

PERANCANGAN TERMAL ALAT PENUKAR KALOR EVAPORATOR PADA SISTEM PENYEJUK UDARA DENGAN BEBAN 1 100 kW

Junial Heri¹

Program studi Teknik Mesin Universitas 17 Agustus 1945 Cirebon

Email: 1junial26.heri@gmail.com

ABSTRAK

Pada penelitian ini membahas tentang perancangan termal alat penukar kalor evaporator suatu sistem penyejuk udara. Fluida kerja yang ada pada alat penukar kalor adalah air dan refrigerant R-134a, refrigeran berfungsi sebagai fluida dingin dan air adalah fluida panas. Untuk merancang evaporator yang merupakan suatu Alat Penukar Kalor, pertama-tama harus diketahui jenis fluida kerjanya, laju aliran massa kedua fluida, karakteristik dari masing-masing fluida kerja, temperatur masuk dan temperatur keluarnya dan kapasitas pendingin dari evaporator. Dari perhitungan beban pendingin sebesar 1100 kW, dapat dihitung laju aliran refrigeran. Setelah diketahui kemudian dicari parameter yang berhubungan dengan perancangan Alat Penukar Kalor, kemudian dihitung dan dianalisis. Besarnya luas bidang perpindahan panas A dapat dihitung dengan berbasis luas bidang perpindahan panas A , dapat dikonstruksikan dengan memilih material dan ukuran tube yang digunakan. Analisis prestasi dapat dilakukan dengan metoda NTU - Effectiveness. Hasil perhitungan pada perancangan evaporator dengan beban pendingin 1100 kW, diperoleh yaitu besar $LMTD = 8.70\text{ }^{\circ}\text{C}$, luas total permukaan perpindahan panas (A_{total}) = 76 m^2 , jumlah tubes 128 buah, panjang tube 10 m, diameter tube $3/4\text{ in}$, effectiveness $\varepsilon = 0.51$ dan $COP = 6.8$.

Kata kunci: refrigerant R-134a, evaporator, shell and tube

1. PENDAHULUAN

A. Latar Belakang Permasalahan

Salah satu pengembangan dalam pengkondisian udara adalah pemanfaatan sistem refrigerasi tidak langsung dimana *refrigerant* sebagai bahan pendingin tidak kontak langsung dengan beban yang akan didinginkan namun melalui media pendingin lain yaitu berupa air yang mengalir bersirkulasi menuju beban melewati koil-koil pendingin. Sistem yang lebih dikenal dengan istilah *aircooled chiller*. *Chiller* berfungsi sebagai penyejuk udara banyak digunakan untuk pemakaian beban pendinginan yang besar seperti hotel, rumah sakit besar, supermarket dan lain sebagainya, terutama pada pabrik pembuat jaring yang fungsikan sebagai pendingin mesin pada proses polimer *dextruder* pada PT. ARIDA Cirebon. Salah satu parameter yang mempengaruhi unjuk kerja sistem pendingin ini adalah beban pendinginan diterima oleh media air sebagai media pendingin beban karena akan mempengaruhi temperatur keluar evaporator. Pada evaporator akan terjadi perpindahan panas antara refrigerant dengan air. Evaporator merupakan komponen paling penting dalam sistem penyejuk udara, hal ini dikarenakan evaporator berfungsi sebagai Alat Penukar kalor yang didalamnya terjadi pertukaran panas antara dua fluida yaitu *refrigerant* sebagai media pendingin dan air sebagai media yang didinginkan atau media panas. Diketahui bahwa alat penukar kalor merupakan alat yang digunakan sebagai media untuk memindahkan panas dari fluida yang bertemperatur lebih tinggi menuju fluida yang bertemperatur lebih rendah. Dalam aplikasinya alat ini digunakan untuk menaikkan dan menurunkan temperatur, dan juga mengubah fase fluida. Salah satu tipe alat penukar kalor yang banyak digunakan seperti *shell and tube heat exchanger*.

B. Permasalahan

Permasalahan yang sering terjadi pada sistem penyejuk udara yaitu pada evaporator alat ini berperan sebagai alat penukar kalor, karena di dalamnya terjadi pertukaran panas diantara dua fluida dan merupakan beban pendinginan.

C. Perumusan Masalah

Pada penelitian ini fokus utama yaitu perancang termal evaporator sistem penyejuk udara dengan beban 1100 kW. Dalam bahasan perancangan ini menggunakan evaporator alat penukar kalor jenis *shell and tube* dengan menghitung analisis termodinamika sistem penyejuk udara, analisis termodinamika siklus kompresi uap, dimensi alat penukar kalor (*evaporator*), laju pertukaran energi panas yang terjadi di dalam alat penukar kalor (*evaporator*), Koefisien global perpindahan panas di dalam alat penukar kalor *shell and tube*, beda temperature rata-rata logaritmik (LMTD) dan luas permukaan perpindahan panas total (A), jumlah tube. Setelah dihitung kemudian didapatkan luas permukaan perpindahan panas total (A), koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) dan diameter *shell* dan selanjutnya dianalisis unjuk kerjanya dengan beban parsial dengan metode NTU (*Number of Transfer Unit*) dan metode efektifitas perpindahan panas (ϵ).

D. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah:

- Mempelajari permasalahan yang ada pada alat penukar kalor jenis *shell and tube* (*evaporator*) pada sistem penyejuk udara.
- Mempelajari parameter-parameter desain termal alat penukar kalor *shell and tube*.
- Mengetahui unjuk prestasi evaporator dari sistem penyejuk udara.

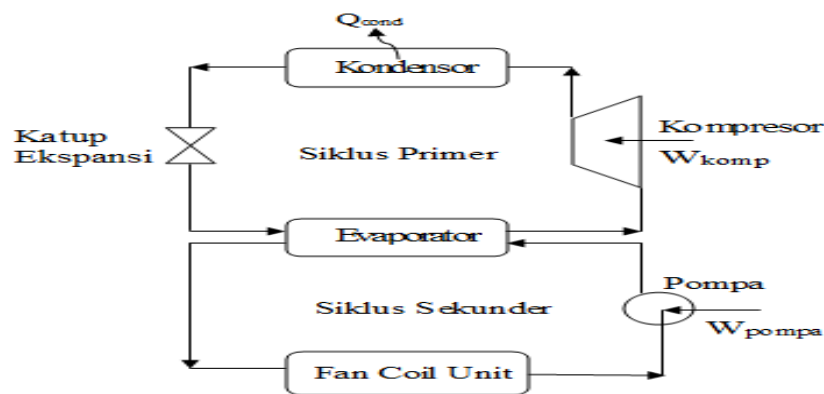
E. Batasan dan Ruang Lingkup Penelitian

Batasan dan ruang lingkup penelitian ini yaitu Perancangan Alat penukar kalor (*evaporator*) jenis pipa dan cangkang pada suatu penyejuk udara dengan beban 1100 kW.

2. LANDASAN TEORI

A. Sistem Penyejuk Udara

Pengkondisian udara merupakan proses penanganan udara untuk mengontrol secara serempak terhadap temperatur, kelembaban, kebersihan dan distribusi untuk mencapai kondisi yang diinginkan. Dengan melakukan pengkondisian udara tersebut, setiap orang dapat mengatur temperatur, kelembaban udara sesuai dengan yang diinginkan sehingga dapat menghasilkan pengkondisian udara nyaman (*comfort air conditioning*). alat pengkondisian udara ini biasa dikenal dengan sebutan AC, salah satunya adalah AC jenis *water chiller*. AC jenis *water chiller* terdiri dari dua siklus yang saling berkaitan, siklus *refrigerant* primer dan siklus *refrigerant* sekunder. Pada siklus primer, *refrigerant* primer tersirkulasi melalui empat komponen utama AC yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator. *Refrigerant* dikompresikan oleh kompresor menuju kondensor kemudian menuju alat ekspansi dan evaporator. Prinsip kerja pada siklus primer ini merupakan prinsip kerja kompresi uap. *Refrigerant* primer mengalami evaporasi dengan menyerap panas *refrigeran* sekunder untuk mendinginkan *chilled water*. Pada siklus sekunder, *refrigerant* sekunder disirkulasikan oleh pompa dari evaporator ke *Air Handling Unit* dan *Fan Coil Unit* dan kembali lagi ke evaporator secara kontinu. *Refrigerant* sekunder yang biasa digunakan dalam hal ini adalah air. Pada sistem *water chiller* ini, air pertama kali didinginkan pada bagian evaporator sistem refrigerasi untuk mendapatkan temperatur 5-10°C. Air ini kemudian dipompakan ke unit penanganan udara (AHU) dan terminal udara akan dikondisikan. Setelah melewati AHU temperatur *chilled water* meningkat berkisar 16–19°C. Skema pendinginan sistem *chiller* terdapat pada Gambar 1.



Gambar 1 Sistem pendingin water chiller

B. Prinsip Kerja Alat Penyejuk Udara

Dasar prinsip kerja pendingin air atau *air-cooled chiller* sama seperti sistem pendingin yang lain seperti AC terdiri dari beberapa komponen utama yaitu evaporator, kondensor, kompresor serta alat ekspansi. Pada evaporator dan kondensor terjadi pertukaran kalor. Pada *air-cooled chiller* terdapat air sebagai *refrigerant* sekunder untuk mengambil kalor dari bahan yang sedang didinginkan ke evaporator. Air ini akan mengalami perubahan suhu bila menyerap kalor dan membebaskannya di evaporator. Gambar 2. diperlihatkan gambar mesin penyejuk udara air dingin yang dihasilkan digunakan untuk mendinginkan ruangan dengan media aliran angin dari sebuah *fan*.



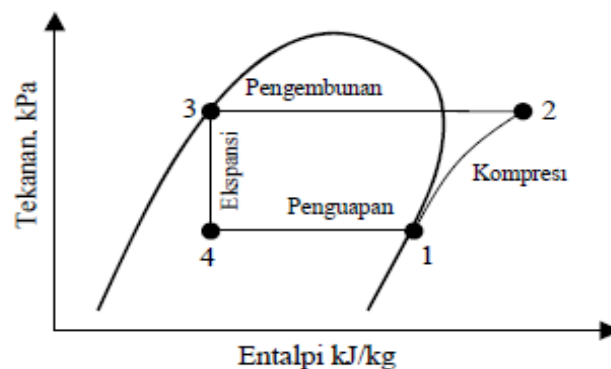
Gambar 2 : Mesin Penyejuk Udara

Prinsip kerja dari *Refrigerant* didalam kompresor dikompresikan kemudian dialirkan ke kondensor. *Refrigerant* yang mengalir ke kondensor mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi. Di kondensor *refrigerant* didinginkan oleh udara luar disekitar kondensor sehingga terjadi perubahan fase dari uap menjadi cair. Kemudian *refrigerant* mengalir menuju pipa kapiler dan terjadi penurunan tekanan. Setelah keluar dari pipa kapiler, *refrigerant* masuk ke dalam evaporator. Di dalam evaporator *refrigerant* mulai menguap, hal ini disebabkan karena terjadi penurunan tekanan yang mengakibatkan titik didih *refrigerant* menjadi lebih rendah sehingga *refrigerant* menguap. Dalam evaporator terjadi perubahan fase *refrigerant* dari cair menjadi uap. Pada evaporator ini terjadi perpindahan kalor yang bersuhu rendah, dimana air didinginkan oleh *refrigerant*. Kemudian *refrigerant* dalam bentuk uap tersebut dialirkan ke kompresor kembali. Di dalam evaporator, air sebagai bahan pendingin sekunder yang telah didinginkan sampai temperatur tertentu kemudian dialirkan oleh sebuah pompa menuju koil-koil pendingin dalam ruangan. Air ini bersirkulasi terus menerus selama sistem pendingin bekerja.

C. Daur kompresi uap standar

Daur kompresi uap standar merupakan siklus teoritis, pada siklus terdapat beberapa proses sebagai berikut:

- 1–2 merupakan proses kompresi adiabatik dan reversibel, dari uap jenuh menuju ke tekanan kondensor.
- 2–3 merupakan proses pelepasan kalor reversible pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigerasi.
- 3–4 merupakan proses ekspansi *unreversibel* pada entalpi konstan, dari fase cair jenuh menuju tekanan evaporasi
- 4–1 merupakan proses penambahan kalor reversible pada tekanan konstan yang menyebabkan terjadinya penguapan menuju uap jenuh.



Gambar 3, Diagram Tekanan-entalpi siklus Ideal

Besaran-besaran yang penting untuk diketahui dari suatu daur kompresi uap antara lain:

1. Kerja kompresi yaitu perubahan entalpi pada proses 1 – 2 yaitu dari $h_1 - h_2$
2. Dampak refrigrasi atau RE yaitu kalor yang dipindahkan pada proses 1 – 4 atau $h_1 - h_4$ yang dapat dirumuskan :

$$RE = h_1 - h_4 \dots\dots\dots (1)$$

3. Koefisien prestasi (COP) dari daur siklus uap ideal ialah dampak refrigrasi dibagi dengan kerja kompresi

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots (2)$$

4. Laju aliran massa refrigeran $\left(\dot{m}_r\right)$ dapat dihitung dengan membagi kapasitas refrigeran dengan dampak refrigrasi :

$$\dot{m}_r = \frac{Q}{RE} = \frac{Q}{h_1 - h_4} \dots\dots\dots (3)$$

5. Daya per kiloWatt Refrigerasi ($\bar{P}$) yaitu:

$$P = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{Q} \dots\dots\dots(4)$$

6. Daya kompresor (P_{com})

$$P_{comp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \dots\dots\dots(5)$$

D. Evaporator.

Berdasarkan bentuk dan permukaan koilnya, evaporator dibagi menjadi 3 macam, yaitu:

1. Evaporator Pipa Telanjang
2. Evaporator Pelat
3. Evaporator Bersirip.

Dilihat dari cara kerjanya secara ekspansi langsung, evaporator dibagi menjadi 2 macam, yaitu:

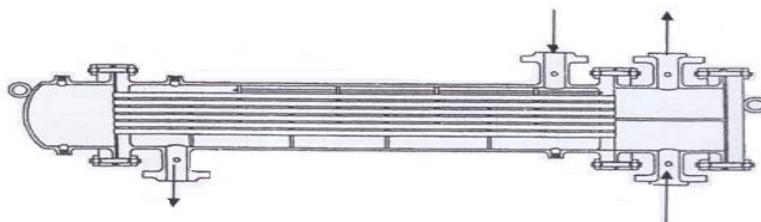
1. *Flooded Evaporator*.
2. *Dry Expansion Evaporator*.

Dilihat dari konstruksinya evaporator dibagi menjadi:

1. *Shell and Tube Evaporator*.
2. *Shell and Coil Evaporator*.

E. Alat Penukar kalor jenis *Shell and Tube*

Shell and Tube salah satu jenis alat penukar kalor yang menurut konstruksinya dicirikan oleh sekumpulan yang dipasang di dalam *shell* berbentuk silinder dengan dua jenis fluida, fluida yang satu akan mengalir di dalam pipa-pipa kecil (*tube*) dan fluida yang lain mengalir melalui selongsong (*Shell*). Perpindahan panas dapat terjadi diantara kedua fluida yang lebih rendah.



Gambar 4, Alat Penukar Kalor *Shell and Tube*

Dalam standar TEMA, diatur jarak antara satu *baffle* dengan *baffle* yang lainnya dibuat sama, apabila tidak memungkinkan maka bisa diambil jarak yang terdekat bagian yang berdekatan dengan ujung *shell*, sedangkan yang lain dibuat jarak yang sama antara *baffle* satu dengan *baffle* yang lainnya. Jarak antara *baffle* dibatasi paling dekat 1/5 dari diameter dalam *shell*.

F. Perancangan Alat Penukar Kalor

❖ Dimensi Utama Alat Penukar Kalor

Dimensi utama alat penukar kalor yaitu:

- a. Beban termal atau laju pertukaran energi panas di dalam APK.
- b. Beda temperatur rata-rata di antara kedua fluida yang mengalir di dalam APK.

c. Koefisien perpindahan panas global atau menyeluruh di dalam APK
Hubungan fungsional di antara ketiga parameter tersebut di atas dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$Q = U A_{total} LMTD \dots \dots \dots (6)$$

Notasi,

Q : Beban termal atau laju pertukaran energi panas di dalam alat penukar kalor, W

U : koefisien global perpindahan panas, W/m²K

$LMTD$: beda temperatur rata-rata logaritmik, K

A_{total} : luas *total* permukaan perpan, m²

Kemudian, jumlah tubes di dalam APK dapat ditentukan melalui persamaan:

$$A_{total} = \pi d_o L N \dots \dots \dots (7)$$

Notasi,

d_o : diameter luar *tube*, m

L : panjang *tube*, m

N : jumlah *tubes*

❖ Beban termal laju pertukaran energi panas

Beban termal atau laju perpindahan energi panas di dalam alat penukar kalor, apabila APK dianggap adiabatik, besarnya sama dengan laju energi panas yang dilepaskan oleh aliran fluida panas, Q_h atau sama dengan laju energi panas yang diterima oleh aliran fluida pendingin, Q_c yang mana:

$$Q_h = m_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \dots \dots \dots (8)$$

Notasi,

m_h : laju aliran massa fluida panas, kg/s

$c_{p,h}$: *panas* jenis fluida panas pada tekanan konstan, J/kg. K

$T_{h,i}$: *temperatur* aliran fluida panas masuk Alat Penukar Kalor, K

$T_{h,o}$: *temperatur* aliran fluida panas keluar Alat Penukar Kalor, K

Dan,

$$Q_c = m_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (9)$$

Notasi,

m_c : laju aliran massa fluida dingin, kg/s

$c_{p,c}$: *panas* jenis fluida dingin pada tekanan konstan (J/kg.K)

$T_{c,i}$: *temperatur* aliran fluida dingin masuk Alat Penukar Kalor (K)

$T_{c,o}$: *temperatur* aliran fluida dingin keluar Alat Penukar Kalor (K)

❖ Beda temperatur rata-rata di antara kedua fluida

Beda temperatur rata-rata di antara kedua fluida

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \dots \dots \dots (10)$$

Notasi,

Bagi konfigurasi aliran parallel,

ΔT_1 : beda temperatur fluida panas masuk APK dengan temperatur fluida dingin masuk APK
 ΔT_2 : beda temperatur fluida panas keluar APK dengan temperatur fluida dingin keluar APK
 Sedangkan bila konfigurasi alirannya berlawanan,
 ΔT_1 : beda temperatur fluida panas masuk APK dengan temperatur fluida dingin keluar APK
 ΔT_2 : beda temperatur fluida panas keluar APK dengan temperatur fluida dingin masuk APK

❖ Koefisien perpindahan panas Global, U

Koefisien perpindahan panas global bagi kedua aliran fluida dalam alat penukar kalor (U):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \frac{A_o}{A_i} + \frac{A_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi kL} + R_{fi} \frac{A_o}{A_i} + R_{fo} \dots\dots\dots(11)$$

Notasi,

A_o adalah luas permukaan luar *tube*, dan A_i adalah luas permukaan dalam *tube*.

h_i dan h_o adalah koefisien perpindahan panas konveksi untuk aliran internal dan eksternal (W/m². K)

R_{fi} adalah tahanan termal pengotor aliran fluida internal (m². K/W)

R_{fo} adalah tahanan termal pengotor aliran fluida eksternal (m². K/W)

❖ Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Aliran Fluida di dalam pipa

Re bilangan Reynolds, dan Pr bilangan Prandtl. Bilangan Reynolds Re diberikan oleh persamaan:

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_f} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \dots\dots\dots(12)$$

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \dots\dots\dots(13)$$

Notasi:

v : kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)

ρ : massa jenis fluida (kg/m³)

μ : viskositas dinamik fluida (Ns/m²)

Bilangan Prandtl, Pr dengan persamaan:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \dots\dots\dots(14)$$

Kecepatan rata-rata aliran fluida di dalam pipa, $\bar{V}$ dapat ditentukan dengan persamaan:

$$m_c = \rho \cdot A \cdot \bar{V} \dots\dots\dots(15)$$

Notasi:

P : massa jenis fluida, kg/m³

A : luas penampang aliran fluida di dalam pipa, m²

❖ Koefisien perpindahan panas konveksi aliran fluida di luar pipa

Koefisien perpindahan panas fluida yang mengalir di permukaan luar pipa, h_o dapat dapat diperoleh dari persamaan:

$$Q_o = h_o A_o (T_h - T_{w,o}) \dots\dots\dots (16.)$$

Notasi,

h_o : koefisien perpindahan panas konveksi aliran fluida di luar pipa (W/m²K)

A_o : luas total permukaan perpindahan panas di luar pipa (m²), dengan $A_o = \pi d_o L N$.

T_h : temperatur rata-rata aliran fluida di luar pipa, K.

$T_{w,o}$: temperatur rata-rata permukaan luar pipa, K.

Pada persamaan di atas, $T_{w,o}$ diperoleh pada persamaan:

$$Q_k = \frac{2\pi k L N}{\ln(d_o / d_i)} (T_{w,o} - T_{w,i}) \dots\dots\dots (17.)$$

Notasi,

k : konduktifitas termal bahan pipa (W/mK)

L : panjang pipa (m)

N : jumlah tube

d_o : diameter permukaan luar pipa (m)

d_i : diameter permukaan dalam pipa (m)

$T_{w,i}$: temperature permukaan dalam pipa (K)

Sementara itu, $T_{w,i}$ dapat diperoleh dari persamaan :

$$Q_i = h_i A_i (T_{w,i} - T_c) \dots\dots\dots (18.)$$

Notasi:

h_i : koefisien perpindahan panas konveksi aliran di dalam pipa (W/m²K)

A_i : luas total permukaan perpindahan panas di dalam pipa (m²) dengan $A_i = \pi d_i L N$

T_c : temperature rata-rata aliran fluida di dalam pipa (K)

❖ Metode Efektifitas perpindahan panas, ε dan NTU

Efektifitas perpindahan energi panas (ε) di dalam sebuah APK yaitu :

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \dots\dots\dots (19)$$

Laju pertukaran energi panas maksimal untuk aliran berlawanan (*counter flow*):

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (20)$$

Laju kapasitas panas aliran fluida pendingin, C_c

$$C_c = m_c c_{p,c} \dots\dots\dots (21)$$

sedangkan laju kapasitas panas aliran fluida panas, C_h

$$C_h = m_h c_{p,h} \dots\dots\dots (22)$$

Persamaan NTU adalah :

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots (23)$$

Hubungan antara efektifitas (ε) dan NTU., persamaannya adalah:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_{min}/C_{max})]}{1 - (C_{min}/C_{max})\exp[-NTU(1 - C_{min}/C_{max})]} \dots\dots (24)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_{min}/C_{max})]}{1 + (C_{min}/C_{max})} \dots\dots\dots (25)$$

❖ Performance APK dengan Metode Efektifitas perpindahan panas, ε dan NTU

Panas yang sebenarnya terjadi, Q_{actual} pada kondisi awal pengoperasian:

$$Q_{act} = \varepsilon \cdot Q_{max} \dots\dots\dots(26)$$

Dengan

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots(27)$$

T_{ho} temperatur panas keluar dan temperature fluida pendingin keluar, T_{co} dengan persamaan berikut:

$$T_{co} = T_{ci} + \frac{Q_{act}}{C_c} \dots\dots\dots (28)$$

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{Q_{act}}{C_h} \dots\dots\dots(29)$$

Harga efektifitas perpindahan panas (ε) untuk evaporator $C_{min}/C_{max}=0$ sehingga efektifitas untuk evaporator adalah:

$$\varepsilon = (1 - e^{-NTU}) \dots\dots\dots(30)$$

Dengan:

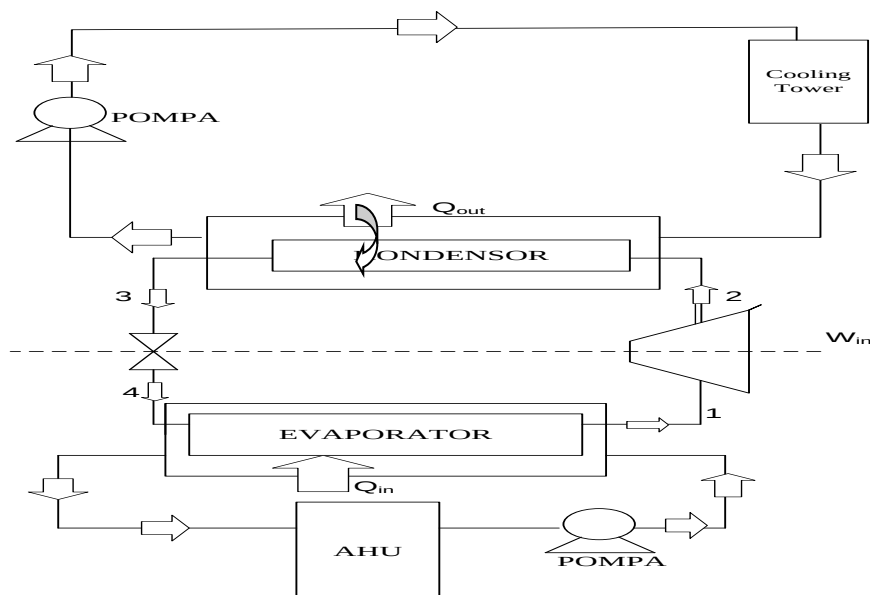
$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots(31)$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots\dots\dots (32)$$

3. ANALISIS PERHITUNGAN

A. Analisis Termodinamika

Diagram alir sistem penyejuk udara dapat dilihat pada gambar 5.



Gambar 5, Diagram Alir Sistem Penyejuk Udara

Hasil analisis termodinamika berdasarkan sifat-sifat fisik refrigeran dan dianalisis pada diagram $p-h$ R-134a diperoleh Tabel 1.

Tabel 1, Nilai P , h , dan T dari titik 1 – 4

Titik	P (kPa)	h (kJ/kg)	T (°C)
-------	-----------	-------------	----------

1	293.01	250.45	0
2	1017.1	271.27	40
3	1017.1	108.26	40
4	293.01	108.26	0

Berdasarkan sifat-sifat fisik dari Tabel 1, dapat dihitung besaran-besaran penting siklus kompresi uap sebagai berikut :

➤ Efek Refrigrasi :

$$ER = h_1 - h_4 = (250.45 - 108.26) \text{ kJ/kg} \\ = 142.19 \text{ kJ/kg}$$

➤ Laju aliran Refrigeran

$$Q_{\text{evaporator}} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \\ \dot{m}_r = \frac{Q_{\text{evaporator}}}{h_1 - h_4} = \frac{1100 \text{ kJ/s}}{142.19 \text{ kJ/kg}} = 7.74 \text{ kg/s}$$

➤ Daya Kompresor ($P_{\text{comp.}}$)

$$P_{\text{comp}} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \\ P_{\text{comp}} = 7.74 (271.27 - 250.45) = 161 \text{ kW}$$

➤ Koefisien Prestasi

$$COP = \frac{Q_{\text{coolingload}}}{P_{\text{comp}}} = \frac{1100 \text{ kW}}{161 \text{ kW}} = 6.8$$

3. Perancangan Evaporator

Dari analisa termodinamika di atas diperoleh karakteristik dari refrigeran R-134a yang digambarkan dalam diagram $P-h$ diperoleh temperatur masuk dan keluar evaporator konstan

$T_{ci} = T_{co} = 0^\circ\text{C}$ dan laju aliran massa refrigeran $\dot{m}_r = 7.74 \text{ kg/s}$.

Untuk mendapatkan laju aliran massa air diperoleh dari *heat balance* yaitu :

$Q_c = Q_h = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$, Notasi $\dot{m}_h = 7.74 \text{ kg/s}$, $T_{co} = T_{ci} = 0^\circ\text{C}$. Temperatur rata-rata refrigeran $T = 0^\circ\text{C}$ dari tabel refrigerant R-134a diperoleh $c_{pc} = 0.842 \text{ kJ/kg.K}$. Sedangkan temperatur air masuk yang dirancang berdasarkan data pabrik adalah $T_{hi} = 13^\circ\text{C}$ dan keluar $T_{ho} = 7^\circ\text{C}$, maka temperature rata-rata air :

$$T = \frac{13 + 7}{2} = 10^\circ\text{C}$$

Maka dari tabel sifat-sifat air diperoleh:

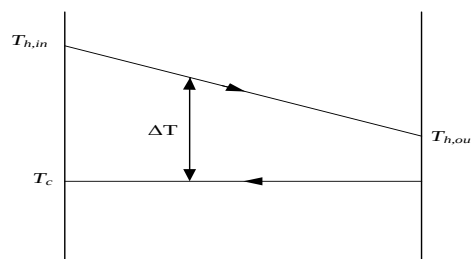
$$c_{ph} = 4.195 \text{ kJ/kg.K}, \rho = 999.2 \text{ kg/m}^3, \mu = 1.31 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}, k = 0.85 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Sehingga laju aliran massa air diperoleh: $Q_c = Q_h = \dot{m}_h c_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$

$$\dot{m}_h = \frac{1100}{25.17} = 43.5 \text{ kg/s}$$

❖ Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD)

Untuk alat penukar kalor dipilih aliran berlawanan (*counter flow*) $T_{ci} = T_{co} = 0^\circ\text{C}$ dan $T_{hi} = 13^\circ\text{C}$, $T_{ho} = 7^\circ\text{C}$ dari persamaan (10) diperoleh hasil : $\Delta T_m = 9.68^\circ\text{C}$



Gbr 6. Temperatur aliran fluida masuk dan keluar Pada Evaporator
Dengan LMTD dan nilai faktor F diasumsikan 0.90

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \Delta T_m \times F \\ &= 9.68^\circ\text{C} \times 0.90 = 8.70^\circ\text{C} \end{aligned}$$

❖ Koefisien perpindahan panas global (U)

Dari tabel sifat-sifat air fungsi temperatur memberikan data:

Pada temperatur rata-rata air: $\bar{T} = 10^\circ\text{C}$ diperoleh: Panas jenis air pada tekanan konstan, $C_p = 4.195 \text{ (J/kgK)}$, Massa jenis air, $\rho = 999.2 \text{ kg/m}^3$, Viskositas dinamik air, $\mu = 0.001284 \text{ Pa.s}$, Konduktivitas termal air, $k = 0.85 \text{ (W/mK)}$, Bilangan Prandtl, $Pr = 9.4$
Dengan $d_i = 16.9 \text{ mm} = 0.0169 \text{ m}$, $A_i = \pi/4 (0.0169)^2 = 0.000224 \text{ m}^2$,
Dengan $d_o = 19.10 \text{ mm} = 0.0191 \text{ m}$, $A_o = \pi/4 (0.0191)^2 = 0.000286 \text{ m}^2$
Laju aliran massa air $\dot{m}_{\text{air}} = 43.5 \text{ kg/s}$, serta $\rho = 999.2 \text{ kg/m}^3$

Batasan nilai koefisien perpindahan panas global (U) alat penukar kalor dengan fluida kerja air dan refrigerant adalah $1500 - 6000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. K dalam perancangan ini dipilih koefisien panas global $1650 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

➤ Jumlah tube yang digunakan

Koefisien perpindahan panas global adalah $1650 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Dengan menggunakan

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \text{ atau}$$

$$N = \frac{Q}{U \cdot \pi \cdot d_o \cdot L \cdot \Delta T_m}$$

$$N = \frac{1100000}{1650 \times 3.14 \times 0.0191 \times 10 \times 8.70} = 128 \text{ buah tubes}$$

➤ Kecepatan rata-rata fluida di dalam tube

$$\bar{v} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_i} = \frac{43.70 / 128}{999.2 \times 0.000224} = 1.53 \text{ m/s}$$

➤ Perhitungan bilangan Reynolds

$$\text{Re} = \frac{999.2 \times 1.53 \times 0.0169}{0.001284} = 20122$$

➤ Koefisien perpindahan panas konveksi di dalam pipa, h_{ci}

$$h_{ci} = \frac{106.25}{0.0169} = 6287 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

➤ Koefisien perpindahan panas konveksi di luar pipa, h_{co}

$$\begin{aligned} h_{co} &= \frac{0.009}{0.0191} \times 0.575 (20125)^{0.556} (1.11)^{0.33} \\ h_{co} &= 120 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

❖ **Luas Permukaan perpindahan panas total**

$$A_t = \frac{Q}{U.LMTD} = \frac{1100000}{1656 \times 8.70} = 76 \text{ m}^2$$

❖ **Perbedaan Temperatur Maksimal**

$$\Delta T_{max} = T_{hi} - T_{ci}, \text{dimana } T_{hi} = 13^\circ \text{C} (286 \text{ K}) \text{ dan } T_{ci} = 0^\circ \text{C} (273 \text{ K})$$

$$\Delta T_{max} = 303 \text{ K} - 273 \text{ K}$$

$$\Delta T_{max} = 13 \text{ K}$$

a. Perhitungan C_c

Perhitungan laju aliran fluida dingin yang terdapat pada *shell* :

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \cdot C_{pc} \\ &= 7.74 \text{ kg/s} \times 0.842 \text{ J/kg.K} \\ &= 6.51708 \text{ k J/s K} \end{aligned}$$

b. Perhitungan C_h

Perhitungan laju aliran fluida panas yang terdapat pada *tube*:

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \times C_{ph} \\ &= 43.5 \text{ kg/s} \times 4.195 \text{ J/kg.K} \\ &= 182.4825 \text{ k J/s.K} \end{aligned}$$

c. Perhitungan NTU

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1656 \times 76}{182482.5} = 0.68$$

❖ **Perhitungan Q_{max}**

$$\begin{aligned} Q_{max} &= C_{min} \times \Delta T_{max} \\ Q_{max} &= 182482.5 \text{ J/s.K} \times 13^\circ \text{C} \\ &= 2372273 \text{ J/s} = 2372.2725 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

❖ **Perhitungan Efektifitas (ϵ)**

$$\epsilon = \left(1 - e^{-NTU}\right) = \left(1 - e^{-0.68}\right) = 0.51 = 51\%$$

4. KESIMPULAN

Dari perancangan termal evaporator pada suatu mesin penyejuk udara dengan beban 1100 kW diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Laju aliran massa refrigeran dari perhitungan beban pendingin sebesar 1100 kW yaitu $\dot{m}_r = \dot{m}_c = 7.74 \text{ kg/s}$ pada temperatur konstan yaitu $273 \text{ K} (0^\circ \text{C})$ dengan daya kompresor P_{comp} sebesar 161 kW, $COP = 6.8$ dan laju aliran massa air sebesar $\dot{m}_{air} = \dot{m}_h = 43.5 \text{ kg/s}$ dengan temperatur aliran air masuk dan keluar masing-masing adalah $T_{hi} = 13^\circ \text{C}$ dan $T_{ho} = 7^\circ \text{C}$, serta diperoleh beda temperatur rata-rata logaritmik untuk aliran *counter flow* $LMTD = 8.70^\circ \text{C}$
2. Koefisien perpindahan panas menyeluruh hasil perhitungan $U = 1656 \text{ W/m}^2$, luas bidang perpindahan panas diperoleh dari metode *LMTD* yaitu

$A = \frac{Q}{U.LMTD} = 76 \text{ m}^2$. dengan bahan yang dipilih adalah tembaga dengan ukuran 3/4 inci ($d_o = 0.0191 \text{ m}$, $d_i = 0.0169 \text{ m}$) diperoleh jumlah pipa $N = 128$ buah pipa.

5. DAFTAR PUSTAKA

ASHARE. 2005, *Handbook of Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers SI Edition.

Arismunandar, W. 1986, “Penyegaran Udara, Pradnya Paramita, Jakarta, Badan Standarisasi Nasional, “SNI -03-6390-2000”, Konservasi Energi Tata Udara Pada Bangunan Gedung.

David, B. 2003, “*Design of Shell and Tube Heat Exchanger when Fouling Depends on local Temperature and Velocity*, Applird Thermal Engineering.

Frank Krieth and William Black, “*Basic Heat Transfer*”

Kakac, S, Hongtan Liu, 2002., *Heat Exchanger Section, rating and thermal design*” second edition, CRC Prees.

Stocker, W. F., Jerold, W. C., *Air Conditioning and Refrigerant*

Tubular Exchanger Manufactures Association (TEMA),1999, *Standard of Tubular Exchanger Manufactures Associations*, 8th, Ed., New York: TEMA,Inc.

Yunus A. Cengel., Michael A. Boles, *Termodinamycs An Angineering Approach Sixth Edition* (SI Units). Mc Graw Hill.