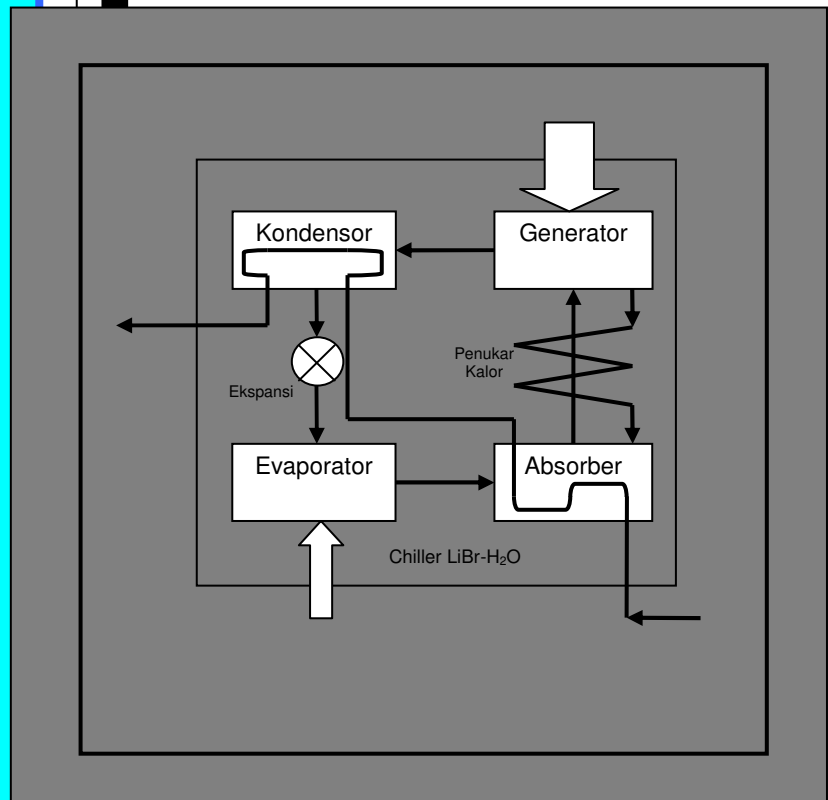


MESEKSI

Jurnal Teknik Mesin
Volume 20- No. 2 – Oktober 2005



EDITOR

*B. Sutjiatmo (Ketua), A. Suwono,
D. Suharto, K. Bagiasna,
S. D. Jenie, S. S. Brodjonegoro,
Abdurrachim, I. Nurhadi,
R. Suratman, P. S. Darmanto.*

MITRA BESTARI

*I. P. Nurprasetio (ITB)
I. S. Putra (ITB)
A. I. Mahyuddin (ITB)
Y. Yuwana (ITB)
Z. Abidin (ITB)
P. Sutikno (ITB)
T. Hardianto (ITB)
T. A. F. Soelaiman (ITB)
N. P. Tandian (ITB)
S. Wiryolukito (ITB)
A. Basuki (ITB)*

REDAKSI PELAKSANA

*A. D. Pasek (Ketua), I. G. W. Puja,
Indrawanto, W. Adriansyah,
A. Wibowo, I. N. Diasta.*

ALAMAT REDAKSI

*Gedung LITBANG Sarana dan
Prasarana-Lt.III
Institut Teknologi Bandung
Jalan Tamansari 126
Bandung 40132
Tel. :(022)-2502342
Fax: (022)-2502342
E-mail: ari@termo.pauir.itb.ac.id*

CARA BERLANGGANAN

*Permintaan berlangganan dapat
dikirimkan ke alamat redaksi di
atas.*

*Terbit 2 (dua) kali dalam satu tahun
Bulan April dan Oktober.*

EDITORIAL

Pada volume ini Jurnal Mesin terbit dengan lima buah makalah. Makalah pertama yang ditulis oleh I Gede Parwata dkk. berjudul Studi Numerik Pengaruh Jumlah dan Puntiran Swirler Vanes Pada Aliran Masuk Tabung dari Departemen Teknik Penerbangan ITB. Makalah ini membahas pengaruh jumlah dan sudut *vanes* pada distribusi kecepatan axial dan *swirl* pada medan aliran di belakang *Swirler Vanes*. Kajian dilakukan secara numerik terhadap model medan aliran yang dikembangkan sendiri. Salah satu kesimpulan dari hasil kajian adalah jumlah dan sudut *vanes* tidak mempengaruhi distribusi kecepatan aksial tetapi sangat mempengaruhi kecepatan *swirl*.

Makalah kedua berjudul Analysis Using Alternative Refrigerant for Energy Saving in Design Framework of Air-Conditioning System, ditulis oleh I Made Astina dkk. dari Departemen Teknik Mesin ITB. Makalah ini membahas tentang perbandingan karakteristik beberapa refrigeran alternatif pengganti refrigeran HCFC-22. Beberapa refrigeran dari kelompok refrigeran hidrokarbon, dan halokarbon non CFC dibandingkan performansinya pada temperatur kondensor dan evaporator yang tetap. Performansi refrigeran tersebut pada beberapa konfigurasi sistem refrigerasi kompresi uap juga ditunjukkan dalam makalah ini.

Agus Hermanto, mahasiswa program doktor Departemen Teknik Mesin ITB, beserta para pembimbingnya menulis makalah ketiga yang diberi judul: Pengembangan Metode Simulasi Sistem Pengkondisian Udara Energi Surya. Makalah ini berisi informasi parameter-parameter penting di pengumpul surya, penyimpan panas temperatur tinggi dan temperatur rendah, mesin refrigerasi absorpsi dan pengaruhnya terhadap sistem pengkondisian udara secara keseluruhan. Disamping itu dalam makalah ini juga dikemukakan perbandingan hasil-hasil simulasi dengan data pengujian.

Makalah keempat adalah makalah yang ditulis dalam bahasa Inggris oleh Phan Anh Tuan, mahasiswa program magister Departemen Teknik Mesin ITB, dan para pembimbingnya. Makalah ini berjudul Measuring and Compensating for Off-Line to Running Machinery Movement. Dalam makalah ini dibahas karakteristik ketidakseseimbangan poros dalam keadaan panas dan dingin dan cara-cara mengkompensasi pergerakan mesin dari keadaan diam hingga mesin berputar (OL2R). Hasil-hasil pengujian yang dilakukan menunjukkan bahwa kondisi ketidakseimbangan poros berubah selama beroperasi dan hal tersebut sangat mempengaruhi tingkat getaran pada mesin-mesin rotasi. Kompensasi OL2R dapat dilakukan dengan merendahkan posisi kaki motor listrik penggerak relatif terhadap beban yang digerakan (generator).

Makalah terakhir ditulis oleh Amoranto Trisnobudi dari Departemen Teknik Fisika ITB. Makalah ini berjudul Analisis Frekuensi pada Uji Tak Merusak Ultrasonik. Dalam makalah dibahas kesuksesan analisis frekuensi pada prediksi cacat kecil dalam material yang posisinya miring terhadap berkas gelombang ultrasonik.

Akhir kata Redaksi mengucapkan selamat membaca semoga makalah-makalah dalam Jurnal Mesin ini memberi informasi dan pengetahuan yang bermanfaat.

MESIN

Jurnal Teknik Mesin

Vol. 20, No. 2, Oktober 2005

No. ISSN: 0852-6095

Diterbitkan oleh : Departemen Teknik Mesin, FTI
Institut Teknologi Bandung

Surat ijin : STT No. 964/DIT-JEN/PPG/STT/1982.

DAFTAR ISI

<i>Studi Numerik Pengaruh Jumlah dan Puntiran Swirler Vanes pada Aliran Masuk Tabung</i> I Gede Parwatha, Firman Hartono, Hisar M. Pasaribu, Djoko Sardjadi dan Aryadi Suwono	40
<i>Analysis of Using Alternative Refrigerants for Energy Saving in Design Framework of Air-Conditioning System</i> I Made Astina, Prihadi Setyo Darmanto, Warsito and Edwin Adryanto	49
<i>Pengembangan Metode Simulasi Sistem Pengkondisian Udara Energi Surya</i> Agus Hermanto, Aryadi Suwono, Abdurrachim dan Ari D. Pasek	58
<i>Measuring and Compensating for Off-Line to Running Machinery Movement</i> Phan Anh Tuan, Zainal Abidin and Komang Bagiasna	68
<i>Analisis Frekuensi pada Uji Tak Merusak Ultrasonik</i> Amoranto Trisnobudi	73

M E S I N

Jurnal Teknik Mesin

Vol. 20, No. 2, Oktober 2005

PENGEMBANGAN METODE SIMULASI SISTEM PENGKONDISIAN UDARA ENERGI SURYA

Agus Hermanto^[1], Aryadi Suwono^[2], Abdurrachim^[2] dan Ari D. Pasek^[2]

^[1] Institut Teknologi Nasional

^[2] Laboratorium Termodinamika, Institut Teknologi Bandung

Ringkasan

Dalam penelitian ini dikembangkan metode simulasi untuk perancangan dan prediksi performansi sistem pengkondisian udara energi surya yang berdasarkan pada data intensitas radiasi matahari, performansi pengumpul surya, chiller absorpsi LiBr-H₂O efek tunggal, dan data PCM (Phase Change Material) yang digunakan sebagai media penyimpan termal yaitu naphthalene untuk HTTS (High Temperature Thermal Storage) dan asam cuka untuk LTTS (Low Temperature Thermal Storage). Simulasi dilakukan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan energi, kesetimbangan massa, dan persamaan karakteristik setiap komponen yang diintegrasikan pada sistem pengkondisian udara energi surya. Proses validasi dilakukan dengan data hasil pengujian sistem pengkondisian udara energi surya yang menggunakan HTTS dan LTTS tanpa menggunakan pemanas tambahan. Secara umum hasil simulasi memiliki kecenderungan yang sama dengan hasil pengujian. Waktu jaga operasi sistem yang dapat dipenuhi dengan penggunaan HTTS dan LTTS adalah selama 100 menit.

Abstract

In this research, a simulation method has been developed for designing a solar air conditioner and predicting its performances. This simulation based on solar irradiation data, solar collector performance data, LiBr-H₂O absorption chiller single effect performance data, Phase Change Material (PCM) data as its inputs. Naphthalene is used for HTTS and acetic acid is used for TTS. Energy balance, mass balance, and characteristic equations of each component are used in the solar air conditioning simulation. Validation of the developed simulation model was done with experiment data for solar air conditioning system with HTTS and LTTS without auxiliary heater. Generally, the tendency of the simulation and experiment results are similar. The application of HTTS and LTTS make the system can be operated more in 100 minutes.

Keywords: Air conditioning, Solar energy, Thermal storage

1. PENDAHULUAN

Upaya penghematan pemakaian energi dan diversifikasi penggunaan sumber energi perlu dilakukan di Indonesia. Pada tahun 2003, konsumsi listrik di Indonesia mencapai 101.800 GWh [1]. 87% energi yang digunakan untuk memenuhi kebutuhan energi listrik tersebut berasal dari sumber energi yang tidak dapat diperbaharui seperti minyak, gas dan batu bara, 10,5% berasal dari sumber-sumber energi air dan 2,5 % dari geotermal^[2]. Ditinjau dari segi pemakai, sektor industri menempati urutan pertama yaitu 49%, disusul oleh perumahan, sektor komersial dan umum dengan persentase masing-masing adalah 34%, 11% dan 6%. Di sektor komersial 50 – 65% listrik dipakai untuk pengkondisian udara. Hal ini merupakan gambaran penggunaan energi yang besar dan perlu diupayakan usaha penghematan energi listrik dengan memanfaatkan sumber energi terbarukan.

Potensi energi surya di Indonesia relatif baik dengan intensitas rata-rata 4.5 - 5.2 kWh/m²/hari [3,4]. Jumlah energi surya yang besar ini belum dimanfaatkan dengan maksimal di Indonesia. Keberhasilan usaha memanfaatkan energi surya secara termal ditentukan oleh kemampuan menyerap energi surya, kemampuan

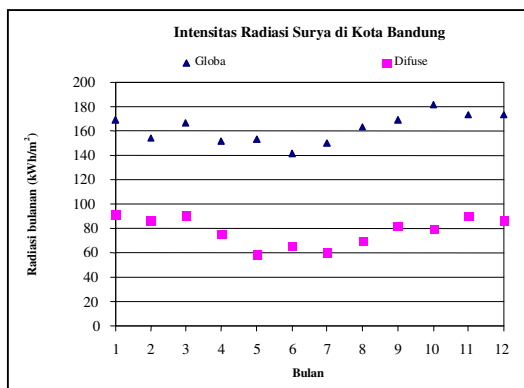
menyimpan kalor dan kemampuan mengubah kalor tersebut menjadi energi berguna. Pemanfaatan energi surya dapat mengurangi konsumsi energi konvensional dan mengurangi biaya operasi sistem. Inilah yang menjadi alasan mengapa banyak peneliti melakukan kajian penggunaan energi surya untuk proses pemanasan dan pendinginan. [5,6,7,8,9,10]

Pemanfaatan energi surya untuk sistem pengkondisian udara sentral dengan menggunakan *chiller* absorpsi LiBr – H₂O untuk gedung komersial telah berhasil dilakukan [5,6,7,8]. Konfigurasi sistem yang telah dikembangkan menggunakan alat pemanas tambahan yang lazimnya didukung oleh bahan bakar konvensional untuk menjamin kelangsungan operasi pada saat cuaca buruk atau operasi malam hari. Bong^[5] memaparkan bahwa secara rata-rata energi surya dapat memberikan kontribusi sekitar 39% dari kebutuhan energi total sistem pendingin.

Pengembangan metode simulasi sistem pengkondisian udara energi surya dilakukan untuk mendukung kegiatan perancangan dan prediksi performansi sistem. Hal ini merupakan pengembangan baru dari metode simulasi yang biasanya hanya mencakup simulasi sistem *chiller* saja. Metode simulasi

ini didasarkan pada data intensitas radiasi matahari, data performansi dari pengumpul surya dan chiller absorpsi LiBr-H₂O efek tunggal, dan data PCM yang digunakan. Simulasi yang menerapkan metode baru tersebut dapat memberikan informasi pengaruh intensitas radiasi surya dan beban ruangan terhadap temperatur fluida pada setiap komponen sistem. Persamaan-persamaan kesetimbangan energi dan kesetimbangan massa diterapkan pada pemodelan untuk pengumpul surya, alat penyimpan termal, pemanas tambahan, dan air handling unit. Model setiap komponen selanjutnya diintegrasikan untuk keseluruhan sistem pengkondisian udara energi surya.

Radiasi matahari di Kota Bandung yang terletak pada koordinat 107°36' bujur timur dan 6°55' lintang selatan berdasarkan Program Meteonorm ditunjukkan pada Gambar 1. Pada Gambar 1 terlihat bahwa intensitas radiasi global bulanan di Kota Bandung berkisar antara 142 kWh/m² hingga 182 kWh/m². Hal ini menunjukkan potensi energi surya yang besar. Intensitas terbesar terjadi pada bulan Oktober dan pada bulan Mei – Juni, harga intensitas radiasi surya akan mencapai minimum. Hasil perhitungan meteonorm tidak berbeda jauh dengan apa yang disampaikan oleh Yogo Pratomo [3] dan Kuki Soejachmoen [4].



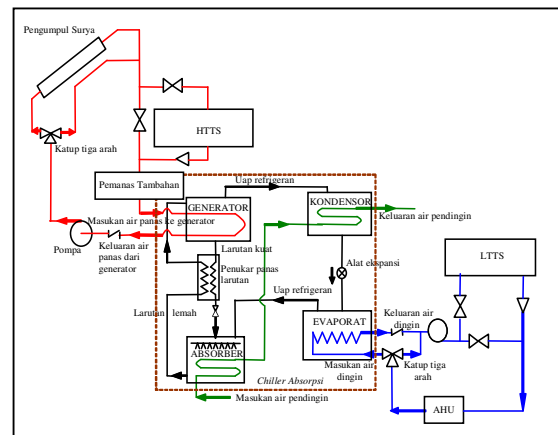
Gambar 1. Intensitas radiasi surya bulanan di kota Bandung berdasarkan Program Meteonorm

2. DESKRIPSI SISTEM

Sistem pengkondisian udara energi surya (Gambar 2) terdiri dari tiga buah loop aliran dimana loop aliran pertama adalah aliran air panas yang mengalir melalui pengumpul surya, HTTS, pemanas tambahan, dan generator chiller yang dialirkan dengan menggunakan pompa air panas. Loop aliran kedua adalah aliran air dingin yang mengalir dari evaporator *chiller* absorpsi, LTTS, dan AHU yang dialirkan dengan pompa air dingin. Loop aliran ketiga adalah aliran air pendingin yang melewati absorber-kondensor *chiller* absorpsi menuju menara pendingin.

Energi surya diserap oleh pengumpul surya dan pindahkan ke dalam air panas yang mengalir melalui HTTS untuk memanaskan *naphthalene* jika temperatur air panas telah lebih besar dari titik lebur *naphthalene* yaitu 80,5 °C. Selanjutnya air panas memasuki pemanas

tambahan yang mengontrol temperatur air panas pada rentang 75 °C – 90 °C. Air panas keluaran pemanas tambahan akan memanaskan generator *chiller* LiBr-H₂O. Air panas digunakan untuk meningkatkan temperatur campuran LiBr-H₂O sampai mencapai temperatur-tekanan uap jenuh H₂O sehingga uap refrigeran (H₂O) terpisah dari larutan. Dengan tekanan dan temperatur yang tinggi, refrigeran (uap) meninggalkan generator menuju kondensor untuk dikondensasikan dan dialirkan melewati alat ekspansi sehingga tekanan dan temperatur refrigeran menjadi rendah. Pertukaran kalor terjadi di evaporator antara refrigeran dengan air dingin. Selanjutnya uap refrigeran dialirkan ke absorber untuk bercampur dengan larutan yang dikabutkan, sehingga dihasilkan larutan lemah yang selanjutnya mengalir ke generator. Air dingin selanjutnya dialirkan oleh pompa melewati LTTS dan seterusnya ke *Air Handling Unit* (AHU) di ruangan yang didinginkan. Kondensor dan absorber *chiller* didinginkan oleh air pendingin dari menara pendingin agar proses kondensasi dan absorpsi refrigeran dapat berlangsung dengan baik. Sistem pengkondisian udara energi surya dilengkapi dengan katup tiga arah, katup searah dan katup dua arah untuk mengatur arah aliran air panas dan air dingin.



Gambar 2. Sistem pengkondisian udara energi surya

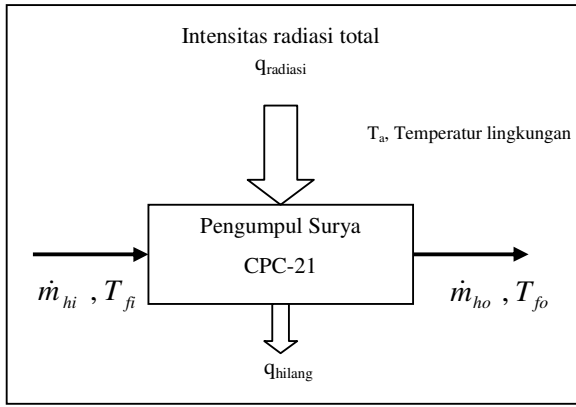
3. PEMODELAN KOMPONEN UTAMA SISTEM PENGKONDISIAN UDARA ENERGI SURYA

Asumsi-asumsi yang digunakan dalam simulasi sistem pengkondisian udara energi surya adalah:

1. Sifat-sifat termal fluida dan PCM adalah konstan.
2. Pompa dan sistem pemipaan dianggap adiabatik.

3.1 Model Pengumpul Surya

Model pengumpul surya ditunjukkan pada Gambar 3. Nilai kapasitas panas pengumpul surya diabaikan dan tipe pengumpul surya adalah *CPC vacuum-evacuated tube* dengan material *glass absorber* dan *selective surface*. Pemodelan pengumpul surya menggunakan pendekatan stasioner oleh karena untuk jenis *CPC*, pengaruh kondisi transien jauh lebih kecil dibandingkan dengan jenis pelat datar.



Gambar 3. Model Pengumpul Surya

Kesetimbangan energi dan massa pada model pengumpul surya adalah :

$$q_{\text{radiasi}} = q_u + q_{\text{hilang}} \text{ dan } \dot{m}_{hi} = \dot{m}_{ho} \quad (1)$$

Besarnya kalor radiasi surya yang tersedia dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$q_{\text{radiasi}} = I_t \cdot A_a \quad (2)$$

Besarnya kalor berguna yang dapat dipindahkan oleh pengumpul surya^[11] dinyatakan sebagai :

$$q_u = F_R [I_t A_a \tau \alpha \rho \gamma - U_L A_r (T_{f,i} - T_\infty)] \quad (3)$$

Besar energi berguna yang diserap oleh air panas dari pengumpul surya adalah:

$$q_u = \dot{m}_h C p_h (T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (4)$$

Untuk menghitung temperatur fluida keluaran pengumpul surya dapat digunakan persamaan :

$$T_{f,o} = \frac{F_R [I_t A_a \tau \alpha \rho \gamma - U_L A_r (T_{f,i} - T_\infty)]}{\dot{m}_h C p_h} + T_{f,i} \quad (5)$$

Jadi efisiensi pengumpul surya adalah:

$$\eta_{sc} = \frac{q_u}{I_t A_a} = F_R \tau \alpha \rho \gamma - \frac{F_R U_L A_r (T_{f,i} - T_\infty)}{I_t A_a} \quad (6)$$

Dalam pemrograman untuk simulasi komputer sistem pengkondisian udara energi surya, besarnya kalor berguna dinyatakan dalam besaran energi (kJ) yang diperoleh dari persamaan :

$$Q_u = \frac{q_u \Delta t}{1000} \quad (7)$$

dimana:

q_u = Kalor berguna yang dipindahkan ke air panas (W)

Δt = Selang waktu (detik)

Berdasarkan spesifikasi kolektor surya tipe *vacuum-evacuated tube* CPC-21 paradigma dengan standard DIN 4757, efisiensi pengumpul surya memenuhi persamaan :

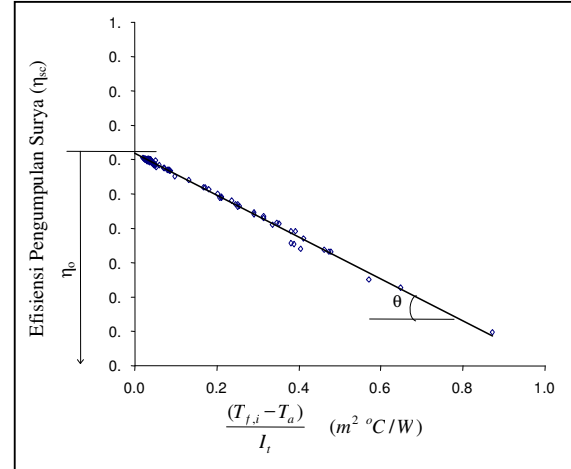
$$\eta_{sc} = \eta_o - k_1 \frac{\Delta T}{I_t} - k_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_t} \quad (8)$$

Harga η_o merupakan harga besaran dari suku $F_R \tau \alpha \rho \gamma$ yang merupakan sifat-sifat material yang digunakan untuk pengumpul surya CPC-21 Paradigma

$$\eta_o = F_R \tau \alpha \rho \gamma$$

harga $\tan \theta = \frac{F_R U_L A_r}{A_a}$ merupakan gradien

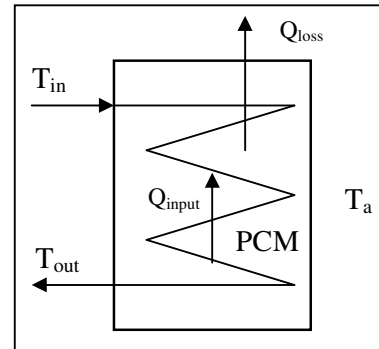
dari kurva efisiensi pengumpul surya (Gambar 4).



Gambar 4. Kurva efisiensi pengumpul surya

3.2 Alat Penyimpan Termal Laten

Alat penyimpan termal laten yang digunakan untuk HTTS dan LTTS dapat dimodelkan seperti Gambar 5. Media penyimpan termal laten yang digunakan adalah *naphthalene* untuk HTTS dan asam cuka/asam asetat untuk LTTS.



Gambar 5. Pemodelan Alat Penyimpan Termal Laten

Pada kasus HTTS, *naphthalene* akan mengalami perubahan fasa dari padat menjadi cair pada proses *charging* kalor dan dari fasa cair menjadi padat pada proses *discharging* kalor. Hal yang sebaliknya terjadi pada LTTS dimana asam cuka akan berubah fasa dari cair menjadi padat pada proses *charging* “dingin” dan berubah fasa dari padat menjadi cair pada proses *discharging* “dingin”.

Besar kalor yang disimpan oleh PCM :

$$Q_{\text{store}} = Q_{\text{input}} - Q_{\text{loss}} \quad (9)$$

Besar kalor yang disuplai oleh fluida :

$$Q_{\text{input}} = \dot{m}_f C p_f (T_{in} - T_{out}) \frac{\Delta t}{1000} \quad (10)$$

Sedangkan kalor yang hilang ke lingkungan :

$$Q_{loss} = U_{tm} A_{tm} (T_{in} - T_{amb}) \frac{\Delta t}{1000} \quad (11)$$

Besar kalor untuk merubah temperatur PCM pada fasa solid adalah :

$$Q_s = m_{s,pcm} C_{p,s,pcm} \Delta T_s = m_{s,pcm} C_{p,s,pcm} (T_{in,new} - T_{in,old}) \quad (12)$$

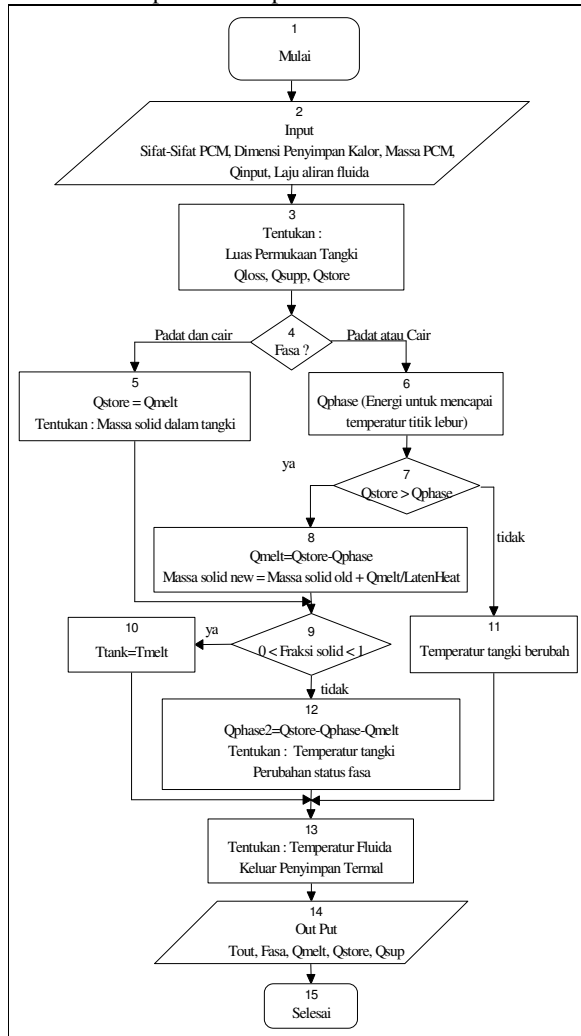
Jumlah energi kalor untuk perubahan fasa PCM:

$$Q_{melt} = L_{H,pcm} \Delta m_{pcm} = L_{H,pcm} (m_{s,end} - m_{s,initial}) \quad (13)$$

Besarnya kalor untuk merubah temperatur PCM pada fasa cair adalah :

$$Q_l = m_{l,pcm} C_{p,l,pcm} \Delta T_l = m_{l,pcm} C_{p,l,pcm} (T_{in,new} - T_{in,old}) \quad (14)$$

Diagram alir pemrograman untuk model alat penyimpan termal laten diperlihatkan pada Gambar 6.



Gambar 6. Diagram alir pemrograman HTTS dan LTTS

3.3 Model Chiller Absorpsi

Adapun pemodelan *chiller* didasarkan pada spesifikasi *chiller* absorpsi LiBr-H₂O Yazaki WFC-2 seperti Gambar 7.

Persamaan kesetimbangan energi :

$$Q_g + Q_e = Q_{kon+abs} \quad (15)$$

dan besar kalor yang masuk ke generator adalah:

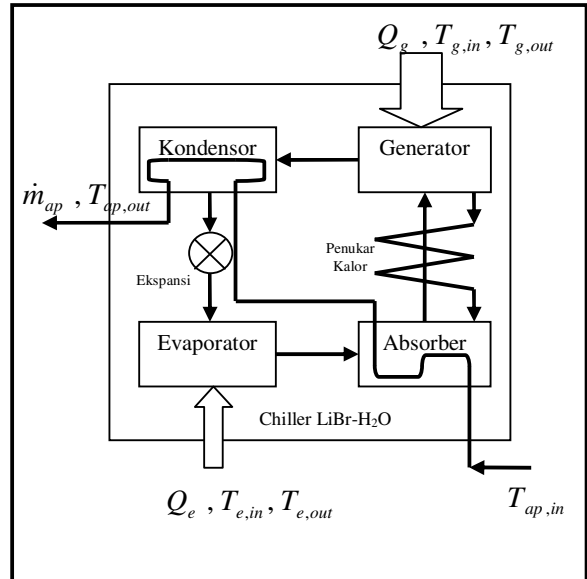
$$Q_g = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{g,in} - T_{g,out}) \frac{\Delta t}{1000} \quad (16)$$

Efek pendinginan *chiller* adalah :

$$Q_e = \dot{m}_{cw} C_{p_{cw}} (T_{e,in} - T_{e,out}) \frac{\Delta t}{1000} \quad (17)$$

sedangkan besarnya kalor yang dilepaskan oleh kondensor dan absorber ke menara pendingin dapat dihitung dari:

$$Q_{ap} = \dot{m}_{ap} C_{p_{ap}} (T_{ap,out} - T_{ap,in}) \frac{\Delta t}{1000} \quad (18)$$

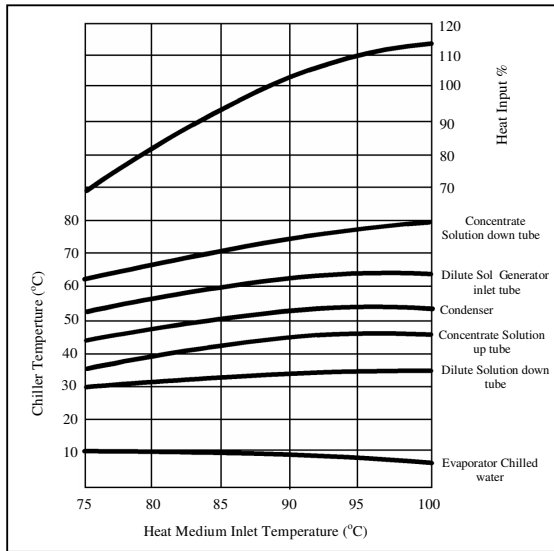


Gambar 7. Model Chiller Absorpsi

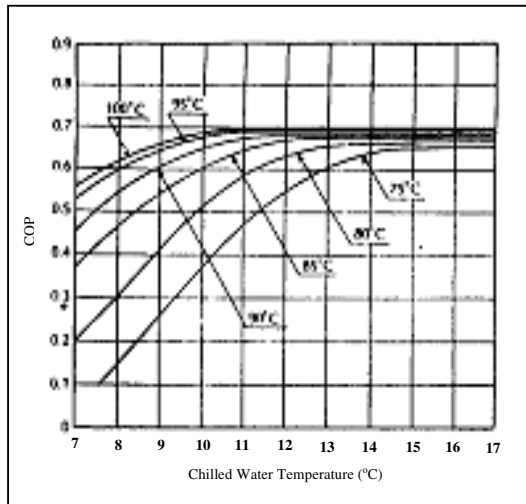
Hubungan antara temperatur masukan generator *chiller* dengan temperatur air dingin ($T_{eva,out}$) yang dihasilkan oleh *chiller* absorpsi LiBr-H₂O untuk kondisi operasi normal seperti yang ditunjukkan pada Tabel.1 dan temperatur air pendingin masuk absorber 29,5°C dinyatakan dalam bentuk grafik pada Gambar 8.

Tabel 1. Kondisi operasi normal *chiller* absorpsi LiBr-H₂O Yazaki WFC-2

Variabel operasi	WCF-2
Temperatur keluaran air dingin ($T_{cw,out}$)	9 °C
Temperatur masukan air dingin ($T_{cw,in}$)	14 °C
Laju aliran air dingin (\dot{m}_{cw})	0,333 l/s
Temp. air panas masukan generator ($T_{g,in}$)	88 °C
Temp. air panas keluaran generator ($T_{g,out}$)	82 °C
Laju aliran air panas (\dot{m}_f)	0,463 l/s
Temperatur masukan air pendingin ($T_{ap,in}$)	29,5 °C
Temperatur keluaran air pendingin ($T_{ap,out}$)	34,5 °C
Laju aliran air pendingin (\dot{m}_{ap})	0,888 l/s



Gambar 8. Perubahan temperatur masuk kalor terhadap Input kalor dan temperatur di dalam WFC-2 [13]



Gambar 9. Hubungan COP chiller, Temperatur input generator dan Temperatur air dingin [13]

Berdasarkan grafik-grafik performansi chiller Yazaki WFC-2, selanjutnya dilakukan proses *curve fitting* dan diperoleh persamaan sebagai berikut:

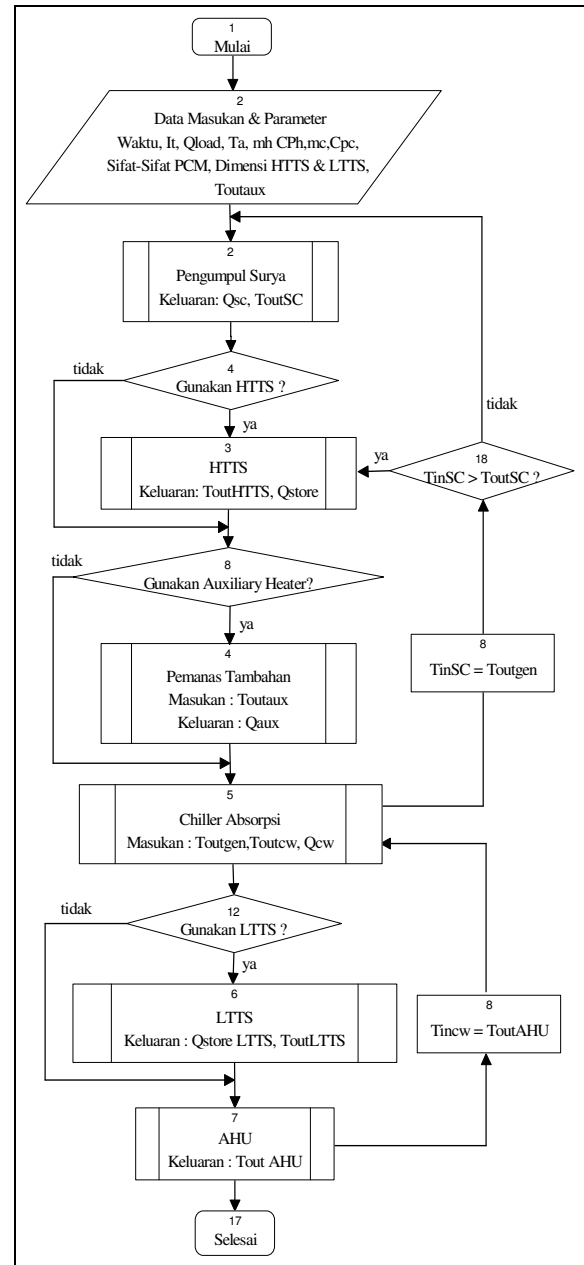
$$T_{cw} = -0,0038 T_{g,in}^2 + 0,4944 T_{g,in} - 5,1203 \quad (19)$$

Hubungan antara temperatur air dingin terhadap COP chiller dapat diketahui dari Gambar 9 dan besarnya efek pendinginan dapat diperoleh dari persamaan :

$$Q_e = COP \times Q_g \quad (20)$$

4. DIAGRAM ALIR PEMROGRAMAN

Pemrograman simulasi sistem pengkondisian energi surya menggunakan Visual Basic for Application yang merupakan program *add-in* pada spreadsheet Microsoft Excel 2002. Diagram alir program simulasi sistem pengkondisian udara energi surya ditunjukkan oleh Gambar 10.

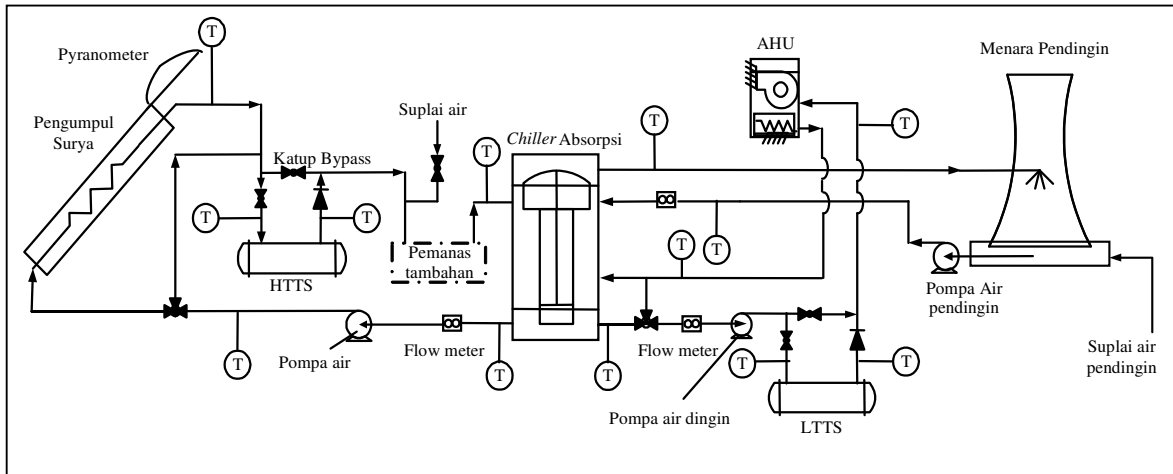


Gambar 10. Diagram alir Pemrograman Simulasi Pengkondisian udara Energi Surya

5. PERBANDINGAN HASIL SIMULASI DAN HASIL PENGUJIAN

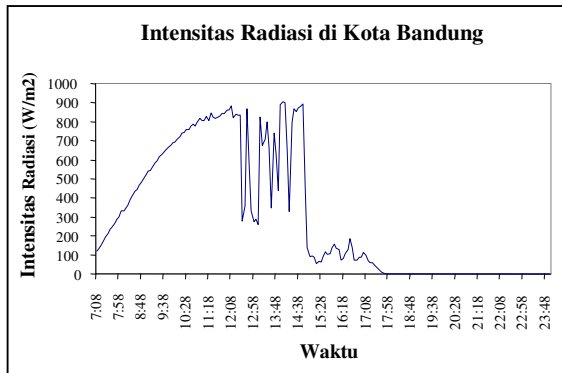
Hasil simulasi sistem pengkondisian udara energi surya yang telah dikembangkan disajikan dalam bentuk grafik-grafik. Pada bagian ini hanya disajikan hasil simulasi dan hasil pengujian pada tanggal 08 juli 2004 jam 07:00 – 24:00 untuk sistem pengkondisian udara energi surya yang dilengkapi HTTS dan LTTS namun tanpa menggunakan pemanas tambahan. Instalasi perangkat pengkondisian udara energi surya ditunjukkan pada Gambar 11.

Pada Gambar 12 ditunjukkan intensitas radiasi surya di Kota Bandung pada tanggal 8 Juli 2004. Intensitas



Gambar 11. Instalasi perangkat pengkondisian udara energi surya

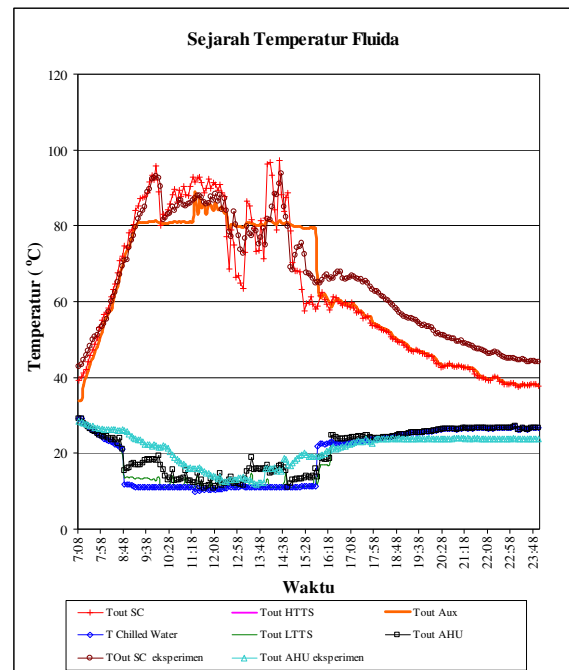
radiasi matahari berfluktuasi tinggi antara jam 12:33 – 14:53 karena terjadi hujan kecil dan cuaca berawan. Hujan terjadi setelah jam 14:53 yang mengakibatkan intensitas radiasi matahari menjadi kecil. Harga intensitas maksimum yang tercapai adalah 906 W/m^2 terjadi pada pukul 14:03.



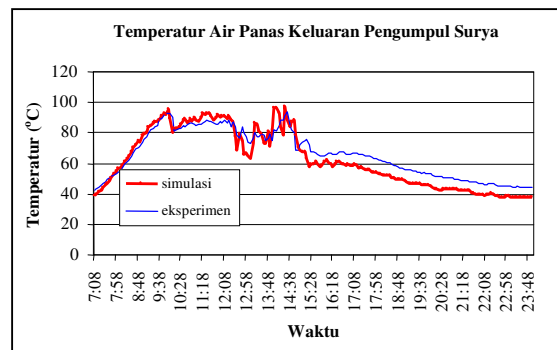
Gambar 12. Intensitas radiasi surya di Kota Bandung pada tanggal 08 Juli 2004

Pada Gambar 13 ditunjukkan sejarah temperatur air panas dan air dingin berdasarkan hasil simulasi dan hasil pengujian. Secara umum sejarah temperatur ini menunjukkan kecenderungan yang sama baik hasil simulasi maupun hasil pengujian. Pada Gambar 13 terlihat pengaruh penggunaan HTTS dan LTTS terhadap sejarah temperatur air panas dan air dingin pada setiap komponen utama sistem pengkondisian udara energi surya. Oleh karena tidak menggunakan pemanas tambahan maka garis $T_{\text{out HTTS}}$ berhimpit dengan garis $T_{\text{out Aux}}$.

Gambar 14 memperlihatkan kondisi temperatur air panas keluaran pengumpul surya hasil pengujian dan hasil simulasi yang menunjukkan hasil yang mendekati satu sama lain, kecuali pada setelah jam 14:38 terlihat temperatur hasil eksperimen lebih tinggi. Hal ini terjadi karena dalam simulasi, faktor massa termal (kapasitas panas) pengumpul surya dan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh dari pengumpul surya ke lingkungan di anggap konstan.

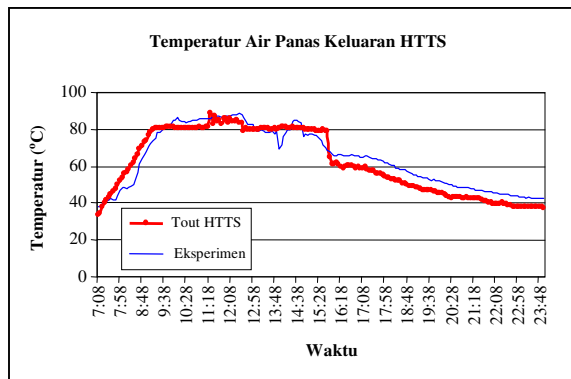


Gambar 13. Sejarah temperatur air panas dan air dingin hasil simulasi dan hasil pengujian



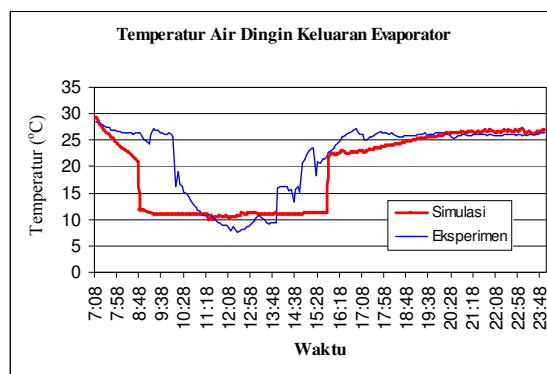
Gambar 14. Sejarah temperatur air panas keluaran pengumpul surya hasil simulasi dan hasil pengujian

Temperatur air panas keluaran HTTS menunjukkan hasil yang relatif sama antara hasil pengujian dan hasil simulasi. Hasil simulasi menunjukkan kondisi temperatur yang lebih konstan dari pada hasil pengujian. Pada rentang waktu 10:38 – 15:33 temperatur keluaran HTTS berada di sekitar temperatur lebur dari *naphthalene* yaitu 80,5 °C. Setelah jam 14: 38 (Gambar 15), temperatur keluaran HTTS hasil pengujian lebih tinggi daripada temperatur hasil simulasi. Hal ini merupakan pengaruh akibat temperatur keluaran pengumpul surya yang juga menunjukkan hal yang sama.



Gambar 15. Sejarah temperatur air panas keluar HTTS hasil simulasi dan hasil pengujian

Gambar 16 menunjukkan temperatur air dingin hasil simulasi dan hasil pengujian. Hasil simulasi secara umum menunjukkan temperatur yang lebih rendah daripada hasil pengujian. Hal ini disebabkan karena dalam proses simulasi, hambatan termal *chiller* LiBr-H₂O diabaikan. Penyebab lain adalah pendekatan stedi yang dilakukan dalam proses simulasi dan penggunaan persamaan performansi *chiller* absorpsi LiBr-H₂O Yazaki WFC-2 yang berdasarkan pada kondisi operasi normal seperti Tabel.1.

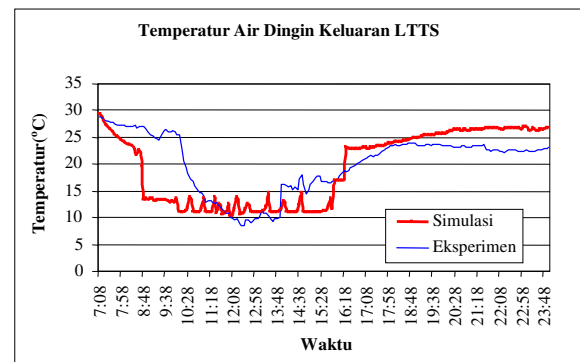


Gambar 16. Sejarah temperatur air dingin keluar evaporator hasil simulasi dan hasil pengujian

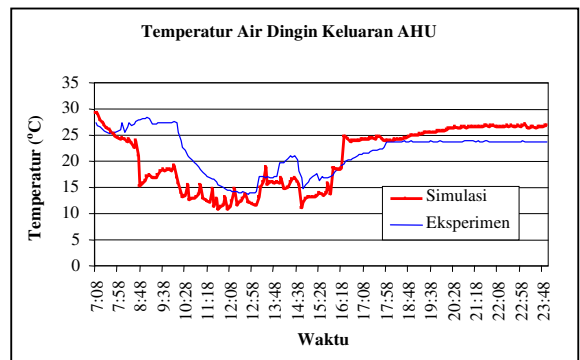
Pengoperasian *chiller* dalam pengujian dilakukan pada beban pendinginan rata-rata 3,5 kW yang berada di bawah harga kapasitas pendinginan berdasarkan spesifikasi (7 kW) dengan temperatur generasi yang berfluktuasi. Hal ini berarti *chiller* dioperasikan tidak

sesuai dengan performansinya. Pengoperasian seperti ini dilakukan karena keterbatasan jumlah pengumpul surya yang tersedia dan kesulitan dalam memperoleh *chiller* yang cocok dengan spesifikasi pengumpul surya. Namun demikian hasil simulasi dan hasil pengujian menunjukkan pola kondisi temperatur air dingin keluaran evaporator yang sama

Gambar 17 dan Gambar 18 masing-masing menunjukkan temperatur air dingin keluaran LTTS dan keluaran AHU hasil simulasi dan pengujian. Berdasarkan hasil pengujian temperatur keluaran LTTS pada rentang waktu 10:28 – 16:38 lebih kecil dari 20 °C, sedangkan pada hasil simulasi terjadi pada rentang waktu 08:58 – 16:38. Karakteristik yang sama juga ditunjukkan oleh temperatur fluida keluaran AHU. Hal ini disebabkan karena temperatur air dingin keluaran evaporator berdasarkan simulasi telah cukup rendah sekitar 14 °C pada jam 08:48 yang merupakan akibat dari temperatur air panas masukan generator telah mencapai 75 °C.



Gambar 17. Sejarah temperatur air keluar LTTS hasil simulasi dan hasil pengujian



Gambar 18. Sejarah temperatur air dingin keluar AHU hasil simulasi dan hasil pengujian

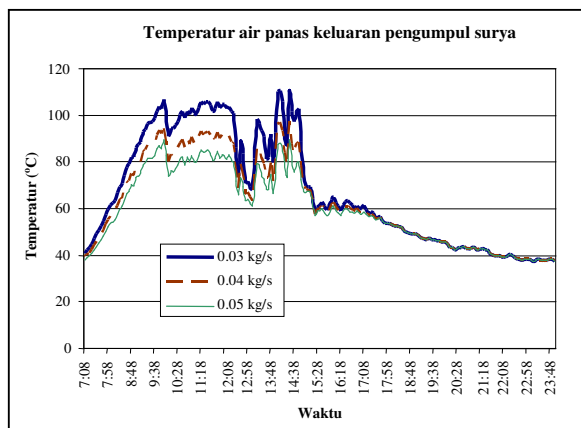
Dari hasil pengamatan pada grafik-grafik di atas maka hasil simulasi dan hasil pengujian menunjukkan kecenderungan yang sama Perbedaan yang terjadi antara hasil simulasi dan hasil pengujian disebabkan karena dalam simulasi hambatan termal pada komponen sistem diabaikan, simulasi dilakukan untuk kondisi stedi dalam selang waktu pengamatan, dan pengoperasian *chiller* yang tidak sesuai dengan spesifikasinya.

Interpretasi terhadap hasil yang diberikan oleh program simulasi diperlukan untuk mengamati apakah sistem mampu menghasilkan efek pendinginan chiller yang cukup untuk mengatasi beban pendinginan ruangan yang diberikan. Interpretasi dilakukan dengan mengamati sejarah temperatur keluaran AHU, jika temperatur ini semakin mendekati harga temperatur lingkungan maka berarti sistem hanya mampu mengatasi sedikit beban pendinginan. Hal ini berarti pengguna program perlu memberikan masukan variabel baru untuk mencari kondisi yang sesuai dengan yang diinginkan.

6. PENGARUH PARAMETER-PARAMETER MASUKAN PROGRAM SIMULASI

Dengan menggunakan data pada tanggal 8 Juli 2004 dapat diamati perubahan perilaku sistem dengan melakukan perubahan pada parameter masukan program simulasi. Adapun perubahan perilaku sistem adalah sebagai berikut :

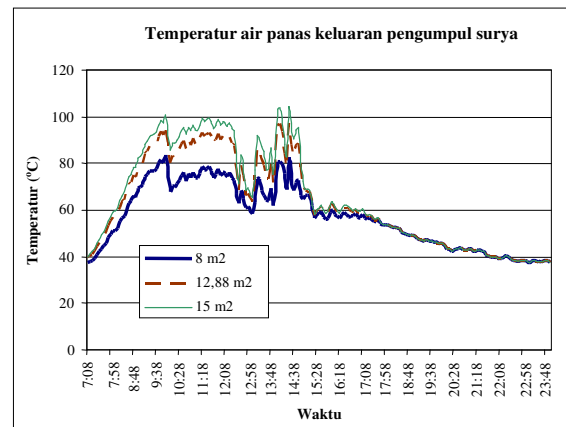
Laju aliran massa air panas yang lebih besar menyebabkan temperatur air panas menjadi lebih rendah dan $COP_{chiller}$ mengecil untuk luas permukaan pengumpul surya yang sama. Temperatur maksimum yang dapat dicapai dengan *aperture area* 12,88 m² untuk laju aliran massa air panas 0,05 kg/s adalah sebesar 89,44 °C, untuk laju aliran massa air panas 0,04 kg/s adalah sebesar 97,3 °C, dan untuk laju aliran massa air panas 0,03 kg/s adalah 110,87 °C. Hal ini diperlihatkan pada Gambar 19. $COP_{chiller}$ untuk laju aliran air panas 0,03 kg/s adalah 0,571, untuk laju aliran air panas 0,04 kg/s adalah 0,567, dan untuk laju aliran air panas 0,05 kg/s adalah 0,542.



Gambar 19. Pengaruh laju aliran massa air panas terhadap temperatur air panas keluar pengumpul surya

Dengan *aperture area* dan *receiver area* pengumpul surya yang lebih besar maka temperatur air panas akan lebih tinggi untuk laju aliran air panas yang sama karena jumlah energi yang diserap air pemanas dari pengumpul surya akan lebih besar pula. Untuk laju aliran massa air panas 0,04 kg/s, temperatur air panas maksimum yang dapat dicapai adalah 83,7 °C dengan $A_a = 8 \text{ m}^2$, 97,3 °C dengan $A_a = 12,88 \text{ m}^2$, dan 103,6 °C dengan $A_a = 15 \text{ m}^2$ seperti yang ditunjukkan pada Gambar 20. Hal ini

berarti juga dengan peningkatan luas penampang pengumpul surya maka COP sistem harian akan semakin rendah jika beban pendinginan yang sama.

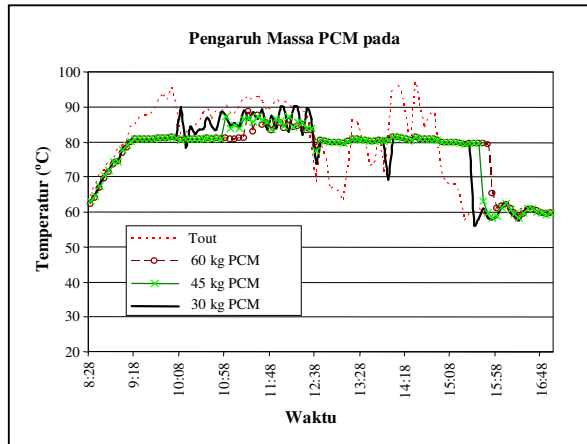


Gambar 20. Pengaruh luas pengumpul surya terhadap temperatur air panas keluar pengumpul surya.

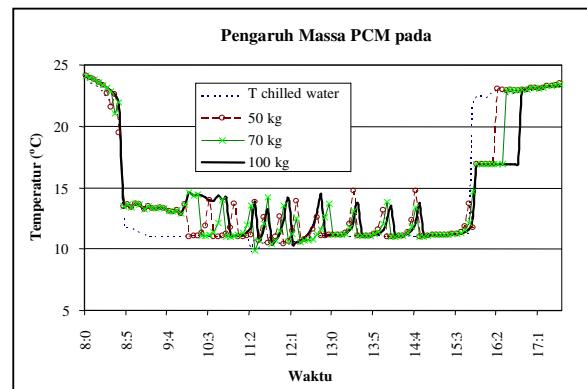
Pengaruh penggunaan HTTS pada sistem pengkondisian udara energi surya akan membuat sistem beroperasi dengan lebih stabil seperti ditunjukkan Gambar 21. Hal ini teramati dari kurva sejarah temperatur air panas keluar HTTS yang cenderung konstan pada saat terdapat gangguan terhadap intensitas radiasi surya. Semakin kecil jumlah massa PCM pada HTTS sistem pengkondisian udara energi surya akan semakin tidak stabil yang ditandai dengan perubahan temperatur yang relatif besar pada waktu singkat. Jika ditinjau dari jam 14:53 dimana temperatur air panas masukan HTTS telah lebih kecil dari 75 °C maka massa PCM sebesar 60 kg mampu menjaga kestabilan sistem dengan baik selama 50 menit, sebesar 45 kg mampu menjaga kestabilan sistem selama 40 menit, dan sebesar 30 kg dapat menjaga kestabilan sistem selama 30 menit. Hal ini tentunya terkait dengan berapa lama waktu yang diinginkan dengan proses penyimpanan termal dan beban pendinginan yang perlu diatasi.

Jumlah massa PCM pada LTTS berpengaruh terhadap waktu jaga operasi sistem jika mengalami gangguan atau intensitas radiasi rendah. Semakin kecil jumlah PCM pada LTTS maka waktu jaga operasi sistem juga semakin kecil. Pada Gambar 22 terlihat bahwa pada jam 15:53, temperatur air dingin telah lebih besar dari 20 °C, sedangkan temperatur air dingin keluaran LTTS masih berada di bawah 20 °C. Hal ini berarti LTTS sedang mengalami proses *discharging* kalor “dingin”. Dengan menggunakan patokan jam 15:53 maka dengan jumlah massa 50 kg PCM dapat menjaga kestabilan sistem selama 30 menit, 70 kg PCM dapat menjaga kestabilan sistem selama 40 menit, dan 100 kg PCM dapat menjaga kestabilan sistem selama 60 menit. Hal ini berarti fungsi dari LTTS sangat dipengaruhi oleh jumlah PCM (asam cuka/asam asetat/*acetic acid*) di dalamnya. Kestabilan temperatur fluida pada sisi temperatur rendah juga akan semakin terjaga, jika PCM yang digunakan semakin besar. Namun hal ini harus

dikaitkan pula dengan beban pendinginan yang harus dipenuhi oleh sistem pengkondisian udara energi surya.



Gambar 21. Pengaruh jumlah massa PCM pada HTTS terhadap kestabilan sistem pengkondisian udara energi surya



Gambar 22. Pengaruh jumlah massa PCM pada LTTS terhadap kestabilan sistem pengkondisian udara energi surya

Secara umum dengan adanya penggunaan HTTS dan LTTS akan meningkatkan performansi dari sistem pengkondisian udara energi surya meskipun kecil. Tujuan utama dari penggunaan HTTS dan LTTS adalah untuk menjaga kestabilan sistem dan memindahkan waktu penggunaan energi termal sehingga sistem dapat bekerja lebih lama jika dibandingkan dengan sistem tanpa HTTS dan LTTS. Dengan menggunakan 60 kg *naphthalene* untuk HTTS dan 70 kg asam cuka untuk LTTS maka waktu jaga kestabilan sistem yang dapat dipenuhi adalah selama 100 menit, jika dihitung dari jam 14:53 dimana radiasi surya telah tidak cukup untuk menghasilkan air panas bertemperatur 75 °C.

7. KESIMPULAN

Adapun kesimpulan yang dapat diperoleh dari pengembangan metode simulasi ini adalah :

1. Metode simulasi yang dikembangkan mampu untuk memprediksi performansi sistem pengkondisian udara energi surya yang menggunakan maupun tidak menggunakan HTTS, LTTS, dan pemanas tambahan.

2. Validasi hasil simulasi dengan menggunakan data-data hasil pengujian memberikan kecenderungan yang sama. Perbedaan yang terjadi antara hasil simulasi dan hasil pengujian disebabkan karena hambatan termal pada komponen sistem diabaikan, koefisien perpindahan panas menyeluruh setiap komponen dianggap konstan, kerugian pada pompa dan sistem pemipaan diabaikan dalam simulasi. Pada saat pengujian, *chiller* beroperasi pada kondisi yang tidak sama dengan kondisi pengujian yang dilakukan vendor..
3. Interpretasi terhadap hasil simulasi perlu dilakukan untuk mengamati apakah sistem pengkondisian udara energi surya mampu memenuhi beban pendinginan ruangan yang diberikan. Jika distribusi temperatur keluaran AHU semakin mendekati harga temperatur lingkungan maka berarti sistem hanya mampu mengatasi sedikit beban pendinginan. Interpretasi ini perlu dilakukan bagi perancang sistem pengkondisian udara energi surya jika menggunakan program simulasi yang dihasilkan. Hal ini terkait dengan penggunaan program simulasi yang dikembangkan untuk mendukung proses perancangan.
4. Penggunaan HTTS dan LTTS tidak meningkatkan performansi dari sistem pengkondisian udara energi surya secara signifikan. Namun penggunaan HTTS dan LTTS dapat berfungsi menjaga kestabilan sistem dan memindahkan waktu penggunaan energi termal sehingga sistem dapat bekerja lebih lama jika dibandingkan dengan sistem tanpa HTTS dan LTTS. Waktu jaga operasi sistem yang dapat dipenuhi dengan penggunaan HTTS dan LTTS adalah selama 100 menit.

8. NOMENKLATUR

A_a	-	Luas <i>aperture</i> pengumpul suryas [m ²]
COP	-	<i>Coefficient of Performance</i>
C_p	-	Kapasitas Panas Jenis [kJ/kg]
I_t	-	Intensitas global radiasi surya [W/m ²]
m	-	Laju aliran massa [kg/s]
T	-	Temperatur [C, K]
t	-	Waktu [s]
Q	-	Kalor [kJ]
q	-	Laju aliran kalor [kW]
U	-	Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m ² oC)
α	-	Absorptivitas
ΔT	-	beda temperatur [C]
Δt	-	interval waktu [s]
η	-	Efisiensi
τ	-	Transmitivitas
k_1	=	0,285 W/m ² K
k_2	=	0,011 W/m ² K ²
η_o	=	0,614
HTTS	=	<i>High Temperature Thermal Storage</i>
LTTS	=	<i>Low Temperature Thermal Storage</i>
PCM	=	<i>Phase Change Material</i>
AHU	=	<i>Air Handling Unit</i>

9. PUSTAKA

1. "International Net Electricity Consumption Information", <http://www.eia.doe.gov/pub/international/iealf/table62.xls>, June, 2005
2. "Indonesia country analysis brief", <http://www.eia.doe.gov>, 2004
3. Yogo Pratomo, *Renewable Energy Development In Indonesia*, Joint seminar on Renewable energy and Energy Efficiency, Berlin, Germany, 2004
4. Kuki Soejachmoen, *Energy and Sustainable Development In Indonesia*, Sustainable Energy Watch 2002 report, Helio International, 2002
5. T.Y.Bong, K.C. Ng and A.O. Tay, *Performance study of solar powered air conditioning system*, *Solar Energy*, Vol.39, No.3, pp. 173-182, 1987
6. T. Y. Bong and S. O. Lee, *A simplified method to calculate long-term average daily solar cooling*, Proc. Of Int. Conf. On Fluid and Thermal Energy Conversion, 1997.
7. A. Erdhard, and E Hahne., Test and simulation of a solar powered absorption cooling machine, *Solar energy*, Vol. 59, No. 4, pp. 155-162, 1997
8. T. Merkle, and E. Hahne., Solar thermal energy concept for water heating, space heating and cooling of industrial building, *EuroSun'96*, pp. 262-265, 1996.
9. El-Shaarawi and R.A Ramadan., Solar refrigeration in Egyptian Climate, *Solar energy* Vol. 37 No. 5, pp 347-361, 1986
10. N.E WijeySundera., Thermodynamic performance of solar powered deal absorption cycles, *Solar energy*, Vol. 61, No. 5, pp. 313-319, 1997
11. W.C Dickinson., and Cheremisinoff, P.N., *Solar Energy Technology Handbook*, Marcel Dekker Inc, New York, USA, 1980.
12. E. Hahne., *Prufbericht Kollektortest Vakuum CPC-21*, Paradigma, Institut fur Thermodynamik und Warmetechnik Universitat Stuttgart, Germany, 1996
13. Anonim, *Instalation and service Manual for Yazaki WFC-2 Absorption Chiller*, Yazaki Corporation, Shizuoka-ken, Japan, 1999.
14. F. Kreith., J.F Kreider., *Principles Of Solar Engineering*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, USA, 1978
15. C.B Dorgan., S.P Leight., C.E Dorgan., *Application Guide For Absorption Cooling/Refrigeration Using Recovered Heat*, ASHRAE, Atlanta, USA, 1995.
16. G. Chen., and E. Hihara, A new absorption refrigeration cycle using solar energy, *Solar energy*, No. 6, pp. 479-482, 1999.
17. E. Hahne., *Thermal storage-new development, Thermodynamics analysis and improvement of energy system*, Beijing, pp. 420-430, 1997
18. Michio Yandori, and Takasi Masuda., Heat transferential study on a heat storage container with phase change material, *Solar energy* Vol. 36, No. 2, pp. 169-177, 1986.
19. Ibrahim Dincer, Sadik Dost., and Li, Xianguo., Performance analyses of sensible heat storage systems for thermal applications, *International Journal of Energy Research*, Vol. 21, 1157-1171, 1997
20. A. Faghri., and Yuwen Zhang., Heat transfer enhancement in latent heat thermal energy storage system by using the internally finned tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 15, pp. 3165-3173, 1996
21. P.G Godzka., *Phase Change Storage System*, *Solar Energy Technology Handbook, Part A: Engineering Fundamentals*, New York, NY 10016, pp. 795-809, 1980
22. Marcel Lacroix., and Patrick Brousseau., Numerical simulation of multi-layer latent heat thermal energy storage system, *International Journal of Energy Research*, Vol. 22, 1-15, 1998.
23. K.E Herold., Radermacher., R. Klein, S.A., *Absorption Chillers and Heat Pumps*, CRC Press, New York, USA, 1996