

# RANCANG BANGUN EVAPORATOR UNTUK MESIN PENGERING PAKAIAN SISTEM POMPA KALOR DENGAN DAYA 1PK

Tyson M.<sup>1</sup>, Himsar Ambarita<sup>2</sup>, Farida Ariani<sup>3</sup>, Tugiman<sup>4</sup>, Farel H. Napitupulu<sup>5</sup>, Syahril Gultom<sup>6</sup>

<sup>1,2,3,4,5,6</sup>Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara

Email : tysonmarudutmanurung@yahoo.com

## ABSTRAK

Rancang bangun ini bertujuan untuk mengatasi masalah yang dihadapi industri usaha laundry pada khususnya atau kegiatan lain yang membutuhkan pengering pakaian yang dapat bekerja dengan cepat. Oleh karena itu dilakukan rancang bangun yang bertujuan untuk menghasilkan satu unit mesin pengering pakaian portable dengan menggunakan AC rumah yang berorientasikan pada upaya efisiensi energi listrik yang dapat diaplikasikan pada skala kecil atau besar. Rancang bangun mesin pengering pakaian didasarkan pada perhitungan teoritis dan pompa kalor yang beroperasi menggunakan siklus kompresi uap menjadi batasan masalahnya. Metode yang digunakan untuk mencapai tujuan adalah melalui perhitungan termodinamika dengan menggunakan refrigeran HCFC – 22 dan evaporator natural *convection*. Dari hasil perhitungan didapat koefisien performansi sangat tinggi.

Kata kunci : *potable*, refrigeran, HCFC-22, *Coefficient of Performance* (COP)

## 1. PENDAHULUAN

Mencuci pakaian merupakan kebutuhan manusia. Hal ini membuat orang berpikir untuk membuka sebuah peluang usaha. Laundry merupakan salah satu jalan keluar dari masalah ini. Mulai dari mahasiswa, rumah tangga, rumah sakit, perhotelan, dan berbagai industri yang membutuhkan pengering. Kesibukan masyarakat dan minimnya waktu yang dimiliki masyarakat membuat usaha ini sangat berkembang pesat dan tumbuh subur khususnya di daerah perkotaan. Kendala yang dihadapi dalam membuka usaha ini adalah mahalnnya mesin pengering, boros energi terutama jika menggunakan mesin pengering biasa. hal inilah yang melatar belakangi pembuatan mesin ini.

## 2. TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Teori pengeringan

Pengeringan adalah proses perpindahan panas dan uap air secara simultan yang memerlukan energi panas untuk menguapkan kandungan air yang dipindahkan dari permukaan bahan yang dikeringkan oleh media engering yang biasanya berupa panas.

Pengeringan dengan menggunakan alat pengering dimana, suhu, kelembapan udara, kecepatan udara dan waktu dapat diatur dan di awasi.

Keuntungan Pengering Buatan:

- Tidak tergantung cuaca
- Kapasitas pengeringa dapat dipilih sesuai dengan yang diperlukan
- Tidak memerlukan tempat yang luas
- Kondisi pengeringan dapat dikontrol
- Pekerjaan lebih mudah.

### 2.2 Hasil Survey Usaha Laundry

Hasil survey mesin pengering dilapangan:

#### 1.Laundry Cilik

Nama mesin pengering yang di gunakan adalah Speed Queen

Kapasitas Mesin : arus listrik : 1600 watt / 3.7 A / 50 H

#### 2.Laundry Bule

Nama Mesin : Elektrolux

### 3. Laundry Fresh'O

Mesin Pengereng dan ruang pengereng rakitan.

### 4. NAIA Laundry

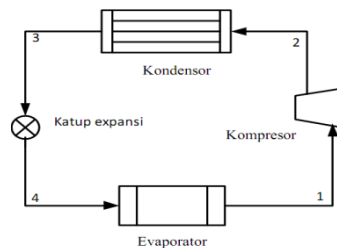
Mesin pengereng pakaian gas LPG type standart.

### 5. TANIA Laundry

Mesin Pengereng Laundry Gas LPG type TL – 25 Kpasitas 5 – 25 Kg.

## 2.3. Siklus Kompresi Uap

Sistem kompresi uap merupakan dasar sistem *refrigerasi* yang terbanyak di gunakan, dengan komponen utama nya adalah kompresor, evaporator, alat ekspansi (*Throttling Device*), dan kondensor. Keempat komponen tersebut melakukan proses yang saling berhubungan dan membentuk siklus refrigerasi kompresi uap.

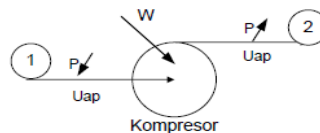


**Gambar 2.1.** Siklus Kompresi Uap

Proses yang terjadi pada Siklus Refrigerasi Kompresi Uap adalah sebagai berikut :

### 2.2.1 Proses Kompresi (1 – 2)

Proses ini berlangsung di kompresor secara isentropik adiabatik. Kondisi awal refrigeran pada saat masuk di kompresor adalah uap jenuh bertekanan rendah, setelah di kompresi refrigeran menjadi uap bertekanan tinggi.



**Gambar 2.2a.** Proses kerja Kompresi

Menurut Cengel A. Yunus [1] (1989) daya dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$W = \dot{m} q_w = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

### 2.2.2 Proses Kondensasi (2 – 3)

Proses ini berlangsung di kondensor, refrigeran yang bertekanan dan temperatur tinggi keluar dari kompresor membuang kalor sehingga fasanya berubah menjadi cair.



**Gambar 2.2b.** Proses Kerja Kondensasi

Menurut Cengel A. Yunus (1989) [1] kerja kondensor dapat dihitung dengan:

$$Q_k = \dot{m} q_c = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

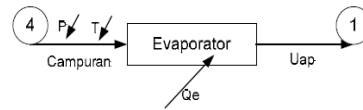
### 2.2.3 Proses Ekspansi (3 – 4)

Proses ini berlangsung secara isoentalpi, hal ini berarti tidak terjadi penambahanentalpi tetapi terjadi drop tekanan dan penurunan temperatur.

$$h_3 = h_4$$

### 2.2.4 Proses Evaporasi (4 – 1)

Proses ini berlangsung di evaporator secara isobar isothermal. *Refrigerant* dalam wujud cair bertekanan rendah menyerap kalor dari lingkungan / media yang di dinginkan sehingga wujudnya berubah menjadi gas bertekanan rendah.



**Gambar 2.2c.** Proses Kerja Evaporasi

Menurut Cengel A. Yunus (1989) [1] kerja evaporator dapat dihitung dengan:

$$Q_e = \dot{m} q_e = \dot{m} (h_1 - h_4)$$

Maka:

Menurut Cengel A. Yunus (1989) [1] COP dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$COP = \frac{Q_e}{W_c}$$

## 2.4 Komponen Utama Pompa Kalor Siklus Kompresi Uap

### 2.4.1 Evaporator

Pada diagram P-h dari siklus kompresi uap sederhana, evaporator mempunyai tugas merealisasikan garis 1-4. Setelah refrigeran turun dari kondensor melalui katup ekspansi masuk ke evaporator dan diuapkan, kemudian dikirim ke kompresor. Pada prinsipnya evaporator hampir sama dengan kondensor yang fungsinya mengubah fasa refrigeran. Bedanya jika pada kondensor refrigeran berubah dari uap menjadi cair, maka pada evaporator berubah dari cair menjadi uap.

Berdasarkan model perpindahan panasnya, evaporator dapat dibagi menjadi dua jenis, yaitu :

#### 1. Natural Convection

Pada evaporator ini, fluida pendingin dibiarkan mengalir sendiri karena adanya perbedaan massa jenis, umumnya evaporator ditempatkan ditempat yang lebih tinggi. Fluida yang bersentuhan akan turun suhunya dan massa jenisnya akan naik, sebagai akibatnya fluida ini akan turun dan mendesak fluida dibawahnya untuk bersirkulasi.

#### 2. Forced Convection

Evaporator ini menggunakan blower untuk memaksa terjadinya aliran udara sehingga terjadi konveksi dengan laju perpindahan panas yang lebih baik.

Evaporator natural convection dengan tipe plat dipilih sebagai evaporator untuk mesin pengering yang akan dirancang. Perhitungan rancangan adalah sebagai berikut :

##### 1. Coefficient of Performance (COP)

Didefinisikan sebagai perbandingan panas yang diserap oleh evaporator dengan kerja yang diberikan kompresor. Menurut Cengel A. Yunus (1989) [1] COP dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$COP = \frac{Q_e}{W_k}$$

##### 2. Untuk Sisi Udara

- Kecepatan Massa Refrigeran (G)

Menurut ASHRAE (1997) [2] kecepatan massa refrigeran dapat dihitung dengan rumus:

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{\pi \times r_{in}^2}$$

- Bilangan Prandtl (Pr)

Menurut ASHRAE (1997) [2] bilangan prandtl dapat dihitung dengan rumus:

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k}$$

- Koefisien Perpindahan Panas Sisi Refrigeran ( $h_i$ )

Menurut Cengel A. Yunus (1989) [1] perpindahan panas sisi udara dapat dihitung dengan rumus:

$$\frac{h_i \times D_i}{k_l} = 0,06 \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,87} \left( \frac{D_i G_x}{\mu} \right)^{0,87} Pr^{0,4}$$

## 3. Untuk Sisi Udara

- Laju Massa Udara

$$\dot{m}_{ud} = \frac{Q_e}{C_p \times \Delta T_{ud}}$$

- Kecepatan Massa Udara

$$G_{ud} = \frac{\dot{m}_{ud}}{\sigma \times A_{fr}}$$

- Bilangan Reynold

$$Re = \frac{D_h \times G_{ud}}{\mu}$$

- Bilangan Stanton

$$St = \frac{jH}{Pr^{2/3}}$$

## 4. Efisiensi Sirip

$$\eta_o = 1 - \frac{Ap}{A}(1 - \eta_f)$$

## 5. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + R_{f1} + R_{f2}}$$

## 6. Perbedaan Rata – rata Log (LMTD)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

## 7. Perpindahan Kalor Menyeluruh

$$A_{tot} = \frac{Q_e}{U \times F \times \Delta T_m}$$

## 8. Panjang Pipa Per Lintasan

$$l = \frac{L}{n}$$

## II.5 Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja utama pada suatu siklus refrigerasi yang bertugas menyerap panas pada temperatur dan tekanan rendah dan membuang panas pada temperatur dan tekanan tinggi. Umumnya refrigeran mengalami perubahan fasa dalam satu siklus.

## 1. Pengelompokan Refrigeran

Refrigeran dirancang untuk ditempatkan didalam siklus tertutup atau tidak bercampur dengan udara luar. Tetapi, jika ada kebocoran karena sesuatu hal yang tidak diinginkan, maka refrigeran akan keluar dari system dan bisa saja terhirup manusia. Untuk menghindari hal-hal yang tidak diinginkan maka refrigeran harus dikategorikan aman atau tidak aman. Ada dua faktor yang digunakan untuk mengklasifikasikan refrigeran berdasarkan keamanan, yaitu bersifat racun (*toxicity*) dan bersifat mudah terbakar (*flammability*).

Refrigeran ini akan terbakar jika konsentrasinya kurang dari 0,1 kg kg/m<sup>3</sup> atau kalor pembakarannya lebih dari 19 MJ/kg. Berdasarkan definisi ini, sesuai standard 34-1997, refrigeran diklasifikasikan menjadi 6 kategori, yaitu:

Menurut W.F. Stoecker (1989)[3] pembagian refrigeran adalah sebagai berikut:

A1: Sifat racun rendah dan tidak terbakar

A2: Sifat racun rendah dan sifat terbakar rendah

A3: Sifat racun rendah dan mudah terbakar

B1: Sifat racun lebih tinggi dan tidak terbakar

B2: Sifat racun lebih tinggi dan sifat terbakar rendah

B3: Sifat racun lebih tinggi dan mudah terbakar.

**Tabel 2. 3.** Pembagian Refrigeran berdasarkan keamanan.

Refrigeran Number	Chemical Formula	Safety Group	
		Old	New
10	CCl <sub>4</sub>	2	B1
11	CCl <sub>3</sub> F	1	A1
12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	1	A1
13	CClF <sub>3</sub>	1	A1
13B1	CBrF <sub>3</sub>	1	A1
14		1	A1
21	CHClF <sub>2</sub>	2	B1
22	CHClF <sub>2</sub>	1	A1
23	CHF <sub>3</sub>		A1
30	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	2	B2
32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>		A2
40	CH <sub>3</sub> Cl	2	B2
50	CH <sub>4</sub>	3a	A3
113	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>	1	A1
114	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	1	A1
115	CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	1	A1
116	CF <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>		A1
123	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>		B1
124	CHClFCF <sub>3</sub>		A1
125	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>		A1
134a	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F		A1

Sumber, ASHRAE Inc., (2008). *ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment. SI Edition. Atlanta.*

## 2. Persyaratan Refrigeran

Beberapa persyaratan dari penggunaan refrigeran adalah sebagai berikut:

### a. Tekanan Evaporasi dan Tekanan Kondensasi

Tekanan evaporasi refrigeran sebaiknya lebih tinggi dari atmosfer. Hal ini menjaga agar udara luar tidak masuk ke siklus jika terjadi kebocoran minor. Tekanan kondensasi refrigeran sebaiknya tidak terlalu tinggi. Tekanan yang tinggi pada kondensor akan membuat kerja kompresor lebih tinggi dan kondensor harus dirancang untuk tahan pada tekanan tinggi, hal ini akan menambah biaya.

### b. Sifat ketercampuran dengan Pelumas (*Oil Miscibility*)

Refrigeran yang baik jika dapat bercampur dengan oli dan membantu melumasi kompresor. Oli sebaiknya kembali ke kompresor dari kondensor, evaporator, dan part lainnya. Refrigeran yang tidak baik justru melemahkan sifat pelumas dan membentuk semacam lapisan kerak yang melemahkan laju perpindahan panas. Sifat seperti ini harus dihindari.

### c. Tidak mudah bereaksi (*Inertness*)

Refrigeran yang bersifat inert tidak bereaksi dengan material lainnya untuk menghindari korosi, erosi, dan kerusakan lainnya.

### d. Mudah dideteksi kebocorannya (*Leakage Detection*)

Kebocoran refrigeran sebaiknya mudah di deteksi, jika tidak akan mengurangi performansinya. Umumnya refrigeran tidak berwarna (*colorless*) dan tidak berbau (*odorless*). Metode deteksi kebocoran refrigeran:

- Halide torch*, jika udara mengalir di atas permukaan tembaga yang dipanasi dengan api methyl alcohol, uap dari refrigeran akan berdekomposisi dan mengubah warna api. Lidah api menjadi hijau pada kebocoran kecil, dan mengecil dan kemerahan pada kebocoran besar.

b. *Electronic detector*, caranya dengan melepaskan arus pada inonisasi refrigeran yang telah terdekomposisi. Tetapi tidak dapat digunakan untuk jika udara mengandung zat yang mudah terbakar.

c. *Bubble method*, campuran sabun yang mudah menggelembung dioleskan pada bagian yang diduga bocor. Jika terjadi gelembung, berarti terjadi kebocoran.

ODP, singkatan dari *Ozone Depletion Potential*, potensi penipisan lapisan ozon. Faktor yang dijadikan pembanding adalah kemampuan CFC-11 (R-11) merusak lapisan ozon. Jika suatu refrigeran X mempunyai 6 ODP, artinya refrigeran itu mempunyai kemampuan 6 kali R-11 dalam merusak ozon.

**Tabel 2.4** Nilai ODP beberapa refrigeran

Refrigeran	Chemical Formula	ODP
CFC-11	$\text{CCl}_3\text{F}$	1.0
CFC-12	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	1.0
CFC-13B1	$\text{CBrF}_3$	0
CFC-113	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$	0.8
CFC-114	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$	1.0
CFC-115	$\text{CClF}_2\text{CF}_4$	0.6
CFC/HFC-500	CFC-12(73,8%)HFC-152a(26,2%)	0.74
CFC/HFC-502	HCFC-22(48,8%)CFC-115(51,2%)	0.33
HCFC-22	$\text{CHClF}_2$	0.05
HCFC-123	$\text{CHCl}_2\text{CF}_3$	0.02
HCFC-124	$\text{CHCClF}_3$	0.02
HCFC-142b	$\text{CH}_3\text{CClF}_2$	0.06
HCFC-125	$\text{CHF}_2\text{CF}_3$	0
HCFC-134a	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	0
HCFC-152a	$\text{CH}_3\text{CHF}_2$	0

Sumber, ASHRAE Inc., (2008). *ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment*. SI Edition. Atlanta.

- d. GWP adalah global warming potential, ada dua jenis angka (indeks) yang biasa digunakan untuk menyatakan potensi peningkatan suhu bumi.

### 3. METODE PERANCANGAN

#### 3.1 Tempat dan Waktu Perancangan

Penelitian dilakukan di laboratorium teknik pendingin Departemen Teknik Mesin Sumatera Utara dan direncanakan dilaksanakan dalam 9 bulan. Dimulai pada Mei 2013 hingga selesai pada Januari 2014.

#### 3.2. Bahan dan Alat

##### 3.2.1 Bahan.

1. Pakaian
2. Pompa Kalor (*Heat Pump*)



**Gambar 3.2** Rancangan Mesin Pengering Pompa Kalor.

### 3.2.2 Alat

Peralatan yang digunakan untuk mengukur variabel-variabel penelitian, antara lain:

1. *Load Cell*
2. *Rh (Relative Humidity) Meter*
3. *Anemometer*
4. *Pressure Gauge*

### 3.3 Data Penelitian

Adapun data yang direncanakan akan dikumpulkan dan selanjutnya dilakukan analisis dalam penelitian ini antara lain adalah sebagai berikut :

1. Massa Pakaian ( $M$ )  
Massa dari pakaian di ukur pada saat keadaan kering ( $M_k$ ) dan pada saat keadaan basah ( $M_b$ ).
2. Waktu pengeringan ( $t$ )  
Waktu pengeringan yang dibutuhkan untuk mengeringkan pakaian yaitu pada saat basah sampai pada saat keadaan kering (berat basah sampai berat kering).
3. Temperatur ( $T$ )  
Temperatur yang di ukur adalah temperatur udara pada saat masuk ke evaporator ( $T_1$ ), keluar evaporator ( $T_2$ ), ruang pengeringan ( $T_3$ ) dan keluar ruang pengeringan ( $T_4$ ).
4. Kelembaban udara ( $Rh$ )  
Kelembaban udara yang diukur pada titik saat masuk ke evaporator ( $Rh_1$ ), keluar evaporator ( $Rh_2$ ), ruang pengeringan ( $Rh_3$ ) dan keluar ruang pengeringan ( $Rh_4$ ).
5. Kecepatan aliran udara ( $V$ )  
Udara yang mengalir didalam saluran aliran di ukur kecepatannya.
6. Tekanan ( $P$ )  
Refrigeran yang masuk ke dalam kompresor ( $P_1$ ), ke luar kompresor ( $P_2$ ) dan masuk ke dalam evaporator ( $P_3$ ) di ukur tekanannya.

### 3.4 Metode Pelaksanaan Penelitian

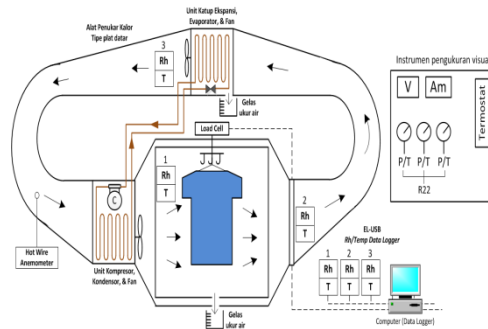
Perancangan dimulai dengan studi literatur dengan yang bertujuan untuk pengumpulan data dilanjutkan dengan usulan perancangan. Kemudian dilanjutkan dengan pembuatan alat pembuatan mesin pengering pakaian sistem pompa kalor melalui tahap persiapan dan pengujian. Kemudian dilanjutkan dengan pengumpulan data untuk diolah dan dianalisis. Hingga akhirnya dapat diambil kesimpulan.

## 4. Perancangan Komponen Mesin Pendingin

### 4.1 Perhitungan Termodinamika

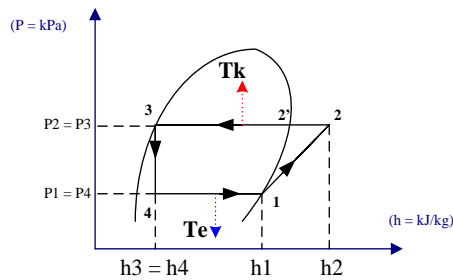
Dari pengujian mesin AC didapat data sebagai berikut sebagai data awal :

- Tekanan Kerja Kondensor ( $P_K$ ) = 2,3 Mpa
- Tekanan Kerja Evaporator ( $P_e$ ) = 0,76 Mpa
- Daya Kompresor ( $W_c$ ) = 1 Hp = 746 Watt
- Temperatur Kondensor ( $T_k$ ) = 57,47 °C
- Temperatur Evaporator ( $T_e$ ) = 14 °C



**Gambar 4.1** Skema rancangan bangun mesin pengering pakaian.

Dari data hasil pengujian maka dapat dianalisa kondisi kerja mesin tersebut dengan menggunakan diagram Mollier, seperti terlihat pada gambar berikut ini :



**Gambar 4.2** P-h Diagram

Titik 1:  $T_1 = 14^\circ\text{C}$ ,

$P = 0,76698 \text{ MPa} = 110,24 \text{ Psi}$

$h_1 = 409,60 \text{ kJ/kg}$

$S_1 = 1,7306 \text{ kJ/kg.K}$

Titik 2':  $P = 333,623 \text{ Psi} = 2,3 \text{ MPa}$  (Dari spesifikasi Mesin AC)

$h_2' = 417,19 \text{ kJ/kg}$ ,  $T_2' = 57,47^\circ\text{C}$

$S_2' = 1,6730$

Titik 2 :  $h_2 = 436,230,19 \text{ kJ/Kg}$ ,

$S_2 = 1,7306 \text{ kJ/kg.K}$

Titik 3:  $h_3 = 273,891 \text{ kJ/kg}$ ,  $P = 2,3 \text{ Mpa}$

$T_3 = 49,7^\circ\text{C}$

Titik 4:  $T_4 = T_1$  dan  $P_4 = P_1$

$h_4 = h_3$  (disenthalphy)

**1. Laju aliran massa refrigeran**

$\dot{m} = 0,0280 \text{ Kg/s}$

**2. Kalor yang dikeluarkan oleh kondensor**

$Q_k = 4,545 \text{ kW}$

**3. Dampak refrigrasi**

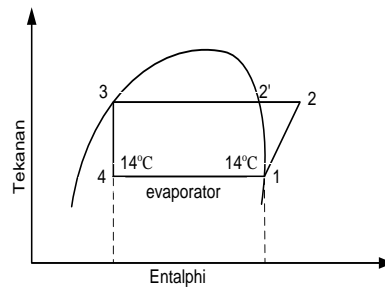
$Q_e = 3,799 \text{ kW}$

**4. COP (Coefficient Of Performance)**

$\text{COP} = 5,093$



## 4.2 Perhitungan Evaporator



**Gambar 4.3** P-h Diagram Evaporator

### 4.2.1 Untuk Sisi Refrigeran R22

Kecepatan massa udara

$$G = 342,9372 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Bilangan Prandtl

$$Pr = 2,887$$

Perpindahan Panas Sisi Refrigeran

$$h_i = 25287,1706 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

### 4.2.2 Untuk Sisi Udara

Laju Massa Udara

$$m_{ud} = 0,2698 \text{ kg/s}$$

kecepatan Massa Udara Persatuan Luas

$$G_{ud} = 39,7829 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Bilangan Reynold

$$Re = 5446,4701$$

Bilangan Stanton

$$St = 0,00729$$

Perpindahan Panas untuk Sisi Udara

$$H_o = 0,0338 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

### 4.2.3 Effisiensi Sirip

$$\eta_o = 99\%$$

### 4.2.4 Faktor Pengotoran

$$R_{f1} = 0,0004 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

$$R_{f2} = 0,0002 \text{ m}^2\text{°C/W}$$

### 4.2.5 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

$$U = 1519,7159 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

### 4.2.6 Perbedaan Rata-rata Log (LMTD)

$$\Delta T_m = 6,3725\text{°C}$$

### 4.2.7 Luas Perpindahan Kalor Menyeluruh

$$A = 0,3713 \text{ m}^2$$

### 4.2.8 Panjang Pipa tiap Lintasan

$$l = 0,7245 \text{ m}$$

## 5. KESIMPULAN

Berdasarkan analisa data dan pembahasan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. berdasarkan perhitungan termodinamika diperoleh unjuk kerja dari siklus refrigerasi sebesar 5,093.
2. Dari perhitungan dimensi evaporator diperoleh :

Untuk Sisi Refrigeran :

- $G = 342,8372 \text{ kg/m}^2\text{s}$
- $Pr = 2,887$
- $h_i = 25287,1706 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Untuk Sisi Udara :

- $m_{ud} = 0,2698 \text{ kg/s}$
- $G_{ud} = 39,7829 \text{ kg/m}^2\text{s}$
- $Re = 5446,4701$
- $St = 0,00729$
- $h_o = 0,0338 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Effisiensi Sirip :

$$\eta_o = 0,999$$

Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh :

$$U = 1519,7159 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Perbedaan Temperatur Rata – Rata (LMTD)

$$\Delta T_m = 6,7325\text{°C}$$

Luas Perpindahan Kalor Menyeluruh :

$$A = 3713 \text{ m}^2$$

Panjang Pipa Per Lintasan :

$$l = 0,7245 \text{ m}$$

### 4.2. Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, penulis menyarankan beberapa hal berikut:

1. Perlu dilakukan perancangan ulang mesin pengering ini dengan mengganti ducting pada mesin yang telah dirancang, untuk mendapatkan tekanan udara yang mengalir lebih cepat.
2. Perancangan mesin pengering pakaian yang telah dibuat memerlukan sedikit ruang agar udara luar dapat mengalir kedalam untuk menjaga suhu pengeringan tetap stabil .

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Cengel, A., Yunus, Boles, A., Michael, **Thermodynamics An engineering Approach**, Third Edition, WCB/ McGraw-Hill, United States of America, 1989.
- [2] ASHARAE, *ASHRAE Handbook 1997, Fundamentals*, Atlanta, GA, 1998.