

Pengaruh *Fin Pitch* terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas pada *Wavy fin* dan *Tube Heat Exchanger*

Prabowo, I.W. Temaja, Renatho
Jurusan Teknik Mesin - FTI
Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111
Telp.: (031) 5936230, Fax: (031) 5922941
E-mail: prabowo@me.its.ac.id

Diterima _____; diterima terkoreksi _____; disetujui _____
Received _____; correction received _____; approved _____

Abstract

The wavy fin and tube heat exchangers are widely used in industry and particularly in the coolers, air conditioning and refrigeration industries. The complex airflow pattern across wavy fin and tube makes the theoretical prediction of heat transfer coefficients very difficult. Therefore, 3-D numerical study is conducted to investigate the effect of fin pitch on the air flow and heat transfer characteristics of wavy fin and tube heat exchanger. Using Fluent 6.2 as computational fluid dynamics simulation program, all boundary conditions for model are established in GAMBIT software generating. The fin pitch (F_p) is changed in three steps; 1.5, 3 and 6 mm while air inlet velocity is kept constant at 3 m/s. The numerical results indicate that with decreasing of the fin pitch, the heat transfer of the wavy fin and tube are enhanced. For $F_p=1.5$ mm, the direction of airflow has tendency to follow wavy channel, giving way interact with the fin and make increasing heat transfer coefficient. The second tube has a maximum mean Nusselt number (\overline{Nu}), while the \overline{Nu} decreases in order from the first tube then the third tube for each F_p .

Keywords: fin pitch, wavy fin, tube heat exchanger, heat transfer, flow.

Fin and tube heat exchanger (compact heat exchanger) merupakan alat penukar kalor yang sangat luas penggunaannya, beberapa diantaranya sistem refrigerasi, gas coolers, intercoolers dan aftercoolers pada kompresor. Umumnya, fluida cair mengalir di dalam tube sedangkan fluida gas mengalir melalui celah diantara fin serta permukaan luar tube. Perpindahan panas antara gas dengan fin dan permukaan tube ditentukan oleh struktur aliran yang terjadi. Wavy fin adalah bentuk sirip yang sangat populer untuk meningkatkan perpindahan panas.

Beberapa penelitian secara eksperimen tentang perpindahan panas dan massa pada compact heat exchanger dengan pola flat dan wavy fin telah dilakukan. Kuvannarat [1] meneliti tentang pengaruh ketebalan fin ($\delta_F = 0.115 - 0.25$ mm) pada wavy fin dan tube terhadap perpindahan panas dan massa. Semakin tebal fin akan meningkatkan koefisien perpindahan panas antara fin dan aliran udara sebesar 5-50%. Disamping itu terjadi interaksi

yang lebih baik antara main dan swirled flow akibat ketebalan fin sehingga lebih mudah terbentuk butiran kondensasi.

Pengaruh jumlah baris tube, fin pitch dan kelembapan udara terhadap perpindahan panas dan massa dipelajari oleh Xiaokui [2,3]. Koefisien perpindahan panas menurun dengan kenaikan fin pitch dan jumlah baris tube. Demikian juga perpindahan massa menurun dengan kenaikan fin pitch tetapi meningkat dengan jumlah baris tube yang semakin banyak. Pengaruh kelembapan udara terhadap perpindahan panas dan penurunan tekanan dapat diabaikan karena kecil sekali pengaruhnya. Junqi Dong [4] dan Saiz Jabardo [5] melakukan penelitian secara eksperimen untuk melihat pengaruh fin pitch pada lowered dan wavy fin tube coils terhadap koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan. Pada kecepatan frontal yang sama, koefisien perpindahan panas akan naik dengan penurunan panjang fin dan fin pitch serta kenaikan tinggi fin. Sedangkan penurunan

tekanan terjadi pada penurunan panjang *fin* dan kenaikan tinggi *fin*. Deviasi rerata dari data yang diperoleh sekitar 4.1-5.6%.

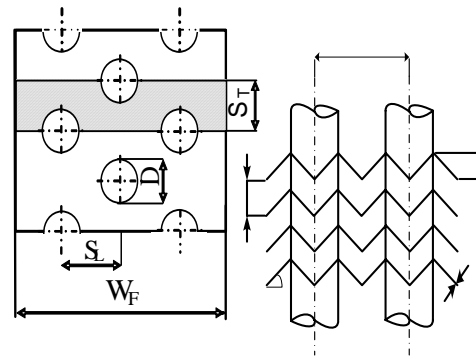
Upaya untuk meningkat koefisien perpindahan panas dilakukan dengan rekayasa bentuk *fin* dilakukan oleh Mao-Yu [6]. Tiga jenis *fin* (*plate fin*, *wavy fin* dan *compounded fin*) pada *compact heat exchanger* dalam *wind tunnel*. Koefisien perpindahan panas pada *wavy fin* dibandingkan dengan *plate fin* meningkat sekitar 10.9-31.9%. Sedangkan pada *compounded fin*, koefisien perpindahan panas meningkat antara 33.5-63.1%. Oleh karena itu disarankan menggunakan *compounded fin* dalam kontruksi *compact heat exchanger*.

Penelitian secara numerik juga dilakukan oleh Tao [7] untuk karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *wavy fin* dan *tube*. Bilangan \overline{Nu} rerata pada *tube* akan meningkat dengan kenaikan sudut *wavy*. Akan tetapi \overline{Nu} akan menurun apabila jumlah baris *tube* yang semakin besar. Maka disarankan dalam aplikasinya digunakan jumlah baris *tube* yang lebih kecil dari 3.

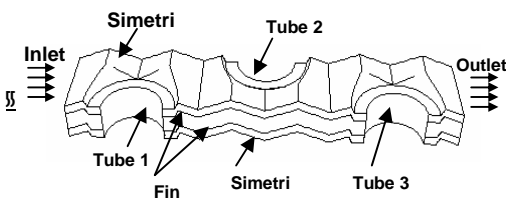
Dari beberapa jurnal diatas, penelitian tentang *wavy fin* dan *tube heat exchanger* banyak dilakukan secara eksperimen. Simulasi numerik diperlukan untuk mengetahui lebih detail pola aliran di celah antar *fin* serta karakteristik perpindahan panas di permukaan *tube*. Oleh karena itu, dalam penelitian ini simulasi numerik 3-dimensi dilakukan untuk mengetahui pengaruh variasi *fin pitch* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *wavy fin* dan *tube heat exchanger*. Kontur temperatur serta vektor kecepatan udara pada celah *fin* maupun distribusi koefisien perpindahan panas pada permukaan *tube* akan di diskusikan dalam makalah ini.

METODE

Penelitian ini berbasis simulasi *computational fluid dynamics (CFD) Fluent 6.2* untuk memperoleh bentuk aliran di antara *fin* dan perpindahan panas pada permukaan *fin* maupun *tube*. Simulasi *CFD* dimulai pembuatan model *wavy fin* dan *tube heat exchanger* seperti ditunjukkan pada gambar 1.



50

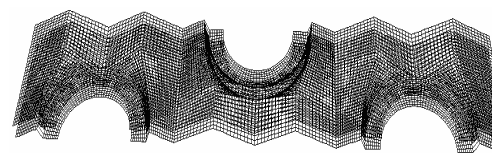


60 Gambar 1. Model *wavy fin* dan *tube heat exchanger*

Tabel 1. Dimensi *wavy fin* dan *tube*

Variabel	Nilai (mm)
<i>Fin pitch</i> (F_p)	1.5, 3 dan 6
Diameter luar tube (D)	10.2
Jarak tube transversal (S_T)	25
Jarak tube longitudinal (S_L)	22
Lebar sirip (W_F)	66
Tinggi <i>wavy</i> (H_F)	1.5
Tebal <i>fin</i> (δ_F)	0.3

65



70

Gambar 2. Bentuk *meshing* pada model

Tabel 2. *Boundary condition* pada model

Variabel	Nilai
Kec. udara masuk (V_{in})	3 m/s
Temp. udara masuk (T_{in})	303 K
Temp. dinding tube (T_w)	317 K
<i>Pressure outlet</i> (P_o)	1 atm
Kriteria konvergensi	10^{-6}

75

Untuk penelitian ini, model komputasi dibuat 3 jenis sesuai dengan variasi jarak antar sirip (*fin pitch*) yaitu 1.5, 3 dan 6 mm. Sedangkan geometri dan dimensi model disusun pada tabel 1. Model dibuat dalam *software* GAMBIT dan dilanjutkan dengan proses meshing. Pada gambar 2 ditunjukkan model meshing yang akan diekspor ke *fluent* 6.2. Pada *fluent* 6.2 selanjutnya ditentukan *boundary condition* sebelum iterasi dilakukan seperti pada tabel 2. Pengulangan proses dilakukan apabila dari analisa hasil simulasi dan konvergensi terjadi ketidaktepatan (*error*).

Hasil dari penelitian ini menunjukkan beberapa informasi penting yang terkait dengan variasi jarak sirip dan kecepatan udara, yaitu: kontur kecepatan udara, kontur temperatur udara maupun dipermukaan sirip serta *tube*. Selain itu, distribusi bilangan *Nusselt* (Nu_{ϕ}) lokal pada permukaan *tube* dan bilangan *Nusselt* rerata (\overline{Nu}) juga akan ditampilkan.

Distribusi bilangan tidak berdimensi Nu_{ϕ} dibentuk dari persamaan berikut:

$$Nu_{\phi} = \frac{h.L_c}{k_f} = \frac{q''}{T_w - T_{in}} . L_c \quad (1)$$

dimana: q'' = *local heat flux* (W/m^2); T_w = temperatur permukaan dinding *tube* (K); T_{in} = temperatur udara masuk (K); L_c = panjang karakteristik (m). Sedangkan bilangan *Nusselt* rerata dihitung dari persamaan berikut:

$$\overline{Nu} = \frac{\int Nu_{\phi} . dA_s}{\int dA_s} \quad (2)$$

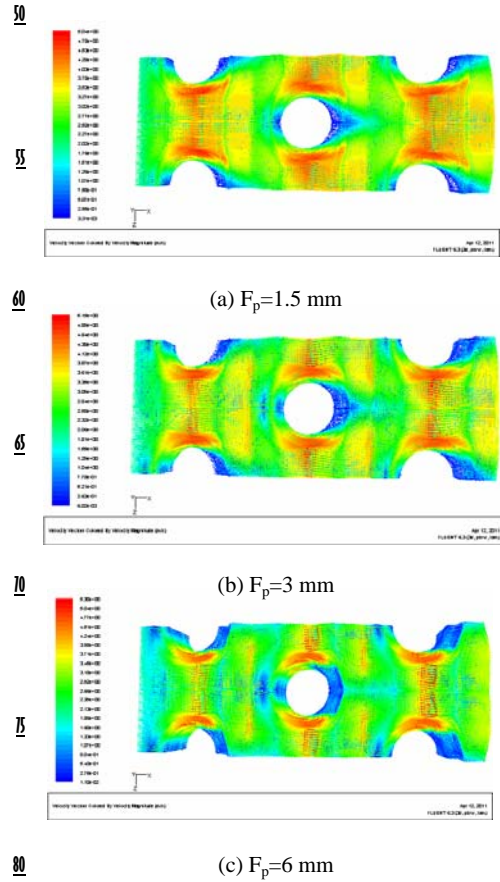
dimana: A_s = luas selimut *tube* (m^2)

HASIL DAN PEMBAHASAN

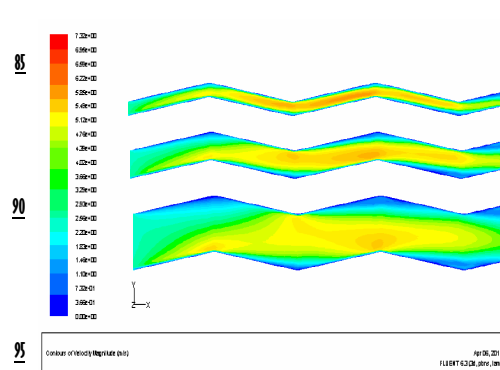
Pola Aliran

Vektor kecepatan dari aliran udara yang melintasi tiga susunan *tube* pada posisi ditengah antara dua *fin* untuk masing-masing *fin pitch* (F_p) ditunjukkan pada gambar 3. Pola aliran yang menuju permukaan *tube* 2 terjadi percepatan akibat dari penyempitan daerah

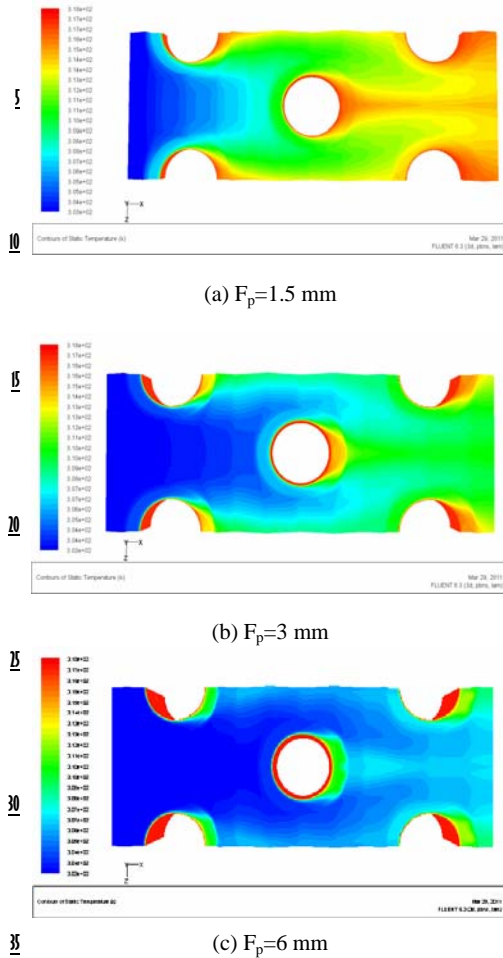
aliran oleh susunan *staggered*. Pada $F_p = 1.5$ mm terlihat pengaruh pola *wavy* dari *fin* yang dekat menyebabkan kecepatan mengalami percepatan saat menuju permukaan *tube* 2.



Gambar 3. Vektor kecepatan pengaruh *fin pitch*



Gambar 4. Kontur kecepatan pada celah *fin* dengan variasi *fin pitch*



Gambar 5. Kontur temperatur udara pada posisi tengah antara *fin* dengan variasi *fin pitch*

40 Separasi aliran terjadi lebih ke arah belakang tube akibat momentum aliran yang besar. Sedangkan pada $F_p = 3$ mm terlihat kecepatan menuju permukaan *tube* masih tinggi karena jarak dua *fin* yang juga dekat dengan ujung wavy. Tingginya kecepatan menyebabkan titik separasi bergeser lebih ke *upstream* bila dibandingkan dengan $F_p = 1.5$ mm. Sedangkan $F_p = 6$ mm terlihat aliran menuju permukaan *tube 2* sama sekali tidak terhalang oleh pola wavy, tetapi karena ukuran saluran yang lebih besar menyebabkan kecepatannya lebih rendah jika dibandingkan dengan $F_p = 3$ mm.

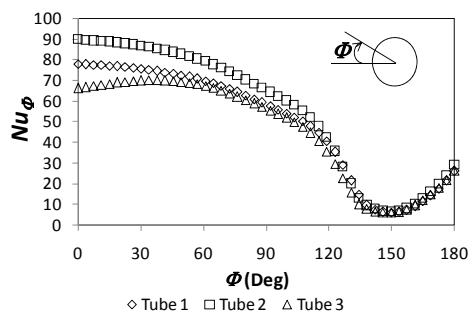
Pada gambar 4 ditunjukkan kontur

kecepatan pada celah pola wavy dibagian tengah antara tube 1 dan tube 3 untuk variasi *fin pitch*. Secara keseluruhan aliran ke arah x terlihat bahwa setiap memasuki bagian lembah terjadi penurunan kecepatan dan setiap menuju puncak terjadi percepatan. Semakin besar *fin pitch* menunjukkan daerah sirkulasi (pada bagian puncak dan lembah) yang semakin luas. Pada $F_p = 1.5$ mm, arah aliran cenderung mengikuti pola wavy karena tidak ada ruang untuk aliran bergerak lurus. Dengan semakin besar *fin pitch*, ruang untuk aliran bergerak lurus semakin besar sehingga daerah sirkulasi yang semakin luas.

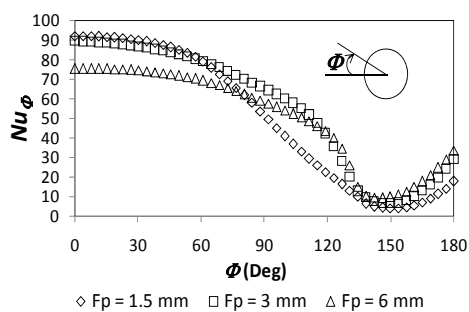
Distribusi temperatur pada sisi udara pada saat melewati *fin* dan *tube* ditunjukkan pada gambar 5 melalui kontur temperatur udara pada posisi tengah diantara dua *fin* dengan variasi *fin pitch*. Temperatur udara terendah terjadi di daerah sekitar row *tube 1* karena posisi *inlet* sehingga pengaruh dari temperatur *freestream* masih besar. Pada daerah row *tube 2* dan 3 temperatur udara semakin meningkat akibat pengaruh temperatur dari row sebelumnya serta adanya tambahan perpindahan panas dari *tube* dan *fin*. Dari ketiga *fin pitch* terlihat bahwa $F_p = 1.5$ mm baik di sekitar *tube* pertama maupun kedua dan ketiga mempunyai temperatur udara yang lebih panas dari *fin pitch* yang lain. Pada $F_p = 3$ mm, temperatur udara relatif lebih rendah dari $F_p = 1.5$ mm dan temperatur terendah terjadi pada $F_p = 6$ mm. Hal tersebut disebabkan karena pada $F_p = 1.5$ mm, *thermal boundary layer* yang terjadi antara *fin* dan udara lebih tipis. Disamping itu sirkulasi udara yang lebih baik menyebabkan perpindahan panas dari *fin* yang lebih baik.

Karakteristik Perpindahan Panas

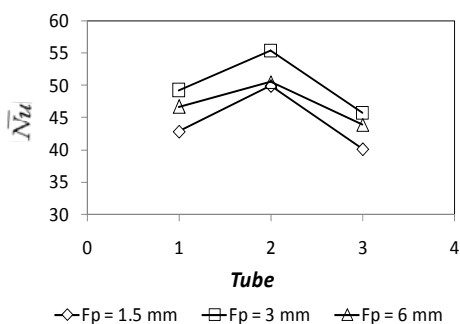
Distribusi *Nusselt number* lokal (Nu_ϕ) pada permukaan *tube* untuk baris *tube* pertama, kedua dan ketiga pada $F_p = 3$ mm ditunjukkan pada gambar 6. Pada bagian depan permukaan tube dari titik stagnasi ($\phi=0^\circ$) sampai titik separasi ($\phi=100^\circ$) terlihat perbedaan yang besar diantara setiap *tube*, sedangkan dibagian belakang mempunyai distribusi yang hampir sama. Distribusi terbesar terjadi pada *tube* kedua, kemudian *tube* pertama diikuti *tube* ketiga.



Gambar 6. Distribusi bilangan Nusselt lokal (Nu_ϕ) untuk $F_p=3$ mm



Gambar 7. Distribusi bilangan Nusselt lokal (Nu_ϕ) pada tube 2 dengan variasi F_p



Gambar 8. Bilangan Nusselt rerata (\bar{Nu})

Hal ini disebabkan oleh aliran dipercepat saat memasuki susunan *staggered tube* pertama sehingga meningkatkan koefisien perpindahan panas secara konveksi pada *tube 2*. Sedangkan distribusi Nu_ϕ pada *tube 1* lebih tinggi dibandingkan dengan *tube 3* disebabkan

perbedaan besarnya distribusi *heat flux* (q'') akibat perbedaan temperatur dinding *tube* dan temperatur udara disekitar permukaan *tube*. Dengan semakin besar beda temperatur akan memperbesar harga q'' yang tentunya akan meningkatkan koefisien perpindahan panas seperti pada persamaan (1).

Pengaruh *fin pitch* terhadap distribusi Nu_ϕ di permukaan *tube 2* ditunjukkan pada gambar 7. Pada daerah stagnasi, distribusi Nu_ϕ yang besar terjadi pada $F_p = 1.5$ dan 3 mm yang mempunyai harga hampir sama. Hal ini akibat dari percepatan aliran sesaat sebelum menyentuh permukaan tube pada *fin pitch* yang kecil. Sedangkan pada $F_p = 6$ mm, Nu_ϕ nilainya lebih rendah.

Bilangan Nusselt rerata (\bar{Nu}) untuk permukaan setiap *tube* pengaruh *fin pitch* dijelaskan pada gambar 8. Pada setiap *fin pitch*, \bar{Nu} pada tube kedua mempunyai nilai tertinggi bila dibandingkan dengan tube pertama dan ketiga. Hal tersebut tentunya seiring dengan Nu_ϕ yang telah dijelaskan pada gambar 6. \bar{Nu} pada $F_p = 3$ mm mempunyai nilai tertinggi untuk semua *tube*. Pada posisi antara dua *fin* yang juga dekat dengan ketinggian wavy ($H_f = 1.5$ mm) menyebabkan kecepatan menuju setiap *tube* menjadi lebih besar (gambar 4) dan akan meningkatkan perpindahan panas. Sebaliknya pada $F_p = 1.5$ mm, \bar{Nu} mempunyai nilai yang terendah. Pola aliran yang mengikuti bentuk wavy menyebabkan udara dan *fin* terjadi perpindahan panas sebelum mengenai permukaan *tube*. Artinya beda temperatur permukaan *tube* dengan udara sekitarnya menjadi kecil sehingga menurunkan koefisien perpindahan panas secara keseluruhan.

KESIMPULAN

Simulasi numerik 3-dimensi telah dilakukan untuk mengetahui pengaruh *fin pitch* ($F_p = 1.5, 3$ dan 6 mm) terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *wavy fin dan tube heat exchanger*.

Pola aliran yang menuju *tube 2* terjadi percepatan akibat dari penyempitan daerah aliran oleh susunan *staggered* pada saat melintasi daerah diantara *tube 1*. Hal ini

menyebabkan distribusi Nu_ϕ maupun \overline{Nu} tube 2 tertinggi kemudian tube 1 setelah itu tube 3 yang terendah pada setiap fin pitch.

Pada $F_p = 1.5$ mm, arah aliran cenderung mengikuti pola wavy karena tidak ada ruang untuk bergerak lurus. Thermal boundary layer yang terjadi antara fin dan udara menjadi tipis maka perpindahan panas menjadi lebih baik. Hal ini menyebabkan temperatur udara menjadi lebih panas sehingga saat melintasi permukaan tube distribusi Nu_ϕ maupun \overline{Nu} memiliki harga yang terkecil.

Pada $F_p = 3$ mm, pola aliran bergerak lurus dipercepat akibat celah antara ujung lembah pada fin atas dengan puncak pada fin bawah. Percepatan aliran menyebabkan distribusi Nu_ϕ maupun \overline{Nu} pada permukaan tube memiliki harga yang terbesar. Sebaliknya $F_p = 6$ mm, aliran sudah tidak dipengaruhi oleh pola wavy sehingga aliran bergerak lurus tanpa mengalami percepatan.

REFERENSI

- [1] Kuvannarat, T., Chi-Chuan, W. & Somchai, W., 2006, "Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger under dehumidifying condition", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, 2587-2596.
- [2] Xiaokui Ma, Guoliang D., Yuanming, Z. & Kaijian, W., 2007, "Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions", *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 30, 1153-1167.
- [3] Xiaokui Ma, Guoliang D., Yuanming, Z. & Kaijian, W., 2009, "Airside characteristics of heat, mass transfer and pressure drop for heat exchanger of tube-in hydrophilic coating wavy fin under dehumidifying conditions", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, 4358-4370.
- [4] Junqi Dong, Jiangping, C., Zhijiu, C., Wenfeng, Z., & Yimin, Z., 2007, "Heat transfer and pressure drop correlation for the multi-louvered fin compact heat exchangers", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, 1506-1515.
- [5] Saiz Jabardo, J.M., Bastos Zoghbi Filho, J.R., & Salamanca, A., 2006, "Experimental study of the air side performance of louver and wave fin-and-tube coils", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, 621-631.
- [6] Mao-Yu Wen & Ching-Yen Ho, 2009, "Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, 1050-1057.
- [7] Tao, Y.B., He, Y.L., Huang, J., Wu, Z.G. & Tao, W.Q., 2007, "Three-dimensional numerical study of wavy fin-and-tube heat exchangers and field synergy principle analysis", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, 1163-1175.