

PEMANFAATAN PANAS BUANG PENGKONDISI UDARA SEBAGAI PEMANAS AIR DENGAN MENGGUNAKAN PENUKAR PANAS HELIKAL

Daniel Santoso¹, F. Dalu Setiaji²

Program Studi Teknik Elektro, Fakultas Teknik Elektronika dan Komputer

Universitas Kristen Satya Wacana, Salatiga

¹danvicz@yahoo.com, ²fdsetiaji@yahoo.com

INTISARI

Pada penelitian ini telah direalisasikan sistem pemanas air yang memanfaatkan panas buang pengkondisi udara. Sistem serupa pernah direalisasikan dengan memasang penukar panas yang disisipkan di antara kompresor dan kondensor, menggunakan penukar panas berbentuk pipa vertikal dari tembaga. Sedangkan pada penelitian ini, digunakan penukar panas helikal berdimensi setara dengan penukar panas pipa vertikal yang digunakan pada penelitian sebelumnya. Hasil pengujian menunjukkan penukar panas helikal yang dibuat memiliki koefisien penukar panas yang 9% lebih besar dibandingkan penukar panas pipa vertikal.

Kata kunci: pengkondisi udara, penukar panas, helikal, pemanas air

1. LATAR BELAKANG

Pada masa kini, pengkondisi udara (*air conditioner* / AC) dan pemanas air (*water heater*) sudah menjadi perabot umum pada rumah tangga di perkotaan. Pengkondisi udara diperlukan karena Indonesia merupakan negara beriklim tropis dengan kondisi udara yang cenderung panas dan lembab, tidak nyaman untuk beraktivitas. Sedangkan pemanas air digunakan untuk mandi air panas sebagai sarana relaksasi tubuh setelah penggunaanya melakukan aktivitas yang melelahkan sepanjang hari. Pengkondisi udara umumnya mengkonsumsi energi listrik untuk beroperasi yang besarnya tergantung dari kapasitas pendinginannya, sedangkan pemanas air memiliki sumber energi yang lebih bervariasi yaitu gas, listrik, dan surya.

Porsi konsumsi energi listrik untuk operasional pengkondisi udara suatu bangunan di Indonesia cukup dominan, mencapai 42,5% dari total konsumsi energi listrik [1]. Pemanas air surya harganya jauh lebih mahal dibandingkan pemanas air gas atau listrik tetapi biaya operasionalnya nyaris nol karena menggunakan surya sebagai sumber energi untuk memanaskan air. Biaya operasional pemanas air listrik lebih mahal daripada pemanas air gas tetapi penggunaannya lebih praktis. Kebanyakan konsumen rumah tangga di Indonesia memilih menggunakan pemanas air listrik atau gas karena biaya awal yang lebih terjangkau.

Secara nasional, data statistik menunjukkan bahwa konsumen rumah tangga adalah pengguna energi listrik terbanyak [2]. Perusahaan Listrik Negara (PLN) sebagai penyedia energi listrik nasional secara dominan menggunakan bahan bakar fosil sebagai sumber energi [3]. Sebanyak 63,8% menggunakan minyak bumi, 4,8% gas alam, dan 14,4% batubara. Hanya sekitar 17% yang menggunakan sumber energi terbarukan (air, panas bumi, bio-massa).

Pemaparan komposisi di atas menunjukkan besarnya ketergantungan rumah tangga di Indonesia terhadap sumber energi yang berasal dari fosil yang cadangannya akan habis dalam beberapa puluh tahun mendatang. Porsi dominan konsumsi energi rumah tangga digunakan untuk mengoperasikan pengkondisi udara dan pemanas air yang diprediksi akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya pertumbuhan ekonomi. Indonesia sendiri memiliki indeks elastisitas energi 1,84 [4]. Indeks ini menunjukkan perbandingan pertumbuhan konsumsi terhadap pertumbuhan ekonomi suatu negara yang idealnya di bawah angka 1,00. Semakin tinggi indeks ini menunjukkan adanya inefisiensi energi di suatu negara.

Apabila sedang beroperasi mendinginkan udara lingkungan, pengkondisi udara mendisipasikan panas pada salah satu komponennya. Pengkondisi udara komersial standar tidak dilengkapi peralatan tambahan untuk memanfaatkan panas buang tersebut untuk keperluan lain. Dengan melakukan modifikasi minor pada pengkondisi udara komersial standar dan menambahkan suatu sistem terpisah, panas buang tersebut dapat dimanfaatkan untuk memanaskan air untuk keperluan rumah tangga sehari – hari. Dengan cara ini didapat manfaat ganda, pemanas air mendapatkan sumber energi gratis dan pengkondisi udara menjadi lebih efisien karena pembuangan panasnya lebih optimal.

Penelitian untuk memanfaatkan panas buangan pengkondisi udara untuk memanaskan air sudah pernah dibuat [5]. Pada penelitian tersebut digunakan pengkondisi udara berdaya 1 PK (≈ 745 W). Penukar panas (*heat exchanger*) yang dipakai dibentuk dari pipa tembaga berongga untuk menyalurkan refrigeran (freon), dengan panjang 5 m dan diameter 1 cm. Pipa dibentuk menjadi 12 lekukan dan dipasang vertikal di dalam tangki air yang berkapasitas 120 liter. Penukar panas tersebut penempatannya disisipkan di antara pipa penghubung kompresor dan kondenser pada pengkondisi udara.

Hasil penelitian lain menunjukkan bahwa penukar panas berbentuk helikal memiliki unjuk kerja lebih tinggi dibanding pipa vertikal lurus. Dengan dimensi atau ukuran pipa yang setara, penukar panas helikal memiliki koefisien perpindahan panas (*heat transfer coefficient*) yang lebih baik dibandingkan pipa lurus (*straight tube*) [6]. Hasil simulasi juga menunjukkan bahwa penukar panas pipa helikal memiliki koefisien perpindahan panas sekitar 10% lebih tinggi dibanding yang berbentuk pipa lurus [7].

Berdasarkan latar belakang tersebut maka pada penelitian ini akan dibuat suatu penukar panas berbentuk helikal yang diaplikasikan pada pengkondisi udara seperti pada [5], dan akan dibandingkan unjuk kerjanya dalam memanaskan air. Akan dijelaskan juga metode yang dipakai untuk membentuk pipa tembaga yang lurus sehingga menjadi berbentuk helikal.

2. PERANCANGAN DAN PENERAPAN

Pipa tembaga yang digunakan sebagai penukar panas adalah merek *MM Kembla* dengan diameter luar $d_o=9,52$ mm, diameter dalam $d_i=8,81$ mm dan memenuhi spesifikasi AS/NZ 1571. Pipa tembaga tersebut, dengan panjang L , akan dibentuk menjadi penukar panas helikal berdiameter yang diameternya ditetapkan sebesar D .

Dalam memperkirakan nilai L , dipergunakan parameter-parameter dan asumsi-asumsi yang mengacu ke hasil pengukuran yang telah dilakukan oleh beberapa peneliti lain.

Air yang akan dipanaskan mempunyai volume $V_a=40$ liter yang massanya $m_{air}=40$ kg, dari suhu $T_i=27$ °C menjadi $T_o=50$ °C ($\Delta T=T_o-T_i=23$ °C) dengan selang

waktu pemanasan yang diharapkan $\Delta t=3.600$ detik (1 jam). Dengan nilai panas jenis air, $c_{air}=4.200$ (J/kg°C), maka pemanasan tersebut memerlukan energi (W) sebesar:

$$W = m_{air} \cdot c_{air} \cdot \Delta T = 3,86 \text{ (MJ)} \quad (1)$$

Luas permukaan luar pipa, $A_o=\pi d_o L$, maka nilai h_o (koefisien perpindahan panas pada sisi luar pipa) yang diperlukan adalah:

$$h_o = \frac{W}{A_o \cdot \Delta T \cdot \Delta t} = \frac{W}{\pi \cdot d_o \cdot L \cdot \Delta T \cdot \Delta t} = \frac{1560}{L} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)} \quad (2)$$

Dengan menggunakan hasil data eksperimental [5], suhu *inlet* dan *outlet* penukar panas diasumsikan: $T_{Cin}=60$ °C, $T_{Cout}=50$ °C, dan suhu rata-rata, $T_a=47,2$ °C. Selanjutnya laju aliran refrigeran (dm/dt) freon R-22 diasumsikan sebesar 0,0057 (kg/s), sesuai hasil pengukuran oleh [8]. Nilai parameter-parameter termofisis freon R-22 yang digunakan, diambil dari [9], misalnya panas jenis uap freon, $c_f=1.583$ (J/kg.°C). Maka daya yang didisipasikan oleh penukar panas (Q_{coil}) adalah sebagai berikut ini.

$$Q_{coil} = \dot{m} c_f (T_{Cin} - T_{Cout}) = 112,8 \text{ (W)} \quad (3)$$

Resistans thermal, R_{th} , dihitung berdasarkan rumus yang diambil dari [9] adalah:

$$R_{th} = \frac{T_{Cin} - T_{Cout}}{Q_{coil} \cdot \ln \left(\frac{T_{Cin} - T_a}{T_{Cout} - T_a} \right)} = 0,041 \text{ (°C/W)} \quad (4)$$

Untuk menghitung bilangan Reynolds, digunakan parameter refrigeran sebagai berikut ini: rapat massa, $\rho=146$ (kg/m³), viskositas, $\mu=15,9 \cdot 10^{-5}$ (Ns/m²) [9]. Laju refrigeran, v , dapat dihitung dari:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho(0,25\pi \cdot d_i^2)} = 0,64 \text{ (m/s)} \quad (5)$$

Bilangan Reynolds, Re :

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} = 5,18 \cdot 10^4 \quad (6)$$

Bilangan Prandtl untuk freon R-22 diambil dari [10], yaitu $Pr=0,839$, maka bilangan Nusselt bisa dihitung dengan cara sesuai [11], dengan terlebih dulu menetapkan nilai diameter heliks, $D=0,1$ m:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0,85} \cdot Pr^{0,4} (d_i/D)^{0,1} = 171 \quad (7)$$

Nilai h_i (koefisien perpindahan panas pada sisi dalam pipa) dihitung menggunakan (8), dengan $k_f = 0,02(\text{W/m}\cdot^\circ\text{C})$ yang merupakan nilai konduktivitas thermal freon.

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_f}{d_i} = 388,2(\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (8)$$

Nilai panjang pipa yang diperlukan, L , dihitung dengan menyelesaikan (2) dan (9), dengan $k = 400(\text{W/m}\cdot^\circ\text{C})$ yaitu nilai konduktivitas thermal pipa tembaga yang digunakan.

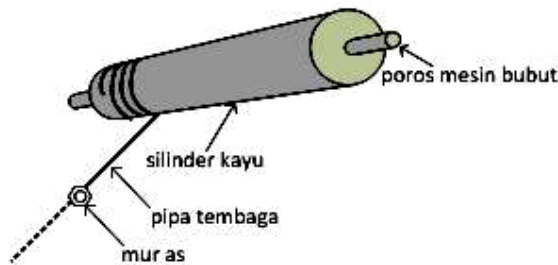
$$R_{th} = \frac{1}{A_i h_i} + \frac{1}{A_o h_o} + \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi k L} \quad (^\circ\text{C/W}) \quad (9)$$

dan didapatkan nilai $L = 4,65\text{m}$.

Jumlah lilitan, N , pipa tembaga yang membentuk heliks dapat dihitung sebagai berikut ini.

$$N = \frac{L}{\pi D_i} = 14,8 \quad (10)$$

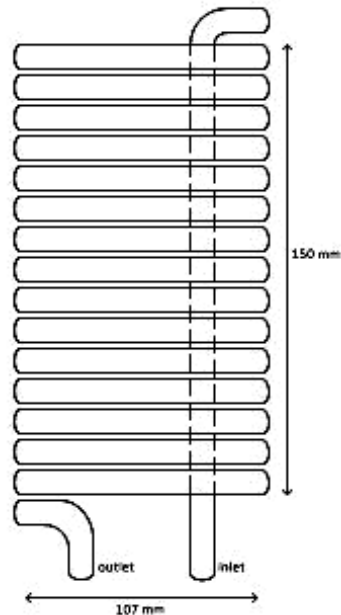
Untuk membentuk pipa tembaga lurus menjadi bentuk helikal dilakukan menggunakan bantuan mesin bubut, dengan silinder kayu berdiameter $D = 100\text{ mm}$ dan panjang 500 mm , serta mur as berdiameter 10 mm . Ilustrasi teknik pengerjaannya dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Teknik pembuatan penukar panas helika

Salah satu ujung pipa tembaga tersebut dipasang dengan kencang pada ujung silinder kayu, dan ujung lainnya dibiarkan lurus setelah melewati mur as. Silinder kayu kemudian dicekam pada poros mesin bubut untuk diputar perlahan dengan arah yang sesuai sehingga pipa tembaga melilit silinder kayu tersebut. Putaran dihentikan ketika seluruh pipa tembaga sudah terlilit sempurna pada silinder kayu tersebut, yaitu

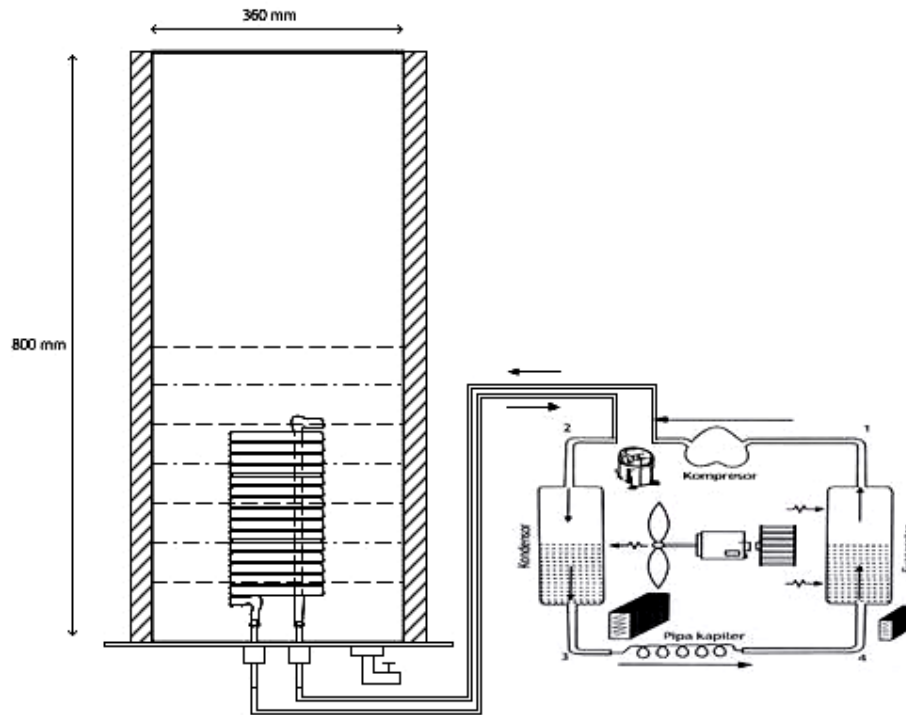
sebanyak sekitar 15 lilitan. Gambar 2 menunjukkan konstruksi dan dimensi penukar panas yang dihasilkan dari teknik ini.



Gambar 2. Konstruksi dan dimensi penukar panas helikal

Penukar panas yang telah dibuat selanjutnya dipasang pada bagian dasar tangki penampung air. Tangki ini berbentuk tabung dengan diameter 360 mm dan tinggi 800 mm sehingga dapat menampung 80 liter air. Bahan pembuat tangki berupa baja tahan karat 304 (SS 304) dengan ketebalan bagian dinding 2 mm, bagian alas dan tutup 4 mm. Bagian dinding dibuat rangkap dua, dimana bagian tengahnya diisi material yang tidak menghantarkan panas berupa *glasswool* setebal 50 mm. Hal ini bertujuan untuk menghambat pembuangan panas dari dalam tangki ke lingkungan sekitar.

Bagian *inlet* penukar panas dihubungkan ke keluaran kompresor pengkondisi udara sedangkan bagian *outlet* dihubungkan ke masukan kondensor. Hubungan ini dilakukan menggunakan pipa tembaga berdiameter 6,35 mm (1/4") sepanjang 1200 mm untuk masing-masing pada *inlet* dan *outlet*. Pengkondisi udara yang digunakan jenis *split* dengan kapasitas 5000 BTU/jam dengan konsumsi daya 390 W. Gambar 3 menunjukkan konstruksi dan dimensi tangki serta hubungan penukar panas ke unit luar ruangan pengkondisi udara.

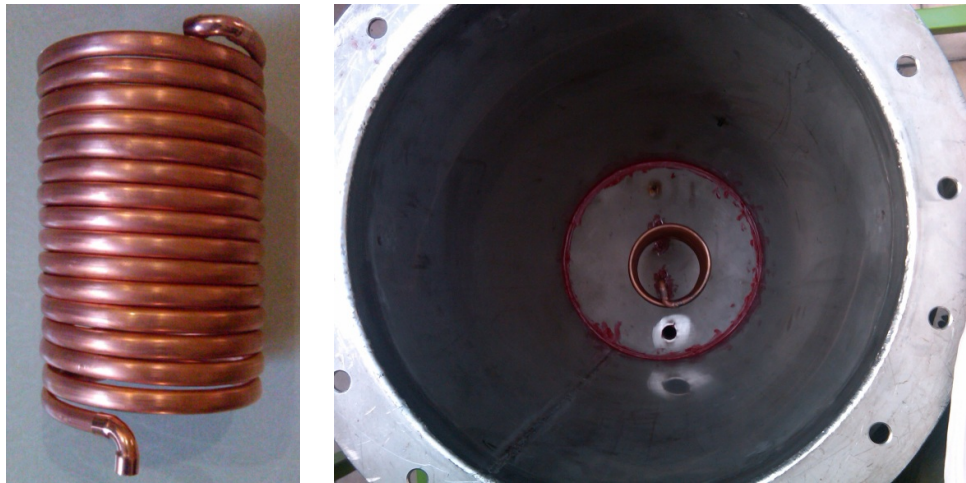


Gambar 3. Letak penukar panas dalam tangki serta hubungannya dengan pengkondisi udara

Bahan pendingin (refrigeran) berwujud uap freon bertekanan tinggi (sampai dengan 150 psi) mengalir dari kompresor menuju *inlet* penukar panas, kemudian melewati penukar panas dan keluar melalui *outlet* menuju ke kondensor. Refrigeran tersebut melepas sebagian panasnya ketika melewati penukar panas dengan perkiraan perhitungan seperti sudah dijelaskan di atas. Panas yang terlepas inilah yang digunakan untuk memanaskan air dalam tangki.

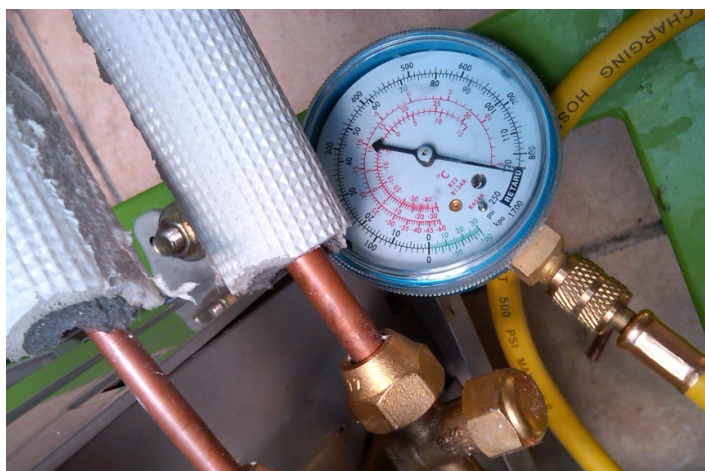
3. HASIL DAN ANALISIS

Pada penelitian ini telah dihasilkan suatu penukar panas berbentuk helikal dari bahan pipa tembaga. Penukar panas ini kemudian dipasang di dasar tangki air yang terbuat dari baja tahan karat. Gambar 4 adalah foto alat yang dihasilkan dari penelitian ini.



Gambar 4. Penukar panas dan posisinya dalam tangki air

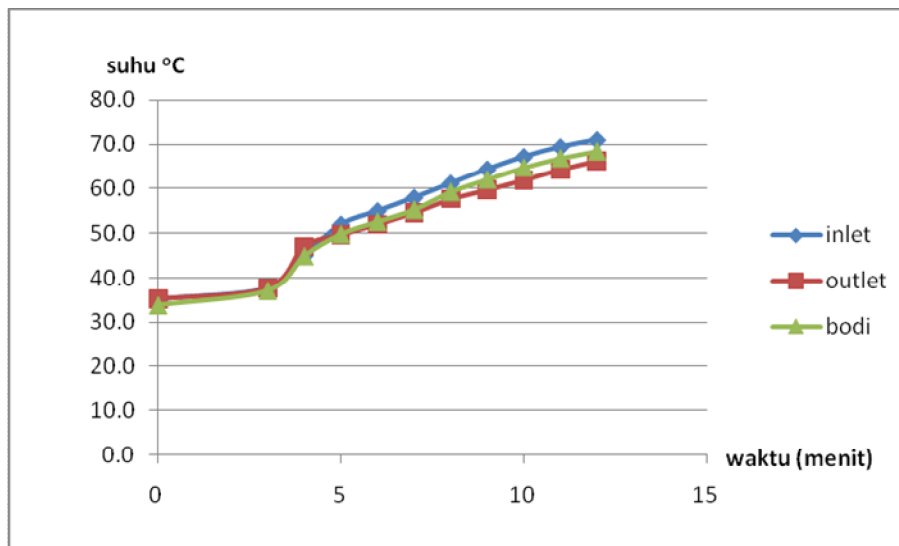
Percobaan pengujian alat dilakukan dua kali, yaitu dalam kondisi tangki tanpa air dan dengan tangki berisi air sebanyak 40 liter (setengah kapasitas maksimum tangki). Sebelum percobaan–percobaan ini dilakukan, dipastikan terlebih dahulu bahwa tidak ada kebocoran pada penukar panas dan saluran–salurannya dengan cara mengisikan bahan pendingin ke dalam sistem dan dipantau tekanannya selama semalam. Gambar 5 menunjukkan pemantau tekanan terpasang pada salah satu *port* pada unit luar pengkondisi udara.



Gambar 5. Pemantau tekanan menunjukkan tekanan bahan pendingin

Setelah diketahui bahwa tekanan bahan pendingin tidak berubah selama semalam, maka percobaan dilanjutkan dengan menghidupkan pengkondisi udara dengan setelan maksimum sehingga bahan pendingin dapat bersirkulasi.

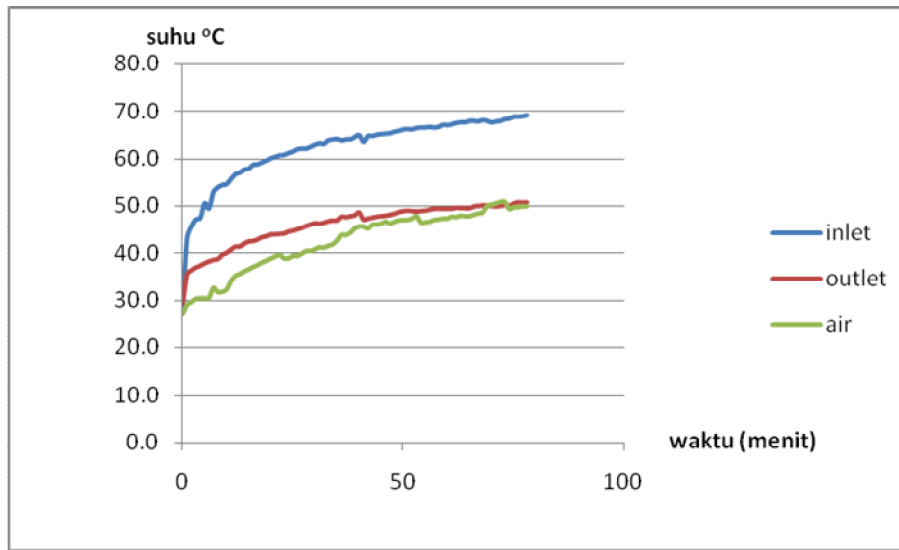
Percobaan tanpa air dilakukan selama 12 menit dengan memantau panas yang dihasilkan pada bagian *inlet*, *outlet* dan bodi penukar panas menggunakan termometer digital. Gambar 6 menunjukkan perubahan temperatur masing – masing titik pengukuran terhadap waktu.



Gambar 6. Hasil pengukuran temperatur pada penukar panas tanpa air

Pada akhir percobaan pertama didapat temperatur maksimum *inlet* 71,0 °C, *outlet* 66,2 °C, dan bodi 68,5 °C. Percobaan harus dihentikan pada titik ini karena tekanan bahan pendingin telah mencapai 100 psi dan arus yang dikonsumsi pengkondisi udara mencapai 2,08 A. Hal ini disebabkan karena tanpa air penukar panas tidak dapat melepaskan panas yang dibawa oleh bahan pendingin yang mengalir di dalamnya. Dari percobaan ini diketahui bahwa ketika sistem beroperasi tangki air tidak boleh dibiarkan kosong karena akan merusak pengkondisi udara.

Pada percobaan kedua, tangki diisi air sebanyak 40 liter dan pengkondisi udara dioperasikan selama 78 menit. Suhu awal air 27,2 °C. Titik yang dipantau temperaturnya yaitu *inlet*, *outlet*, dan air. Gambar 7 menunjukkan perubahan temperatur masing– masing titik pengukuran terhadap waktu.



Gambar 7. Hasil pengukuran temperatur pada penukar panas dan air

Pada akhir percobaan pertama didapat temperatur maksimum *inlet* 69,0 °C, *outlet* 50,9°C, dan air 49,9 °C. Pada percobaan ini temperatur air maksimal stabil pada kisaran 50 °C dan didapat setelah pengkondisi udara dihidupkan selama 68 menit. Jadi untuk menaikkan temperatur air sebanyak 22 °C dari suhu awal diperlukan waktu kira-kira satu jam, cukup sesuai dengan perancangan awal. Sedangkan pada [5], yang menggunakan penukar panas pipa vertikal, untuk memanaskan air 120 liter dari 30 °C menjadi 47 °C ternyata butuh waktu 3 jam. Dapat ditunjukkan bahwa koefisien perpindahan panas penukar dari panas helikal (h_h) yang dibuat ($L=4,65$ m), lebih tinggi dibanding penukar pipa vertikal, (h_v), dengan $L=5,06$ m sebagai berikut ini.

$$\frac{h_h}{h_v} = \frac{403.5,08}{1201.4,65} = \mathbf{1,09} \quad (11)$$

4. KESIMPULAN DAN PEKERJAAN LANJUTAN

Penukar panas yang dirancang, dibuat dari pipa tembaga berdiameter 9,52 mm dan panjang 4,65 m, yang dibentuk menjadi heliks berdiameter 10 cm (14,8 lilitan). Penukar panas dimasukkan dalam sebuah tangki air dan ditempatkan di antara kompresor dan kondensor pada sistem AC. Penukar panas tersebut dapat menaikkan suhu 40 liter air sebesar 22,7 °C dalam waktu 68 menit. Penukar panas

helikal yang dibuat memiliki koefisien penukar panas sekitar 9% lebih besar dibandingkan penukar panas pipa vertikal yang berdimensi setara.

Dengan memanfaatkan sebuah penukar panas, disipasi panas yang dihasilkan saat pengkondisi udara beroperasi dapat digunakan untuk memanaskan sejumlah besar air secara signifikan. Air panas ini dapat disimpan dalam tangki yang memiliki insulasi panas untuk digunakan kemudian atau digunakan langsung untuk berbagai keperluan, misalnya mandi air panas. Pada penelitian selanjutnya akan dikembangkan suatu sistem untuk memanfaatkan air panas ini secara optimal.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Soegijanto A., Soelami P., 1993, *Development of Energy Audit Methods for Energy Conservation in Office Building*.
- [2] Siregar RMT., 2006, *Peran Sikap Konsumen Rumah Tangga dalam Penghematan Energi Listrik*. Prosiding pada Seminar Nasional Tenaga Listrik dan Mekatronik ; IRP 05 : 311-316, ISBN 979-26-2441-4.
- [3] Ardita IM., Prasetyo TW., Sulisty A., 2008, *Optimalisasi Pemanfaatan Energi Terbarukan Lokal Untuk Pembangkit Tenaga Listrik Dengan Menggunakan Skenario Energi Mix Nasional*. Prosiding pada Seminar Nasional Sains dan Teknologi-II ; V : 86-85, ISBN 978-979-1165-74-7.
- [4] Kementrian Energi dan Sumber Daya Mineral Indonesia, 2005, *Blueprint Pengelolaan Energi Nasional 2005 – 2025*, www.esdm.go.id, diakses tanggal 5 Maret 2012.
- [5] Jeffri RG Siburian, 2011, *Rancang Bangun dan Pengujian Pemanas Air dengan Memanfaatkan Panas Buang Kondensor Siklus Kompresi Uap Hybrid dengan Kapasitas 120 liter*, Skripsi, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara.
- [6] Prabhanjan D. G., 2002, Ragbavan G. S. V. and Rennie T. J., *Comparison of Heat Transfer Rates Between a Straight Tube Heat Exchanger and a Helically Coiled Heat Exchanger*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 29, Issue 2.
- [7] Bibin Prasad, et., al., 2013, *Comparison of Heat Transfer between a Helical and Straight Tube Heat Exchanger*, International Journal of Engineering Research and Technology, ISSN 0974-3154 Volume 6, Number 1.

- [8] Suharto Joni Santoso, *Analisa Perbandingan Konsumsi Listrik pada AC Split Berbahan Pendingin R-22 dengan AC Split Berbahan Pendingin MC-22*. eprints.undip.ac.id/25553/1/ML2F304279.pdf, diakses 1 September 2013.
- [9] *Thermophysical Properties of Compressed R22*, http://xa.yimg.com/kq/groups/3004572/2095395555/name/chap02_2.pdf, diakses 1 September 2013.
- [10] *Properties of R-22*, Industrial Refrigeration Consortium University of Wisconsin
Madison, WI USA. www.irc.wisc.edu/file.php?id=160, diakses 1 September 2013.
- [11] Mohamed E Ali, 2006, *Natural Convection Heat Transfer from Vertical Helical Coils in Oil*, Heat transfer Engineering, 27(3).