



---

## **Pengaruh *Pitch Turbulator* Terhadap NTU Pada *Double Pipe Heat Exchanger***

**Mufid Mufid\*, Arif Rahman Hakim, Bambang Widiono**

Jurusan Teknik Kimia, Politeknik Negeri Malang, Jl. Soekarno Hatta No. 9, Malang 65141, Indonesia

\*E-mail: mufid@polinema.ac.id

### **ABSTRAK**

Saat ini kebutuhan akan energi di dunia terus meningkat, sejalan dengan semakin tumbuhnya industri untuk menopang kehidupan manusia. Namun kenaikan kebutuhan energi tersebut tidak diimbangi dengan bertambahnya sumber energi, sehingga harga energi semakin mahal. Untuk meminimalisir kebutuhan energi, maka perlu dicari sumber-sumber energi alternatif baru, terutama sumber energi baru dan terbarukan. Disamping itu perlu dilakukan pengelolaan energi yang lebih baik, sehingga kebutuhan energi dunia bisa dikurangi. *Double Pipe Heat exchanger* memiliki pipa luar *stainless steel* dengan diameter dalam (Do) 3,5 inci, ketebalan pipa (To) 1,5 mm, dan panjang pipa (Lo) 790mm dan pipa dalam (Di) 1 3/8 inci, ketebalan (Ti) 0,6 mm, dan panjang pipa (Li) 920mm, dengan air dingin dan air panas yang digunakan sebagai fluida uji di annulus dan pipa dalam. *Helical turbulator* dari besi (*mild steel*) dengan dimensi geometris jarak antar elemen (*pitch*) sebesar 25mm, 50 mm dan 75 mm berdiameter dalam (Di) 5/16 inci dan diameter luar (Do) 1 5/16 inci dengan panjang 750mm dimasukkan dalam *inner tube* dari *heat exchanger*. Air panas memasuki tabung dengan variasi flowrate mulai 400 l/jam sampai 900 l/jam, sedangkan flowrate air dingin konstan 900 l/jam. Hasil penelitian dengan disisipkannya *helical turbulator* sebagai *turbulator* pada *heat exchanger* mengakibatkan peningkatan laju perpindahan kalor. *Helical turbulator* dengan *pitch* 25mm menimbulkan peningkatan laju perpindahan kalor paling besar sebesar  $\pm 62\%$  dibandingkan plain tube. *Helical turbulator* mengakibatkan peningkatan NTU *heat exchanger* terbesar sebesar  $\pm 63\%$  dihasilkan oleh *helical turbulator* dengan *pitch* 25mm.

**Kata kunci:** *heat exchanger, helical turbulator, NTU, pitch*

### **ABSTRACT**

At present the need for energy in the world continues to increase, in line with the growing industry to sustain human life. However, the increase in energy needs is not offset by the increase in energy sources, so energy prices are increasingly expensive. To minimize energy needs, it is necessary to look for new alternative energy sources, especially new and renewable energy sources. Besides that, better energy management is needed, so that the world's energy needs can be reduced. Double Pipe Heat Exchanger has stainless steel outer pipe with inner diameter (Do) 3.5 inch, pipe thickness (To) 1.5 mm, and pipe length (Lo) 790 mm and pipe inside (Di) 1 3/8 inch, thickness (Ti) 0.6 mm, and the length of pipe (Li) 920 mm, with cold water and hot water used as test fluid in the annulus and inner pipe. Mild steel helical turbulators with geometric dimensions of 25mm, 50mm and 75mm intervals between 5/16 inch in diameter and a 750mm length 5/16 inch outer diameter (Do) are included in the inner tube of heat exchanger. Hot water enters the tube with variations in flowrate from 400 l / hour to 900 l / hour, while the cold water flowrate is constant 900 l / hour. The results of the study by inserting a helical turbulator as a turbulator in a heat exchanger resulted in an increase in the heat transfer rate. Helical turbulators with a pitch of 25mm give rise to the highest heat transfer rate of  $\pm 62\%$  compared to plain tubes. Helical turbulators cause the largest increase in NTU heat exchanger of  $\pm 63\%$  produced by a helical turbulator with a 25mm pitch.

**Keywords:** *heat exchanger, helical turbulator, NTU, pitch*

## 1. PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi industri yang demikian pesatnya akhir-akhir ini menyebabkan kebutuhan akan energi meningkat dengan tajam. Sebagian besar kebutuhan akan energi tersebut dipenuhi dari sumber energi fosil yaitu minyak bumi yang ketersediaannya di alam semakin lama semakin menipis. Hal tersebut berdampak pada berkurangnya pasokan bahan bakar, sehingga harga bahan bakar di pasaran dunia cenderung menjadi tinggi.

Untuk mengatasi permasalahan-permasalahan tersebut, perlu dilakukan manajemen energi yang lebih baik dengan cara: mengupayakan penggunaan peralatan industri yang lebih hemat energi, mengoptimalkan pemanfaatan energi panas yang terbuang dari peralatan-peralatan industri, mencari sumber-sumber energi alternatif baru yang ada di alam, mengembangkan peralatan-peralatan industri yang lebih efisien, dan meningkatkan efisiensi peralatan industri yang sudah ada.

Salah satu bentuk upaya peningkatan efisiensi pemindahan energi di industri adalah dengan mengatur parameter dari peralatan industri yang digunakan. Beberapa cara diantaranya adalah mengubah tipe aliran fluida, mengubah area penerimaan energi, dan mengkondisikan temperatur fluida kerja. Faktor perubahan parameter yang berpengaruh dalam proses engineering baik di *Power Plant Industry*, *Production Processing utility*, dll sangat penting, karena pengaturan tersebut akan menentukan kualitas produk yang dihasilkan [7].

Pengembangan terhadap *heat exchanger* dilakukan dalam upaya untuk mengatasi permasalahan-permasalahan seperti: laju perpindahan kalor, faktor gesekan, pola

aliran fluida kerja, jenis material *heat exchanger*, efektifitas perpindahan kalor, jenis *heat exchanger*. Solusi dari permasalahan tersebut diharapkan dapat meningkatkan efisiensi perpindahan kalor pada *heat exchanger* karena terjadinya pengurangan pada energi yang dibutuhkan atau penurunan terhadap ukuran *heat exchanger* [12]. Meningkatnya konveksi paksa akan dapat memperkecil kebutuhan energi dalam mengalirkan fluida kerja ke sistem penukar kalor [2].

Pada penelitian mengenai peningkatan koefisien perpindahan panas dari permukaan aliran karena terjadinya peningkatan gerak turbulen pada tabung dengan menggunakan pin [11] dan pelat sirip [11], menunjukkan bahwa laju perpindahan panas semakin meningkat dengan digunakannya pin dan pelat sirip. Penggunaan *turbulator* berbentuk plat berpilin dengan potongan bentuk trapesium [9] atau bentuk potongan daun (*louvered strip*) [5] yang disisipkan ke dalam pipa dalam (*inner tube*) *double pipe heat exchanger* terbukti dapat meningkatkan laju perpindahan kalor. Selain itu *turbulator* bentuk sekrup helis dengan/tanpa inti [4], juga memperbesar terjadinya aliran pusaran sehingga memperbesar terjadinya aliran turbulen dan mengakibatkan perpindahan panas konveksi yang lebih baik.

Penelitian pada *brazed plate heat exchanger* (BPHE) dengan memvariasikan sudut chevron [1] memberikan hasil bahwa perubahan sudut chevron berdampak pada perubahan laju perpindahan panas dan penurunan tekanan dimana penurunan tekanan berbanding terbalik dengan sudut chevron. *Mesh* dengan berbagai diameter *pitch* yang berbeda yang digunakan pada pipa horisontal untuk meningkatkan perpindahan panas [10], juga terbukti dapat meningkatkan terjadinya turbulensi

aliran. Mesh dengan *pitch* lebih kecil akan menimbulkan turbulensi yang lebih kuat.

Panas dilepas oleh air panas dalam pipa dalam (*inner tube*) heat exchanger,  $\dot{Q}_h$ , dapat dirumuskan seperti pada persamaan (1).

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

dimana  $\dot{m}_h$  adalah laju alir massa air panas;  $C_{ph}$  adalah panas spesifik air panas;  $T_{h,out}$  dan  $T_{h,in}$  adalah temperatur outlet dan inlet air panas.

Panas yang diserap oleh air dingin dalam pipa annulusnya,  $\dot{Q}_c$ , dapat dirumuskan seperti pada persamaan (2).

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

dimana  $\dot{m}_c$  adalah laju alir massa air dingin;  $C_{pc}$  adalah panas spesifik air dingin;  $T_{c,out}$  dan  $T_{c,in}$  adalah temperatur outlet dan inlet air dingin.

Laju perpindahan kalor menyeluruh pada heat exchanger,  $\dot{Q}$  dirumuskan seperti pada persamaan (3).

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (3)$$

dengan  $U$  adalah koefisien perpindahan panas menyeluruh;  $A_s$  adalah luas permukaan perpindahan panas menyeluruh;  $\Delta T_{lm}$  adalah *log mean temperatur difference*.

Besar *log mean temperature different* (LMTD) dapat dirumuskan seperti pada persamaan (4).

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (4)$$

dengan:

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad \text{dan} \quad \Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*) pada *double tube heat exchanger* [6],  $U$  dapat dirumuskan seperti pada persamaan (5).

$$U = \frac{1}{\left( \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi \cdot k \cdot L} + \frac{1}{h_o A_o} \right) \cdot A_s} \quad (5)$$

Angka Nusselt untuk aliran turbulen melalui pipa halus ditentukan menurut persamaan Dittus-Boelter [3] seperti dirumuskan pada persamaan (6).

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad \begin{cases} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re > 10.000 \end{cases} \quad (6)$$

dengan  $n = 0,4$  ( untuk pemanasan ) dan  $0,3$  ( untuk pendinginan );  $Re$  adalah angka Reynolds;  $Pr$  adalah angka Prandtl.

Angka Nusselt untuk aliran turbulen melalui pipa dengan turbulator berupa helical fin ditentukan menurut persamaan Eiamsa-ard [5], seperti yang dirumuskan pada persamaan (7):

$$Nu = 0,0215 \cdot Re^{0,9143} \cdot Pr^{1/3} \quad (7)$$

Angka Reynold adalah perbandingan antara gaya inersia/kinetik dengan gaya viskos dalam aliran fluida [6],  $Re$  dapat dirumuskan seperti persamaan (8).

$$Re = \frac{D_h \cdot v \cdot \rho}{\mu} \quad (8)$$

dengan  $D_h$  adalah diameter hidrolis (m);  $v$  adalah kecepatan rata-rata fluida (m/s);  $\mu$  adalah koefisien viskositas dinamik (Pa.s);  $\rho$  adalah densitas fluida (kg/m<sup>3</sup>).

Perbandingan antar ketebalan relatif dari kecepatan dengan lapisan batas termal merupakan sebuah parameter tak berdimensi yang dinamakan Angka Prandtl,  $Pr$  yang dirumuskan seperti pada persamaan (9).

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (9)$$

dengan  $v$  adalah difusivitas momentum (m<sup>2</sup>/s);  $\alpha$  adalah difusivitas panas (m<sup>2</sup>/s);  $\mu$  adalah koefisien kekentalan dinamik (kg/m.s);  $C_p$  adalah kalor spesifik fluida (joule/kg.°C);  $k$  adalah konduktivitas termal (watt/m.°C).

Number of Thermal Unit (NTU) dapat dirumuskan seperti pada persamaan (10).

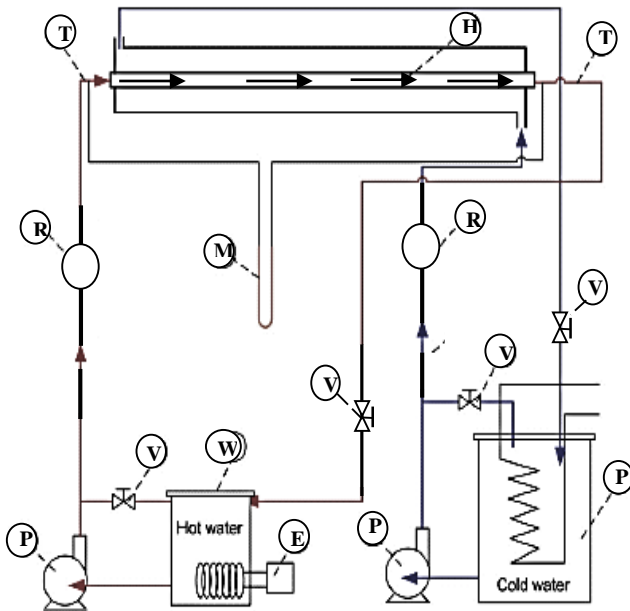
$$NTU = \frac{U.A_s}{C_{\min}} = \frac{U.A_s}{(mC_p)_{\min}} \quad (10)$$

dengan U adalah koefisien perpindahan kalor menyeluruh;  $A_s$  adalah luas permukaan perpindahan panas menyeluruh;  $C_{\min}$  adalah kapasitas kalor minimum fluida.

Penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh *pitch helical turbulator* yang disisipkan pada tabung bagian dalam (*inner tube*) dari *double pipe heat exchanger* terhadap laju perpindahan kalor dan NTU.

## 2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan di laboratorium Teknik Kimia Politeknik Negeri Malang. Skema peralatan penelitian seperti dapat dilihat pada Gambar 1.

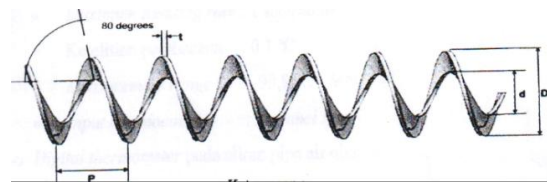


Gambar 1. Skema Peralatan

Keterangan:

(P) Pompa air; (E) Elemen Pemanas;  
(W) Tandon air; (V) Valve; (R) Rotameter;  
(M) Manometer; (T) Termometer;  
(H) Heat exchanger

Penelitian diawali dengan melakukan kalibrasi terhadap flowmeter. Kemudian dilanjutkan dengan mengalirkan fluida panas di pipa dalam (*inner tube*) dan fluida dingin di *annulus*. Flowrate fluida panas divariasikan dengan flowrate 400 – 900 l/h sedangkan fluida dingin flowrate konstan sebesar 900 l/h. Kemudian penelitian diulang dengan memasukkan *helical turbulator* (Gambar 2) mulai dari *pitch* 25 mm, 50 mm, dan 75 mm ke dalam *inner pipe*.



Gambar 2. Helical Turbulator

Data pengamatan yang dicatat adalah temperatur masuk ( $T_{in}$ ) dan keluar ( $T_{out}$ ) fluida panas dan fluida dingin. Untuk menentukan laju perpindahan kalor dihitung dari beda temperatur LMTD (*logaritmik mean thermal difference*), kemudian dilakukan perhitungan NTU.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil dari penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 2 untuk pengaruh flowrate fluida air panas terhadap laju perpindahan kalor dan Gambar 3 untuk pengaruh flowrate air panas terhadap *Number of Taransfer Unit* (NTU).

### 3.1 PENGARUH FLOWRATE FLUIDA AIR PANAS TERHADAP LAJU PERPINDAHAN KALOR

Berdasarkan analiasa data yang dihasilkan dari penelitian, dapat digambarkan grafik yang menunjukkan hubungan antara flowrate fluida panas terhadap laju perpindahan kalor pada *heat exchanger* seperti Gambar 3.

**Tabel 1.** Laju perpindahan kalor rata-rata dalam Watt untuk debit 400 l/h s.d 600 l/h.

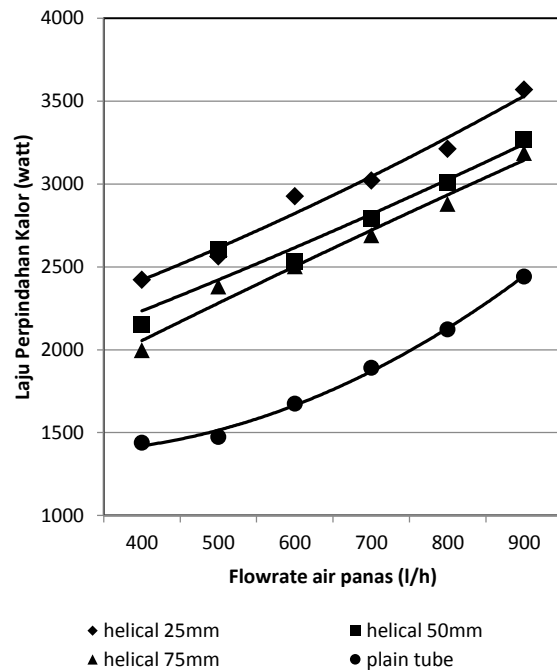
Pitch	Flowrate (l/h)		
	400	500	600
Helical 25mm	2422,38	2562,83	2925,59
Helical 50mm	2152,36	2604,34	2531,43
Helical 75mm	1997,64	2381,68	2502,98
Plain tube	1439,939	1473,69	1674,48

**Tabel 2.** Laju perpindahan kalor rata-rata dalam Watt untuk debit 700 l/h s.d 900 l/h

Pitch	Flowrate (l/h)		
	700	800	900
helical 25mm	3021,34	3211,58	3568,56
helical 50mm	2791,71	3008,57	3267,93
helical 75mm	2689,97	2879,46	3185,67
plain tube	1891,86	2122,54	2441,54

Dari Gambar 3 dapat dilihat bahwa penyisipan *helical turbulator* menyebabkan peningkatan laju perpindahan kalor dibandingkan dengan tanpa *helical turbulator*. Adanya *helical turbulator* menyebabkan orientasi aliran fluida berubah dari *axial* menjadi *radial*, sehingga kuantitas partikel air panas yang mengalami kontak pada dinding pipa dalam (*tube*) bagian dalam terjadi lebih banyak, akibatnya makin banyak kalor yang dipindahkan oleh air panas ke dinding pipa. Disamping itu adanya *helical turbulator* yang sisi luarnya menempel pada dinding dalam pipa dalam akan menyebabkan luas permukaan perpindahan kalor semakin besar, akibatnya partikel air panas yang memindahkan kalor ke dinding melalui permukaan *helical* semakin banyak

sehingga makin besar kalor yang dipindahkan.

**Gambar 3.** Hubungan flowrate fluida panas dengan laju perpindahan kalor

Dalam hal perubahan yang dilakukan terhadap *flowrate* air panas, ternyata makin tinggi *flowrate* air panas yang digunakan mengakibatkan kenaikan laju perpindahan kalor. Hal ini disebabkan oleh semakin meningkatnya kuantitas partikel air panas yang mengalami kontak dengan dinding pipa sebelah dalam, maka semakin banyak energi kalor yang ditransferkan oleh partikel-partikel air panas ke dinding pipa.

*Helical Turbulator* dengan *pitch* 25mm, 50mm, dan 75mm berturut-turut menimbulkan kenaikan laju perpindahan kalor sebesar 62%, 50%, dan 43% lebih besar dibandingkan laju perpindahan kalor pada *plain tube*. *Helical Turbulator* dengan *pitch* 25mm mampu menimbulkan laju perpindahan yang lebih besar karena memiliki luas permukaan perpindahan kalor yang paling besar.

### 3.2 PENGARUH FLOWRATE FLUIDA AIR PANAS TERHADAP LAJU NUMBER OF TRANSFER UNIT (NTU)

Dari analisa data penelitian yang dihasilkan, dapat digambarkan grafik yang menunjukkan hubungan antara flowrate fluida panas terhadap NTU pada heat exchanger seperti Gambar 4.

**Tabel 3.** NTU rata-rata untuk debit 400 l/h s.d 600 l/h.

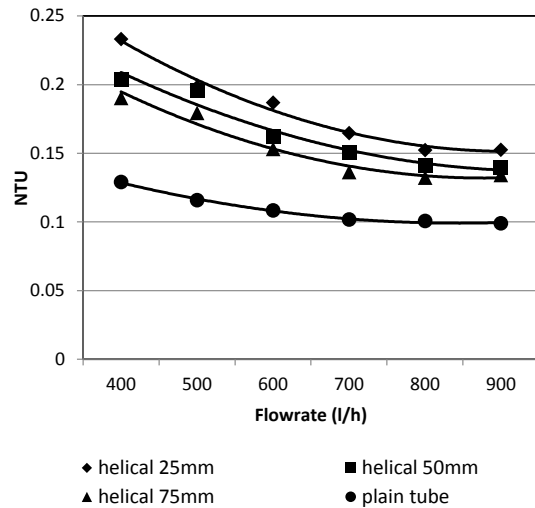
Pitch Helical	Flowrate (l/h)		
	400	500	600
Helical 25mm	0,23326	0,19826	0,18697
Helical 50mm	0,20393	0,19611	0,16205
Helical 75mm	0,19043	0,17934	0,15311
Plain tube	0,12908	0,11581	0,10837

**Tabel 4.** NTU rata-rata untuk debit 700 l/h s.d 900 l/h

Pitch Helical	Flowrate (l/h)		
	700	800	900
helical 25mm	0,16476	0,15239	0,15264
helical 50mm	0,15082	0,14088	0,13979
helical 75mm	0,1364	0,13228	0,13421
plain tube	0,1017	0,10068	0,09888

Gambar 4 menunjukkan bahwa penyisipan *Helical Turbulator* sebagai turbulator menghasilkan peningkatan terhadap *Number of Thermal Unit (NTU) heat exchanger*. *Helical Turbulator* dengan *pitch* 25mm, 50mm, dan 75mm berturut-turut menimbulkan peningkatan NTU sebesar  $\pm 80\%$ , 57%, dan 47% lebih besar dari pada *plain tube*. Peningkatan ini diakibatkan oleh semakin besarnya laju

perpindahan kalor real yang dipindahkan oleh *heat exchanger* yang disisipi dengan *Helical Turbulator*.



**Gambar 4.** Hubungan *flowrate* fluida panas dengan NTU

*Helical Turbulator* dengan *pitch* lebih kecil menyebabkan partikel-partikel fluida berada dalam tabung lebih lama dan bergerak ke arah *radial* lebih banyak, sehingga akan memindahkan panas ke dinding yang lebih banyak, akibatnya *Number of Transfer Unit (NTU) heat exchanger* meningkat.

Sedangkan kenaikan *flowrate* air panas justru mengakibatkan menurunnya *Number of Transfer Unit (NTU)*. Hal ini terjadi disebabkan oleh semakin besarnya kapasitas kalor minimum yang diakibatkan oleh kenaikan *flowrate* air panas. Kapasitas kalor minimum adalah hasil kali antara massa dengan kalor jenis, sehingga dengan naiknya *flowrate*, maka massa air panas yang mengalir menjadi semakin besar.

#### 4. KESIMPULAN

Berdasarkan pembahasan yang telah dilakukan maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut, laju perpindahan kalor akan semakin besar apabila ke dalam *heat*

exchanger ditambahkan *helical turbulator* yang memiliki *pitch* yang lebih kecil. Penambahan *helical turbulator* akan meningkatkan NTU *heat exchanger*, dengan kenaikan NTU terbesar terjadi untuk *pitch helical* terkecil.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. A. J. Selvam, S. Kumar P, S. Muthuraman, The characteristics of brazed plate heat exchangers with different chevron angles, *Asian Res. Publ. Netw.*, vol. 4, no. 10, hal. 19-26, 2009.
- [2] A. E. Bergles, The Imperative to Enhance Heat Transfer, in: Energy Conservation through Heat Transfer Enhancement of Heat Exchanger, NATO Advanced Study Institute, Izmir-Turkey, 1998.
- [3] Y. A. Çengel, Heat Transfer A Practical Approach, 2nd edition, New York, Mc Graw Hill Companies Inc, 2003.
- [4] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, Heat transfer characteristics in a tube fitted with helical screw-tape with/without core-rod insert, *Int. Commun. Heat Mass*, vol. 34, hal. 176-185, 2006.
- [5] S. Eiamsa-ard, P. Promvong, C. Thiaanpong, S. Pethkool, Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip insert, *Int. Commun. Heat Mass*, no. 35, hal. 120-129, 2008.
- [6] C. J. Geankoplis, Transport Processes and Separation Process Principle, 4th edition Pearson Professional Education, 2003.
- [7] J. Gaurav, V. Hasda, Experimental Studies On Heat Transfer Augmenatation Using Modified Reduced Width Twisted Tapes (RWTT) As Inserts For Tube Side Flow of Liquids, Thesis, Department of Chemical Engineering National Institute of Technology Rourkela, 2010.
- [8] R. Kalaivanan, R. Rathnasamy, Experimental investigation of forced convective heat transfer in rectangular micro-channels, *J. Eng. Appl. Sci.*, vol 5, no. 5, hal. 21 – 26, 2010.
- [9] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, P.S.S. Srinivasan, Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a tube fitted with trapezoidal-cut twisted tape insert, *Int. J. Acad. Res.*, vol. 1, no. 1, hal. 123-128, 2009.
- [10] N. S. Sarada, A.V. S. R. Raju, K. A. Radha, Experimental numerical analysis enhancement of heat transfer in a horizontal circular tube using mesh inserts in turbulent region, *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering*, vol. 2, hal. 3 – 16, 2010.
- [11] N. Sahiti, F. Durst, A. Dewan, Heat transfer enhancement by pin element, *Int. J. Heat Mass Trans.*, no. 48, hal. 4738-4747, 2005.
- [12] M. Thirumarimurugan, T. Kannadasan, E. Ramasany, Simulation studies on a cross flow plate turbulator heat exchanger, *Am. J. Appl. Sci.*, vol. 5, no. 10, hal. 1318-1321, 2008.