ANALISIS PERPINDAHAN PANAS DENGAN KONVEKSI BEBAS DAN RADIASI PADA PENUKAR PANAS JENIS PIPA DAN KAWAT

Zuhdi Ma'sum[1)*], Made Arsana[2)], Fathurrahman Malik[2)], Wahyudi Priyono[2)], Ali Altway[2)]

[1)] Jurusan Teknik Kimia, Fakultas Teknologi Industri, Univeritas Tribhuwana Tunggadewi, Malang 65144, Telp(0341)565500, HP: 0857.5585.0890, *E-mail: dmasif_mlg@yahoo.co.id
[2)] Jurusan Teknik Kimia, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Kampus ITS Keputih Sukolilo, Surabaya 60111.

Abstrak

Penelitian ini menganalisis pengaruh perubahan geometri terhadap efisiensi dan kapasitas penukar panas jenis pipa dan kawat. Penelitian dilakukan dengan simulasi dan di validasi secara eksperimen. Simulasi menggunakan metode elemen terbatas dengan memperhitungkan koveksi bebas dan radiasi. Perubahan geometri dilakukan pada diameter dan jarak kawat. Metode perhitungan dalam penelitian ini dengan membagi penukar panas menjadi beberapa elemen. Laju alir panas elemen awal dihitung. Dari hasil perhitungan di dapatkan suhu keluar fluida. Suhu keluar fluida dari elemen awal dipergunakan untuk menghitung laju alir panas elemen selanjutnya hingga elemen terakhir. Validasi secara eksperimental dilakukan dengan mengukur suhu permukaan pipa pada elemen yang ditentukan. Hasil validasi menunjukkan kesalahan sebesar $\pm$ 4%. Kapasitas panas persatuan berat tertinggi di dapat pada dw = 1 mm /pw = 21 mm, Q_{ele} tertinggi, dan T_{out} terendah di dapatkan pada dw 1,5/pw 14 mm. Dari penelitian ini dihasilkan perbandingan laju alir panas dengan dw 1,5 mm/pw 14 mm meningkat $\pm$ 4% dan berat penukar panas menurun sebesar 19% dibandingkan geometri yang ada di pasaran.

***Kata kunci** : diameter kawat, , effisiensi, elemen terbatas, jarak kawat, kapasitas penukar panas.*

ANALYSIS OF HEAT TRANSFER BY FREE CONVECTION AND RADIATION IN TYPE HEAT EXCHANGER PIPE AND WIRE

Abstract

This paper aims to analyze the influence of geometry on the efficiency and capacity of the wire and tube heat exchanger, and present the simulation and experimental validation. Simulations were conducted using finite element method by taking into account free convection and radiation heat transfer. The geometry change was performed to wire diameter and pitch. Calculation was made by dividing heat exchanger into elements. The calculation was performed from the first element. The out temperature of the first element was used for counting the heat flow rate of the next element. This procedure was repeated until the last element. Experimental validation was performed by measuring the surface temperature of the pipe on the specified locations. The validation shows the percentage error of 5%. The highest value of heat exchange capacity per weight is produced at dw = 1mm/pw = 21mm. The highest Q_{tot} and the lowest T_{out} are produced at dw 1.5/pw 14 mm. From this study, we get that the flow rate of heat produced at dw 1.5 mm/pw 14 mm increases by 4%, and the weight of heat exchangers decreases by 19%, compared to the heat exchanger on the market.

***Key words:** efficiency. finite element, heat capacity, pitch wire, wire diameter.*

PENDAHULUAN

Usaha yang dilakukan peneliti dibidang alat pendingin banyak diarahkan untuk mengembangkan desain baru pada bagian tertentu yang nantinya memberikan efek pada peningkatan efisiensi dan mengurangi pengunaan bahan konstruksi alat. Salah satunya pada penukar panas.Penukar panas jenis pipa dan kawat terbuat dari pipa yang permukaannya diberi sirip berupa kawat. Posisi kawat berpasangan secara simetri pada bagian kanan dan kiri pipa. Pipa dialiri fluida yang akan didinginkan. Tujuan penambahan kawat sebagai sirip untuk meningkatkan luas permukaan perpindahan panas konveksi bebas.

Aplikasi penukar ini dioperasikan pada kondisi konveksi bebas dimana koefisien konveksinya relatif kecil. Koefisien transfer panas konveksi dipengaruhi oleh faktor geometri. Usaha meningkatkan luasan perpindahan panas dengan cara menambahkan atau mengurangi jumlah kawat (sirip) harus dengan mempertimbangkan perubahan koefisien perpindahan panas konveksi bebas, luas area dan efisiensi siripnya. Penelitian terdahulu yang dilakukan Tanda dan Tagliafiko (1997), mengembangkan sebuah korelasi semi empiris untuk memprediksi koefisien transfer panas dari konveksi natural. Rata-rata koefisien transfer panas radiasi dihitung secara teoritis. Hasil penelitian divalidasi dengan kondensor dengan berbagai variasi parameter geometri. Quadir dkk (2002), mengembangkan pemodelan penukar panas natural konveksi dengan metode elemen terbatas. Pemodelan dibuat dengan variasi suhu lingkungan, dan laju alir refrigerant. Variasi dilakukan untuk mengamati efek variasi terhadap performa penukar panas. Overall koefisien perpindahan panas diasumsikan konstan pada 10 W/m^2K.

Bansal.PK, dan Chin.T.C (2003) melakukan penelitian dengan pemodelan menggunakan Fortran 90 pada penukar panas wire and tube. Hasil pemodelan selanjutnya dipakai untuk mengoptimasi penukar panas. Pemodelan dibuat dengan korelasi dari Tanda dan Tagliafiko (1997), dan di validasi dengan data eksperimen. Hoke dkk (1997) melakukan penelitian secara eksperimen pada penukar panas wire and tube untuk mengukur koefisien transfer panas udara pada kondisi konveksi paksa. Pengukuran dilakukan pada sudut yang berbeda pada dua aliran yaitu: aliran udara searah pipa dan pararel terhadap kawat, dan aliran pararel terhadap pipa dan searah kawat. Dari hasil eksperimen dibuat pemodelan untuk menghitung koefisien transfer panas. Penelitian yang sama juga dilakukan oleh Lee dkk (2001). Budi dan solichin (2001) melakukan penelitian untuk menge-tahui efisiensi dan laju perpindahan panas secara eksperimen pada penukar panas jenis pipa dan kawat dengan konveksi bebas dengan pemasangan sirip yang berbeda dan variasi diameter pipa. Arsana dkk (2002) melakukan penelitian dengan penukar panas jenis pipa dan kawat dengan konveksi bebas pada fluida tanpa perubahan fase. Penelitian dilakukan untuk mengetahui pengaruh geometri kawat terhadap efisiensi penukar panas melalui eksperimen. Dari kondisi ini perlu dilakukan analisis perpindahan panas tanpa perubahan fase pada konveksi bebas dan radiasi menggunakan pemodelan yang dapat diaplikasikan untuk mengamati pengaruh geometri kawat terhadap kapasitas penukar panas dan efisiensi kawat.

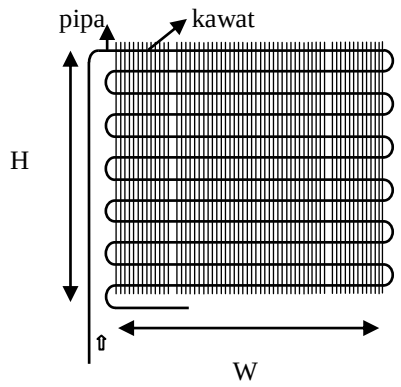
Tujuan dari penelitian adalah analisis perpindahan panas dengan konveksi bebas dan radiasi menggunakan pemodelan yang dapat diaplikasikan untuk mengamati pengaruh geometri kawat terhadap kapasitas penukar panas dan efisiensi kawat. Hasil pemodelan divalidasi secara eksperimen. Pemodelan dibuat menggunakan korelasi yang dikembangkan oleh Tanda dan Tagliafiko (1997) dan dasar pemodelan matematis yang telah ditampilkan oleh Bansal dan Chin (2003). Pemodelan dilakukan pada pendinginan fluida tanpa perubahan fase pada penukar panas jenis pipa dan kawat dengan variasi jarak kawat dan diameter kawat. Pada penelitian ini ditentukan efisiensi dan kapasitas penukar panas. Penelitian ini diharapkan dapat memberikan masukan yang berarti dalam mengembangkan desain baru penukar panas.

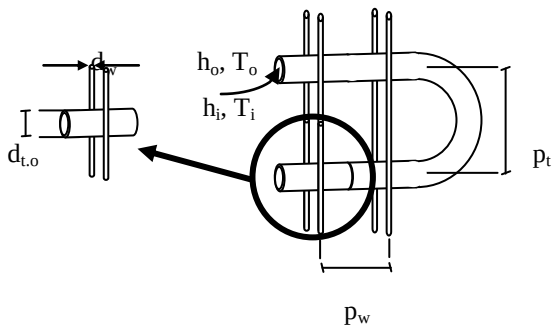
METODE PENELITIAN

Kapasitas penukar panas dan efisiensi penukar panas didapatkan dari simulasi. Hasil simulasi selanjutnya di validasi dengan peralatan eksperimen. Penukar panas yang dipakai sebagai validasi sama seperti penukar panas yang tersedia di pasaran yaitu pipa dengan sirip berupa kawat.

Simulasi

Simulasi dilakukan dengan metode elemen terbatas menggunakan program Matlab. Penukar panas dibagi dalam elemen-elemen seperti terlihat pada gambar :





Gambar 1. Elemen pada penukar panas jenis pipa dan kawat

Panjang elemen pipa dinyatakan sama dengan jarak kawat p_w. Perpindahan panas tiap elemen dari fluida minyak ke udara dihitung dengan persamaan berikut (Bansal.P.K dan Chin.T.C, 2003)

$$Q_{ele} = UA_{ele}(T_f - T_\infty)_{el} \quad (1)$$

Variabel konduktansi UA_{ele} pada tiap elemen dinyatakan dengan:

$$1/ UA_{ele} = R_i + R_t + R_o \quad (2)$$

$$R_{w\&T} = (1/h_iA_i + \ln(r_o/r_i)/2\pi k\Delta z + 1/h_oA_o)_{ele} \quad (3)$$

(Holman.J.P, 2010)

Persamaan diatas dipergunakan sebagai dasar dalam perhitungan konveksi dari fluida minyak ke dinding pipa, konduksi dalam pipa dan konveksi pipa ke udara. Luas area elemen A_o dinyatakan dengan:

$$A_o = A_t + A_w = \pi.d_{t,o}.\ p_w + 2.\pi.d_w.p_t \quad (4)$$

Pada elemen penukar panas terdapat perluasan permukaan pipa dengan sirip berupa kawat. Perhitungan efisiensi kawat, η_w dihitung dengan persamaan (Myers, 1998):

$$\eta_w = [\tanh(mp_t/2)]/[mp_t/2] \quad (5)$$

di mana persamaan efisiensi memerlukan data koefisien perpindahan panas konduksi dan konveksi sepanjang kawat.

$$m = \sqrt{4h_w/k_wd_w} \quad (6)$$

perhitungan awal koefisien transfer panas dari kawat, h_w ditetapkan lebih dahulu untuk mendapatkan efisiensi, η_w, sekitar 0,9. Menggunakan asumsi koefisien transfer panas konstan sepanjang kawat elemen maka suhu kawat dapat di dapatkan dari definisi efisiensi :

$$\eta_w = (T_w - T_\infty)/(T_{t,o} - T_\infty) \quad (7)$$

(Cao, Eduardo, 2010)

Menggunakan persamaan dari definisi efisiensi ini akan didapat suhu kawat T_w dengan menetapkan nilai awal untuk suhu dinding pipa sebesar 0,5 ^oC dibawah suhu fluida.

$$T_w = \eta_w(T_{t,o} - T_\infty) + T_\infty \quad (8)$$

Suhu rata-rata permukaan elemen, T_{ex} dinyatakan dengan

$$T_{ex} = (A_tT_{t.o} + A_wT_w)/A_o \quad (9)$$

Memasukkan persamaan (7) dan (4) di dapatkan persamaan

$$T_{ex} = (T_{to} + GP.\eta_w.(T_{t,o} - T_\infty) + GP.T_\infty)/(1+GP) \quad (10)$$

Dimana parameter geometri, GP dinyatakan dengan:

$$GP = 2(p_t / d_{t,o})(d_w / p_w) \quad (11)$$

Koefisien Transfer Panas Luar

Koefisien transfer panas bagian luar, h_o pada konveksi dan radiasi dinyatakan dengan (Tanda dan Tagliafico, 1997):

$$h_o = h_c + h_r \quad (12)$$

h_r dinyatakan dengan:

$$h_r = \varepsilon .\sigma.(T^4_{t.o} - T^4_\infty)/(T_{t.o} - T_\infty) \quad (13)$$

Harga h_c di dapatkan dari:

$$h_c = Nu \times k / H \quad (14)$$

dimana Nu dinyatakan dengan:

$$Nu = 0.66(Ra.H / d_{t,o})^{0.25}\{1-[1-0.45(d_{t.o}/H)^{0.25}]\exp(-s_w/\varphi)\} \quad (15)$$

$$Ra = (\beta\rho^2cp/\mu k)_a\ g.(T_{t,o} - T_\infty).H^3 \quad (16)$$

$$\varphi = (28.2/H)^{0.4}\, s_w^{0.9}s_t^{-1.0} + (28.2/H)^{0.4}[264/(T_{t,o} - T_\infty)]^{0.5}s_w^{-1.5}s_t^{-0.5}. \quad (17)$$

$$s_t = (p_t - d_t)/d_t\ ;\ s_w = (p_w - d_w)/d_w. \quad (18)$$

Dari perhitungan maka akan didapatkan h_o. Harga h_o akan dibandingkan dengan harga h_w yang sudah di dapatkan sebelumnya. Jika perbandingan harganya lebih dari 0,1 $W/m^2\ ^oK$ maka perhitungan diseting untuk $h_w = h_o$, dan perhitungan diulang hingga di didapatkan hasil yang konvergen. Mendapatkan h_i dan h_o, Q_{ele} dapat dihitung dari persamaan: (1), (2), dan (3). Pada keadaan steady-state perpindahan panas minyak ke udara sama dengan perpindahan

panas minyak ke permukaan pipa luar maka permukaan luar pipa $T_{t.o}$ bisa di dapatkan dengan:

$$T_{t.o} = T_f - Q_{ele}(1/h_iA_i + \ln(r_o/r_i)/2\pi kl)_{ele} \quad (19)$$

(Holman, 2010)

Hasil $T_{t.o}$ yang didapatkan dibandingkan dengan $T_{t.o}$ awal. Jika error lebih dari 0,05 ^oC maka $T_{t.o}$ baru di substitusi ke persamaan (10) dan perhitungan diulang hingga konvergen. Dari perhitungan maka didapatkan harga Q_{ele} dan penjumlahan dari seluruh elemen di dapatkan Q_{tot}. Pada elemen selanjutnya perhitungan menggunakan data dari luaran elemen sebelumnya

$$T_{out} = Q_{ele}/m + T_{in} \quad (20)$$

m adalah laju alir fluida. Perhitungan diulang untuk setiap elemen dari dari elemen pertama sampai elemen terakhir. Dari perhitungan ini di dapatkan laju alir panas total, Q_{tot} dari penukar panas.

Kapasitas Penukar Panas

Kapasitas penukar panas, C didefinisikan perbandingan dengan laju alir panas per satuan berat penukar panas, m.

$$C = Q_{tot}/m \quad (21)$$

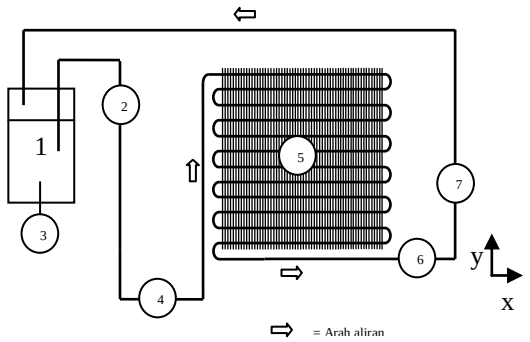
Efisiensi Penukar Panas

Efisiensi penukar panas, η_{tot} adalah perbandingan laju perpindahan panas aktual penukar panas terhadap laju perpindahan panas penukar panas jika seluruh sirip berada pada temperatur dasar (pipa). Pada suhu penukar panas sama dengan suhu pipa maka persamaan efisiensi penukar panas dapat dinyatakan dengan

$$\eta_{tot} = (\eta_w A_w + A_t) / A_o \quad (22)$$

Eksperimen

Eksperimen dilakukan untuk validasi hasil prediksi simulasi. Eksperimen dilakukan pada peralatan penukar yang dirancang seperti pada Gambar 2.



Gambar 2. Skema peralatan eksperimen penukar panas

Keterangan :
1. Tangki fluida Panas
2. Pengukur tekanan
3. Temperatur kontrol
4. Pengukur tekanan
5. Penukar panas
6. Pengukur tekanan
7. Flow meter

Validasi dilakukan pada penukar panas dengan fluida yang dipanaskan. Fluida yang dipakai Thermo 22. Jenis fluida penukar panas ini dipakai karena dapat bekerja pada sistem peralatan penukar panas yang tertutup yang beroperasi pada suhu -30 – 320 ^oC. Densitas spesifik pada 15 ^oC = 0,868 dan kapasitas panas 3,349 kJ/Kg. ^oK. Material yang dipakai untuk penukar panas sama dengan material yang tersedia di pasaran dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tinggi penukar panas 0.499 m, diameter luar pipa 4.8 mm, diameter dalam pipa 3.2 mm, Jarak pipa 41 mm, konduktifitas termal pipa 40W/m. ^oK, diameter kawat 1,2 mm, konduktifitas termal kawat 40 W/m. ^oK , jarak antar kawat 7 mm.

Termokopel 1 sampai 9 ditempatkan pada elemen ke 1, 92, 183, 274, 366, 458, 549, 640, 732. Percobaan dilakukan dengan m = 100 ml/menit, dengan T_{in} = 70 ^oC. T_∞ ditetapkan pada suhu udara normal. Suhu permukaan pipa dari eksperimen dibandingkan dengan hasil simulasi sebagai validasi.

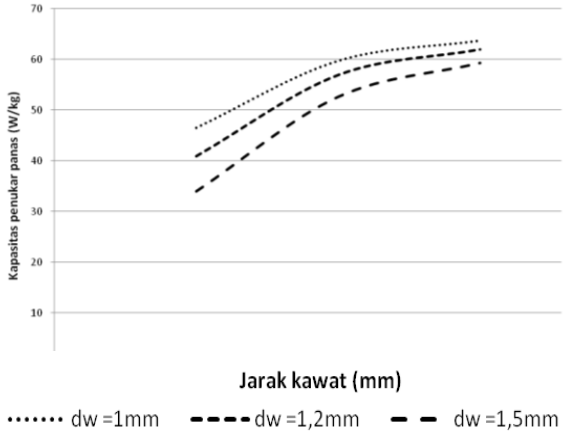
HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil prediksi simulasi ditunjukkan pada Gambar 3 sampai dengan Gambar 7. Kapasitas penukar panas dipengaruhi oleh laju perpindahan panas dan berat penukar panas seperti pada persamaan (21). Kapasitas penukar panas pada d_w = 1mm pada semua p_w menunjukkan nilai tertinggi. Keadaan ini disebabkan oleh berat penukar panasnya memiliki nilai paling rendah (Gambar 5). Menambah p_w, Q_{tot} pada d_w = 1mm akan semakin menurun (Gambar 4), hal ini disebabkan A_o yang menurun. A_o yang menurun hal ini disebabkan dimana A_o pada (persamaan 4) dipengaruhi oleh A_t yang selanjutnya mempengaruhi $Q_{tot.}$. A_o yang menurun juga mempengaruhi pula η_{tot} (Gambar 6). Hubungan η_{tot} yang dipengaruhi A_o diperlihatkan pada persamaan (22)

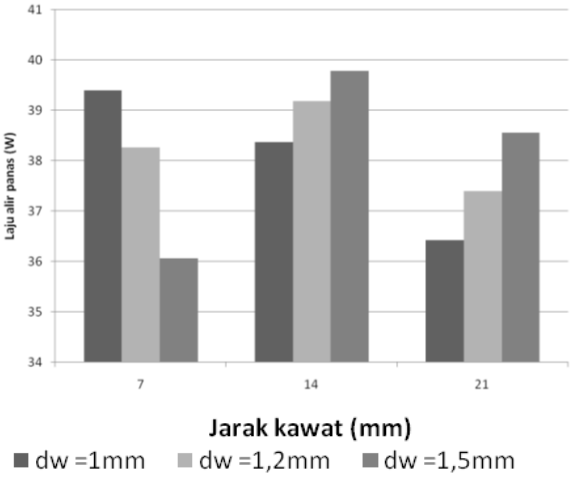
Pada d_w = 1,2 mm dan d_w = 1,5 mm memiliki pola hubungan yang sama dengan perbedaan besaran. Kapasitas penukar panas pada diameter kawat ini nilainya meningkat. Jika dibandingkan dengan penukar panas pada diameter yang berbeda maka, semakin besar d_w, maka kapasitasnya semakin rendah (Gambar1) karena penukar panas dengan kawat lebih besar, bobotnya meningkat (Gambar 3). Namun jika ditinjau dari Q_{tot} maka Q_{tot} akan semakin meningkat pada d_w = 1,2/p_w = 14 mm dan d_w = 1,5/ p_w = 14 mm (Gambar 2), sedangkan pada d_w = 1 mm

Q_{tot} semakin menurun di semua p_w. Hal ini disebabkan peningkatan d_w dan p_w pada d_w = 1,2/ p_w = 14 mm dan d_w = 1,5/p_w = 14 mm diikuti dengan meningkatnya h_o. A_o yang meningkat mempengaruhi η_{tot} (Gambar 4). Hubungan η_{tot} yang dipengaruhi oleh A_o diperlihatkan pada persamaan (22).

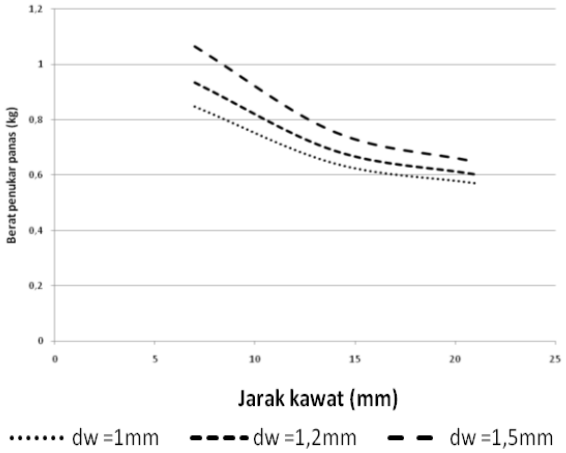
Pada d_w = 1,2 mm/p_w = 7 mm dan d_w = 1,5 mm/ p_w = 7 mm (Gambar 2) memperlihatkan Q_{tot} yang rendah. Keadaan ini disebabkan karena diameter kawat yang semakin besar. Diameter kawat yang besar dengan jarak antar kawat yang dekat akan menurunkan h_o.



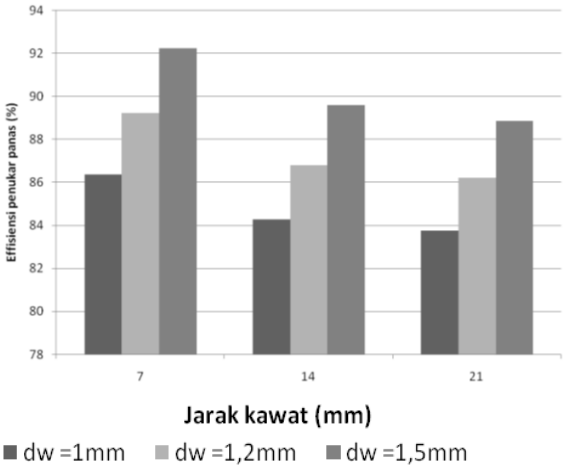
Gambar 3. Pengaruh jarak kawat terhadap kapasitas penukar panas pada suhu fluida masuk 70 ^oC.



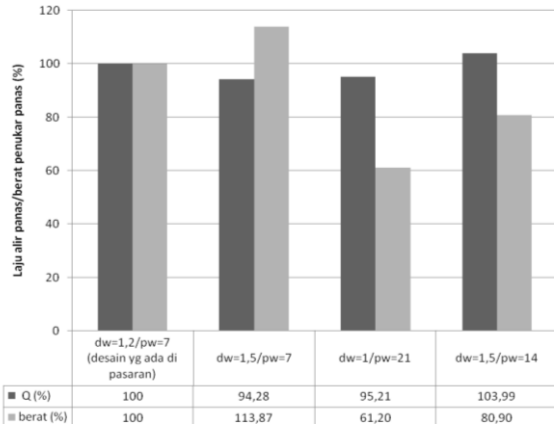
Gambar 4. Pengaruh jarak kawat terhadap laju alir panas pada suhu fluida masuk 70 ^oC.



Gambar 5. Pengaruh jarak kawat terhadap berat penukar panas.



Gambar 6. Pengaruh jarak kawat terhadap efisiensi pada suhu fluida masuk 70 ^oC.



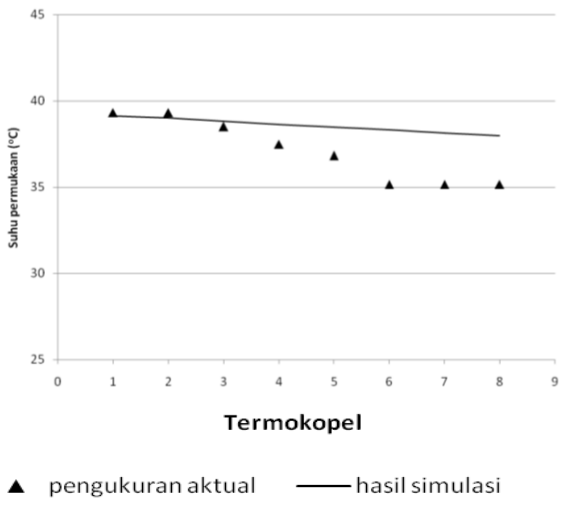
Gambar 7. Perbandingan desain penukar panas pada suhu fluida masuk 70 ^oC.

Dari perhitungan hasil simulasi di dapatkan nilai terendah dan nilai tertinggi dari penukar panas. Penukar panas dengan dw = 1,5/pw = 7 memiliki η_{tot} dan berat paling besar namun kapasitas panas h_o dan Q_{tot} yang terendah. Penukar panas dw = 1/pw = 21 memiliki kapasitas panas, h_o dan T_{out} tertinggi dengan m dan η_{tot} terendah. Penukar panas dw = 1,5/pw = 14 memiliki Q_{tot} tertinggi dan T_{out} terendah. Dari hasil ini dicoba dikelompokkan seperti Gambar 5, memperlihatkan kinerja penukar panas yang ada di pasaran sebagai acuan dibandingkan dengan hasil simulasi. Kinerja didasarkan pada laju alir panas dibagi dengan berat penukar panas.

Membandingkan Q_{tot} dan berat maka di dapatkan kondisi terbaik dari penukar panas pada dw = 1,5/pw = 14 dengan peningkatan Q_{tot} sebesar $\pm$ 4% dan menurunkan berat penukar panas sebesar $\pm$ 19%.

Menggunakan metode perbandingan yang sama, hasil ini sedikit lebih baik dari hasil didapatkan oleh penelitian terdahulu yaitu Bansal and Chin (2003) dengan peningkatan panas sebesar 3% dan penurunan berat 6%.

Hasil prediksi simulasi divalidasi dengan data eksperimen dan ditunjukkan pada Gambar 8.



Gambar 8. Perbandingan distribusi permukaan luar penukar panas hasil simulasi dan eksperimen 70 ^oC.

Validasi dilakukan dengan membandingkan suhu permukaan pipa eksperimen dengan simulasi. Hasil eksperimen menunjukkan suhu menurun secara konstan $\pm$ 1 ^oC sampai elemen ke 458 (3/4 H) selanjutnya suhu konstan sampai elemen akhir. Pada elemen ke 91,183 dan 274 (termokopel ke 2, 3, 4) suhu menunjukkan angka yang hampir sama. Pada simulasi tidak ada perbedaan pada awal elemen namun selanjutnya hasil simulasi menjadi relatif sama dan menjadi sedikit lebih tinggi. Pada akhir elemen menujukkan simulasi menjadi lebih tinggi dari eksperimen. Persen error dari seluruh data menunjukkan angka sekitar $\pm$ 5% .

SIMPULAN

Dihasilkan kapasitas penukar panas dan efisiensi penukar panas dengan permodelan dari penukar panas jenis pipa dan kawat. Validasi dilakukan dengan eksperimen pada permukaan pipa dengan persen error 5%. Perbandingan penukar panas secara simulasi menghasilkan peningkatan laju alir penukar panas sebesar $\pm$ 4% dan menurunkan berat penukar panas sebesar $\pm$ 19%. Kapasitas penukar panas dihasilkan meningkat 28%. Dengan efisiensi sebesar 89%.

DAFTAR SIMBOL

A	area(m^2)
Cp	kapasitas panas ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
C	kapasitas penukar panas (W/ kg)
d	diameter (m)
GP	parameter geometri
h	koefisien transfer panas ($Wm^{-2}K^{-1}$)
H	tinggi penukar panas (m)
k	konduktifitas panas ($Wm^{-1}K^{-1}$)
m	berat(kg), laju alir fluida (m/det)
Nu	bilangan Nusselt
p	jarak/pitch(m)
Q	laju alir panas(W)
R	hambatan panas (K/W)
Ra	bilangan Raleigh
T	suhu (K)
U	konduktansi ($Wm^{-2}K^{-1}$)
W	lebar penukar panas (m)
Δz	panjang tiap elemen(m)
Greek letter	
π	phi
β	koefisien suhu ekspansi (K^{-1})
ε	suhu emittance
η	effisiensi
ρ	densitas (kg m^{-3})
σ	Stefan-Bolzmann konstan
subscripts	
w	kawat(sirip)
∞	udara sekitar

DAFTAR PUSTAKA

Arsana, M., (2001). Study Eksperimental Pengaruh Geometri Kawat terhadap Effisiensi Penukar Panas Jenis Pembuluh dan Kawat Konveksi Bebas, Tesis, Institut Taknologi Surabaya, Surabaya.

Bansal, P.K., and Chin,.T.C.,(2003). *Modeling and Optimization of Wire-and-Tube Condenser*, International Journal of Refrigeration, Vol. 26, pp.601-613.

Cao, Eduardo., (2010). *Heat Transfer in Process Engineering*, Library Congress cataloging-in-Publication Data, McGraw-Hill Companies, Inc.

Hoke, J.L., Clausing, A.M., and Swofford,T.D.,1997, *An Experimental Investigation of Convective Heat Transfer From Wire-On-Tube Heat Exchanger*, ASME, Journal Of Heat Transfer, Vol.119, pp.348-356

Holman J.P., (2010). *Heat Transfer*, 10th ed, Departeman of Mechanical Engineering Southern Methodist University, McGraw-Hill series in mechanical Engineering.

Lee, T.H., Yun, J.Y., Lee, J.S., Lee, K.S., (2001). *Determination of Air side heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger*, International J. Of Heat and Mass Transfer, vol 44,pp. 1767-1776.

Tanda, G., L. Tagliafico,. (1997). *Radiation and natural convection heat transfer from wire-and tube heat exchangers in refrigeration appliance*, International J.refrigerant, vol 20, No.7, pp. 461-469.

Utomo Budi, K.W., Solichin, A., (2001). Studi Eksperimental Pengaruh Rasio Diameter Kawat-Diameter Pembuluh pada Unjuk Kerja Penukar Panas jenis Woven matrix. Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Surabaya, Surabaya.