

KAJI EKSPERIMENTAL PEMANFAATAN KALOR BUANGAN KONDENSOR UNTUK KEBUTUHAN PENGERINGAN

Rikhard Ufie

E-mail: rikhardufie@gmail.com

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura

ABSTRAK

Kaji eksperimental pemanfaatan kalor buangan kondensor untuk kebutuhan pengeringan telah diteliti. Proses pendinginan dengan mesin refrigerasi siklus uap dimana kalor yang masuk ke sistem berasal dari beban pendinginan ditambah kalor hasil kerja kompresi dari kompresor biasanya dibuang ke lingkungan. Penelitian ini akan mengkaji kemungkinan pemanfaatan kalor yang dibuang ke lingkungan tersebut dengan cara pengembangan prototipe pendinginan dan pengeringan terpadu. Selain itu diharapkan akan diperoleh efek pendinginan bagi produk tertentu melalui kerja evaporator dan efek pengeringan melalui kerja kondensor. Unit pendinginan dan pengeringan terpadu menggunakan Freon R-22 dengan daya kompresor 0.5 hp (0.368 kW) dengan produk pendinginan yakni massa air 32 kg. Hasil penelitian memperlihatkan pada temperatur kondensasi 48.3 °C diperoleh temperatur lemari pengering rata-rata 37.8 °C dengan kapasitas pemanasan 914.6 W yaitu dimana ratio kompresi 6.98 dengan tekanan evaporasi 38.6 psia dan temperatur evaporasi -18.5 °C. Pada beban kerja sebesar 613.057 W diperoleh daya kompresi terpakai 307.6 W dengan COP sebesar 1.99, sedangkan laju kalor yang dilepas kondensor sebesar 920.72 W.

Kata kunci : unit terpadu, refrigerator, kondensor, COP

PENDAHULUAN

Produk perikanan/pertanian dalam arti luas berupa bahan makanan (*foods*), mencakup buah-buahan, sayur-sayuran, ikan, daging, dan berbagai bahan olahan lainnya, umumnya akan mengalami pembusukan jika terus dibiarkan berada pada temperatur lingkungan. Untuk memperpanjang umur penyimpanan (*life storage*) dari berbagai bahan dimaksud dilakukan tindakan pengawetan, melalui upaya pendingin maupun pengeringan.

Pendinginan produk dilakukan antara lain dengan menerapkan sistem refrigerasi mekanik siklus kompresi uap dimana produk ditempatkan pada lemari pendingin yang didinginkan oleh evaporator. Pada sistem pendinginan ini masukan energi yang berasal dari produk yang hendak didinginkan dan juga kompresor, dilepas ke lingkungan melalui kerja kondensor.

Semakin besar kalor yang diserap dari produk dan semakin besar penggunaan energi yang diberikan kepada kompresor, semakin besar pula jumlah kalor yang terbuang.

Untuk setiap penggunaan mesin pendingin siklus kompresi uap dengan demikian terdapat potensi kalor terbuang yang besar yang seharusnya dapat dimanfaatkan kembali (*recovery*) antara lain bagi suatu proses pengeringan.

Melalui penelitian ini dikaji kemungkinan memanfaatkan kembali kalor yang dilepas

kondensor melalui suatu prototipe pendingin dan pengering secara terpadu yang dijalankan dengan satu kompresor, sehingga selain diperoleh efek pendinginan bagi produk tertentu di satu pihak, diperoleh pula efek pengeringan produk di pihak lain.

Tujuan dari penelitian ini yaitu untuk mengetahui berapa suhu dan kapasitas pengeringan rata-rata yang dapat diperoleh serta berapa besar variabel kerja unit pendingin sesuai kondisi kerja siklus kompresi uap yang terjadi.

KAJIAN TEORI DAN METODE

1. Perhitungan Beban Pendinginan

a. Beban Transmisi

Beban transmisi kalor yang masuk melalui dinding ruangan pendingin, dapat dihitung dengan persamaan (ASRHA, 1990):

$$q_{trans.C} = U A \Delta t \quad (1)$$

di mana:

$q_{trans.C}$ = beban transmisi kalor melalui dinding kotak

pendingin, kW

A_C = luas bidang perpindahan panas kotak pendingin, m²

Δt_C = beda antara temperatur udara luar dan temperatur ruang pendingin, °C

U_c = koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari dinding kotak pendingin yang dihitung dengan persamaan :

$$U_c = \frac{1}{1/f_o + \sum_{i=1}^n x_i/k_i + 1/h_i} \quad (2)$$

di mana:

f_o = konduktivitas film dinding luar, W/(m²C)

x_i = tebal lapisan ke i, m

k_i = konduktivitas lapisan ke i, . W/(mC)

h_i = koefisien perpindahan panas konveksi dinding dalam, W/(m²C).

b. Beban Produk

1. Kalor sensibel yang dipindahkan untuk mendinginkan produk dari temperatur lingkungan ke titik beku, yang dihitung dengan persamaan (ASRHAE, 1990):

$$Q_{c1} = m_c c_1 (t_1 - t_f) \quad (3)$$

2. Kalor laten pembekuan produk, yang dihitung dengan persamaan (ASRHAE, 1990):

$$Q_{c2} = m_c h_{sf} \quad (4)$$

3. Kalor sensibel yang dipindahkan untuk mendinginkan produk dari titik beku ke temperatur penyimpanan titik beku, yang dihitung dengan rumus(ASRHAE, 1990):

$$Q_{c3} = m_c \cdot c_2 (t_f - t_{sf}) \quad (5)$$

dimana:

Q_{c1}, Q_{c2}, Q_{c3} = kalor sensibel yang dipindahkan. kJ

m_c = massa produk, kg

h_{sf} = kalor laten pembekuan produk, kJ/kg

c_1 = kalor spesifik produk di atas pembekuan, kJ/(kg.°C)

c_2 = kalor spesifik produk di atas pembekuan, kJ/(kg.°C)

t_1 = temperatur lingkungan, °C

t_f = temperatur beku produk, °C

t_{sf} = temperatur beku produk, °C

4. Beban produk keseluruhan diperoleh:

$$q_{prodC} = \frac{Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{c3}}{3600n} \quad (6)$$

di mana:

q_{prodC} = beban pengeringan produk, kW

n = waktu pengeringan, jam

c. Total Beban Pendinginan

Total beban pendingin sebagai jumlah keseluruhan kalor yang harus dipindahkan oleh unit pendingin, dihitung dengan rumus (ASRHAE, 1990):

$$\dot{Q}_C = (q_{trans} + q_{prodC}) \cdot F_s \quad (7)$$

di mana:

\dot{Q}_C = Beban pendingin, W

F_s = factor koreksi

2 Perhitungan Beban Pengeringan

a. Beban Transmisi

Beban transmisi berupa kalor yang keluar melalui dinding pengering, dihitung dengan persamaan:

$$q_{trans} = U A \Delta t \quad (8)$$

di mana:

q_{trans} = beban transmisi kalor melalui dinding lemari

pengering, kW

A = luas bidang perpindahan panas lemari pengering, m²

Δt_H = beda antara temperatur udara luar dan temperatur ruang pengering, °C

U_H = koefisien perpindahan kalor menyeluruh dari dinding pengering.

b. Beban Produk

Kalor sensibel yang dipindahkan untuk mengeringkan produk dari temperatur awal ke temperatur pengeringan, yang dihitung dengan persamaan:

$$Q_H = m_H c_H (t_1 - t_f) \quad (9)$$

di mana:

Q_H = kalor s yang dipindahkan, kJ

m_c = massa produk, kg

c_H = kalor spesifik produk, kJ/(kg. C)

t_{Hi} = temperatur awal produk, °C

t_{Hf} = temperatur akhir produk, °C

Beban produk keseluruhan diperoleh:

$$\dot{Q}_H = \frac{Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{c3}}{3600n} \quad (10)$$

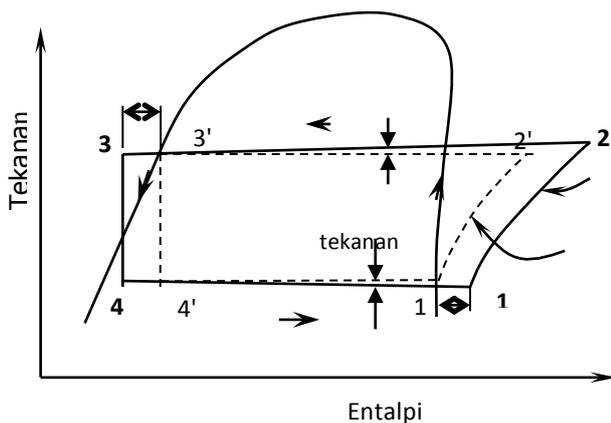
di mana:

\dot{Q}_H = beban pendinginan produk, kW

n = waktu pendinginan, jam

2. Refrigerasi Siklus Kompresi Uap

Kondisi kerja mesin regrigerasi siklus kompresi uap dapat dinyatakan sesuai perubahan tingkat keadaan refigeran sebagai fluida kerja, dalam suatu skema diagram tekanan-entalpi (p-h), seperti diperlihatkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Siklus Kompresi Uap

Proses (1-2) adalah proses kompresi dimana uap refrigeran bertekanan rendah dari evaporator dikompresikan oleh kompresor hingga mencapai tekanan dan temperatur di atas kondisi lingkungan; proses (2-3) adalah proses kondensasi dimana refrigeran diembunkan dalam kondensor dengan cara melepas kalor ke lingkungan; proses (3-4) adalah proses ekspansi dimana refrigeran bertekanan tinggi diturunkan tekanannya agar mencapai temperatur evaporasi yang dikehendaki; dan proses (4-1) yaitu proses evaporasi dimana refrigeran menguap dengan menyerap kalor yang ruangan yang hendak didinginkan.

2.4 Perhitungan Variabel Kerja Sistem

a. Dampak Refrigerasi

Kalor yang harus diserap oleh evaporator dari kotak pendingin adalah sama dengan total beban pendinginan (\dot{Q}_c); sedangkan dampak refrigerasi dihitung sebagai selisih entalpi pada titik 1 dengan titik 4, yaitu (ASRHAE, 1990):

$$q_c = (h_1 - h_4) \quad (11)$$

di mana:

h_1 = entalpi pada titik 1, kJ/kg.

h_4 = entalpi pada titik 4, kJ/kg.

b. Perhitungan Laju Alir Massa Refrigeran

Laju aliran massa refrigeran dihitung dengan persamaan (ASRHAE, 1990):

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_c}{(h_1 - h_4)} \quad (12)$$

di mana:

\dot{Q}_c = kalor yang diserap evaporator atau beban pendinginan, kW

m = laju aliran massa refrigeran, kg/s.

c. Perhitungan Daya Kompresi

Daya kompresi isentropik dihitung dengan rumus:

$$W_k = m (h_2 - h_1) \quad (13)$$

di mana:

\dot{m} = laju aliran massa refrigeran, kg/s.

h_2 = entalpi pada tingkat keadaan 2, kJ/kg.

h_1 = entalpi pada tingkat keadaan 1, kJ/kg.

d. Perhitungan Koefisien Performansi (COP) sisi Refrigerasi

Koefisien Performansi sisi refrigerasi (*Coefficient of Performance, COP*) dihitung dengan persamaan:

$$COP = \dot{Q}_c / \dot{W}_k \quad (14)$$

e. Perhitungan Kalor yang dilepas oleh Kondensor

Panas yang dilepaskan oleh kondensor ke lemari pengering dihitung dengan dengan persamaan:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (15)$$

di mana:

\dot{m} = laju aliran massa refrigeran, kg/s.

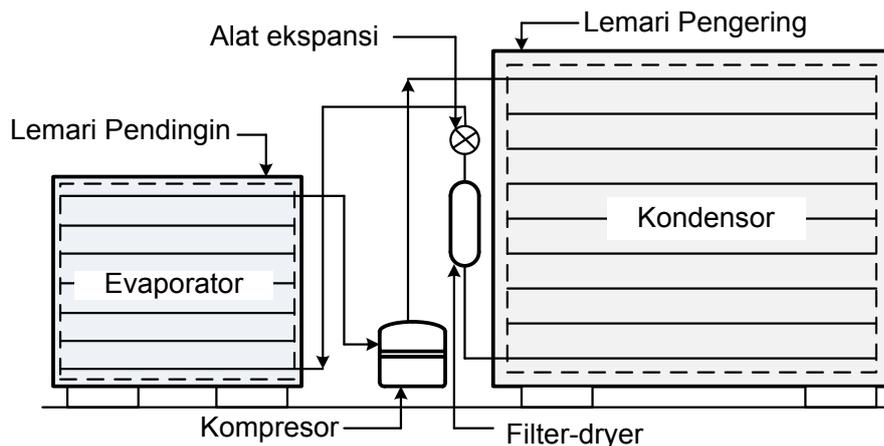
h_2 = entalpi pada titik 2, kJ/kg.

h_3 = entalpi pada titik 3, kJ/kg.

4.2 Skema Rancangan

Skema prototipe unit pendingin dan pengering terpadu ditunjukkan pada Gambar 2 yang terdiri dari: (1) Lemari Pendingin yang di dalamnya dipasang koil evaporator mengikuti susunan rak lemari pendingin; (2) Lemari Pengering yang di dalamnya dipasang koil kondensor mengikuti susunan rak lemari pengering; (3) Kompresor tunggal yang digunakan untuk menjalankan unit pendingin dan pengering secara serempak; (4) Alat ekspansi berupa pipa kapiler dan (5) Filter-dryer.

Untuk penelitian awal ini unit lemari pendingin yang digunakan berukuran panjang-dalam 0,72 m, lebar-dalam 0,44 m dan tinggi-dalam 0,52 m dan berupa dinding komposit dengan susunan seperti terdapat pada Tabel 1.



Gambar 2. Unit Pengereng - Pendingin Terpadu

Tabel 1 Susunan Dinding Komposit Unit Pendingin

No.	Dinding komposit	Tebal, m	Konduktivitas Termal k, W/(m.K)
1	Fiber glass,	0.001	0.038
2	plywood,	0.008	0,12
3	Stereofom,	0.04	0.0039
4	Pelat,	0.001	9.2
5	Fiber glass	0,001	0,038

Unit pemanas berbentuk lemari dimana ditempatkan sebanyak 8 susun pipa kondensor untuk pemanasan tiap rak pengering. Unit pemanas ini dirancang-bangun dengan ukuran panjang-dalam 1 m, lebar-dalam 0,57m dan tinggi-dalam 0,9 m.dan berupa dinding komposit dengan susunan seperti terdapat pada Tabel 2.

Tabel 2 Susunan Dinding Komposit Unit Pemanas

No.	Dinding komposit	Tebal, m	Konduktivitas Termal k, W/(m.K)
1	Multipleks	0.008	0.12
3	Karet Busa/Stereofom	0.04	0.0039
4	Pelat aluminium	0.001	9.2

Untuk unit terpadu ini digunakan kompresor R-22 berdaya 0,5 hp (0,368 kW) yang umumnya digunakan untuk AC, sedangkan alat ekspansi yang digunakan adalah berupa pipa kapiler yang diperpanjang untuk memungkinkanya diperolehnya rasio kompresi yang cukup besar agar temperatur evaporasi yang dapat diperoleh di bawah

temperatur beku air dan temperatur kondensasi tetapi cukup tinggi untuk mendukung proses pemanasan dalam lemari pengering.

HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Kapasitas Pendinginan dan Pemanasan

Hasil perhitungan kapasitas pendinginan dan pemanasan yang terdiri dari beban transmisi dan beban produk ditunjukkan pada Tabel 3 dan Tabel 4.

Perhitungan kalor transmisi dilakukan untuk harga temperatur lingkungan rata-rata sebesar 27,6 °C untuk pengujian selama 60 menit. Sedangkan perhitungan kapasitas pendinginan maupun pengeringan didasarkan pada perubahan temperatur air masing-masing pada colbox dan lemari pengering dengan nilai kalor spesifik air konstan.

Sesuai hasil perhitungan, maka kapasitas pendinginan dan pengeringan diperoleh masing-masing sebesar 613,57 W dan 914,6 W.

Tabel 3 Hasil Perhitungan Beban Pendinginan

No.	Beban Pendinginan Coolbox	Nilai	Satuan
1	Lama pengujian, t	60	menit
2	Laju kalor transmisi, \dot{Q}_{trans}	14,647	W
3	Q pendinginan air total Q_{air}	2154276,0	W
4	q.air	598,4	W
5	Q pendinginan total	613,06	W

Tabel 4. Hasil Perhitungan Beban Pemanasan

No.	Beban pemanasan	Nilai	Satuan
1	Lama pengujian, t	60	menit
2	Laju kalor transmisi, \dot{Q}_{trans}	20,877	W
3	Q pemanasan air total	3217402,8	J
4	Laju kalor pemanasan air \dot{Q}_{air}	893,72	W
5	Beban Pengeringan, \dot{Q}_k	914,6	W
6	Temperatur pengeringan rata-rata T_p	37.8	°C

a. Hasil Pengukuran Variabel Kerja Unit Pendingin-Pengering Terpadu

Hasil Pengukuran variabel kerja rata-rata unit pendingin-pengering terpadu ini pada kondisi beban maksimum selama 60 menit ditunjukkan pada Tabel 5.

Terlihat bahwa pada temperatur evaporasi rata-rata sebesar $-18,5^{\circ}\text{C}$ yang dicapai pada tekanan sebesar 38,6 psia, diperoleh temperatur kondensasi rata-rata sebesar $48,3^{\circ}\text{C}$ yang dicapai pada tekanan 269,7 psia. Dengan perbedaan tekanan ini maka rasio kompresi diperoleh sebesar 6,98. Dari hasil pengukuran diperoleh temperatur awal dan akhir kompresi masing-masing sebesar $10,1^{\circ}\text{C}$ dan $137,8^{\circ}\text{C}$, sedangkan temperatur akhir kondensasi sebesar $40,1^{\circ}\text{C}$. Dari perhitungan variabel kerja terlihat bahwa pada proses pendinginan dengan beban pendinginan sebesar 613.057W dan dampak refrigeasi sebesar 161.8 kJ/kg, diperoleh laju alir massa refrigeran sebesar 0,003789 kg/s. Berdasarkan besar laju lair massa refrigeran ini, maka pada proses pengeringan diperoleh laju kalor yang dilepas oleh kondensor sebesar 920,72 W sedikit lebih tinggi dibanding hasil perhitungan beban pengeringan yang ditunjukkan pada Tabel 5.4.

Tabel 5. Hasil Pengukuran dan Perhitungan Variabel Kerja Unit Pendingin-pengering Terpadu

No.	Variabel/Parameter	Besar	Satuan
1	Massa air	32	kg
2	Tekanan kondensasi $p_2 = p_3$	267.7	psia
3	Tekanan evaporasi $p_1 = p_4$	38,6	psia
4	Rasio Kompresi, C_R	6,98	
5	Temperatur evaporasi, T_{eva}	-18.5	°C
6	Temperatur awal kompresi, T_1	10.00	°C
7	Temperatur akhir kompresi, T_2	137.8	°C
8	Temperatur kondensasi, T_{kond}	48.3	°C
9	Temperatur akhir kondensasi, T_3	40,1	°C
10	Beban Pendinginan, Q_{-cvap}	613,06	kW
11	Entalpi awal kompresi, h_1	416,7	kJ/kg
12	Entalpi akhir kompresi, h_2	497,9	kJ/kg
13	Entalpi akhir kondensasi, $h_3 = h_4$	254,9	kJ/kg
15	Entropi awal dan akhir kompresi isentropik $s_1 = s_2s$	1.848	kJ/(K.kg)
16	Entropi akhir kompresi, s_2	1.910	kJ/(K.kg)
17	Dampak refrigerasi, q_0	161.8	kJ/kg
18	Kalor spesifik yang dilepas kondensor, q_k	243.0	kJ/kg
19	Laju alir massa refrigeran, m-dot	0.003789	kg/s
20	Kalor yang dilepas Kondensor, Q_k	0,92072	kW
21	Kerja kompresi aktual w_k	81.2	kJ/kg
22	Daya kompresi aktual, W_k	0,30766	kW
23	Coefficient of Performance, COP	1,99	-

KESIMPULAN

Dari hasil pengujian dengan prototipe pendingin dan pengering terpadu yang digunakan dapatlah disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

- (1) Pada temperatur kondensasi $48,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatur lemari pengering rata-rata dapat dicapai sebesar $37,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ dengan kapasitas pemanasan sebesar $914,6\text{ W}$ yaitu kondisi dimana kompresor bekerja rasio kompresi $6,98$ dengan tekanan evaporasi sebesar $38,6\text{ psia}$ dengan temperatur evaporasi $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$
- (2) Pada beban kerja sebesar $613,057\text{ W}$, daya kompresi yang terpakai adalah sebesar $307,6\text{ W}$, sehingga COP refrigerasi diperoleh sebesar $1,99$. Sedangkan laju kalor yang dilepas kondesor adalah sebesar $920,72\text{ W}$.

DAFTAR PUSTAKA

- ASHRAE, (1990): *Fundamentals Handbook*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineer, Inc. Atlanta.
- Arora, (2001): *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw-Hill International Edition, Boston/Singapore.
- Incropera F.P., and De Witt, D.P., (1990): *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 3rd ed. John Wiley&Sons. New York..
- Stoecker W.F, and J.W Jones, 1989, Refrigerasi dan Pengkondisian Udara. Edisi kedua, Alih bahasa Suratman Hara, Penerbit Erlangga, Jakarta