelitian terdiri dari 3 sistem, yakni sistem pengukuran, sistem lintasan pipa dalam, dan sistem lintasan *annulus*. Lintasan aliran air panas di pipa dalam adalah sebuah lintasan tertutup. Air panas dari 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 tangki air yang diletakkan pada ketinggian tertentu. Air dingin yang keluar dari *annulus* langsung dibuang.

Skema penukar kalor pipa konsentrik yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2. Penukar kalor berupa pipa konsentrik satu laluan dengan arah aliran-aliran fluida melalui pipa dalam dan *annulus* berlawanan arah (*counter flow*).

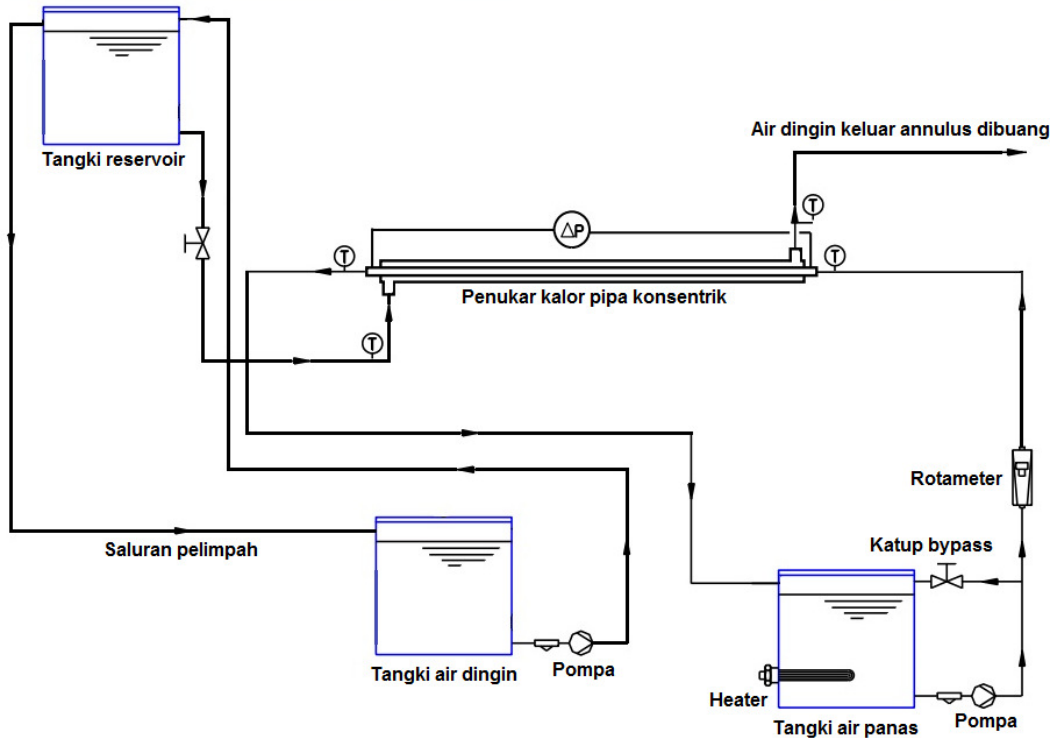
Pipa dalam dan pipa luar berpenampang bujursangkar terbuat dari aluminium, dengan panjang berturut-turut 2.702 mm dan 1.938 mm. Ukuran penampang pipa dalam; panjang sisi luar 18,50 mm x 18,50 mm dan panjang sisi dalam 17,20 mm x 17,20 mm. Ukuran penampang pipa luar; panjang sisi luar 23,05 mm x 23,05 mm dan panjang sisi dalam 21,75 mm x 21,75 mm. Ukuran celah *annulus* 2,42 mm dengan diameter hidrolik *annulus* 4,55 mm. Panjang pengukuran beda tekanan di pipa dalam 2.002 mm. Pengujian dilakukan dengan arah penukar kalor mendatar. Temperatur masukan air panas melalui pipa dalam dijaga konstan 60°C, sedangkan temperatur masukan air dingin di *annulus* adalah ± 28°C.

Termokopel tipe K digunakan untuk mengukur temperatur air panas masuk dan keluar pipa dalam, temperatur dinding luar pipa dalam, dan temperatur air dingin masuk dan keluar *annulus*. Pengukuran temperatur dinding luar pipa dalam sebanyak 10 titik, seperti terlihat pada gambar 2. Penelitian dilakukan dengan bervariasi laju aliran air panas di pipa dalam, sedangkan laju aliran air dingin di *annulus* dijaga konstan. Laju aliran air panas di pipa dalam diukur dengan rotameter. Temperatur air panas masukan ke pipa dalam dijaga konstan 60°C, dengan menggunakan pemanas air elektrik yang dikontrol dengan *thermocontroller*. Pengujian dilakukan untuk pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa penambahan *twisted tape insert* (*plain tube*), dan pipa dalam dengan penambahan *half length twisted tape insert* dan *full length 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 alat penukar kalor mencapai kondisi tunak.

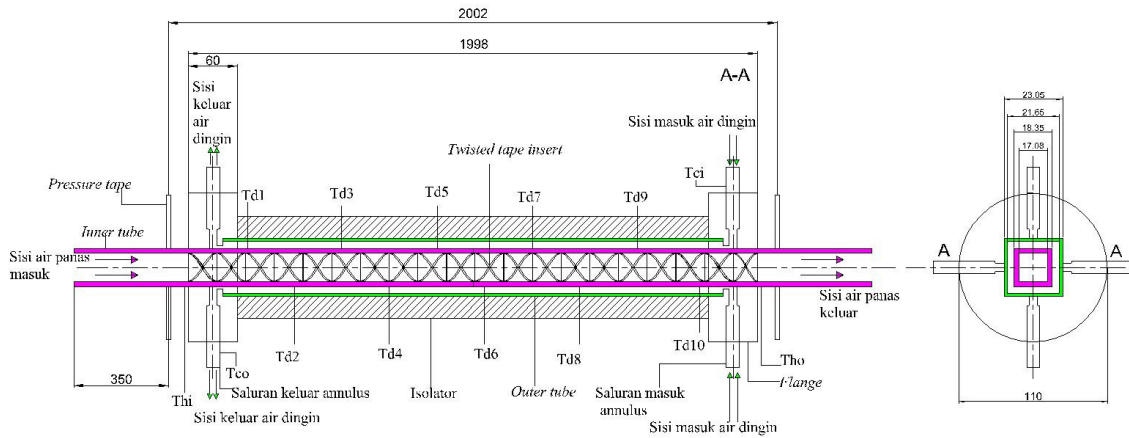
*Half length dan full length twisted tape insert* yang digunakan terbuat dari *aluminium strip* dengan tebal 0,76 mm dan lebar 12,61 mm yang dipuntir sehingga berbentuk pilinan dengan panjang *pitch* 50,35 mm sehingga *twist ratio* sebesar 4,0. *Half length twisted tape insert* mempunyai panjang setengah dari panjang *full length twisted tape insert*. Sehingga mempunyai *tape-length ratio* ( $LR = l_s/l_p$ ) = 0,5 dan 1,0. *Half length* dan *full length twisted tape insert* yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3. Skema pipa dalam dengan *half length* dan *full length twisted tape* dapat dilihat di gambar 4.



Gambar 3. (a) *half length twisted tape insert* (LR = 0,5) dan (b) *full length twisted tape insert* (LR = 1,0)

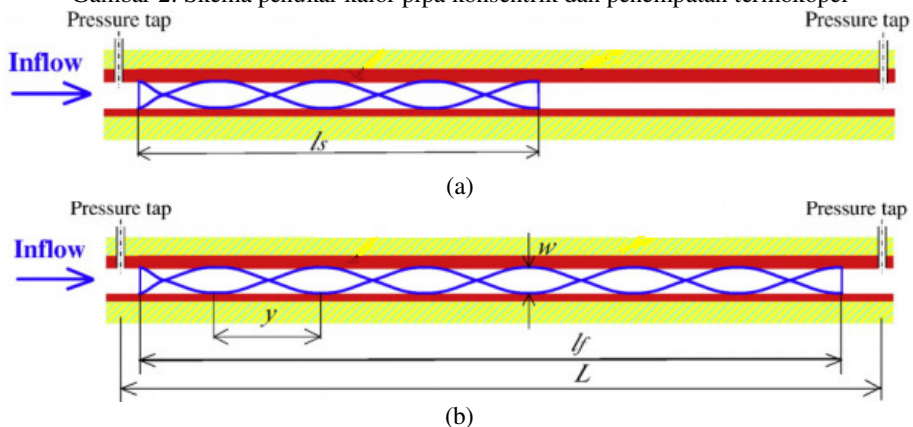


Gambar 1. Skema alat penelitian



Keterangan : Semua dimensi dalam milimeter

Gambar 2. Skema penukar kalor pipa konsentrik dan penempatan termokopel



Gambar 4. Skema pipa dalam dengan (a) *half length* twisted tape insert, dan (b) *full length* twisted tape insert

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 ke air dingin di *annulus*

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

atau

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

Perbedaan besar laju perpindahan panas dari persamaan (1) dan (2) 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 konveksi rata-rata di *annulus* dapat ditentukan dari persamaan (2) dan (3) :

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

Laju perpindahan panas pada 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 ini dinyatakan dengan:

$$U_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_i} + \frac{a \cdot \ln(b/a)}{2k_m} + \frac{a}{b \cdot h_o} \right]} \quad (7)$$

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

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

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 :

$$h_i = \frac{1}{\left[ \frac{1}{U_i} - \frac{a \cdot \ln(b/a)}{2k_m} - \frac{a}{b \cdot h_o} \right]} \quad (9)$$

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

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

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

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (11)$$

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

$$f = \frac{\Delta P}{\left( \frac{L_t}{D_h} \right) \left( \frac{V^2}{\rho^2} \right)} \quad (12)$$

Jika  $\Delta P$  telah diketahui, maka daya pemompaan (*pumping power*), dapat ditentukan dari :

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

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

$$\eta = \left( \frac{h_s}{h_p} \right)_{pp} \quad (14)$$

Korelasi-korelasi empirik perpindahan panas dalam hal ini adalah bilangan Nusselt dan faktor gesekan ( $f$ ) yang digunakan untuk validasi perpindahan panas dan faktor gesekan di *plain tube* adalah sebagai berikut : [13]

Persamaan Dittus-Boelter :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (15)$$

Persamaan Gnielinski :

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (16)$$

Persamaan Petukhov :

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

Persamaan Blasius :

$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (18)$$

Persamaan Petukhov :

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

Korelasi empirik perpindahan panas ( $Nu$ ) yang digunakan untuk validasi perpindahan panas di pipa dalam dengan *twisted tape insert* adalah sebagai berikut : [10,11]

Persamaan Manglik-Berges :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \left[ 1 + 0,769 \frac{2d_i}{H} \right] \Phi_2 \quad (20)$$

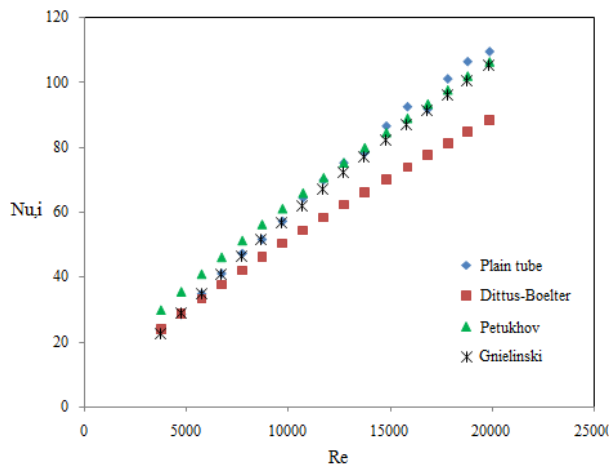
dimana:

$$\Phi_2 = \left( \frac{\pi}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,8} \left( \frac{\pi + 2 - 2t/d_i}{\pi - 4t/d_i} \right)^{0,2} \quad (21)$$

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### a. Validasi Karakteristik Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan di Plain Tube

Karakteristik perpindahan panas ( $Nu_i$ ) di *plain tube* dibandingkan dengan persamaan Dittus-Boelter, Gnielinski dan persamaan Petukhov, sedangkan karakteristik faktor gesekan ( $f$ ) dibandingkan dengan persamaan Blasius dan Petukhov. Grafik validasi karakteristik perpindahan panas *plain tube* dapat dilihat pada gambar 5.

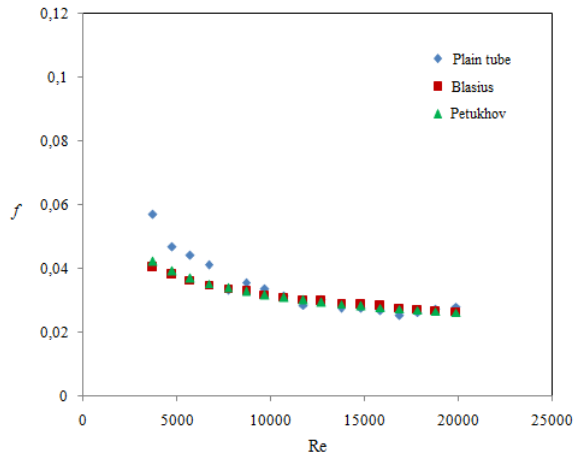


Gambar 5. Grafik hubungan bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds untuk *plain tube*

Dari gambar 5, penyimpangan rata-rata nilai aktual  $Nu_i$  dari *plain tube* dengan korelasi Dittus-Boelter sebesar 21,75%, Gnielinski sebesar 2,91%, sedangkan dengan korelasi Petukhov sebesar 0,86%. Penyimpangan rata-rata nilai  $Nu_i$  dibandingkan dengan korelasi Dittus-Boelter cukup besar, akan tetapi korelasi Dittus-Boelter mempunyai akurasi sebesar  $\pm 25\%$  dari nilai aktual [13], sehingga data nilai  $Nu_i$  di *plain tube* adalah valid.

Grafik validasi karakteristik faktor gesekan *plain tube* dapat dilihat pada gambar 6. Dari gambar 6, nilai faktor gesekan *plain tube* menyimpang rata-rata sebesar 6,33% dari persamaan Blasius, dan 4,49%

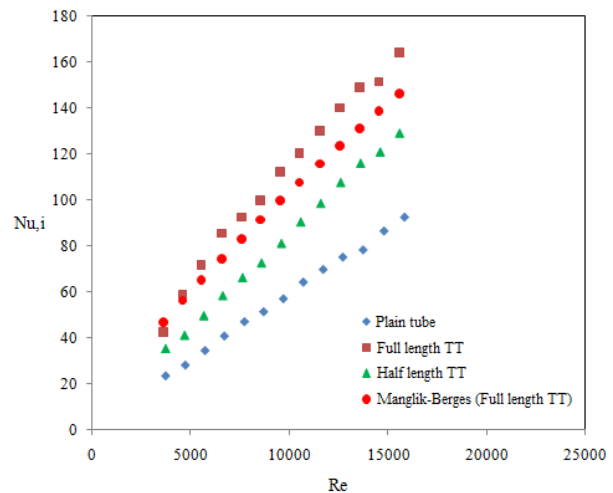
dari persamaan Petukhov. Nilai penyimpangan rata-rata ini cukup kecil, sehingga data faktor gesekan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik tanpa *twisted tape insert (plain tube)* adalah valid.



Gambar 6. Grafik hubungan faktor gesekan dengan bilangan Reynolds untuk *plain tube*

### b. Pengaruh Twisted Tape Insert Terhadap Perpindahan Panas dan Faktor Gesekan

Pengaruh penambahan *half length twisted tape insert*, dan *full length twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 7.



Gambar 7. Grafik hubungan antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds

Dari gambar 7 dapat dilihat bahwa dengan semakin besar  $Re$ , maka  $Nu_i$  akan semakin naik. Kenaikan  $Nu_i$  berarti juga terjadi kenaikan perpindahan panas di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik. Kenaikan  $Nu_i$  menunjukkan kenaikan koefisien perpindahan panas konveksi di pipa dalam ( $h_i$ ). Hal ini terjadi untuk ke semua kasus, yaitu untuk *plain tube* maupun untuk pipa dalam dengan penambahan *half length twisted tape*

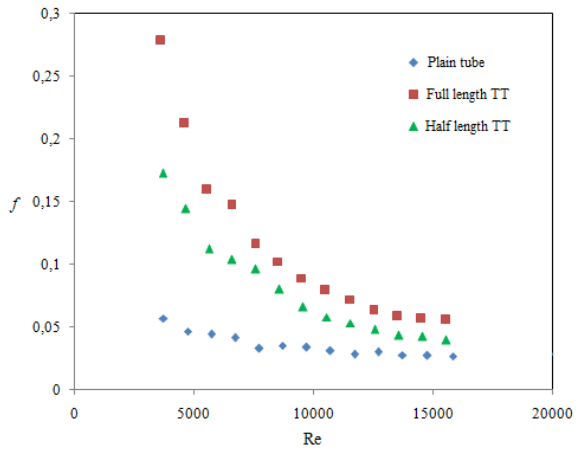
*insert* dan *full length twisted tape insert*. Dengan penambahan *twisted tape insert* di pipa dalam maka dapat digunakan untuk memutar aliran secara kontinyu dari sisi masuk sampai sisi keluar penukar kalor. Hal ini berfungsi untuk menambah panjang lintasan aliran fluida di pipa dalam, mengurangi tebal lapis batas termal, dan meningkatkan percampuran antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa dalam.

Manglik dan Bergles [10,11] mengembangkan korelasi untuk *full length twisted tape insert* dalam daerah turbulen dan valid untuk temperatur dinding konstan dan fluks kalor konstan. Dari hasil pengujian *full length twisted tape insert* dengan persamaan Manglik-Bergles diperoleh nilai penyimpangan rata-rata sebesar 9,55%. Fenomena ini serupa dengan penelitian Murugesan [12] yang membandingkan data penelitiannya dengan korelasi empirik Manglik-Bergles yang menyimpang  $\pm 10\%$ .

Pada kondisi operasi yang serupa ( $Re = 4000-16.000$ ), pipa dalam dengan penambahan *full length twisted tape insert* bilangan Nusselt rata-rata naik hingga 91,52% dibandingkan dengan *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert* bilangan Nusselt rata-rata naik hingga 42,85% dibandingkan dengan *plain tube*. Jika dibandingkan dengan penambahan *full length twisted tape insert*, bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam turun 48,67% dengan penambahan *half length twisted tape insert*. Ini dapat dihubungkan dengan fakta bahwa penambahan *half length twisted tape insert* menghasilkan intensitas aliran berputar yang lebih pendek, yang berakibat menurunkan koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ). Fenomena ini serupa dengan penelitian Eiamsa-ard dkk [6] dan Yadav [8].

Kenaikan bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam dengan penambahan *full length twisted tape insert* lebih besar dibandingkan dengan penambahan *half length twisted tape insert*. Hal ini disebabkan karena penambahan *half length twisted tape insert* di pipa dalam menghasilkan aliran berputar yang kuat hanya pada sisi pemasukan pipa sampai setengah panjang pipa, sedangkan penambahan *full length twisted tape insert* menghasilkan aliran berputar yang kuat untuk keseluruhan panjang pipa dalam. Selain itu dengan penambahan *full length twisted tape insert* menghasilkan waktu tinggal (*residence time*) aliran yang lebih lama di pipa dalam, pengurangan tebal lapis batas termal untuk keseluruhan panjang pipa, dan meningkatkan percampuran aliran antara aliran inti dengan aliran dekat dinding pipa.

Grafik pengaruh bilangan Reynolds dan penambahan *half length twisted tape insert* dan *full length twisted tape insert* terhadap karakteristik faktor gesekan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dapat dilihat pada gambar 8.



Gambar 8. Grafik hubungan faktor gesekan dengan bilangan Reynolds

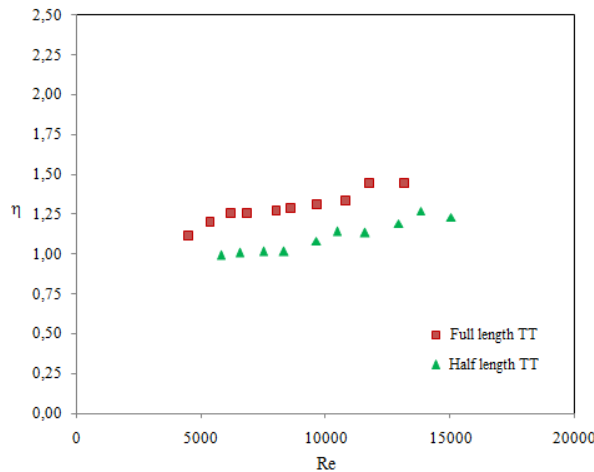
Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa dengan kenaikan bilangan Reynolds, nilai faktor gesekan di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik semakin berkurang. Hal ini terjadi untuk *plain tube* maupun pipa dalam dengan penambahan *half length twisted tape insert* dan *full length twisted tape insert*. 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 rata-rata aliran air di pipa dalam.

Dari gambar 8 dapat dilihat bahwa pada kondisi operasi yang sama ( $Re = 4000-16.000$ ) nilai faktor gesekan dari pipa dalam dengan penambahan *half length* dan *full length twisted tape insert* mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan dengan *plain tube*. Dengan penambahan *full length twisted tape insert*, menjadikan faktor gesekan rata-rata pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik 196,89% lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*. Sedangkan dengan penambahan *half length twisted tape insert*, faktor gesekan rata-rata dari pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik 114,67% lebih tinggi daripada faktor gesekan *plain tube*. Jika dibandingkan dengan penambahan *full length twisted tape insert*, faktor gesekan rata-rata di pipa dalam turun 82,22% dengan penambahan *half length twisted tape insert*. Ini dapat dijelaskan bahwa dengan penambahan *half length twisted tape insert* akan menurunkan intensitas aliran berputar pada aliran hilir (*downstream flow*) memicu kehilangan tekanan (*pressure loss*) yang lebih rendah.

### c. Pengaruh Twisted Tape Insert Terhadap Unjuk Kerja Termal

Pada penelitian ini dianalisis unjuk kerja termal ( $\eta$ ) dari pipa dalam dengan penambahan *half length twisted tape insert* dan *full length twisted tape insert*. Karakteristik unjuk kerja termal untuk pipa dalam dengan penambahan *half length twisted tape insert*

dan *full length twisted tape insert* dapat dilihat pada gambar 9.



Gambar 9. Grafik hubungan antara unjuk kerja termal dengan bilangan Reynolds

Dari gambar 9 dapat dilihat bahwa nilai unjuk kerja termal rata-rata dengan penambahan *half length* dan *full length twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik berturut-turut sebesar 1,11 dan 1,29. Nilai yang diperoleh serupa dengan penelitian Eiamsa,dkk [6] dimana semakin besar *tape length-ratio (LR)* semakin besar pula nilai unjuk kerja termal. Hal ini disebabkan nilai koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata di pipa dalam dengan penambahan *full length twisted tape insert* lebih besar daripada dengan penambahan *half length twisted tape insert* pada daya pemompaan yang sama.

**KESIMPULAN**

Penambahan *full length twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik dengan geometri penampang pipa bujursangkar menghasilkan bilangan Nusselt, faktor gesekan dan unjuk kerja termal yang lebih tinggi dibandingkan dengan penambahan *half length twisted tape insert*. Di bawah kondisi operasi yang sama, penambahan *half length twisted tape insert* di pipa menunjukkan nilai bilangan Nusselt dan faktor gesekan yang lebih rendah daripada penambahan *full length twisted tape insert* berturut-turut sekitar 48,67% dan 82,22%. Unjuk kerja termal rata-rata dengan penambahan *half length* dan *full length twisted tape insert* di pipa dalam dari penukar kalor pipa konsentrik berturut-turut sebesar 1,11 dan 1,29.

**DAFTAR PUSTAKA**

[1] 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.  
 [2] Ray, S., Date A.W., 2001, Laminar flow and heat transfer through square duct with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 22, pp. 460-472  
 [3] Ray, S., Date A.W., 2003, Friction and heat transfer characteristics of flow through square duct with twisted tape insert, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp.889-902  
 [4] Patil, S.V., Babu Vijay, P.V., 2011, Experimental studies on heat transfer and friction factor through isothermal square duct with twisted tape insert, *Proceeding of the International Conference on Advanced Science, Engineering and Information Technology 2011*, Malaysia, 14-15 January 2011  
 [5] Saha,S.K., Mallick D.N., 2005, Heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in rectangular and square plain ducts and ducts with twisted-tape inserts, *Transaction of ASME, Journal of Heat Trasfer*, Vol. 127, pp. 966-977  
 [6] Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Promvonge, 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  
 [7] Eiamsa-ard, S., Seemawute, P., 2012, Decaying swirl flow in round tubes with short-length twisted tapes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 649-656  
 [8] Yadav, A.S., 2009, Effect of half length twisted-tape turbulators on heat transfer and pressure drop characteristics inside a double pipe U-bend heat exchanger, *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, Vol.3, pp. 17-22.  
 [9] Istanto, T., Juwana, E.J., Yaningsih, I., 2011, Pengujian karakteristik perpindahan panas dan faktor gesekan pada penukar kalor pipa konsentrik dengan half length dan full length twisted tape insert, *Prosiding Seminar Nasional Teknik Mesin 6*, tanggal 16 Juni 2011, Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, UK Petra Surabaya  
 [10] Manglik, R.M., Bergles, A.E., 1992, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape insert in isothermal tubes. Part 1: laminar flows, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 881-889  
 [11] 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  
 [12] Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., 2010, Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with square-cut twisted tape insert,

*Chinese Journal of Chemical Engineering*,  
Vol.18, pp. 609-617

- [13] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2006,  
*Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6<sup>th</sup>  
ed, John Wiley and Sons, New York

### 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 di *annulus* [ $kJ/kg \cdot ^\circ C$ ]  
 $C_{p,h}$  = panas jenis air panas di pipa dalam  
 [ $kJ/kg \cdot ^\circ C$ ]  
 $a$  = setengah panjang sisi dalam pipa dalam [m]  
 $B$  = setengah panjang sisi luar pipa dalam [m]  
 $d_i$  = diameter dalam pipa dalam (m)  
 $D_h$  = diameter hidrolik 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*  
 [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ]  
 $H$  = panjang *pitch twisted tape insert* (m)  
 $k_i$  = 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 di *annulus* [ $kg/s$ ]  
 $\dot{m}_h$  = laju aliran massa air panas di pipa dalam  
 [ $kg/s$ ]  
 $Nu_i$  = bilangan Nusselt rata-rata di pipa dalam  
 $Pr$  = bilangan Prandtl  
 $Q_c$  = 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  
 $t$  = ketebalan *twisted tape insert* (m)  
 $T_{b,o}$  = 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 [ $^\circ C$ ]  
 $\bar{T}_{w,o}$  = 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 [ $m^3/s$ ]  
 $\dot{W}_{pump}$  = 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 [ $^\circ C$ ]