

## TAKSIRAN BEBAN PENDINGIN UNTUK WATER DISPENSER

HM Ma'ruf\*

### Abstraksi

Water dispenser adalah alat yang berfungsi untuk mendinginkan dan memanaskan air pada suhu tertentu. Secara garis besar sistem kerja dari water dispenser ini terbagi menjadi dua bagian yaitu sistem refrigerasi yang digunakan untuk keperluan pendinginan air dan sistem pemanasan untuk pemanasan airnya. Umumnya pada water dispenser terdapat dua tangki yang menampung air dingin dan air panas, dimana ditempat itu juga terjadi proses penyerapan kalor dan pemberian kalor. Jadi dapat dikatakan bahwa hal-hal mengenai perpindahan panas terjadi disini.

Dari hasil perancangan perhitungan perpindahan kalor menyeluruh yang difokuskan hanya pada beban pendinginan saja, ternyata didapat besarnya beban pendinginan total sebesar 135,15 Watt dalam kurun waktu 36 menit dengan kapasitas 19 liter.

*Kata Kunci : Taksiran, Cooling Load, Water Dispenser*

### PENDAHULUAN

*Water dispenser* adalah alat yang berfungsi untuk mendinginkan dan memanaskan air pada suhu tertentu. Alat ini pada sepuluh tahun terakhir telah mengalami perkembangan yang sangat pesat terutama digunakan untuk keperluan rumah tangga, perkantoran, perhotelan, rumah makan dan lainnya.

Secara garis besar sistem kerja dari water dispenser ini terbagi menjadi dua bagian yaitu sistem refrigerasi yang digunakan untuk keperluan pendinginan air dan sistem pemanasan untuk pemanasan airnya. Umumnya pada water dispenser terdapat dua tangki yang menampung air dingin dan air panas, dimana ditempat itu juga terjadi proses penyerapan kalor dan pemberian kalor. Jadi dapat dikatakan bahwa hal-hal mengenai perpindahan panas terjadi disini.

Pada water dispenser ini hanya merancang bangun pada bagian pendinginnya saja. Sehingga dalam hal ini hanya menghitung besarnya beban pendingin (*cooling load*) pada tangki pendinginnya saja.

### KAJIAN PUSTAKA

Kemampuan dari suatu mesin pendingin terhadap penyerapan kalor yang ada disekitarnya dalam berbagai kondisi antara lain kemampuannya dalam menahan laju perpindahan panas yang ada disekitarnya, sehingga dapat menjaga temperatur ruangan pendingin sesuai yang diinginkan. Beban pendinginan dari suatu mesin pendingin dihasilkan dari penjumlahan panas akibat adanya berbagai sumber panas yang timbul yang akan dilayani oleh mesin pendingin. Beberapa macam sumber panas secara umum yang memberikan beban pendinginan terhadap mesin pendingin, antara lain :

#### **Beban Eksternal (*External Load*)**

Beban eksternal (*external load*) adalah beban pendinginan yang terjadi karena pengaruh kalor yang datangnya dari luar ruang pendinginan. Dalam beban eksternal ini

---

\* Dosen Tetap Jurusan Mesin Universitas Merdeka Malang

banyak faktor yang mempengaruhinya yang menjadi bagian dari beban pendinginan secara keseluruhan.

Untuk mencari beban pendinginan dari luar yaitu dengan mencari besarnya perpindahan kalor menyeluruh melalui dinding yang didefinisikan sebagai proses *transver* energi dengan kerja gabungan dari konduksi panas dan konveksi yang dirumuskan dalam bentuk berikut: (Holman,1995:214)

$$Q = U.A.\Delta T \tag{1}$$

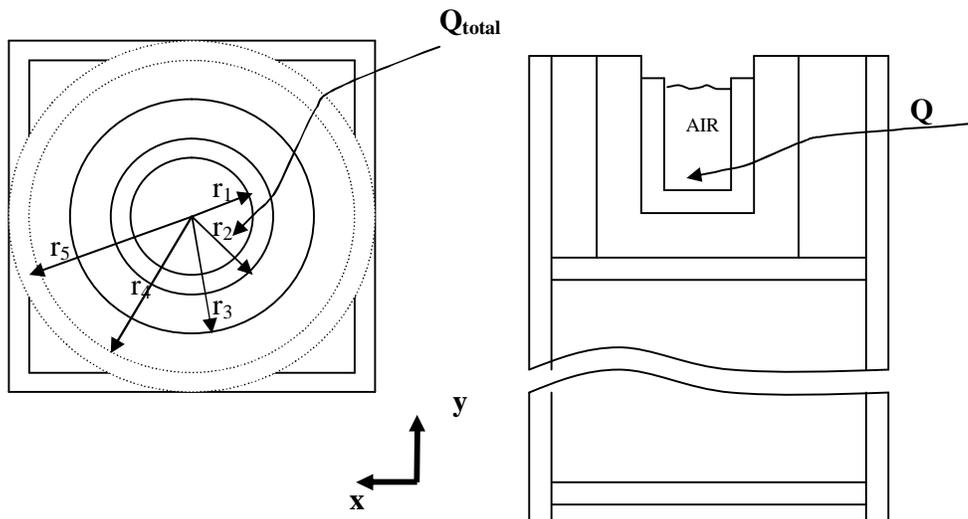
dimana:  $Q$  = laju perpindaham kalor menyeluruh ..... ( W )

$U$  = koefisien perpindahan kalor menyeluruh ..... ( W/m<sup>2</sup>K )

$A$  = luas perpindahan kalor ..... ( m<sup>2</sup> )

$\Delta T$  = perbedaan temperatur ..... ( K )

Dalam perhitungan perpindahan kalor menyeluruh dari luar ke dalam melalui dinding diasumsikan perpindahan kalor secara konduksi adalah satu dimensi dan dihitung pada arah sumbu x .



Gambar 1. Simulasi Perpindahan Kalor Secara Konveksi Melalui Dinding

Data dari gambar diatas adalah sebagai berikut :

$D_2$  = diameter dalam cold tank = 0,155 m

$D_3$  = diameter luar cold tank = 0,157 m

$D_4$  = diameter luar isolasi = 0,177 m

$D_6$  = diameter dalam plat = 0,2828m

$D_7$  = diameter luar plat = 0,285 m

$T_1$  = temperatur air sebagai produk yang didinginkan = 5,8°C

$T_8$  = temperatur lingkungan = 26,4°C

**Beban Internal (*Internal Load*)**

Beban internal (*internal load*) adalah beban pendinginan yang disebabkan oleh pelepasan energi sebagai akibat adanya sumber-sumber kalor yang ada dalam ruangan pendinginan. Sumber-sumber utama perolehan kalor dari dalam ruangan pendinginan,

Untuk perhitungan beban dari dalam ruangan disini yang dihitung hanya beban produk (*product load*) karena penggunaan lampu tidak dipakai dalam perancangan. Dan perhitungan untuk perpindahan kalor dari dalam dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$Q_s = m \cdot c_p \cdot DT \tag{2}$$

dimana :  $m = v \cdot r$  (3)

$$v = \frac{P}{4} D^2 L \tag{4}$$

$Q_s$  = sensible heat product (joule)

$m$  = massa product (Kg)

$DT$  = perbedaan temperatur (K)

$r$  = densitas product (Kg/m<sup>3</sup>)

$v$  = volume cold tank (m<sup>3</sup>)

$D$  = diameter cold tank (m)

$L$  = tinggi cold tank (m)

Sehingga beban pendinginan dari dalam (*Internal Cooling Load*) dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$\text{Beban pendinginan} = \frac{Q_s}{t} \tag{5}$$

dimana: Beban pendinginan (Watt)

$Q_s$  = sensible heat product (joule)

$t$  = waktu (detik)

**Data Penelitian**

Penelitian dilakukan pada bulan Juli 2006 dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 1. **Data Hasil Penelitian**

| Penelitian ke | Waktu | T <sub>Lingkungan</sub> (K) | T <sub>air</sub> (K) | T <sub>r</sub> (K) |
|---------------|-------|-----------------------------|----------------------|--------------------|
| 1             | 0     | 299,4                       | 300,1                | 299                |
| 2             | 4     | 299,4                       | 297,1                | 299,5              |
| 3             | 8     | 299,5                       | 293,2                | 299,5              |
| 4             | 12    | 299,6                       | 289,9                | 300                |
| 5             | 16    | 299,7                       | 286,6                | 300,5              |
| 6             | 20    | 299,8                       | 283,6                | 300,5              |
| 7             | 24    | 299,8                       | 280,6                | 300,5              |
| 8             | 28    | 300                         | 279,4                | 301                |
| 9             | 32    | 300                         | 278,9                | 301                |
| 10            | 36    | 300,1                       | 278,8                | 301                |

**Data Dispenser**

**Data Dari Sistem Kompresi Uap**

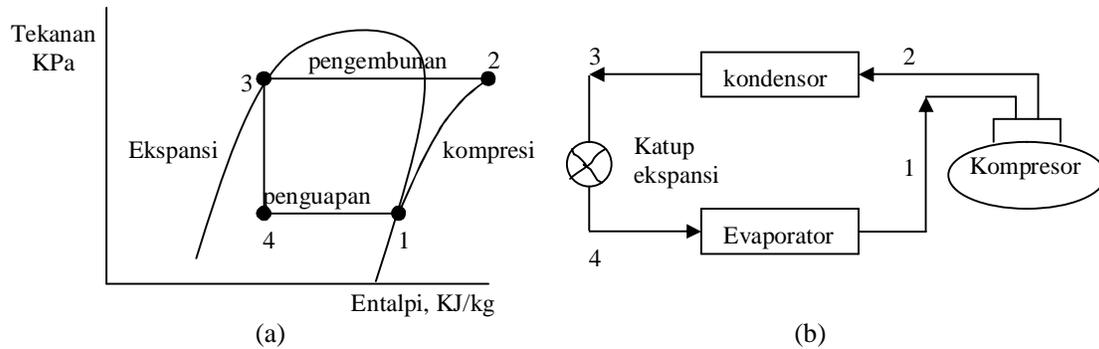
- Kompresor : hermetik
- Refrigeran : R 12
- Temperatur penguapan :  $-15^{\circ}\text{C}$
- Temperatur pengembunan :  $43^{\circ}\text{C}$
- Diameter dalam *evaporator* :  $\frac{1}{4}$  inchi
- Diameter luar *evaporator* :  $\frac{1}{6}$  inchi
- Jumlah lilitan : 7 lilitan *evaporator*

**Data Cold Tank**

- Diameter dalam *cold tank* : 0,155 m
- Diameter luar *cold tank* : 0,157 m
- Tinggi *cold tank* : 0,16 m
- Temperatur air :  $5,8^{\circ}\text{C}$
- Bahan isolasi : polysterene (gabus)
- Lama pendinginan : 36 menit

**Siklus Mesin Pendingin Kompresi Uap Standart**

Prinsip mesin pendingin yang banyak digunakan adalah sistem kompresi uap yang mempunyai berbagai sirkulasi yang mana pada siklus ini terjadi proses penekanan uap kemudian diembunkan sehingga menjadi cairan dan selanjutnya tekanannya diturunkan agar cairan tersebut dapat menguap kembali. Adapun siklusnya dapat dilihat pada gambar 2 berikut:



Gambar 2. (a) **Daur Kompresi Uap Standart Diagram Tekanan-Entalpi**; (b) **Diagram Aliran**  
(Sumber: W.F.Stoecker,1994:187)

Perpindahan panas yang terjadi di *evaporator* adalah perpindahan panas dari material yang didinginkan ke refrigeran dan perpindahan panas yang terjadi di kondensor adalah perpindahan panas dari refrigeran ke udara ruang atau media pendingin refrigeran. Ada beberapa hal yang harus diperhatikan pada daur kompresi uap seperti tekanan kerja yang tinggi dalam kondensor akan mempengaruhi temperatur pengembunan uap refrigeran dalam kondensor tersebut, temperatur pengembunan harus berada beberapa derajat diatas temperatur udara ruangan atau media pendingin refrigeran. Sedangkan temperatur penguapan refrigeran harus lebih rendah dari temperatur media yang didinginkan agar tetap terjadi perpindahan panas. Perbedaan tekanan antara tekanan kondensor dan tekanan evaporator dipertahankan sekecil mungkin agar dicapai kebutuhan kerja kompresor yang kecil untuk mendapatkan koefisien prestasi pendingin tinggi.

**Rumus yang Digunakan dalam Perhitungan Beban Pendinginan**

Perpindahan panas untuk silinder dapat dihitung dengan rumusan yang sama dengan plat vertikal. Kriteria bahwa silinder vertikal dapat dianggap sebagai plat vertikal apabila: (Holman,1995:303)

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_L^{1/4}} \tag{6}$$

dimana: D = diameter silinder ..... ( m )

L = Panjang silinder ..... ( m )

Bilangan Grashof disini merupakan angka yang dipakai pada konveksi alamiah, yang memiliki fungsi yang sama dengan bilangan Reynold pada konveksi paksa. Bilangan Grashof mengindikasikan rasio dari gaya apung (*bouyancy force*) dengan gaya viskos (*viscous force*) yang dialami fluida, yang memiliki rumusan: (Incropera,1996:487)

$$Gr_L = \frac{gb(T_s - T_\infty)L^3}{\mu^2} \tag{7}$$

dimana: Gr<sub>L</sub> = Angka Grashof

g = percepatan grafitasi (9,8 m/s<sup>2</sup>)

β = koefisien ekspansi volume (K<sup>-1</sup>)

T<sub>s</sub> = temperatur permukaan benda (°C)

T<sub>∞</sub> = temperatur fluida (°C)

μ = viskositas kinematik (m<sup>2</sup>/s)

Untuk mengetahui aliran laminar atau turbulen maka dihitung dahulu angka Raleigh-nya yang merupakan hasil kali dari angka Prandtl dan angka Grashof sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut: (Incropera,1996:492)

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{gb(T_s - T_\infty)L^3}{\mu a} \tag{8}$$

Untuk Ra<sub>L</sub> < 10<sup>9</sup> alirannya laminar sehingga angka Nusseltnya: (Holman,195:303)

$$Nu_L = 0,68 + \frac{0,670Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492/ Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \tag{9}$$

Untuk angka Raleighnya yang lebih luas Ra<sub>L</sub> > 10<sup>9</sup> Churchill dan Chu menawarkan rumusan yang lebih umum: (Holman,1995:303)

$$Nu_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492/ Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \tag{10}$$

Sehingga koefisien perpindahan panas dapat dihitung menggunakan persamaan: (Incropera,1996:490)

$$h = \frac{Nu_L K}{L} \quad (11)$$

1. Menentukan koefisien konveksi diluar ruangan

Pepindahan kalor diluar ruangan secara konveksi alamiah. Sehingga persamaan-persamaan yang digunakan sama seperti pada koefisien konveksi didalam ruangan.

2. Menentukan koefisien perpindahan kalor menyeluruh

a) Pada dinding water dispenser

Untuk mencari koefisien perpindahan kalor menyeluruh disini diasumsikan plat luar berbentuk silinder dan dengan persamaan (12) berikut didapat koefesien perpindahan kalor menyeluruh  $U_7$  sebagai berikut :

$$U_7 = \left[ \frac{r_7}{r_2 h_{12}} + \frac{r_7 \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{12}} + \frac{r_7 \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_{34}} + \frac{r_4}{r_5 h_{45}} + \frac{r_7 \ln\left(\frac{r_7}{r_6}\right)}{k_{67}} + \frac{1}{h_{78}} \right]^{-1} \quad (12)$$

dimana :  $r_2$  = jari-jari dalam *cold tank* (m)

$r_3$  = Jari-jari luar *cold tank* (m)

$r_4$  = jari-jari luar isolasi (m)

$r_6$  = jari-jari dalam plat luar (m)

$r_7$  = jari-jari luar plat (m)

$K_{12}$  = konduktivitas termal untuk bahan *stainless stell 302*

$K_{34}$  = konduktivitas termal untuk bahan *polysterene*

$K_{67}$  = konduktivitas termal untuk bahan *stainless stell 304*

b) Pada alas water dispenser

$$U_8 = \left[ \frac{1}{h_{89}} + \frac{x_{78}}{k_{78}} + \frac{1}{h_{56}} + \frac{x_{45}}{k_{45}} + \frac{x_{34}}{k_{34}} + \frac{x_{23}}{k_{23}} + \frac{1}{h_{12}} \right]^{-1} \quad (13)$$

dimana :  $x_{23}$  = tebal bahan *stainless stell 302* (m)

$x_{34}$  = tebal bahan *polysteren* (m)

$x_{45}$  = tebal bahan *stainless stell 302* (m)

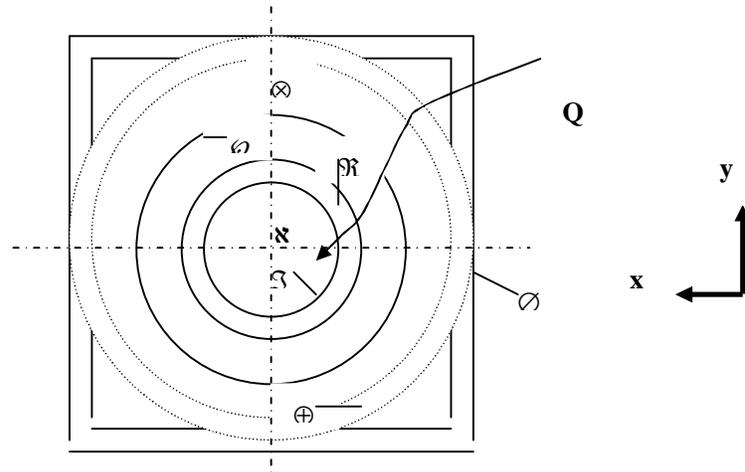
$K_{23}$  = konduktivitas termal bahan *stainless stell 302*

$K_{34}$  = konduktivitas termal bahan *polysterene*

$K_{45}$  = konduktivitas termal bahan *stainless stell 304*

**Perhitungan Hasil Penelitian.**

Berikut adalah gambar mesin pendingin water dispenser dipandang dari atas seperti berikut:



Gambar 3. Simulasi Perpindahan Kalor Dari Luar Kedalam Cold Tank

Plat luar (*plat body*) diabaikan dahulu dengan menggunakan  $T_5$  sebagai temperatur lingkungan. Berdasarkan pengujian diperoleh nilai  $T_5 = 26^\circ\text{C} = 299^\circ\text{K}$ .

#### Koefisien Konveksi di Dalam Cold Tank

Dengan  $T_5 = 299^\circ\text{K}$ , maka didapat perhitungan sebagai berikut:

- o Temperatur film ( $T_f$ )

$$T_f = \frac{T_1 + T_5}{2} = \frac{278,8 + 299}{2} = 288,9^\circ\text{K}$$

Berdasar tabel A.4 Incropera, didapat data sebagai berikut:

$$n = 14,902 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}$$

$$K = 25,412 \cdot 10^{-3} \text{ (W/mK)}$$

$$Pr = 0,7099$$

- o Koefisien kalor volumetrik ( $b$ )

$$b = \frac{1}{T_1} = \frac{1}{278,8} = 3,587 \cdot 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

- o Angka Grashof ( $Gr$ )

$$Gr_D = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_\infty - T_s) \cdot D^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 3,587 \cdot 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)} \cdot (299 - 278,8) \text{ K} \cdot (0,155^3) \text{ m}^3}{(14,902 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})^2} = 1,19 \cdot 10^7$$

- o Angka Raleigh

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr = 1,191882886 \cdot 10^7 \times 0,7099 = 8,461176606 \cdot 10^6$$

- o Untuk  $Ra_D < 10^9$  maka didapat Nusselt Number sebesar:

$$Nu_D = 0,68 + \frac{0,670 \cdot Ra_D^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} = 0,68 + \frac{0,670 \cdot (8,461176606 \cdot 10^6)^{1/4}}{\left[1 + (0,492/0,7099)^{9/16}\right]^{4/9}} = 28,415$$

- o Koefisien konveksi di dalam Cold Tank

$$h_{12} = Nu_D \frac{K}{D} = 28,415 \frac{25,412 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,155 \text{ m}} = 4,659 \text{ W/m}^2\text{K}$$

**Koefisien Konveksi diluar Cold Tank**

Untuk mencari  $h_{45}$  maka diasumsikan Temperatur titik 4 ( $T_4$ ) adalah sebesar  $297^\circ\text{K}$ , maka diperoleh :

- o Temperatur film ( $T_f$ )

$$T_f = \frac{T_4 + T_5}{2} = 298^\circ\text{K}$$

Berdasar tabel A.4 Incropera didapat data :

$$u = 15,712 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$K = 26,14 \cdot 10^{-3} \text{ (W/mK)}$$

$$Pr = 0,7075$$

- o Koefisien Kalor Volumetrik ( $b$ )

$$b = \frac{1}{T_5} = 3,344 \cdot 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)}$$

- o Angka Grashof :

$$Gr_D = \frac{g \cdot b \cdot (T_\infty - T_s) \cdot D^3}{u^2} = \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 3,44 \cdot 10^{-3} \text{ (K}^{-1}\text{)} \cdot (299 - 297) \text{ K} \cdot (0,177 \text{ m})^3}{(15,712 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{/s})^2} = 1,473 \cdot 10^6$$

- o Angka Raleigh

$$Ra_D = Gr_D \cdot Pr = 1,473956521 \cdot 10^6 \cdot 0,7075 = 1,042824239 \cdot 10^6$$

- o Untuk  $Ra_D < 10^9$  maka didapat angka Nusselt yaitu :

$$Nu_D = 0,68 + \frac{0,670 \cdot Ra_D^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} = 0,68 + \frac{0,670 \cdot (1,042824239 \cdot 10^6)^{1/4}}{[1 + (0,492/0,7075)^{9/16}]^{4/9}} = 17,107$$

- o Koefisien konveksi di luar *Cold Tank*:

$$h_{45} = Nu_D \frac{K}{D} = 17,107 \frac{26,14 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,177 \text{ m}} = 2,526 \text{ W/m}^2\text{K}$$

**Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh :**

$$U_4 = \left[ \frac{r_4}{r_2 h_{12}} + \frac{r_4 L_n(r_3/r_2)}{K_{23}} + \frac{r_4 L_n(r_4/r_3)}{K_{34}} + \frac{1}{h_{45}} \right]^{-1}$$

dimana :  $K_{23} = 14,634$  yang diukur pada temperatur  $278,8^\circ\text{K}$

$K_{34} = 0,02693$  yang diukur pada temperatur  $299^\circ\text{K}$

maka diperoleh hasil koefisien perpindahan kalor menyeluruh adalah:

$$U_4 = \left[ \frac{0,089}{(0,079 \cdot 4,659)} + \frac{0,089 \text{Ln}(0,079/0,079)}{14,634} + \frac{0,0885 \text{Ln}(0,089/0,079)}{0,02693} + \frac{1}{2,526} \right]^{-1}$$

$$= [0,245 + (7,753 \cdot 10^{-5}) + 0,394 + 0,396]^{-1} = 0,966 \text{ W/m}^2\text{K}$$

**Perpindahan Panas Pada Dispenser Melalui Dinding**

Dengan diketahuinya temperatur bahan yaitu  $T_3 = 278^\circ\text{K}$  (Cold Tank),  $T_4 = 292,5^\circ\text{K}$  (Isolasi) dan  $T_7 = 299,2^\circ\text{K}$  (Plat) maka diperoleh konduktifitas *thermal* tiap bahan adalah :

- Bahan SS AISI 304 dengan temperatur  $T_7 = 299,2 \text{ K}$  diperoleh  $K_{67}$  adalah sebesar 14,882 W/mK.
- Bahan Polysterene diperoleh dari temperatur  $T_4 = 292 \text{ K}$  yaitu sebesar  $K_{34} = 0,0265 \text{ W/mK}$ .
- Bahan SS AISI 302 dengan temperatur bahan  $T_3 = 278 \text{ K}$  didapat konduktivitas thermalnya sebesar 14,157 W/mK.

Dengan didapatnya konduktivitas thermal tiap bahan seperti diatas maka didapat koefisien konveksi menyeluruh adalah sebagai berikut:

$$U_7 = \left[ \frac{r_7}{r_2 h_{12}} + \frac{r_7 \text{Ln}(r_7 / r_6)}{K_{67}} + \frac{r_4}{r_2 h_{45}} + \frac{r_7 \text{Ln}(r_4 / r_3)}{K_{34}} + \frac{r_7 \text{Ln}(r_3 / r_2)}{K_{23}} + \frac{1}{h_{78}} \right]^{-1}$$

$$U_7 = [0,395 + 7,42 \cdot 10^{-5} + 0,334 + 0,645 + 1,29049 \cdot 10^{-4} + 0,745]^{-1} = [2,1192]^{-1} = 0,472 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Untuk Perpindahan panas melalui dinding adalah:

$$q_1 = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$= U \cdot 2p \cdot r \cdot L \cdot \Delta T = 0,472 \text{ W/m}^2\text{K} \cdot 2p \cdot 0,1425\text{m} \cdot 0,23\text{m} \cdot (299,4 - 278,8)\text{K} = 2,0023 \text{ Watt}$$

Dengan cara yang sama seperti diatas dapat ditabelkan sebagai berikut :

**Tabel 2. Perpindahan Kalor Menyeluruh Melalui Dinding**

| No     | Bagian            | Luas (m <sup>2</sup> ) | Perpindahan kalor menyeluruh (Watt) |
|--------|-------------------|------------------------|-------------------------------------|
| 1      | Melalui Plat      | 0,206                  | 2,0023                              |
| 2      | Melalui Isolasi   | 0,1228                 | 1,194                               |
| 3      | Melalui Cold Tank | 0,079                  | 0,582                               |
| Jumlah |                   | 0,4078                 | 3,778                               |

Sehingga perpindahan panas total melalui dinding sebesar:

$$Q_{total} = q_1 + q_2 + q_3$$

$$= 2,0023 + 1,194 + 0,582 = 3,778 \text{ Watt}$$

Maka dengan cara yang sama perhitungan perpindahan kalor melalui alas dapat ditabelkan sebagai berikut:

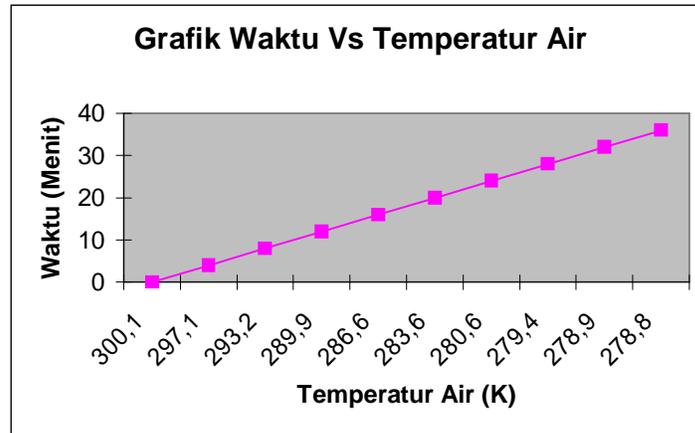
**Tabel 3. Perpindahan Kalor Menyeluruh Melalui Alas**

| No     | Bagian                  | Luas (m <sup>2</sup> ) | Perpindahan Kalor Menyeluruh (Watt) |
|--------|-------------------------|------------------------|-------------------------------------|
| 1      | Melewati plat pada alas | 0,222                  | 2,496                               |
| 2      | Melewati plat           | 0,222                  | 2,496                               |
| 3      | Melewati Isolasi        | 0,139                  | 1,563                               |
| 4      | Melewati Cold Tank      | 0,1233                 | 1,387                               |
| Jumlah |                         | 0,7063                 | 7,942                               |

Sehingga didapat perpindahan kalor total pada dispenser melalui alas sebesar:

$$Q_{total} = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 2,496 + 2,496 + 1,563 + 1,387 = 7,942 \text{ Watt}$$

## PEMBAHASAN



Gambar 4. Hubungan Antara Temperatur Air ( $^{\circ}\text{K}$ ) Dengan Waktu (menit)

Dari gambar dapat dilihat, semakin lama waktu pendinginan akan semakin kecil temperatur dalam ruangan cool tank. Sehingga Koefisien konveksi yang terjadi didalam ruangan cool tank disini diasumsikan secara konveksi bebas (alamiah), sehingga akan berpengaruh langsung pada nilai Nusselt Number.

## SIMPULAN

Dari hasil perhitungan perancangan beban pendinginan pada mesin pendingin water dispenser, maka dapat disimpulkan bahwa beban pendinginan total yang terjadi dari penjumlahan beban pendinginan internal dan eksternal yang harus dilayani oleh evaporator sebesar 135,15 Watt.

## DAFTAR PUSTAKA

- Bayazitoglu Y, 1988, *Element of Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, Singapore
- Cussons Technology, 1988, *Heat Transfer Eksperiment*, England
- Holman J. P, 1981, *Heat Transfer*, fifth edition, McGraw-Hill, Ltd, Singapore
- Incroper F. P, 1996, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Fourth Edition, Printed in The United States of America
- Kreith Frank, 1997, *Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas*, edisi ketiga, penerbit Erlangga
- Pitts and Sissom, 1983, *Theory and Problems of Heat Transfer*, first edition, McGraw-Hill International Book Company, Singapore
- Reynolds W C, 1994, *Termodinamika Teknik*, cetakan kelima, penerbit Erlangga, Jakarta.