

PERANCANGAN EVAPORATOR MESIN PENGERING PAKAIAN MENGUNAKAN AIR CONDITIONER (AC) ½ PK DENGAN KOMPRESI UAP SISTEM UDARA TERBUKA

Adriyus putra¹, Azridjal Aziz¹ dan Rahmat Iman Mainil¹

¹Laboratorium Rekayasa Termal, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau,
Kampus Bina Widya Km 12.5 Simpang Baru Panam, Pekanbaru, 28293, Indonesia

E-mail : rahmat.iman@gmail.com

ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan untuk merancang evaporator mesin pengering pakaian menggunakan mesin pendingin udara dengan sistem kompresi uap siklus terbuka. Mesin pengering pakaian ini menggunakan Air Conditioner ½ PK dengan siklus kompresi uap yang mempunyai efek pendinginan dan efek pemanasan. Efek pendinginan dilayani oleh suatu penukar kalor yang dinamakan evaporator, proses yang terjadi pada evaporator adalah perubahan fasa refrigeran/fluida, dari cairan menjadi uap (penguapan/evaporasi). Desain evaporator dipengaruhi oleh, jenis refrigeran, temperatur evaporasi, temperatur dan laju massa air memasuki evaporator. Metode yang digunakan untuk mencapai tujuan adalah melalui perhitungan termodinamika dan perhitungan pada evaporator. Pada desain ini menggunakan refrigeran 22 dengan temperatur evaporasi 10 °C, kapasitas pendinginan di evaporator 1,818 kW, serta temperatur permukaan evaporator 16 °C. Pipa kapiler untuk evaporator menggunakan pipa tembaga ¼ inci, dari hasil perhitungan evaporator didapat panjang pipa kapiler yang dibutuhkan sepanjang 16,52 meter. Maka panjang pipa kapiler untuk setiap lintasan panjang pipa 0,68 meter dengan 24 lintasan, serta dari luas permukaan perpindahan panas 0,1997 m².

Kata kunci: *refrigeran, HCFC-22, Evaporator, Mesin Pengering Pakaian*

ABSTRACT

This research aim is to design an evaporator for clothes dryers that using an open cycle vapor compression system of air-cooled engine. The clothes dryers used a 325 watt of Air Conditioner with a vapor compression cycle, which has the effect of cooling and warming effect. The cooling effect was serviced by a heat exchanger, which was called an evaporator. In this evaporator was processed a phase changing of refrigerant / fluid from a liquid to a vapor (vaporization / evaporation). Design of evaporator influenced by, the refrigerant type, evaporation temperature, the temperature and the rate of the mass of water entering the evaporator. The method used to achieve the goal was through thermodynamic calculations and calculations on evaporator. In this design used the R22 with temperature of 10 °C, cooling capacity in the evaporator of 1.818 kW, as well as the surface temperature of the evaporator of 16 °C. The capillary tube to the evaporator used copper pipes of ¼ inch, from the calculation of the evaporator was obtained the required length of the capillary tube of 16.52 meters. Then the length of the capillary tube for each pipe's path length of 0.68 meters, with 24 tracks, as well as from the heat transfer surface area of 0.1997 m².

Keywords: refrigerant, HCFC-22, Evaporator, Heat pump dryer

PENDAHULUAN

Pengeringan pakaian merupakan rutinitas yang dilakukan masyarakat pada umumnya, jasa-jasa pencucian dan pengeringan pakaian sudah banyak bermunculan. Oleh sebab itu, alat pengeringan pakaian sangatlah dibutuhkan terutama untuk

menghemat energi, bisa digunakan kapan saja dan yang paling utama tidak tergantung pada cuaca (hujan). (Manurung, T.M. 2014) Metode yang dikembangkan untuk mengeringkan ini amat beranekaragam, dengan berbagai karakteristiknya. Keragaman karakteristik ini

mencakup ukuran dan bahan yang dapat dikeringkan, waktu pengeringan, biaya, tekanan saat beroperasi, panas yang dapat dipindahkan dan karakteristik lainnya. Mujumdar dan Devahastin dalam bukunya mengatakan bahwa tidak ada satu produsen perancangan khusus yang mungkin diterapkan untuk seluruh atau beberapa jenis mesin pengering sekalipun. Karena itu saat mencoba untuk merancang mesin pengering atau menganalisa mesin pengering perlu mengacu kembali pada dasar-dasar pindahan panas, massa serta proses termodinamika yang dikaitkan dengan pengetahuan tentang sifat bahan. Secara matematis dapat dikatakan bahwa seluruh proses yang terlibat, meski pada mesin pengering yang paling sederhana sekalipun adalah tidak linier dan karenanya pembesaran skala mesin pengering umumnya sulit. (Murtia, H.N. 2015)

Teknologi pompa kalor sebagai pengering pakaian telah banyak dimanfaatkan di Australia dan Eropa karena berpotensi menghemat energi. Pompa kalor untuk pengeringan pakaian atau *Heat Pump Clothes Dryers* (HPCDs) dapat menghemat energi sebesar 50% dari pada pengeringan pakaian listrik konvensional, dan karenanya memiliki potensi menyimpan energi yang besar. (Manurung, T.M. 2014).

Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Manurung yaitu rancang bangun evaporator untuk mesin pengering sistem pompa kalor dengan daya 745,7 Watt, memiliki beberapa kekurangan yaitu besarnya daya listrik yang diperlukan evaporator hanya untuk mengeringkan pakaian dan evaporator tidak dimanfaatkan untuk pendinginan ruangan sekitar. (Manurung, T.M. 2014)

Dengan adanya latar belakang diatas, maka penulis melakukan suatu perancangan evaporator untuk mesin pengering pakaian menggunakan mesin pengkondisian udara dengan sistem kompresi uap siklus udara terbuka dengan daya 325 Watt $\approx \frac{1}{2}$ PK. Penelitian ini bertujuan merancang evaporator dengan daya $\frac{1}{2}$ PK untuk upaya efisiensi energi listrik untuk pemakaian skala kecil dan skala besar, pada mesin pengering siklus terbuka evaporator yang dirancang tidak hanya berfungsi untuk melakukan proses pengeringan tetapi evaporator untuk pengering pakaian siklus terbuka ini juga dimanfaatkan untuk mendinginkan ruangan sekitar alat pengering pakaian.

BAHAN DAN METODE

Prinsip Pengeringan

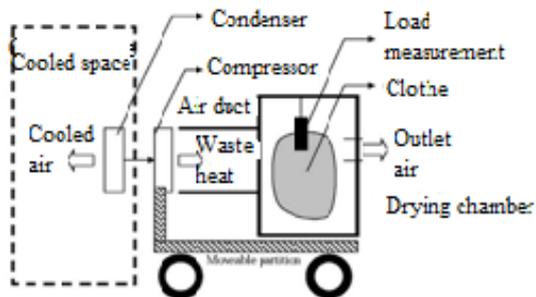
Metode yang dikembangkan untuk mesin pengeringan pakaian amat beranekaragam, dengan berbagai karakteristiknya. Keragaman karakteristik ini mencakup ukuran bahan yang dapat dikeringkan, waktu pengeringan, biaya, tekanan saat beroperasi, panas yang dapat dipindahkan dan karakteristik lainnya. Karena saat mencoba untuk merancang mesin pengering atau menganalisa mesin pengering perlu mengacu kembali pada dasar-dasar perpindahan panas, massa serta proses termodinamika yang dikaitkan dengan pengetahuan tentang sifat bahan. Seluruh proses yang terlibat, pada mesin pengering yang paling sederhana adalah tidak linier dan karenanya pembesaran skala mesin pengering umumnya sangatlah sulit. (Manurung, T.M. 2014)

Proses pengeringan ada beberapa masalah yang sering ditemui, pertama adalah masalah yang berkaitan dengan mutu hasil pengeringan, Perubahan fisik yang mungkin terjadi antara lain adalah penggerutan dan penggumpalan. Selain perubahan fisik, dapat terjadi perubahan kimia yang merubah aroma, warna, tekstur atau sifat padatan lain yang dihasilkan. Kedua adalah masalah kapasitas dari proses pengeringan itu sendiri, dimana kebutuhan saat ini yang cukup tinggi, sehingga perlu dipikirkan mengenai bagaimana membuat mesin pengering pakaian yang memiliki kapasitas besar. Kemudian masalah selanjutnya adalah berkaitan dengan kondisi dan sifat dari bahan yang dikeringkan cukup bervariasi, dan terkadang menuntut adanya modifikasi dari proses pengeringan tradisional (dengan cara menjemur atau sekedar memanaskan pada paparan sinar matahari) menjadi proses-proses pengeringan dengan karakter dan kemampuan yang lebih baik spesifik dengan kebutuhan masing-masing. (Manurung, T.M. 2014).

Pengeringan Menggunakan Mesin Pendingin (*Air Conditioner*)

Pengeringan cara ini dengan memanfaatkan panas buang pada mesin pendingin ruangan yang mana alat ini dirancang berupa lemari pakaian yang didalamnya terdapat kondensor. Kondensor inilah yang akan menghasilkan panas untuk proses pengeringan pakaian yang terdapat dalam lemari. Skema mesin pengering pakaiannya yang dijelaskan pada Gambar 1, (Mahlia, T.M.i, Hor, C.G., Masjuki, H.H., Husnawan, M. Varman, M., Mekhilef, S. 2010)

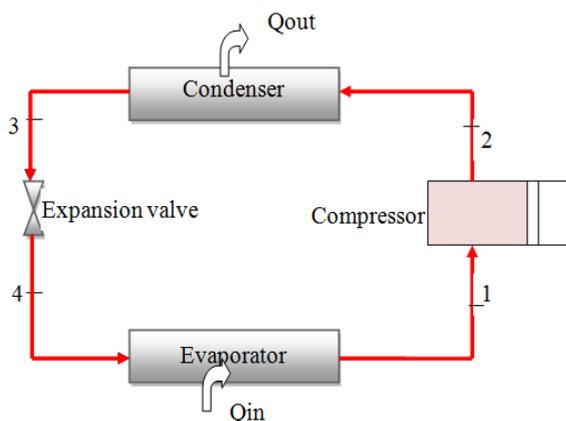
Pemanfaatan panas buang mesin pendingin ruangan untuk pengeringan dapat menjadi alternatif pengering pakaian tanpa biaya tambahan pada daerah padat yang tidak memiliki halaman. Laju pengeringan berkisar antara 0,56 kg/jam sampai 0,75 kg/jam. (Murtia, H,N. 2015)



Gambar 1. Mesin pengering pakaian menggunakan air conditioner. (Mahlia, T.M.i, Hor, C.G., Masjuki, H.H., Husnawan, M. Varman, M., Mekhilef, S. 2010)

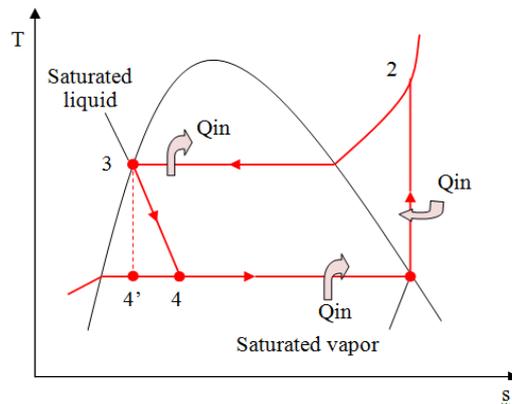
Siklus Kompresi Uap

Mesin refrigerasi siklus kompresi uap merupakan jenis mesin refrigerasi yang dipergunakan pada mesin dehumidifikasi. Terdapat berbagai jenis refrigerasi yang digunakan dalam sistem kompresi uap. *Refrigerant* umum digunakan adalah yang termasuk kedalam golongan *chlorinated fluorocarbon* (CFCs, disebut juga *Freon*): R-11, R-12, R-21, R-22, R-502, dan R-134a. Namun pada saat ini umumnya menggunakan *refrigerant* R-134a sebagai fluidanya karena ramah lingkungan. Komponen utama sebuah siklus kompresi uap adalah kompresor, evaporator, kondensor dan pipa kapiler. Skematik siklus kompresi uap dijelaskan pada Gambar 2. (Renaldi, Evan, 2015)



Gambar 2. Skematik siklus kompresi uap

Dalam siklus ini uap refrigeran bertekanan rendah akan dikompresi oleh kompresor sehingga menjadi uap *refrigerant* bertekanan tinggi. Dan kemudian uap *refrigerant* bertekanan tinggi diembunkan menjadi cairan *refrigerant* bertekanan tinggi dalam kondensor. Kemudian cairan *refrigerant* tekanan rendah tersebut menguap kembali dalam evaporator menjadi uap refrigeran tekanan rendah. (Renaldi, Evan, 2015)

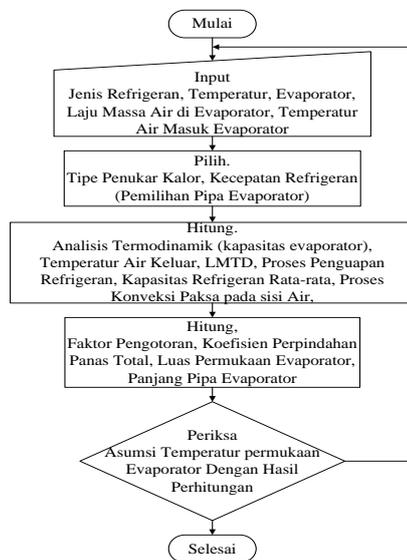


Gambar 3. T-s Diagram siklus kompresi uap

Dengan penjabaran siklus kompresi uap pada Gambar 3 untuk tiap-tiap langkah sebagai berikut:

1. Proses kompresi (1-2)
2. Proses kondensasi (2-3)
3. Proses ekspansi (3-4)
4. Proses evaporasi (4-1)

Langkah-langkah yang dilakukan dalam desain evaporator pada penelitian ini mengikuti flow chart seperti pada Gambar 4.



Gambar 4. Diagram alir penelitian

Perancangan evaporator untuk pengering pakaian menggunakan mesin pengkondisian udara (*Air conditioner*) sebagai sumber panasnya. Dimana temperatur panas kondensor dimanfaatkan sebagai sumber panas untuk mengeringkan panas sementara evaporator yang menghasilkan udara dingin.

Data awal yang diperlukan dalam desain evaporator adalah kapasitas refrigerasi rancangan, jenis refrigeran yang digunakan untuk menganalisis tingkat keadaan termodinamik di evaporator, temperatur evaporasi refrigeran, temperatur dan kecepatan udara memasuki evaporator.

Pada perancangan evaporator ini kita melakukan perhitungan untuk menentukan dimesi dari evaporator untuk mesin pengering. Analisis perhitungan rancangan adalah sebagai berikut:

Koefisien of performance (COP) (Ambarita, Himsar. 2012)

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} \quad (1)$$

Untuk sisi refrigeran
Fluks kalor (Holman, J.P, 1986)

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{\pi x r^2} \quad (2)$$

Bilangan reynolds (Incropera, F.P, Dewitt, David.P, 1996)

$$Re = \frac{G \cdot Di}{\mu} \quad (3)$$

Bilangan prandtl (Koestor, R.A. 2002)

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{K} \quad (4)$$

Untuk sisi udara (Incropera, F.P, Dewitt, David.P, 1996)

Laju massa udara

$$M_{ud} = \frac{Q_e}{C_p \times \Delta T_u} \quad (5)$$

Kecepatan udara persatuan luas

$$G_{ud} = \frac{M_{ud}}{\sigma \times A_{fr}} \quad (6)$$

Bilangan Reynolds

$$Re = \frac{Dh \times G_{ud}}{\mu} \quad (7)$$

Bilangan Stanton

$$jH = st \times Pr^{2/3} \quad (8)$$

Koefisien perpindahan kalor untuk sisi udara

$$h_o = st \times G_{ud} \times C_p \quad (9)$$

Efisiensi sirip

$$\eta_o = 1 - \frac{A_p}{A} (1 - \eta_f) \quad (10)$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (Cengel, Y.A, Boles, Michael, 2006)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{\eta_o \times h_o} + R_{f1} + R_{f2}} \quad (11)$$

Perbedaan temperatur rata-rata log (Kakac, S, Liu, H. 1997)

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (12)$$

Luas perpindahan panas untuk uap *superheated* (Kakac, S, Liu, H. 1997)

$$A = \frac{Q_e}{U \times F \times LMTD} \quad (13)$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk sisi refrigeran (h_i) (Ambarita, Himsar. 2012)

$$\frac{h_i \cdot Di}{K_l} = 0.0023 (Re)^{0.8} (Pr)^n \quad (14)$$

Luas perpindahan panas total (Ambarita, Himsar. 2012)

$$A_{kon} = \frac{Q_{kon}}{U_{kon} \cdot F_{kon} \cdot LMTD} \quad (15)$$

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil dari perancangan evaporator mengikuti hasil dari perhitungan COP dimana kita akan menghitung panjang pipa kapiler yang dibutuhkan untuk evaporator mesin pengering pakaian.

Perhitungan COP

Perhitungan COP diasumsikan sebagai berikut:

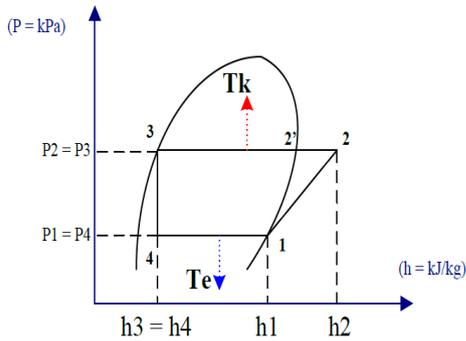
Data perencanaan awal:

Temperatur Kondensor (Tk) = 50 °C.

Temperatur Evaporator (Te) = 10 °C.

Daya Kompresor (1/2 PK) = 325 Watt.

Dari data diatas maka dapat dianalisa kondisi kerja mesin tersebut dengan menggunakan diagram P-h, seperti terlihat pada Gambar 5.



Gambar 5. P-h Diagram. (Manurung, T.M. 2014)

Kondisi tiap titik pada R-22 kondisi kerja mesin sebagai berikut:

Titik 1 :

$$T_1 = 10^\circ\text{C}, P = 680.7 \text{ kpa}$$

$$h_1 = 408,835 \text{ kJ/kg}$$

$$S_1 = 1,7364 \text{ kJ/k(Tabel A-6 R-22. Stoecker)}$$

Titik 2 :

$$T_2 = 50^\circ\text{C}, P = 1942,3 \text{ kpa}$$

$$h_2 = 436.079 \text{ kJ/kg}$$

$$S_1 = S_2 \text{ (Tabel A-7 R-22. Stoecker)}$$

Titik 2' :

$$h_2' = 417,655 \text{ kJ/kg (Tabel A-6 R-22. Stoecker)}$$

Titik 3 :

$$T_3 = 45^\circ\text{C} \quad P = 1729 \text{ kpa}$$

$$h_3 = 259,396 \text{ kJ/kg (Tabel A-6 R-22. Stoecker)}$$

Titik 4:

$$T_4 = T_1, \quad P_1 = P_4 \text{ dan } h_4 = h_3$$

1). Laju massa aliran refrigeran :

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

$$0.325 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \dot{m} (436,079 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 408,835 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

$$= 0,012 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

2). Dampak refrigeran :

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

$$= 0,012 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (408,835 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 259,396 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

$$= 1.818 \text{ kW}$$

3). Kalor yang diperlukan oleh kondensor :

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

$$= 0,012 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (436,079 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 259,396 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

$$= 2.143 \text{ kW}$$

4). COP (Coefficient Of Performance)

COP yang diperlukan untuk menyatakan performasi untuk kerja dari siklus refrigerasi :

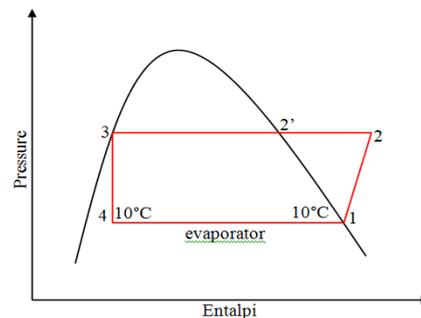
$$COP = \frac{Q_e}{Wc}$$

$$= \frac{1,818 \text{ kW}}{0,325 \text{ kW}}$$

$$= 5,595$$

Perhitungan Evaporator

Pada diagram P-h dari siklus kompresi uap sederhana, evaporator mempunyai tugas merealisasikan garis 4-1. Setelah refrigeran turun dari kondensor melalui katup ekspansi masuk ke evaporator dan diuapkan, dan dikirim ke kompresor. Pada prinsipnya evaporator hampir sama dengan kondensor, yaitu sama-sama Apk yang fungsinya mengubah fasa refrigeran. Diagram P-h asumsi perancangan dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Diagram P-h Evaporator. (Manurung, T.M. 2014)

Berdasarkan Gambar 6 data termodinamik dan termofisik perancangan menggunakan tabel A-6 Refrigeran 22. Stoecker.

Titik 4 :

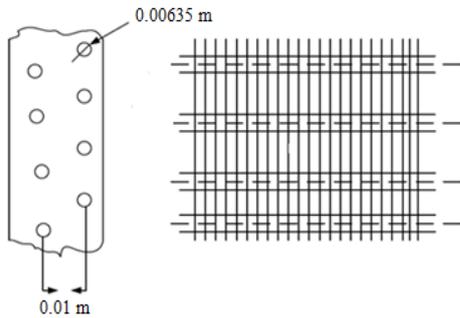
$$T_4 = 10^\circ\text{C} \text{ dan } P = 680,7 \text{ kpa}$$

$$h_f = 211,877 \text{ kJ/kg}$$

Titik 1 :

$$T_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$hg = 408,835 \text{ kJ/kg}$$



Gambar 7. Evaporator rancangan. (Manurung, T.M. 2014)

Gambar 7 merupakan susunan untuk pipa evaporator dan didapat data awal untuk rancangan evaporator sebagai berikut:

- Diameter dalam pipa tembaga (D_i) = 0,00635 m
- Diameter luar pipa tembaga (D_o) = 0,00385 m
- Direncanakan n = 24 lintasan
- Diameter hidraulis (D_h) = 0,0025 m
- Tinggi sirip evaporator = 0,2 m
- Jarak antar pipa (S_n) = 0,01 m

$$A_{fr} = (S_n - D_o) \times 1 \text{ m}$$

$$= (0,01 \text{ m} - 0,00635 \text{ m}) \times 1 \text{ m}$$

$$= 0,00365 \text{ m}^2$$

Untuk perhitungan sisi refrigeran R-22 pada perancangan evaporator

Karena evaporator pada temperatur 10 °C maka harus menentukan sifat-sifat termofisik dari R-22 yang terlihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Sifat-sifat temofisik pada temperatur 10 °C

$\rho_l \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	$\mu_l \left(\frac{Ns}{m^2}\right)$	$K_l \left(\frac{W}{m.K}\right)$	$Cp \left(\frac{kJ}{kg.K}\right)$
1217,34	0,000208	88,196 $\times 10^{-3}$	1,2295

$$h_4 = x h_g + (1 - X)h_f$$

$$256,39 \frac{kJ}{kg} = x \cdot (408,835$$

$$+ (1 - X)211,877) \frac{kJ}{kg}$$

$$256,39 \frac{kJ}{kg} = x \cdot (408,835 + 211,877$$

$$- 211,877 \cdot x) \frac{kJ}{kg}$$

$$256,39 \frac{kJ}{kg} x = 408,835 \frac{kJ}{kg}$$

$$x = 0,62$$

1) Kecepatan Massa Refrigeran

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{\pi x r^2}$$

$$G = \frac{0,012 \text{ kg/s}}{3,14 \times 0,001925^2} = 1025,23 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

2) Bilangan Reynolds

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu}$$

$$= \frac{1025,23 \frac{kg}{s} \cdot m^2 \times 0,00385 \text{ m}}{0,000182 \text{ Ns/m}^2}$$

$$= 21687,56$$

3) Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{Cp \times \mu_l}{K}$$

$$= \frac{1229,5 \text{ J}(kg.K) \times 0,000208 \frac{Ns}{m^2}}{88,1 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}$$

$$= 2,9$$

4) Perpindahan panas sisi refrigerant

$$\frac{h_i \times D_i}{K_l} = 0,06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,28} \left(\frac{D_i \times G \times x}{\mu_l}\right)^{0,87} \times Pr^{0,4}$$

$$\frac{h_i \times 0,00385 \text{ m}}{88,1 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}$$

$$= 0,06 \left(\frac{1217,34}{37,597}\right)^{0,28} \left(\frac{0,00385 \text{ m} \times 1025,23 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 0,62}{0,000208 \frac{Ns}{m^2}}\right)^{0,87} \times 2,9^{0,4}$$

$$h_i = 19575,16 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Koefisien perpindahan panas total

Sifat termofisik udara pada suhu rata-rata dari temperatur lingkungan dan temperatur evaporator seperti terlihat pada Tabel 2.

$$\frac{30 \text{ }^\circ\text{C} + 10 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tabel 2. Sifat-sifat temofisik pada suhu 20 °C

$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	$\mu \left(\frac{Ns}{m^2}\right)$	$k \left(\frac{W}{m.K}\right)$	$Cp \left(\frac{kJ}{kg.K}\right)$	Pr
1,2045	1,82 $\times 10^{-5}$	0,0257	1,005	0,713

1) Laju massa Udara

$$M_{ud} = \frac{Q_e}{C_p \times \Delta T_u} = \frac{1,818 \text{ kW}}{1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 10 \text{ }^\circ\text{C}} = 0,181 \text{ kg/s}$$

2) Kecepatan massa Udara persatuan luas

$$G_{ud} = \frac{M_{ud}}{\sigma \times A_{fr}} = \frac{0,181 \text{ kg/s}}{0,449 \times 0,00365 \text{ m}^2} = 110,409 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

3) Bilangan reynold

$$Re = \frac{Dh \times G_{ud}}{\mu} = \frac{0,0025 \text{ m} \times 110,409 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}}{1,82 \times 10^{-5} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} = 15166,031$$

4) Bilangan stanton

Untuk $Re = 15166,031$ maka didapat $jH=0.006$

$$jH = st \times Pr^{2/3}$$

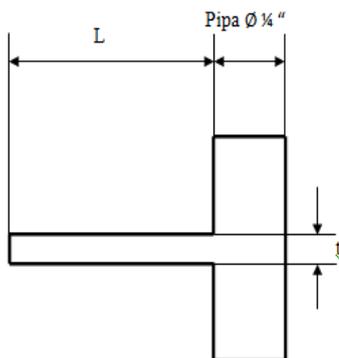
$$0,006 = st \times 0,713^{2/3}$$

$$st = 0,007$$

5) Perpindahan panas untuk sisi udara

$$h_o = st \times G_{ud} \times C_p = 0,007 \times 110,409 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 1005 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 815,581 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Efisiensi sisip



Gambar 8. Rancangan sirip (Koestor, R.A. 2002)

Efisiensi rancangan sirip pada evaporator di tentukan dengan dari dimensi yang terlihat pada Gambar 8.

Data awal dari rancangan sirip evaporator.

Panjang sirip	= 15 mm	= 0,015 m
Tebal sirip	= 0,3 mm	= 0,003 m
Bahan aluminium (K)		= 204 W/m ^o

$$Lc = L + \frac{t}{2} = 0,015 \text{ m} + \frac{0,003 \text{ m}}{2} = 0,00165 \text{ m}$$

$$A_p = Lc + t = 0,00165 \text{ m} \times 0,003 \text{ m} = 5 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$A = Lc^{\frac{3}{2}} \times \left(\sqrt{\frac{h}{K \cdot A_p}} \right) = 0,01515^{\frac{3}{2}} \text{ m} \times \left(\frac{815,581 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}}}{204 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}} \times 0,00005 \text{ m}^2} \right)^{0.5} = 0.602 \text{ m}^2$$

Dari grafik efisiensi sirip didapat efisiensi sirip 89%, maka efisiensi keseluruhan sirip:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_p}{A} (1 - \eta_f) = 1 - \left(\frac{0,00005}{0,602 \text{ m}^2} \right) (1 - 0,89) = 0,999 = 99,9\%$$

Faktor Pengotoran

Pengoperasian normal dari evaporator sebagai suatu penukar kalor, sering mengalami pengotoran akibat pengotor dalam fluida kerja atau terbentuknya karat pada pipa. Tebentuknya lapisan pengotor pada permukaan pipa meningkatkan tahanan perpindahan panas pada refrigeran. Efek tersebut akan ditanggulangi dengan tahanan termal pada saat desain, yang sering disebut faktor pengotoran seperti ditunjukkan pada Tabel 3. (Aziz, Azridjal, 2005)

Tabel 3. Faktor pengotoran beberapa fluida kerja [10]

fluid	$R_{fs} \cdot \text{m}^2\text{ }^\circ\text{C} / \text{W}$
Refrigerants (liquid)	0,0002
Refrigerants (vapor)	0,0004

Maka dari Tabel 3 di dapat data sebagai berikut:

- $R_{f1} = 0,0004 \text{ m}^2\text{°C}/\text{W}$
- $R_{f2} = 0,0002 \text{ m}^2\text{°C}/\text{W}$

Koefisien Perpindahan Panas Total Pada Evaporator

Perpindahan panas yang terjadi didalam evaporator mencakup tiga proses, yaitu penguapan refrigeran dibagian dalam pipa, proses konveksi paksa dibagian luar pipa, dan proses konduksi pada dinding pipa. Tahanan termal total pipa evaporator ditentukan dengan mengevaluasi koefisien perpindahan panas (U).

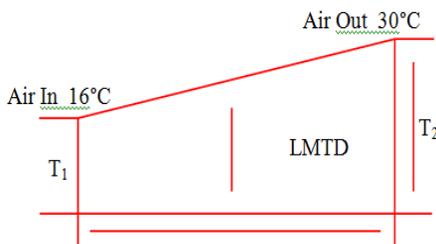
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{\eta_o \times h_o} + R_{f1} + R_{f2}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{19575,16 \text{ W/m}^2\text{°C}} + \frac{1}{0,99 \times 815,581 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°C}}} + 0,0004 + 0,0002}$$

$$= 782,95 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Perbedaan Temperatur Rata-rata Logarimik (LMTD)

Untuk menentukan ΔT_m digunakan beda temperatur logarimik rata-rata dapat dijelaskan pada Gambar 9.



Gambar 9. Selisih rata-rata temperatur evaporator

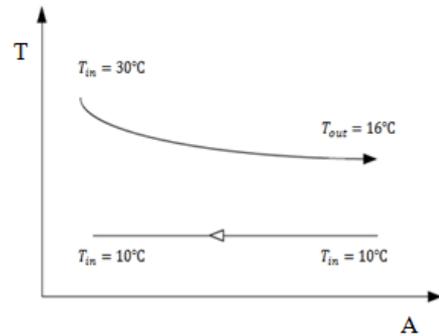
$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

$$= \frac{(30 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) - (16 \text{ °C} - 10 \text{ °C})}{\ln\left(\frac{30 - 10}{16 - 10}\right) \text{ °C}}$$

$$= 11,62 \text{ °C}$$

Ada tiga perubahan fasa pada evaporator, evaporasi refrigeran didalam pipa, saturasi uap diluar pipa. Dan mungkin pembekuan air di permukaan pipa. Profil temperatur untuk evaporator ditampilkan pada Gambar 10. pada

gambar dapat dilihat bahwa T_{in} adalah temperatur evaporasi dan T_{ai} dan T_{ao} adalah temperatur udara masuk dan keluar evaporator. Profil gambar tersebut adalah gambar yang diidealkan.



Gambar 10. Faktor koreksi suhu evaporator

$$P = \frac{t_o - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{16 \text{ °C} - 30 \text{ °C}}{10 \text{ °C} - 30 \text{ °C}} = 0,7 \text{ °C}$$

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_1} = \frac{10 \text{ °C} - 10 \text{ °C}}{16 \text{ °C} - 30 \text{ °C}} = 0 \text{ °C}$$

Dari grafik F untuk aliran silang dengan $P = 0.7$ dan $R = 0$ maka $F = 1$

Luas Permukaan dan Panjang Pipa Evaporator

Luas permukaan perpindahan panas di evaporator dapat di hitung sebagai berikut:

$$A = \frac{Q_e}{U \times F \times LMTD}$$

$$= \frac{1818 \text{ W}}{782,95 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{°C}} \times 1 \times 11,62 \text{ °C}}$$

$$= 0,1997 \text{ m}^2$$

Untuk panjang pipa tembaga yang diperlukan untuk evaporator adalah:

$$A = \pi \times Di \times L$$

$$L = \frac{A}{\pi \times Di}$$

$$= \frac{0,1997 \text{ m}^2}{3,14 \times 0,00385 \text{ m}} = 16,52 \text{ m}$$

Maka dengan ini kita dapat menentukan panjang pipa tiap lintasannya dengan 24 lintasan, yaitu:

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

$$= \frac{16,52}{24} = 0,68 \text{ m}$$

KESIMPULAN

Kesimpulan dari perancangan evaporator untuk mesin pengering diawali dengan pembuatan *design* mesin pengering. Untuk menentukan dimensi evaporator berdasarkan hasil panjang pipa kapiler dari perhitungan termodinamika. Hasil dari perhitungan didapat panjang pipa kapiler yang dibutuhkan evaporator untuk mesin pengering yaitu 16,52 meter sedangkan untuk tiap lintasan pipa dengan panjang 0,68 meter dan untuk panjang *chasing* evaporator yaitu 0,74 meter.

UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terima kasih disampaikan kepada Laboratorium Rekayasa Termal, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau yang menyediakan fasilitas dan sarana pendukung pada penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- Ambarita, Himsar. 2012. *Teknik pendingin Dan Pengkondisian Udara*, Medan.
- Aziz, Azridjal, 2005. Disain Evaporator Jenis Shell and Tube Pada Mesin Refrigerasi Siklus Kompresi Uap Hibrida. *Jurnal Teknik Mesin*, Vol 2, No 2.

- Cengel, Y.A, Boles, Michael, 2006. *Thermodynamic: An Engineering approach*, 5th ed, McGraw-Hill.
- Holman, J.P, 1986. *Perpindahan Kalor*, sixth Edition. Penerbit Erlangga.
- Incropera, F.P, Dewitt, David.P, 1996. *Introduction to Heat Transfer*, 3rd ed.
- Kakac, S, Liu, H. 1997. *Heat Exchangers: selection, rating, and Thermal Design*.
- Koestor, R.A. 2002 *Perpindahan kalor*, Penerbit Salemba Teknik.
- Mahlia, T.M.i, Hor, C.G., Masjuki, H.H., Husnawan, aM. Varman, M., Mekhilef, S. 2010, clothes drying from room air conditioning waste heat: *thermodynamics investigation, the Arabian journal for science and engineering*, vol 35, no 1b, pp:339-351
- Manurung, T.M. 2014. Rancang Bangun Evaporator Untuk Mesin Pengering Pakaian Sistem Pompa Kalor Dengan Daya 1 PK, Universitas Sumatera Utara.
- Murtia, H.N. 2015 Aplikasi Teknik Pendingin pada pompa kalor Universitas Sebelas Maret Surakarta.
- Renaldi, Evan, 2015, Mesin Pengering Pakaian Sistem Terbuka Dengan Debit Aliran Udara 0.032 m³/s, Universitas Sanata Dharma.