Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

RANCANG BANGUN MESIN PENGERING PAKAN TERNAK SISTEM POMPA KALOR DENGAN DAYA 1 PK

Iko M. Nadeak[1], Himsar Ambarita[2], Syahril Gultom[3], Zulkifli L[4], Pramio G. S[5]., M. Sabri[6]
[1,2,3,4,5,6]Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara
Email: iko_nadeak@yahoo.co.id

ABSTRAK

Perancangan ini untuk mengatasi masalah yang dihadapai usaha peternakan pada penyediaan mesin untuk pengering pakan ternak berbahan pelepah kelapa sawit. Oleh sebab itu dilakukan perancangan yang bertujuan untuk menghasilkan suatu unit mesin pengering pakan ternak *portable* dengan menggunankan AC rumah yang berorientasikan pada upaya efisiensi energi listrik yang dapat diaplikasikan pada skala kecil dan besar . Perancangan model fisik semua komponen pada unit mesin pengering pakan ternak ini didasarkan pada hasil perhitungan teoritis dan Pompa kalor yang digunakan beroperasi menggunakan siklus kompresi uap menjadi batasan masalahnya. Manfaat perancangan ini adalah untuk memenuhi kebutuhan pengeringan pakan ternak pada industri besar atau kecil, khususnya komoditas peternakan sapi di Indonesia. Metode yang digunakan untuk mencapai tujuan adalah melalui perhitungan termodinamika dan perhitungan kondensor, kompresor dan evavorator dengan refrigerant yang dipakai R-22. Kesimpulan perancangan ini diperoleh Koefisien performansi (COP) didapat **2,90** dan mendapatkan hasil beban kondensor pada saat *superheated* dan pada saat kondensasi, selisih temperatur rata rata logaritmik (LMTD) dan panjang pipa kondensor, daya kompresor sebesar 1,0108 kW Koefisien Performansi yang tinggi sangat diharapkan karena hal itu menunjukkan bahwa sejumlah kerja tertentu refrigerasi hanya memerlukan sejumlah kecil kerja dalam proses pengeringan
.

*Kata kunci: portable , AC Rumah, refrigerant, HCFC-22, Coefficient of Perfomance (*COP)

1. PENDAHULUAN

Kebutuhan akan pakan ternak di Indonesia sangat tinggi mengingat komoditas peternakan sangat banyak di Indonesia. Banyaknya peternakan sangat berpengaruh terhadap kebutuhan akan pakan yang akan siap untuk di makan oleh ternak, sedangkan pakan ternak yang diproduksi industri masih bersifat basah atau lembab.

Pakan ternak merupakan penganti makanan ternak dari alam. Pakan ternak di produksi dari indusri rumahan (*home industry*) ataupun di pruduksi secara massal. Mesin yang sering di jumpai di pasaran menggunakan alat pemanas (*heater)* dan alat ini menggunakan tenaga arus listrik yang sangat besar. Untuk itu penulis mencoba menggunakan alat yang tidak lajim digunakan di mesin pengering yaitu AC (*Air Conditioner)*. Panas yang didapat untuk mengeringkan didapat dari kondensor, udara yang ber uap air rendah di keluarkan oleh evavorator tersebut. AC yang digunakan disini adalah jenis yang biasa di temukan di pasaran yaitu AC Polytron dengan daya 1 pk.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Teori pengeringan

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

2.2 Pengering Buatan

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

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

- Pekerjaan lebih mudah.

2.3. Jenis Jenis Pengeringan Buatan

Berdasarkan media panasnya,

- Pengeringan adiabatis ; pengeringan dimana panas dibawa ke alat pengering oleh udara panas, fungsi udara memberi panas dan membawa air.
- Pengeringan isotermik; bahan yang dikeringkan brhubungan langsung dengan alat/ plat logam yang panas.

Proses pengeringan:

- Proses pengeringan diperoleh dengan cara penguapan air
- Dengan cara menurunkan RH dengan mengalirkan udara panas disekeliling bahan
- Proses perpindahan panas; proses pemanasan dan terjadi panas sensible dari medium pemanas ke bahan, dari permukaan bahan kepusat bahan.
- Proses perpindahan massa ; proses pengeringan (penguapan), terjadi panas laten, dari permukaan bahan ke udara
- Panas sensible ; panas yang dibutuhkan/ dilepaskan untuk menaikkan /menurunkan suhu suatu benda
- Panas laten ; panas yang diperlukan untuk mengubah wujud zat dari padat kecair, cair ke gas, dst, tanpa mengubah suhu benda tersebut.

Faktor faktor yang mempengaruhi pengeringan.

Pada pengeringan selalu diinginan kecepatan pengeringan yang maksimal. Oleh karena itu perlu dilakukan usah- usah untuk memercepat pindah panas dan pindah massa (pindah massa dalam hal ini adalah perpindahan air keluar dari bahan yang dikeringksan dalam proses pengeringan tersebut.

Ada beberapa faktor yang perlu diperhatikan untuk memperoleh kecepatan pengeringan maksimum, yaitu :

(a) Luas permukaan
(b) Suhu
(c) Kecepatan udara
(d) Kelembapan udara
(e) Tekanan atm dan vakum
(f) Waktu.

Dalam rancang mesin ini faktor yang perlu diperhatikan untuk memperoleh kecepatan pengeringan maksimum adalah :

- **Suhu**

Semakin besar perbedaan suhu (antara medium pemanas dengan bahan bahan) maka akan semakin cepat proses pindah panas berlangsung sehingga mengakibatkan proses penguapan semakin cepat pula.

- **Kecepatan udara**

Umumnya udara yang bergerak akan lebih banyak mengambil uap air dari permukaan bahan yang dikeringkan. Udara yang bergerak adalah udara yang mempunyai kecepatan gerak yang tinggi yang berguna untuk mengambil uap air dan menghilangkan uap air dari permukaan bahan yang dikeringkan.

- **Kelembaban Udara (RH)**

Semakin lembab udara di dalam ruang pengering dan sekitarnya maka akan semakin lama proses pengeringan berlangsung kering, begitu juga sebaliknya. Karena udara kering dapat mengabsorbsi dan menahan uap air.

Jika RH udara < RH keseimbangan maka bahan masih dapat dikeringkan

Jika RH udara > RH keseimbangan maka bahan malahan akan menarik uap air dari udara.

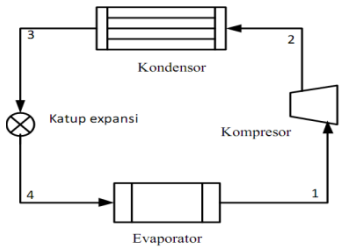
- **Waktu**

Semakin lama waktu (batas tertentu) pengeringan maka akan semakin cepat proses pengeringan selesai. Dalam pengeringan diterapkan konsep HTST (High Temperature Short Time).

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

2.4. 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.



Gambar 2.1. Siklus Kompresi Uap

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

2.4.1 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.

$W = \dot{m}\, q_w = \dot{m}(h_2 - h_1)$ (1)

2.4.2 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.

$Q_k = \dot{m}\, q_c = \dot{m}\,(h_2 - h_3)$ (1)

2.4.3 Proses Ekspansi (3 – 4)

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

$h_3 = h_4$ (1)

2.4.4 Proses Evaporasi (4 – 1)

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

$Q_e = \dot{m}\, q_e = \dot{m}\,(h_1 - h_4)$ (1)

Maka : $\text{COP} = \dfrac{Qe}{Wc}$

2.5 Komponen Utama Pompa Kalor Sikluas Kompresi Uap

2.5.1 Kondensor

Kondensor adalah APK (Alat Penukar Kalor) yang berfungsi mengubah fasa refrigeran dari kondisi *superheat* menjadi cair, bahkan terkadang sampai pada kondisi *subcooled*.

Ada banyak jenis - jeis kondensor yaiut:

Dilihat dari proses perpindahan panasnya kondensor terdiri dari dua jenis, jenis kondensor yaitu kondensor kontak langsung dan kondensor permukaan.

1. **Kondensor Jet**

   Kondensor jet adalah kondensor kontak langsung yang banyak digunakan. Kondensor jet digunakan pada pembangkit listrik tenaga panas bumi (PLTP) yang siklus kerjanya terbuka.

2. **Kondensor pipa ganda (*Tube and Tube*)**

   Jenis kondensor ini terdiri dari susunan dua pipa koaksial, dimana refrigeran mengalir melalui saluran yang berbentuk antara pipa dalam dan pipa luar, dari atas ke bawah.

1.Coefficient of Performance (COP)[1],

Mencari COP dinyatakan sebaga:

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

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

2.Untuk Sisi Udara

- Kecepatan Massa Refrigeran (G) [1], Kecepatan massa refrigeran yaitu:

G= $\frac{\dot{m}_{R_{22}}}{\pi \times {r_{in}}^2}$

- Bilangan Prandtl (Pr) [3],

Mencari bilangan prandtl yaitu:

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

- Koefisien Perpindahan Panas Sisi Refrigeran (h_i) [1],

Koefisien Perpindahan Panas Sisi Refrigeran (h_i)

$$\frac{h_{i \times D_i}}{k_g} = 0{,}023(Red)^{0{,}8}(Pr)^n$$

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 [3]

- mencari bilangan prandtl yaitu:

Re$\frac{D_{h \times G_{ud}}}{\mu}$

-Bilangan Stanton [3],

Mencari bilangan prandtl yaitu:

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

4. Efisiensi Sirip

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

5. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh [1],

Koefisien perpindahan panas menyeluruh yaitu:

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

6. Perbedaan Rata – rata Log (LMTD)[1]

Perbedaan rata – rata Log (LMTD) yaitu:

$$\Delta Tm = \frac{\Delta T_{2-} \Delta T_1}{ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

7. Perpindahan Kalor Menyeluruh[1]

Perpindahan kalor menyeluruh yaitu:

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

8. Panjang Pipa Per Lintasan

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

2.5.2 Kompresor

Pada sistem mesin *refrigerasi*, kompresor berfungsi seperti jantung. Kompresor berfungsi untuk mensirkulasikan *refrigeran* dan menaikan tekanan refrigerant agar dapat mengembun di kondensor pada temperatur di atas temperatur udara sekeliling.

1. Kompresor perpindahan (*positive displacement*)

Kompresor ini dapat dibagi lagi menjadi:

a. Bolak-balik (*reciprocating*) kompresor torak.

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

b. Putar (*rotary*)
c. Kompresor sudu luncur (*rotary vane atau sliding vane*)
d. Kompresor ulir (*screw*)
e. Kompresor gulung *(Scroll)*

2. Analisa Sliding Vane Compressor

Disebut juga rotary vane compressor atau kompresor sudu luncur. Teridiri atas sebuah rotor yang dipasang secara eksentris pada slinder yang sedikit lebih besar daripada rotor. Gambar berikut menunjukan bagian – bagian kompresor sudu luncur :

Kecepatan tip Vane *(u_2)*, dihitung dengan persamaan:

$$u_2 = \omega \; x \; r_2$$

dimana ω adalah kecepatan sudut Vane

- Kecepatan absolut fluida adalah V_2
- Kecepatan relative fluida terhadap Vane adalah $V_{r,2}$
- Kecepatan tangensial dari V_2 adalah $V_{r,2}$
- Kecepatan normal dari V_2 adalah $V_{r,2}$

Dengan mengasumsikan bahwa uap refrigeran masuk Vane secara tangensial, maka besarnya torsi pada fluida dapat dihitung dengan persamaan:

$$\tau = \boldsymbol{mr_2 V_{t,2}}$$

sementara, daya terhadap Vane adalah:

$$\boldsymbol{W = \tau \; \omega = mr_2 \, \omega \, V_{t,2} = mu_2 V_{t,2}}$$

Dari diagram segitiga kecepatan dapat dibuktikan bahwa kecepatan absolut fluida arah tangensial adalah:

$$\boldsymbol{V_{t,2} = u_2 - V_{n,2} cot \, \beta = u_2 \left(1 - \frac{v_{n,2} \cot \beta}{u_2} \right)}$$

Denganmensubstitusi persamaan akan didapat daya yang diberikan kepada blade adalah:

$$\boldsymbol{W = mu_2^2 \left(1 - \frac{v_{n,2} \cot \beta}{u_2} \right)}$$

Dimana β adalah sudut blade dari Vane dan jika blade dalam posisi radial, nilai β = 90 (cot β = 0). Daya pada persamaan dapat dihitung dengan menggunakan diagram Ph refrigerant, yaitu perbedaan h_2 dan h_1.

Maka : $\mathbf{V_p = m_{r\text{-}22} \, . \, v_1}$

- **Rasio Kompresi** :

$$\mathbf{Rc} = \frac{P_2}{P_1}$$

- **Daya motor listrik penggerak kompresor**

$$\mathbf{P_M} = \frac{P_C}{\eta_c \, x \, \eta_m}$$

Dimana : P_c = Tekanan kompresor

η_m = 0,82 η_c = 0,9

Berikut ini adalah komponen yang terdapat pada *Sliding Vane Compressor*:

2.5.3 Evaporator

Pada diagaram 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 di uapkan, kemudian dikrim ke kompresor.

1. *Coefficient Of Performance* (COP)

Didefenisikan sebagai perbandingan panas yang diserap oleh evaporator dengan kerja yang diberikan kompresor.

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

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

2. Untuk Sisi Refrigeran
   - Kecepatan massa refrigeran (G)

   G = $\frac{\dot{m}_{R22}}{\pi \times {r_{in}}^2}$
   - Bilngan Prandtl (Pr)

   Pr = $\frac{C_p \times \mu}{k}$
   - Koefisien Perpindahan Kalor Sisi Refrigeran (h_i)

   $\frac{h_i \times D_i}{k_l} = 0{,}06 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0{,}87} \left(\frac{D_i G x}{\mu}\right)^{0{,}87} Pr^{0{,}4}$
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 = $\frac{D_h \times G}{\mu}$
   - Bilangan Stanton

   St = $\frac{jH}{Pr^{2/3}}$
4. Effisiensi 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)

   $\Delta Tm = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln \frac{\Delta T_2}{T_1}}$
7. Luasperpindahan Kalor Menyeluruh

   $A_{tot} = \frac{Q_E}{U \times F \times \Delta Tm}$
8. Pipa Per Lintasan

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

2.6 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.

1. Pengelompokan Refrigran

Refrigeran dirancang untuk ditempatkan didalam siklus tertutup atau tidak bercampur dengan udara luar.

Refrigeran ini akan terbakar jika konsentrasinya kurang dari 0,1 kg kg/m^3 atau kalor pembakarannya lebih dari 19 MJ/kg. Berdasarkan defenisi ini, sesuai standard 34-1997.

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.

b.Sifat ketercampuran dengan pelumas (*oil miscibility*)

Refrigeran yang baik jika dapat bercampur dengan oli dan membantu melumasi kompressor

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

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*).

3. METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

Peneltian dilakukan di laboratorium teknik pendingin Departemen Teknik Mesin Sumatera Utara dan direncanakan dilaksanakan dalam 7 bulan.

3.2. Bahan dan Alat

3.2.1 Bahan.

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

3.2.2 Alat

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

1. Rh (*Relative Humidity*) Meter
2. *Pressure Gauge*

3. 3 Data Penelitian

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

1. Massa Pakan(M)
2. Waktu pengeringan (t)
3. Temperatur (T)
4. Kelembaban udara (Rh)
5. Tekanan (P)

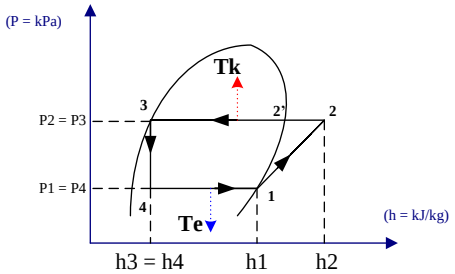
4. PERANCANGAN KOMPONEN MESIN PENDINGIN

4.1 Perhitungan Termodinamika

Dari pengujian mesin AC didapat data sebagaiberikut sebagai data awal :

- Tekanan Kerja Kondensor (P_K) = 3,102 Mpa
- Tekanan Kerja Evaporator (Pe) = 0,62 Mpa
- Daya Kompresor (W_c) = 1 Hp = 746 Watt
- Temperatur Kondensor (Tk) = 68,275 ^{0}C
- Temperatur Evaporator (Te) = 7 ^{0}C

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



Gambar 4.1 P-h Diagram

Titik 1: T_1 =7 ^{o}C,P = 0,62 MPa = 90 Psi

h_1 = 407,17 kJ/kg

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

S_1 = 1,7401 kj/kg.K
Titik 2':T_2 = 72,125 ^{0}C,P = 450 Psi = 3,102 MPa
h_2 = 415,01 kJ/kg
$S_1 = S_2$ = Konstan (Proses kompresi isentropi)
Titik 2 : h_2 = 447,09 kj/kg, $T_{2'} = T_3$
S_2 = 1,7401 kj/kg.K
Titik 3: h_3 = 290,18 kJ/kg, P = 3,102 Mpa.
T_3 = 68,275 ^{o}C
S_3 = 1,2863 kj/kg.K
Titik 4: $T_4 = T_1$ dan $P_1 = P_4$
$h_4 = h_3$

- **Laju aliran massa refrigeran**

W_c = 1 Hp = 746 watt = 0,746 kJ/s
$W_c = \dot{m}\,(h_2 - h_1)$
$\dot{m} = 0{,}0186$ Kg/s

Kalor yang dikeluarkan oleh kondensor

$Q_K = \dot{m}\,(h_2 - h_3)$
Q_k = 2,91 kW

Dampak refrigrasi

$Q_e = \dot{m}\,(h_1 - h_4)$
Q_e = 2.17 kW

- **COP** (Coefficient Of Performance)

$$COP = \frac{Qe}{Wc}$$
$$= 2{,}90$$

4.2 Perhitungan kompresor

Dari hasil pengambilan data keadaan di kompresor dapat dilihat pada diagram P-h seperti tercantum pada gambar 4.1.

4.2.1. Perhitungan Kapasitas Kompresor

$V_p = m_{r\text{-}22} \cdot v_1$
$= 0{,}000705$ m^3/s

4.2.2. Rasio Kompresi

$$Rc = \frac{P_2}{P_1}$$
$$= 5{,}003$$

4.2.3. Efisiensi kompresi (η_c)

Gas yang ada di dalam kompresor, dikompresikan dan mengalami hambaatan, terutama pada waktu melalui katup ekspansi dan katup buang . $\eta_c = \frac{m_{r-22} x(h_2 - h_1)}{\omega_{com}} = 0{,}99$

4.2.4. Efisiensi mekanik (η_m)

Oleh karena itu, diperlukan daya tambahan untuk mengatasi gesekan tersebut diatas. Dari grafik efisiensi mekanik dari kompresor didapat efisiensi mekanik sebesar η = 0,82

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

4.2.5. Daya motor listrik penggerak kompresor

$$P_m = \frac{P_C}{\eta_c x \eta_m}$$

= 1,0108 kW

Maka daya refrigeran pada masing- masing tingkat adalah :

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

= 39,92 kJ/Kg

Kecepatan tip Vane dengan menggunakan persamaan kecepatan angular:

$$\frac{W}{m} = u^2\left(1 - \frac{V_n Cot 90}{u}\right)$$

u = 6,31 m/s

Jari-jari Vane dengan menggunakan persamaan kecepatan angular :

$$u = \omega r$$

Maka Diameter Vane adalah :

D = 2r

= 6,6 cm

4.3 Perhitungan kondensor

Data awal perencanaan :

Padaperancangan ini menggunakan kondensor dengan sistem konveksi paksa dengan kipas untuk mengambil panas.

Data awal :

1. Diameter dalam pipa tembaga = 0,40in = 0,0102 m
2. Diameter luar pipa tembaga = 0,5 inc = 0,0127 m
3. Beban kondensor pada saat superheted ;
   h_2 = 447,09 kJ/kg
   $h_{2'}$ = 415,01 kJ/kg periksa
   $\dot{m}$ = 0,0186 kg/s
   h_3 = 290,18 kJ/kg
4. Beban kondensor pada saat superheated,
   $Q_{k\ superheated} = \dot{m}\ (h_2 - h_{2'})$
   = 0.5966 kJ/s
5. Beban kondensor pada saat kondensasi,
   $Q_{k\ kondensasi} = \dot{m}\ (h_{2'} - h_3)$
   = 2,3218 kJ/s
6. Beban kondensor total
   $Q_{k\ superheated} + Q_{k\ kondensasi}$
   = 2,9184 kH/s

4) Luas perpindahan panas total untuk *kondensasi* berdasarkan sisi dalam pipa

$$A_{kon} = \frac{Q_{kon}}{U_{kon}.F_{kon}.LMTD_{kon}}$$

= 0,235525 m^2

maka, A total = A sup + A kondensasi

= 0,33 m^2

4.3.4 Panjang pipa yang diperlukan pada kondensor

Panjang pipa yang diperlukan pada kondensor :

$$L = \frac{A_T}{\pi x Di}$$

= 10,31 m

Edisi Cetak Jurnal Dinamis, September 2016 (ISSN: 0216-7492)

4.3.5. Panjang pipa perlintasan

Panjang pipa perlintasan pada kondensor :

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

= 0,5155 m ; n= jumlah lintasan pipa

4.4 Perhitungan Evaporator

Dari hasil pengambilan data keadaan di evaporator dapat dilihat pada gambar 4.1.

Dari gambar 4.1 didapat :

Titik 4: T_4 = 7°C dan P = 0,062 Mpa

h_4= 290,18 kJkg

Titik 1: T_1 = 7 °C

h_1= 415,01 kJ/kg

4.4.1 Luas Perpindahan Kalor Menyeluruh

Perpindahan kalor menyeluruh dapat kita tentukan dengan :

$$A = \frac{Q_e}{U \times F \times LMTD} = 0{,}3852\ m^2$$

4.4.2 Panjang pipa tiap lintasan

Untuk mencari panjang pipa yang dibutuhkan dapat ditentukan dengan :

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

$$= 12.02\ m$$

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

$$= 0{,}7517\ m$$

5. KESIMPULAN

Berdasarkan analisa data dan pembahasan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Berdasarkan perhitungan termodinamika maka diperoleh unjuk kerja dari siklus refrigerasi adalah sebesar 5,093 dan beban kondensor total sebesar 4,545492 kH/s.
2. Berdasarkan perhitungan rancanga bangun pada kondensor di dapat tekanan kerja pada kondensor sebesar 2,3 mPa, temperatur kondensor 57,47^{0}C, koefisien perpindahan panas menyeluruh padasaat *superheated* 38,96 W/m^2 ^{0}C dan pada saat kondensasi sebesar 71,945 W/m^2 ^{0}C.
3. Panjang pipa yang di perlukan pada kondensor sebesar 13,71 m dan panjang pipa perlintasan pada kondensor sebesar 0,68 m.

DAFTAR PUSTAKA

[1]. Cengel,A, Yunus, Heat Transfer, Second Edition, WCB/ McGraw-Hill, United States of America, 2003.

[2]. Holman, J.P, Perpinpindahan Kalor, Sixth Edition, Penerbit Erlangga, 1986.

[3]. Koesteor, Raldi Artono, Perpindahan Kalor, Penerbit Salemba Teknika, 2002.