

# Performansi Kolektor Surya Pemanas Air dengan Penambahan *External Helical Fins* pada Pipa dengan Variasi Sudut Kemiringan Kolektor

Dendi Nugraha dan Bambang Arip Dwiyantoro  
Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)  
Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia  
*e-mail*: bambangads@me.its.ac.id

**Abstrak**—Menipisnya sumber energi fosil mengakibatkan diperlukannya pemanfaatan energi alternatif seperti penggunaan kolektor surya untuk memanaskan air. Salah satu cara meningkatkan efisiensi kolektor adalah dengan menambahkan *external helical fins* pada pipa. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui bagaimana performansi kolektor surya dengan penambahan sirip berbentuk *helical* serta mengetahui pengaruh perubahan sudut kemiringan kolektor serta warna kaca penutup. Penelitian ini menggunakan variasi warna kaca penutup yaitu bening dan hitam dimana setiap warna divariasikan sudut kemiringan kolektor surya sebesar 10°, 20° dan 30° serta debit diatur konstan sebesar 300 lt/jam. Pengambilan data dilakukan setiap satu jam dari pukul 09.00-15.00 WIB. Dari hasil penelitian ini didapatkan bahwa efisiensi kolektor surya dengan penambahan *external helical fins* pada pipa terjadi pada saat kaca penutup bening dengan sudut kemiringan kolektor 30° yaitu sebesar 65,81%. Pada saat radiasi matahari sebesar 4,177 MJ/m<sup>2</sup>. Sudut kemiringan 30° merupakan sudut kemiringan paling baik dibanding 10° dan 20° serta penggunaan kaca penutup bening menghasilkan efisiensi yang lebih baik dibanding kaca hitam. Penambahan *external helical fin* pada pipa dapat meningkatkan efisiensi kolektor jika dibandingkan dengan tanpa penambahan fin.

**Kata kunci**: efisiensi kolektor, energi berguna, *helical fins*, kolektor surya, sudut kemiringan kolektor.

## I. PENDAHULUAN

MASIH besarnya tingkat ketergantungan pada sumber energi fosil mengakibatkan terjadinya krisis energi. Oleh karena itu perlu memanfaatkan energi alternatif dimana salah satunya adalah energi surya. Salah satu pemanfaatan energi surya adalah penggunaan kolektor surya untuk memanaskan air

Tipe kolektor yang paling sering digunakan adalah kolektor surya pelat datar. Salah satu cara meningkatkan efisiensi dari kolektor surya adalah dengan menambahkan sirip pada pipa-pipa yang mengalirkan fluida. Dengan penambahan sirip ini maka akan mengakibatkan luas permukaan pipa yang menerima panas akan semakin besar dengan demikian maka air dalam pipa tersebut dapat lebih panas. Banyak sekali bentuk-bentuk sirip yang digunakan dan salah satu bentuk sirip yang dapat digunakan adalah sirip berbentuk helical.

## II. URAIAN PENELITIAN

### A. Penelitian Terdahulu

Berdasarkan penelitian Dabra [1] yang melakukan pengujian kolektor surya untuk mengetahui pengaruh sudut

kemiringan kolektor surya terhadap performansinya. Hasilnya didapat bahwa sudut kemiringan 30° memiliki efisiensi rata-rata sebesar 68% sedangkan pada sudut kemiringan 45° memiliki efisiensi rata-rata sebesar 39% artinya sudut kemiringan 30° lebih baik dibanding 45°. Berdasarkan penelitian Ekadewi [2] yang melakukan penelitian mengenai pengaruh kaca penutup bening dan es terhadap temperatur absorber. Hasilnya didapat bahwa temperatur absorber dengan penggunaan kaca penutup bening lebih baik yaitu sebesar 77°C dibanding kaca es sebesar 69°C.

### B. Analisa Radiasi Matahari Yang Diserap Absorber

Besarnya radiasi matahari yang diserap pelat *absorber* ( $S$ ) dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut [3].

$$S = 1,01\tau_c\alpha_p I_T \quad (1)$$

Dimana  $\tau_c$  adalah transmisivitas kaca penutup,  $\alpha_p$  absorbtivitas absorber dan  $I_T$  adalah radiasi matahari yang mengenai kolektor.

### C. Analisa Perpindahan Panas Pada Kolektor Surya

Perpindahan panas pada kolektor surya pemanas air dengan penambahan *external helical fins* pada pipa ini yaitu konveksi, konduksi, dan radiasi. Energi radiasi matahari yang diserap oleh pelat absorber ( $S$ ) akan dimanfaatkan menjadi energi berguna ( $Q_u$ ) dan sebagian lagi menjadi rugi-rugi panas ( $U_L$ ).

#### 1) Perpindahan Panas Pada Kaca Penutup

##### a. Konveksi

Perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar dipengaruhi oleh besarnya hembusan angin yang terjadi di atas permukaan kolektor surya. Koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar ( $h_{c-\infty,o}$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan [4].

$$h_{c-\infty,o} = \frac{N u k_{\infty,o}}{L_c} \quad (2)$$

$$N u = 0,54R a_q^{1/4} \quad (3)$$

Dimana  $N u$  adalah bilangan *Nusselt*,  $k_{\infty,o}$  adalah koefisien konduksi udara dalam kolektor  $L_c$  adalah panjang karakteristik kaca penutup dan  $R a_q$  adalah bilangan *Rayleigh*.

##### a. Radiasi

Koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan udara luar ( $hr_{c-\infty,o}$ ) ditentukan dengan persamaan berikut [4].

$$hr_{c-\infty,o} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{sky}^2) (T_c + T_{sky}) \quad (4)$$

Dimana  $\epsilon_c$  adalah emisivitas kaca penutup,  $\sigma$  adalah konstanta stefan Boltzmann,  $T_c$  adalah temperatur kaca dan  $T_{sky}$  temperatur langit.

2) *Perpindahan Panas Pada Pipa*

a. *Konveksi*

Perpindahan panas konveksi antara pipa dengan udara di dalam kolektor adalah konveksi alami. Koefisien konveksi ( $h_{t-\infty,i}$ ) dicari dengan menggunakan persamaan berikut [4].

$$h_{t-\infty,i} = \frac{N u_b k_{\infty,i}}{D} \quad (5)$$

$$N u_b = \left[ 0,6 + \frac{0,387 R \phi^{1/6}}{[1 + (0,559/P) \phi^{9/16}]^{1/4}} \right]^2 \quad (6)$$

Dimana  $Nu_D$  adalah bilangan *Nusselt*,  $Ra_L$  adalah bilangan *Rayleigh* dan  $Pr$  adalah bilangan *Prandtl*.

b. *Radiasi*

Koefisien Perpindahan panas radiasi yang terjadi antara pipa dengan kaca penutup ( $hr_{t-\infty}$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut [4].

$$hr_{t-\infty} = \frac{\sigma(T_t^2 + T_c^2)(T_t + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_t} + \frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} \left(\frac{A_b}{A_c}\right)} \quad (7)$$

Dimana  $T_t$  adalah temperatur pipa,  $T_c$  adalah temperatur kaca,  $\epsilon_t$  adalah emisivitas pipa,  $\epsilon_c$  adalah emisivitas kaca,  $A_b$  adalah luas permukaan pipa dan  $A_c$  luas permukaan kaca.

c. *Efisiensi Permukaan Total*

Efisiensi permukaan total (*Overall surface efficiency*) dapat diartikan sebagai rasio perpindahan panas pada luasan efektif dengan perpindahan panas pada luasan total. Persamaan yang digunakan sebagai berikut [5].

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (8)$$

Dimana  $A_o$  adalah luas permukaan total fin,  $A_f$  adalah luas permukaan fin dan  $\eta_f$  adalah efisiensi fins.

3) *Perpindahan Panas Pada Air*

a. *Konveksi*

Koefisien perpindahan panas konveksi air dengan pipa ( $h_f$ ) termasuk dalam *internal forced convection* yang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut [4].

$$h_f = \frac{N u_b k_f}{D} \quad (9)$$

$$N u_b = 0,0243 R \phi^{4/5} P \rho^A \quad (10)$$

Dengan  $Nu_D$  adalah bilangan *Nusselt*,  $k_f$  adalah koefisien konduksi air,  $R \phi$  adalah bilangan *Reynold* dan  $Pr$  adalah bilangan *Prandtl*.

4) *Perpindahan Panas Pada Absorber*

a. *Konveksi*

Perpindahan panas konveksi antara absorber dengan udara dalam kolektor adalah konveksi alami. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi antara absorber dengan udara dalam kolektor ( $h_{p-\infty,i}$ ) dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut [4].

$$h_{p-\infty,i} = \frac{N u k_{\infty,i}}{L_{p-c}} \quad (11)$$

$$N u = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1,78 \sin \alpha \beta^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[ \frac{1,78 \cos \beta}{Ra \cos \beta} \right]^+ + \left[ \left( \frac{Ra \cos \beta}{5380} \right)^{1/4} - 1 \right]^+ \quad (12)$$

Dimana  $Nu$  adalah bilangan *Nusselt*,  $k_{\infty,i}$  adalah koefisien konduksi udara dalam kolektor  $L_{p-c}$  adalah jarak antara absorber dengan kaca penutup,  $Ra$  adalah bilangan *Rayleigh* dan  $\beta$  adalah sudut kemiringan kolektor. Pangkat positif pada persamaan (2.43) berarti hanya harga positif yang diperhitungkan, bila berharga negatif maka dianggap sama dengan nol.

b. *Radiasi*

Koefisien perpindahan panas radiasi antara absorber dengan pipa ( $hr_{p-\infty}$ ) dan Koefisien perpindahan panas radiasi antara absorber dengan kaca penutup ( $hr_{p-\infty}$ ) dapat dihitung dengan persamaan berikut [4].

$$hr_{p-\infty} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_t^2)(T_p + T_t)}{\frac{1 - \epsilon_p}{\epsilon_p} + \frac{1}{F_{p-t}} + \frac{1 - \epsilon_t}{\epsilon_t} \left(\frac{A_p}{A_t}\right)} \quad (13)$$

$$hr_{p-\infty} = \frac{\sigma(T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1 - \epsilon_p}{\epsilon_p} + \frac{1}{F_{p-c}} + \frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c}} \quad (14)$$

Dimana  $T_p$  temperatur absorber,  $T_t$  temperatur pipa,  $T_c$  temperatur kaca,  $\epsilon_p$  emisivitas absorber,  $\epsilon_t$  emisivitas pipa,  $\epsilon_c$  emisivitas kaca,  $F_{p-t}$  view factor absorber ke pipa, dan  $F_{p-c}$  view factor absorber ke pipa

5) *Koefisien Kerugian Panas Total*

Koefisien kerugian panas total ( $U_L$ ) pada kolektor surya pemanas air dapat dirumuskan dengan persamaan berikut [3].

$$U_L = U_T + U_B \quad (15)$$

Dimana  $U_T$  adalah koefisien kerugian panas dari absorber ke atas dan  $U_B$  adalah koefisien kerugian panas dari absorber ke bawah.

6) *Faktor pelepasan panas*

Faktor pelepasan panas ( $F_R$ ) didefinisikan sebagai perbandingan antara perpindahan panas secara aktual pada kolektor surya dengan perpindahan panas maksimum. Perumusan faktor pelepasan panas pada kolektor surya pelat datar adalah sebagai berikut [6].

$$F_R = \frac{F_1}{2F_3} \left\{ 1 + \left[ \frac{2F_4 F_5}{F_6 \exp(-2F_3 \sqrt{1 - F_2^2}) + F_5} - \frac{1}{F_2} - F_4 \right] \right\} \quad (16)$$

7) *Energi yang Berguna*

Energi berguna pada kolektor surya ( $Q_{u \text{ solar collector}}$ ) pemanas air ( $Q_{u \text{ water heater}}$ ) dan kerugian panas ( $Q_{u \text{ loss}}$ ) dapat dihitung dengan persamaan berikut [3].

$$Q_{u \text{ solar collector}} = A_c F_R [S - U_L (T_i - T_{\infty,o})] \quad (17)$$

$$Q_{u \text{ water heater}} = \dot{m} c_p (T_o - T_i) \quad (18)$$

$$Q_{u \text{ loss}} = Q_{u \text{ solar collector}} - Q_{u \text{ water heater}} \quad (19)$$

Dimana  $A_c$  luas kolektor,  $F_R$  faktor pelepasan panas,  $S$  panas yang diserap absorber,  $U_L$  koefisien kerugian panas,  $T_i$  temperatur air masuk,  $T_{\infty,o}$  temperatur udara luar kolektor,  $\dot{m}$  laju aliran massa,  $T_o$  temperatur air keluar.

8) Efisiensi kolektor surya

Efisiensi kolektor surya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut [3].

$$\eta_{solar collector} = \frac{Q_{usolcollector}}{A_c I_T} \quad (20)$$

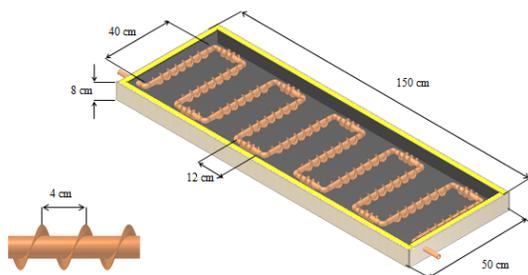
III. METODOLOGI PENELITIAN

A. Prinsip Pengujian

Penelitian ini dilaksanakan di lingkungan kampus ITS yang terletak pada posisi 7,3°LS dan 112,8°BT. Pengujian dilakukan dengan memvariasikan sudut kemiringan kolektor sebesar 10°, 20° dan 30° dengan variasi kaca penutup bening dan hitam untuk setiap kemiringan kolektor. Pengambilan data dilakukan dari pukul 09.00-15.00 WIB dengan rantang waktu satu jam. Pengambilan data dilakukan dari bulan Juli dan Agustus dengan kolektor surya diarahkan ke utara. Parameter yang diukur dalam penelitian ini adalah temperatur udara luar kolektor ( $T_{\infty,o}$ ), temperatur kaca sisi atas ( $T_{ca}$ ), temperatur kaca sisi bawah ( $T_{cb}$ ), temperatur pipa ( $T_i$ ), temperatur absorber ( $T_p$ ), temperatur air masuk ( $T_i$ ), temperatur air keluar ( $T_o$ ), kecepatan angin ( $V_w$ ) dan radiasi matahari ( $I$ )

B. Perancangan Alat

Kolektor surya terdiri dari Cover dari kaca setebal 5 mm, pipa tembaga berdiameter 0,5 in, fin terbuat dari pelat tembaga setebal 0,5 mm, absorber terbuat dari pelat seng setebal 1 mm yang dicat warna hitam, Glass wool dengan tebal 5 cm dan kayu dengan tebal 5 mm. Dimensi-dimensi kolektor surya dengan penambahan external helical fins pada pipa ditunjukkan oleh gambar 1 serta instalasi pengujian kolektor surya dengan penambahan external helical fins pada pipa ditunjukkan oleh gambar 2.



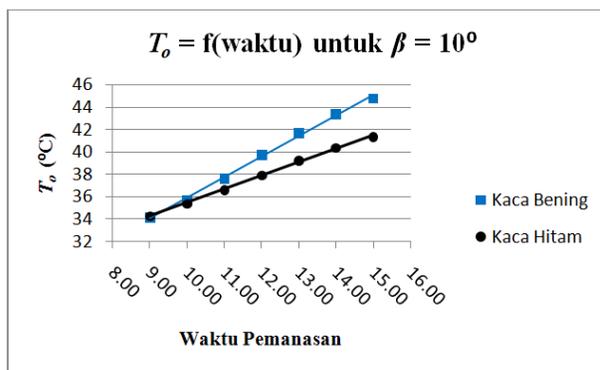
Gambar 1. Dimensi-dimensi kolektor surya dengan penambahan external helical fins



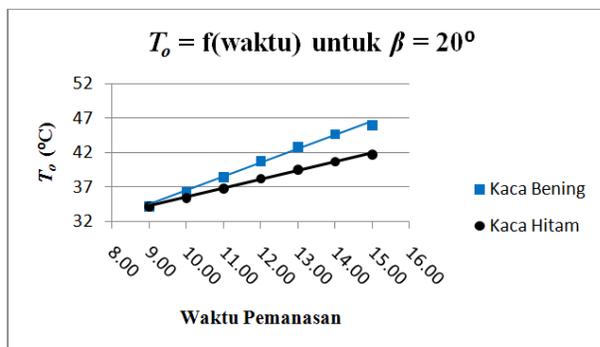
Gambar 2. Instalasi Pengujian Kolektor Surya Dengan Penambahan External Helical Fins

IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN

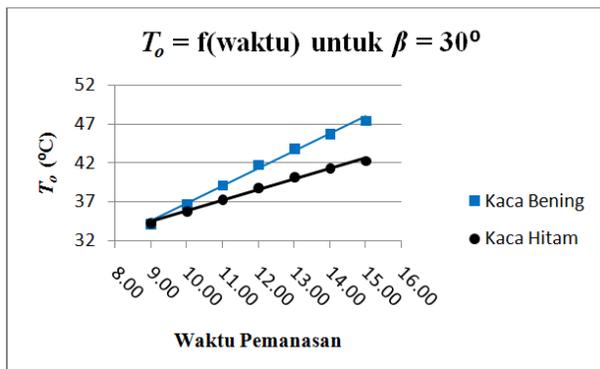
A. Pembahasan Grafik Temperatur Air Keluar ( $T_o$ ) Fungsi Waktu Pemanasan



Gambar 3. Grafik temperatur air keluar ( $t_o$ ) fungsi waktu untuk sudut kemiringan kolektor ( $\beta$ ) 10°



Gambar 4. Grafik temperatur air keluar ( $t_o$ ) fungsi waktu untuk sudut kemiringan kolektor ( $\beta$ ) 20°

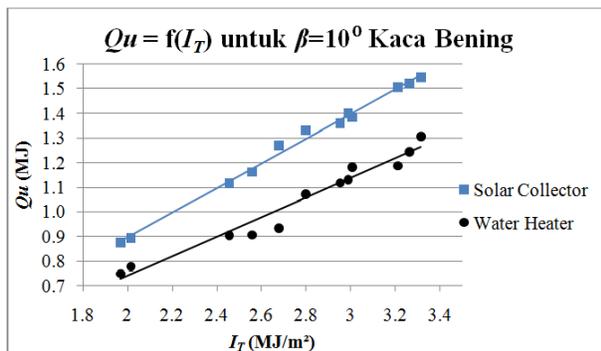


Gambar 5. Grafik temperatur air keluar ( $t_o$ ) fungsi waktu untuk sudut kemiringan kolektor ( $\beta$ ) 30°

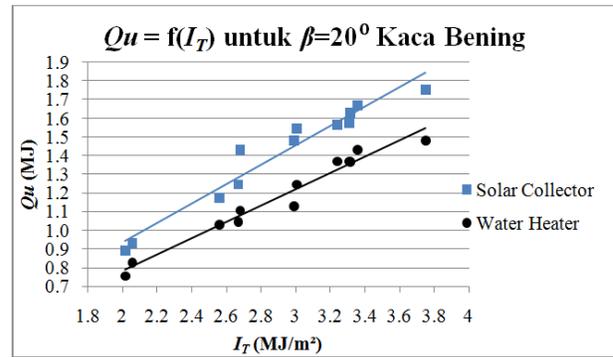
Berdasarkan gambar 1, gambar 2 dan gambar 3 mengenai grafik temperatur air keluar ( $T_o$ ) fungsi waktu untuk sudut kemiringan kolektor dapat diketahui bahwa semakin lama waktu pemanasan maka temperatur air keluar yang dihasilkan akan semakin tinggi. Dari kedua pengujian kaca bening dan kaca hitam dapat diketahui bahwa temperatur air keluar yang dihasilkan oleh kolektor surya dengan kaca bening menghasilkan temperatur yang lebih tinggi dibanding dengan menggunakan kaca hitam. Setelah enam jam pemanasan, peningkatan temperatur air keluar untuk kolektor surya kaca bening dan kaca hitam untuk  $\beta = 10^\circ$  berturut-turut sebesar  $10,65^\circ\text{C}$  dan  $7,1^\circ\text{C}$ . Sedangkan pada kolektor surya kaca bening dan kaca hitam untuk  $\beta = 20^\circ$  berturut-turut sebesar  $11,8^\circ\text{C}$  dan  $7,55^\circ\text{C}$  serta untuk  $\beta = 30^\circ$  berturut-turut sebesar  $13,25^\circ\text{C}$  dan  $8,05^\circ\text{C}$ .

Semakin lama pemanasan maka temperatur air keluar juga akan semakin besar hal ini menunjukkan terjadinya proses pemanasan air. Trendline grafik temperatur air keluar untuk kaca bening lebih curam dibanding kaca hitam dimana hal ini menunjukkan bahwa kaca bening membuat pemanasan lebih baik sehingga peningkatan temperaturnya lebih besar. Kolektor surya kaca bening dengan helical fins menghasilkan temperatur air keluar yang lebih tinggi disebabkan karena kaca bening memiliki transmisivitas tinggi dan absorbtivitas rendah sehingga ketika radiasi matahari mengenai kaca maka radiasi tersebut akan lebih banyak diteruskan menuju absorber untuk kemudian digunakan dalam proses pemanasan air. Sedangkan kaca hitam memiliki transmisivitas rendah dan absorbtivitas tinggi sehingga radiasi matahari yang mengenai kolektor surya akan lebih banyak diserap oleh kaca sehingga kaca akan lebih panas dibanding kaca bening dan radiasi yang diteruskan ke absorber juga lebih sedikit sehingga pemanasan airnya juga akan semakin kecil.

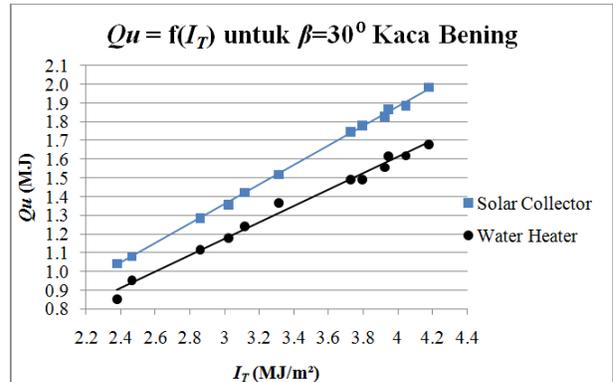
**B. Pembahasan Grafik Energi Berguna ( $Q_u$ ) Fungsi Intensitas**



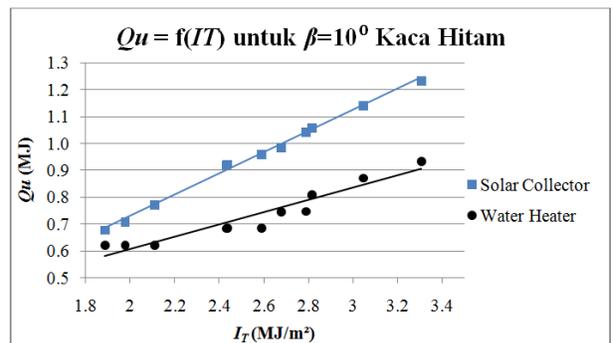
Gambar 6. Grafik energi berguna ( $q_u$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) dengan  $\beta=10^\circ$  untuk kaca bening



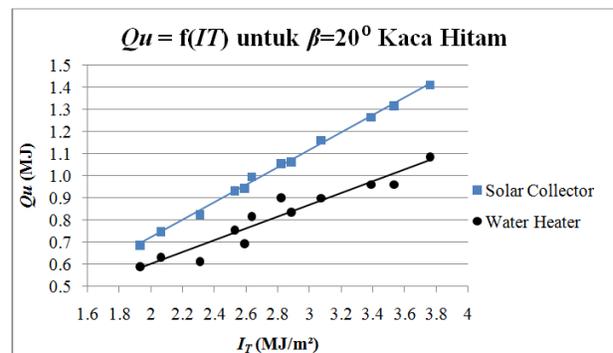
Gambar 7. Grafik energi berguna ( $q_u$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) dengan  $\beta = 20^\circ$  untuk kaca bening



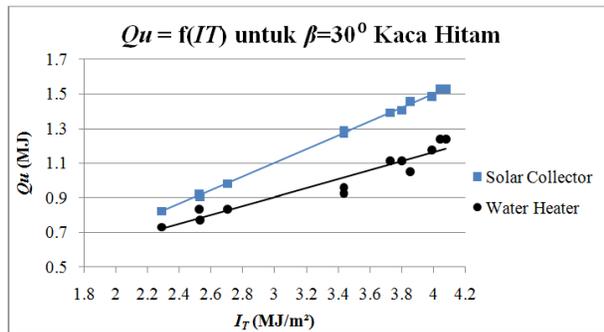
Gambar 8. Grafik energi berguna ( $q_u$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) dengan  $\beta=30^\circ$  untuk kaca bening



Gambar 9. Grafik energi berguna ( $q_u$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) dengan  $\beta=10^\circ$  untuk kaca hitam



Gambar 10. Grafik energi berguna ( $q_u$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) dengan  $\beta=20^\circ$  untuk kaca hitam

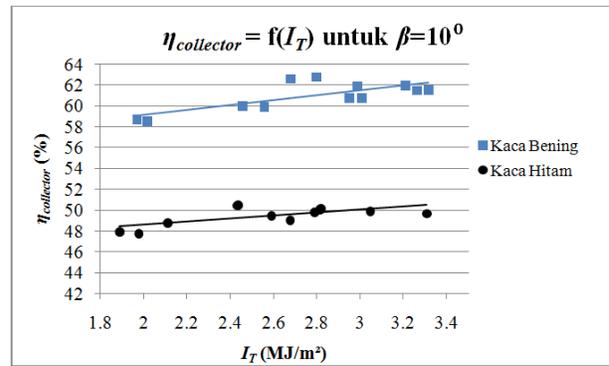


Gambar 11. Grafik energi berguna ( $q_u$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) dengan  $\beta=30^\circ$  untuk kaca hitam

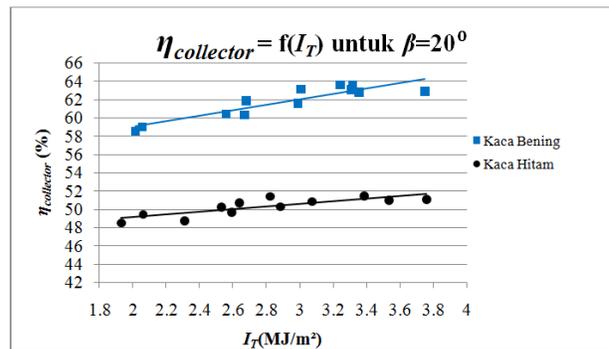
Berdasarkan gambar 6 sampai gambar 8 mengenai grafik energi berguna ( $Q_u$ ) fungsi radiasi matahari ( $I_T$ ) untuk variasi sudut kemiringan kolektor dengan kaca bening dapat diketahui bahwa energi berguna semakin naik seiring dengan meningkatnya radiasi matahari. hal ini berlaku untuk energi berguna kolektor surya maupun energi berguna untuk pemanasan air. Energi berguna tertinggi untuk kolektor surya dan pemanasan air pada  $\beta = 10^\circ$  berturut-turut sebesar 1,547 MJ dan 1,307 MJ sedangkan pada  $\beta = 20^\circ$  berturut-turut sebesar 1,754 MJ dan 1,483 MJ serta pada  $\beta = 30^\circ$  berturut-turut sebesar 1,986 MJ dan 1,679 MJ. Sama halnya dengan kaca bening, untuk kolektor surya dengan kaca hitam sebagaimana ditunjukkan oleh gambar 9 sampai gambar 11 bahwa energi berguna semakin bertambah seiring kenaikan radiasi matahari. Energi berguna tertinggi untuk kolektor surya dan pemanasan air pada  $\beta = 10^\circ$  berturut-turut sebesar 1,233 MJ dan 0,934 MJ sedangkan pada  $\beta = 20^\circ$  berturut-turut sebesar 1,411 MJ dan 0,997 MJ serta pada  $\beta = 30^\circ$  berturut-turut sebesar 1,528 MJ dan 1,059 MJ.

Energi berguna kolektor surya kaca bening lebih besar dibanding kaca hitam disebabkan berdasarkan persamaan  $Q_{\text{Solar collector}} = A_c F_R [S - U_L(T_i - T_a)]$  dapat dilihat bahwa energi berguna kolektor surya berbanding lurus dengan radiasi matahari yang diserap oleh absorber ( $S$ ) dimana  $S = 1,01 \tau_c \alpha_p I_T$ . Dari persamaan tersebut dapat diketahui bahwa transmisivitas kaca bening yang lebih besar dibanding kaca hitam mengakibatkan panas yang diserap oleh absorber lebih besar pula. Selain itu kaca bening juga memiliki absorbtivitas yang lebih kecil dibanding kaca hitam sehingga rugi-rugi panas ke bagian atas juga semakin kecil yang mengakibatkan koefisien kerugian panas total ( $U_L$ ) juga semakin kecil. Adanya perbedaan nilai energi berguna untuk kolektor surya dengan pemanas air disebabkan adanya kerugian panas dimana perbedaan ini semakin mengecil ketika sudut kemiringan bertambah. Selain itu peningkatan energi berguna untuk pemanasan air semakin besar ketika sudut kemiringan bertambah hal ini ditunjukkan oleh trendline grafiknya yang semakin curam seiring meningkatnya radiasi matahari. hal ini menunjukkan bahwa sudut kemiringan  $30^\circ$  merupakan sudut kemiringan paling baik untuk menerima radiasi matahari ( $I_T$ ) sehingga panas yang akan diserap oleh absorber akan semakin besar dan kemudian akan memanaskan air lebih baik.

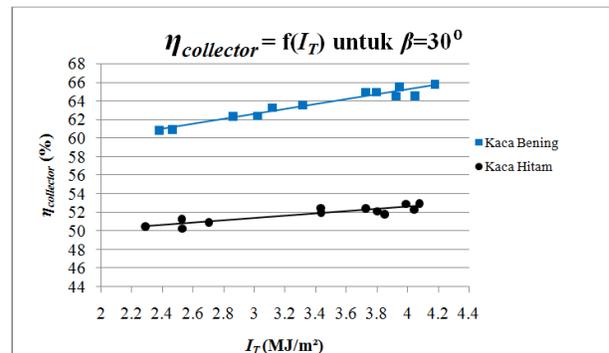
C. Pembahasan Grafik Efisiensi ( $\eta$ ) Fungsi Radiasi Matahari ( $I_T$ )



Gambar 12. Grafik efisiensi ( $\eta$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) untuk sudut kemiringan kolektor ( $\beta$ )  $10^\circ$



Gambar 13. Grafik efisiensi ( $\eta$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) untuk sudut kemiringan kolektor ( $\beta$ )  $20^\circ$



Gambar 14. Grafik efisiensi ( $\eta$ ) fungsi radiasi matahari ( $i_t$ ) untuk sudut kemiringan kolektor ( $\beta$ )  $30^\circ$

Berdasarkan gambar 12 sampai gambar 14 mengenai grafik efisiensi ( $\eta$ ) fungsi radiasi matahari ( $I_T$ ) untuk sudut kemiringan kolektor ( $\beta$ )  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  dan  $30^\circ$  dapat diketahui bahwa efisiensi kolektor memiliki trendline yang cenderung naik seiring dengan bertambahnya radiasi matahari. Hal ini terjadi untuk ketiga variasi sudut kemiringan kolektor dimana efisiensi kolektor untuk kaca bening dan kaca hitam saat  $\beta=10^\circ$  berturut-turut sebesar 61,98% dan 50,47% Sedangkan efisiensi kolektor untuk kaca bening dan kaca hitam saat  $\beta=20^\circ$  berturut-turut sebesar 63,61% dan 51,46% serta saat  $\beta=30^\circ$  berturut-turut sebesar 65,81% dan 52,97%.

Trendline efisiensi kolektor yang semakin tinggi menunjukkan bahwa kenaikan energi berguna lebih besar dibanding energi masukannya yang berupa radiasi matahari. Efisiensi kolektor dengan kaca bening lebih besar dibanding kaca hitam disebabkan karena energi berguna kolektor dengan kaca bening lebih besar dibanding kaca hitam.

Efisiensi kaca hitam yang lebih rendah dapat disebabkan karena banyak terjadi kehilangan panas yang disebabkan perbedaan temperatur dengan lingkungan yang lebih tinggi. Sudut kemiringan  $30^\circ$  merupakan sudut kemiringan yang paling optimal untuk menerima radiasi matahari dibanding dengan  $10^\circ$  dan  $20^\circ$  sehingga panas yang diserap absorber ( $S$ ) lebih tinggi sebagaimana persamaan  $S = 1,01\tau_c\alpha_p I_T$ .

## V. KESIMPULAN DAN RINGKASAN

Kesimpulan yang dapat diambil setelah melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Penggunaan kaca penutup hitam membuat efisiensi kolektor lebih kecil sebesar 11,51% dibandingkan dengan kaca bening.
2. Energi berguna kolektor surya ( $Q_{u\text{ solar collector}}$ ) tertinggi dengan kaca bening setelah pemanasan dari pukul 09.00-15.00 WIB untuk sudut kemiringan  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  dan  $30^\circ$  berturut-turut sebesar 1.547 MJ, 1.754 MJ dan 1.986 MJ. Sedangkan pada kaca penutup hitam untuk sudut kemiringan  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  dan  $30^\circ$  berturut-turut sebesar 1.233 MJ, 1.411 MJ dan 1.528 MJ.
3. Penggunaan sudut kemiringan  $30^\circ$  merupakan sudut yang paling baik dibanding  $10^\circ$  dan  $20^\circ$  dimana efisiensi kolektor surya ( $\eta_{\text{ solar collector}}$ ) tertinggi saat sudut kemiringan  $30^\circ$  dengan penggunaan kaca penutup bening yaitu sebesar 65,81% pada saat radiasi sebesar  $4,177\text{ MJ/m}^2$ .

## UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis Dendi Nugraha mengucapkan terima kasih kepada Bapak Dr. Bambang Arip Dwiyanoro, ST., M.Engselaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan bimbingan dan dukungan sehingga tugas akhir ini dapat diselesaikan. Ucapan terima kasih juga penulis sampai kepada seluruh dosen di Jurusan Teknik Mesin ITS serta kepada teman-teman seperjuangan yang telah memberikan motivasi dan kenangan yang tidak akan terlupakan.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dabra, V., Yadav, L., and Yadav, A. 2013. "The effect of tilt angle on the performance of evacuated tube solar air collector: experimental analysis". International Journal of Engineering, Science and Technology 5, 4:100-110.
- [2] Anggraini, Ekadewi. 2001. "Pengaruh Jarak Kaca Ke Plat Terhadap Panas Yang Diterima Suatu Kolektor Surya Plat Datar". Universitas Kristen Petra. Surabaya.
- [3] Duffie, J.A., and Beckman W.A. 1991. *Solar Engineering Of Thermal Processes. Second Edition*. John Willey and Sons inc, New York.
- [4] Incropera, F.P., and Dewitt, D.P. 1996. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Fourth Edition*. John Willey and Sons inc, New York.
- [5] Pongso, P., Pikulkajorn, S., and Wongsises, S. 2012. "Effect of fin pitches on the optimum heat transfer performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers". International Journal of Heat and Mass Transfer 55:6555-6566.
- [6] Zang, H Fei and Lavan, Zalman. 1984. "Thermal Performance of A Serpentine Absorber Plate". Solar Energy 34:175-177