

**PERFORMANCE TEST OF THE AIR-COOLED CHILLER SYSTEM USING HCR 134a REFRIGERANT IN CONDENSER OUTPUT TEMPERATURE 30°C**

(Uji Unjuk Kerja Sistem *Air-Cooled Chiller* dengan Menggunakan Refrigeran Hcr 134a pada Suhu Keluaran Kondensor 30°C)

Moh. Arozi<sup>1\*</sup>, Solechan<sup>2</sup>

**ABSTRACT**

*This experimental test aims to determine the effect of increasing the output temperature from the evaporator (T1) on a constant output temperature from the condenser (T3) on the performance of the piston hermetic compressor in the Air-Cooled Chiller vapor compression system, namely compressor power, refrigeration capacity and Coefficient of Performance (COP). ). This test uses HCR-134a as the main refrigerant and water as the secondary refrigerant. Data collection was carried out at the output temperature from the condenser (T3) = 30°C with variations in the output temperature from the evaporator, namely -40°C to 100°C. Information recorded at each stage of the experiment includes temperature and pressure at the outlet of the evaporator, compressor and condenser, as well as voltage, electric current and refrigerant flow rate. The instruments and equipment used are an Air-Cooled Chiller with a piston hermetic compressor as the main test tool, a digital thermometer and alcohol thermometer as a temperature gauge, a high pressure gauge and a low pressure gauge as a pressure gauge and an orifice as a refrigerant flow rate gauge and a digital multimeter as a meter. voltage and electric current. To find out the thermodynamic properties of the observation data, the refprop6 program is used by entering temperature and pressure variables. From these dynamic properties, by using the Excel program, entering the existing equations, the performance values of the reciprocating piston compressor are calculated. Test results show that with an increase in the cooling load as indicated by an increase in the evaporator exit temperature (T1) from -40°C to 100°C at a constant condenser exit temperature of 30°C, the refrigeration capacity, compressor power and performance coefficient (COP) tend to increase.*

**Keyword:** *Performance, Air Cooled Chiller, Refrigerant HCR 134a, Condenser, Evaporator*

**PENDAHULUAN**

Sebuah kompresor tidak memiliki kapasitas refrigerasi sendiri, tetapi mempunyai kemampuan untuk menekan refrigeran yang mengalir sehingga mendatangkan kapasitas refrigerasi tertentu pada evaporatornya. Kemampuan pendinginan dan daya yang dibutuhkan

<sup>1</sup> SMKN 7 Semarang, Indonesia

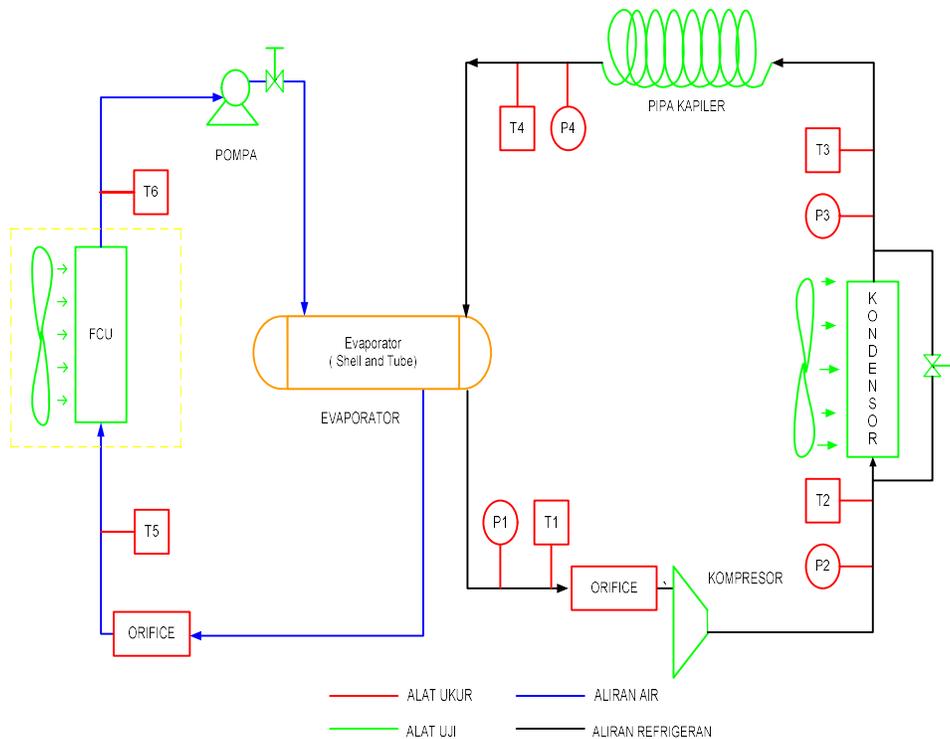
<sup>2</sup> Teknik Mesin-Fakultas Teknik- Universitas Muhammadiyah Semarang

\*Corresponding author:  
arosiboy@gmail.com

oleh kompresor ditentukan oleh tekanan hisapnya dan tekanan pembuangannya. Tekanan bergantung pada suhu; jika tekanan meningkat, kecenderungan suhu juga naik. Oleh karena itu, kenaikan suhu pada evaporator akan berdampak pada peningkatan kapasitas pendinginan serta kebutuhan daya kompresor. Mengetahui karakteristik dari sebuah kompresor akan membantu seorang perancang sistem pendingin ruangan dalam merancang sistem penyejuk udara secara optimal.

Penelitian ini memiliki tujuan untuk mengidentifikasi pengaruh kenaikan suhu keluaran evaporator (T1) dan kenaikan suhu keluaran kondensor (T3) mempengaruhi kinerja kompresor hermetik torak dalam sistem *Air-Cooled Chiller*. Evaluasi meliputi aspek daya kompresor, kapasitas pendinginan, dan Coefficient of Performance (COP).

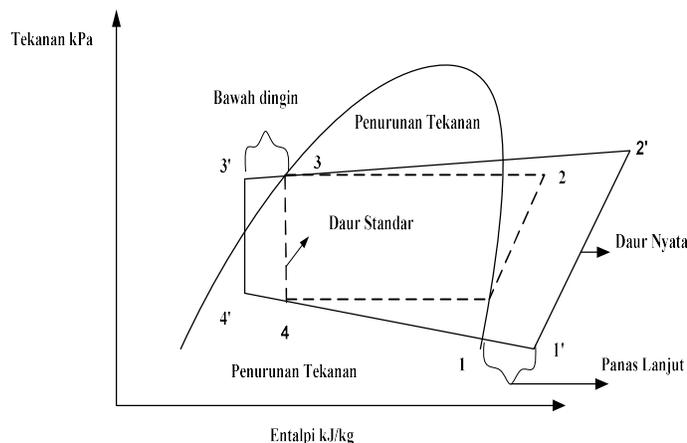
*Air-Cooled Chiller* merupakan sistem pendingin yang mengatur suhu udara dalam ruangan. Udara didinginkan menggunakan air sebagai refrigeran sekunder di kondensor pada loop sekunder. Air tersebut kemudian didinginkan oleh refrigeran utama di evaporator pada loop utama. *Air-Cooled Chiller* memiliki komponen utama yang meliputi kompresor, kondensor, evaporator, dan alat ekspansi. Evaporator dan kondensor berfungsi sebagai perangkat penukar panas di dalam sistem tersebut. **Gambar 1** menampilkan diagram *Air-Cooled Chiller* yang menggunakan air sebagai medium untuk pendinginan ruangan.



**Gambar 1.** Flow diagram peralatan uji *Air-Cooled Chiller*

Sistem *Air-Cooled Chiller* bekerja dengan prinsip yang mirip dengan mesin pendingin pada umumnya, menggunakan sistem kompresi uap refrigeran sebagai bagian integralnya. Pada bagian evaporator dari sistem kompresi uap refrigerasi, refrigeran menyerap panas dari refrigeran sekunder (air), menyebabkan air yang keluar dari evaporator mengalami penurunan suhu. Kemudian, air bergerak melalui saluran pipa menuju unit fan coil, tempat panas dalam ruangan diserap oleh air melalui fan coil itu. Air yang telah menyerap panas ini kemudian kembali dialirkan ke evaporator, dan proses ini terus berulang tanpa henti.

Pada kenyataannya, siklus kompresi uap yang sebenarnya (aktual) tidak selalu sesuai dengan siklus standar (teoritis) karena adanya perbedaan yang timbul dari beberapa asumsi yang diterapkan dalam *standard cycle*. Dalam siklus yang sebenarnya, terjadi penambahan panas tambahan pada uap refrigeran sebelum mencapai kondensor setelah meninggalkan evaporator. Pemanasan tambahan ini bisa disebabkan oleh jenis perangkat ekspansi yang dipakai atau bahkan oleh penyerapan kalor di jalur masuk dari evaporator menuju kompresor. Refrigeran cair juga mungkin mengalami pendinginan tambahan atau subcooling sebelum memasuki katup ekspansi atau pipa kapiler. Keadaan ini adalah hal yang lazim terjadi dan berperan untuk memastikan bahwa semua refrigeran yang memasuki kompresor atau alat ekspansi berada dalam kondisi yang sesuai, baik dalam bentuk 100% uap atau cair sesuai kebutuhan.



**Gambar 2.** Komparasi antara siklus aktual dan siklus standar (Stoecker, et al,1992)

Perbedaan kunci antara siklus aktual dan standar adalah dalam penurunan tekanan yang terjadi di kondensor dan evaporator. Dalam siklus standar, tidak diasumsikan adanya penurunan tekanan di kondensor dan evaporator. Namun, dalam siklus aktual, terjadi penurunan tekanan akibat gesekan antara refrigeran dan dinding pipa. Dampak dari penurunan

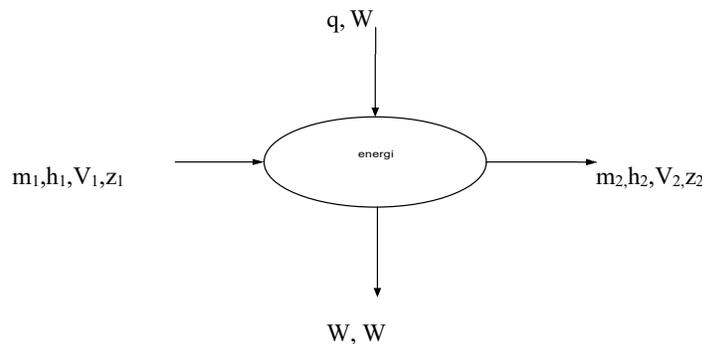
tekanan ini adalah bahwa kompresi pada titik 1 dan 2 membutuhkan lebih banyak kerja daripada yang dibutuhkan dalam siklus standar.

Menurut **Gambar 2**, garis 4-1' mengindikasikan penurunan tekanan refrigeran saat bergerak melalui suction line dari evaporator ke kompresor. Garis 1-1' menunjukkan peningkatan panas pada uap refrigeran yang terlihat ketika melintasi garis uap jenuh. Proses 1'-2' adalah proses dimana uap refrigeran dikompres dalam kompresor. Dalam siklus teoritis, proses kompresi diasumsikan sebagai isentropik, yang berarti tidak ada perpindahan panas antara refrigeran dan dinding silinder. Namun, pada praktiknya, proses ini tidak bersifat isentropik, melainkan politropik (C.P Arora, 2001). Garis 2'-3 mengindikasikan penurunan tekanan dalam pipa-pipa kondensor, sedangkan garis 3-3' mencerminkan tekanan di jalur cair.

**Analisa Sistem Kompresi Uap**

**Persamaan Energi Aliran Stedi**

Dalam sistem pendinginan, asumsi umum adalah laju aliran massa yang konsisten. Menurut prinsip keseimbangan energi, energi total yang memasuki titik 1 (termasuk energi yang ditambahkan sebagai kalor) dikurangi oleh energi yang keluar sebagai kerja dari sistem pada titik 2, yang sebanding dengan perubahan energi dalam volume kendali. Ilustrasi konsep tersebut dapat dilihat pada **Gambar 3**,



**Gambar. 3.** Ilustrasi Konsep Keseimbangan Energi (W.F. Stoecker, et al, 1992)

Rumus matematis dari keseimbangan energi adalah :

$$\dot{m} \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) + q - \dot{m} \left( h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) - W = \frac{dE}{d\theta} \quad \text{(W.F. Stoecker, et al, 1992)}$$

dimana:

$\dot{m}$	= laju aliran massa	(kg/dt)
$h$	= entalpi	(j/kg)
$v$	= kecepatan	(m/dt)
$z$	= ketinggian	(m)
$g$	= percepatan gravitasi	(m/dt <sup>2</sup> )
$W$	= laju aliran energi dalam bentuk kalor	(watt)
$E$	= energi sistem	(Joule)
$\theta$	= waktu	(detik)

Dalam aliran stabil, jumlah aliran massa yang masuk dan keluar dari suatu titik adalah sama. Oleh karena itu energi sistem terhadap waktu tidak mengalami perubahan. Dengan mengacu pada fenomena tersebut maka rumus aliran energi menjadi,

$$\dot{m} \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) + q = \dot{m} \left( h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) + W \quad (\text{W.F. Stoecker, et al, 1992})$$

### Proses Kompresi

Asumsi adiabatik digunakan untuk proses kompresi. Ini berarti tidak ada perpindahan panas ke dalam atau keluar sistem. Oleh karena itu,  $d\theta = 0$  dan mengabaikan perubahan energi baik energi kinetik dan potensial. Dengan demikian, kerja kompresi dapat dirumuskan,

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{W.F. Stoecker, et al, 1992})$$

dimana :

$W_c$	= daya kompresor	(watt)
$h_1$	= entalpi dari refrigeran pada titik 1	(kj/kg)
$h_2$	= entalpi dari refrigeran pada titik 2	(kj/kg)
$\dot{m}$	= laju aliran massa dalam proses kompresi	(kg/dt)

### Proses Evaporasi dan Kondensasi

Perubahan energi kinetik dan potensial dianggap tidak berpengaruh dalam proses evaporasi dan kondensasi sehingga nilai  $v^2/2$  dan  $gz$  pada titik 1 dan 2 dianggap nol. Karena tidak ada kerja yang dilakukan pada evaporator dan kondensor, maka  $W = 0$ . Oleh karena itu, formulanya menjadi:

$$Q_e = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (\text{W.F. Stoecker, et al, 1992})$$

dimana :

$Q_e$  = laju aliran kalor dalam proses evaporasi (watt)

$\dot{m}$  = laju aliran massa dalam proses evaporasi (kg/dt)

$h_1$  = entalpi dari refrigeran di titik 1 (kj/kg)

$h_4$  = entalpi dari refrigeran di titik 4 (kj/kg)

Rumus untuk laju aliran kalor proses kondensasi adalah:

$$Q_c = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (\text{W.F. Stoecker, et al, 1992})$$

dimana:

$Q_c$  = laju aliran kalor kondensasi (watt)

$\dot{m}$  = laju aliran massa dalam proses kondensasi (kg/dt)

$h_2$  = entalpi dari refrigeran di titik 2 (kj/kg)

$h_3$  = entalpi dari refrigeran di titik 3 (kj/kg)

### Proses Pengekikan (*Throttling Process*)

Proses *throttling* terjadi dalam pipa kapiler. Dalam proses ini tidak ada kerja yang terlibat dan dihasilkan ( $W = 0$ ) dan asumsi tidak signifikan digunakan untuk perubahan energi kinetik maupun potensial. Proses ini diasumsikan adiabatik, sehingga tidak ada perubahan kalor ( $q=0$ ). Persamaan aliran energi yang merepresentasikan proses *throttling* adalah:

$$h_3 = h_4 \quad (\text{kj/kg}) \quad (\text{W.F. Stoecker, et al, 1992})$$

### Efek Refrigerasi

Jumlah panas yang diserap oleh refrigeran selama proses evaporasi merupakan efek refrigerasi yang mana rumusnya seperti dibawah ini:

$$RE = h_1 - h_4 \quad (\text{W.F. Stoecker, et al, 1992})$$

dimana :

$RE$  = Efek Refrigerasi selama evaporasi (kj/kg)

$h_1$  = entalpi dari refrigeran pada titik 1 (kj/kg)

$h_4$  = entalpi dari refrigeran pada titik 4 (kj/kg)

### Koefisien Prestasi (COP)

Nilai rasio antara jumlah panas yang diserap dari ruang pendingin dengan kerja yang dilakukan oleh kompresor merupakan Koefisien Prestasi dan rumus yang digunakan untuk menghitungnya adalah:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{W.F. Stoecker, et al, 1992})$$

dimana :

$COP$  = Koefisien Prestasi atau *Coefficient of Performance*

$h_1$  = entalpi dari refrigeran pada titik 1 (kj/kg)

$h_2$  = entalpi dari refrigeran pada titik 2 (kj/kg)

$h_4$  = entalpi dari refrigeran pada titik 4 (kj/kg)

## METODOLOGI

### Desain Alat Uji *Air-Cooled Chiller*

Peralatan uji serupa dengan instalasi sistem refrigerasi chiller biasa tetapi kapasitasnya lebih kecil. Perbedaannya adalah penambahan alat ukur untuk menilai kondisi selama pengujian. Komponen-komponen peralatan uji sama dengan sistem refrigerasi pada umumnya yangmana meliputi: 1) seperti evaporator, 2) kondensor, 3) fan coil unit, 4) pipa kapiler, dan 5) kompresor torak ½ Hp. Beberapa perangkat pengukur yang digunakan mencakup termometer digital, termometer raksa, dan *pressure gauge*. **Gambar 4** menyajikan representasi visual dari susunan peralatan uji.

### Kalibrasi Peralatan Ukur

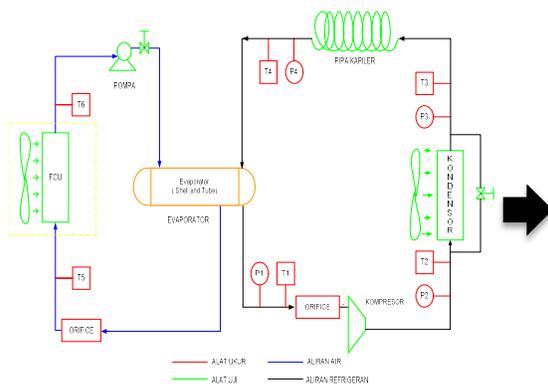
Kalibrasi alat ukur terhadap alat ukur standar dilakukan dalam penelitian ini. Proses ini memiliki signifikansi besar dalam pengukuran karena dapat menjamin kevalidan data pengujian. Alat ukur bisa kehilangan ketelitiannya seiring penggunaan berulang-ulang dalam kurun waktu lama sehingga hasil pengukuran yang diperoleh mungkin tidak selalu mencerminkan data yang akurat.

#### 1. Pressure Gauge

Dalam melakukan kalibrasi pressure gauge, kami mengacu pada Badan Metrologi Pusat di Bandung. Prinsipnya mirip dengan kalibrasi termometer, di mana perbandingan dilakukan

dengan Precision Pressure Calibrator yang telah ditetapkan sebelumnya sebagai standar acuan. Deviasi atau perbedaan data pengujian bisa diungkapkan dalam bentuk rumus matematis, yaitu:

1. Tekanan masuk kompresor ( $P_1$ )  
 $Y = 0,9946X + 0,1154$
2. Tekanan keluar kompresor ( $P_2$ )  
 $Y = 0,9969X - 0,19$
3. Tekanan keluar kondensor ( $P_3$ )  
 $Y = 0,9965X - 0,1471$
4. Tekanan masuk evaporator ( $P_4$ )  
 $Y = 0,9982X + 0,1017$



(a)



(b)

**Gambar 4.** Flow diagram dan tampilan peralatan uji Air-Cooled Chiller: (a) Tampilan depan peralatan uji, (b) Tampilan belakang peralatan uji

## 2. Termometer Digital

Untuk kalibrasi *termometer digital*, kita melakukan kalibrasi pada saat pembelian di Panca Manunggal Semarang. Kalibrasi dilakukan dengan membandingkan termometer digital

yang dikalibrasi dengan suatu alat Precision Thermometer Digital sebagai acuan. Berdasarkan hasil kalibrasi diketahui tipe Omron memiliki akurasi 0,1%. Termometer tipe Siemens memiliki tingkat presisi yang sama dengan omron setelah dibandingkan dengan Autonic. Rumus matematika yang digunakan untuk menghitung nilai penyimpangan data pengujian adalah:

1. Suhu masuk pada kompresor ( $T_1$ )

$$Y = X$$

2. Suhu keluar pada kompresor ( $T_2$ )

$$Y = X - 1,3$$

3. Suhu keluar pada kondensor ( $T_3$ )

$$Y = X$$

4. Suhu masuk pada evaporator ( $T_4$ )

$$Y = X$$

### **Pengambilan Data**

Data diambil setelah melakukan pemeriksaan menyeluruh terhadap kondisi peralatan dan alat ukur untuk memastikan semuanya dalam keadaan baik. Saat mengambil data ini, temperatur keluaran dari kondensor dijaga tetap pada 30°C sementara temperatur keluaran evaporator bervariasi. Proses pengambilan data mengikuti langkah-langkah berikut:

1. Menyalakan peralatan pengujian, menunggu sambil memantau hingga mencapai kondisi tekanan dan suhu yang stabil di seluruh titik, termasuk amper yang juga tetap.
2. Menyetel kecepatan kipas pada kondensor untuk menjaga suhu keluaran kondensor tetap pada 30°C.
3. Menurunkan suhu keluaran dari evaporator sekecil mungkin dengan cara mematikan kipas pada unit fan coil dan mengurangi aliran air. Tujuannya adalah untuk meminimalkan penyerapan panas oleh air sehingga penurunan suhu refrigeran yang keluar dari evaporator menjadi lebih cepat.
4. Setelah suhu keluaran dari evaporator mencapai level maksimum, dengan suhu keluaran dari kondensor yang tetap pada 30°C dan tekanan serta suhu lainnya yang stabil, pengambilan data dapat dilakukan.
5. Selanjutnya, menurunkan suhu keluaran evaporator hingga suhu keluaran kondensor mencapai -4°C dengan cara: 1) mengatur aliran air, 2) kecepatan kipas pada unit fan coil, dan 3) memberikan beban pendinginan menggunakan lampu 500 W.

6. Mencatat data penelitian yang diperlukan di titik 1, 2, 3, 4 pada setiap penurunan suhu keluaran evaporator sebesar 1°C. Data tersebut meliputi: 1) Ampere, 2)volt, 3) cos φ, 4) suhu, dan 5) tekanan.
7. Setelah suhu keluaran evaporator mencapai -4°C, langkah-langkah dari ketiga hingga keenam diulang untuk memperoleh beberapa data pengujian tambahan.
8. Setelah proses pengambilan data selesai, mematikan semua peralatan uji.

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

**Data Pengujian**

Data pengujian yang diambil dalam penelitian ini meliputi: 1) Tekanan dan temperatur keluar evaporator atau masuk kompresor (T1 & P1 ), 2) Tekanan dan temperatur keluar kompresor atau masuk kondensor (T2 & P2 ), 3) Tekanan dan temperatur keluar kondensor (T3 & P3 ), 4) Tekanan dan temperatur masuk evaporator (T4 & P4 ), 5) Temperatur lingkungan, 6) Volt dan 7) arus listrik serta 8) Cos φ . Tabel 1 di bawah menunjukkan data pengujian HCR-134a pada temperatur keluar kondensor 30<sup>0</sup>C.

Tabel 1. Data Pengujian HCR -134a Pada T3 = 30C

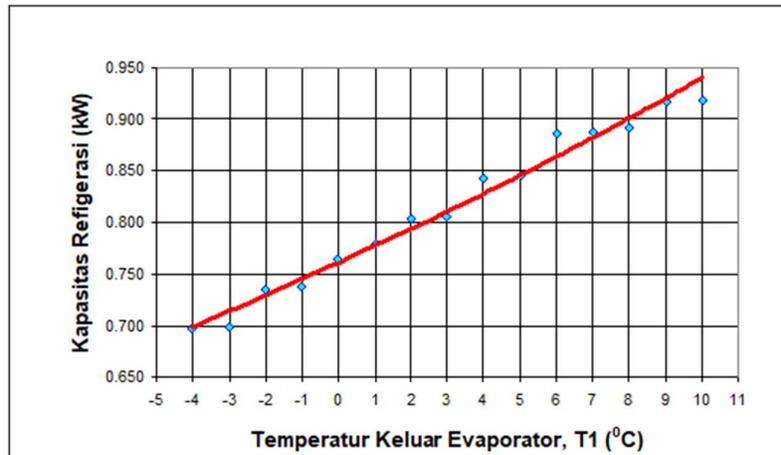
Titik1		Titik2		Titik3		Titik4		Volt	Ampere	P1-P2
T1	P1	T2	P2	T3	P3	T4	P4	V	A	mmHg
C	Kg/cm <sup>2</sup>	°C	Kg/cm <sup>2</sup>	°C	Kg/cm <sup>2</sup>	°C	Kg/cm <sup>2</sup>			
10	1	75.7	9.5	30.7	8.8	-9.3	1.2	230	2.1	32
9	1	75.2	9.4	30.6	8.8	-9.6	1.2	230	2.11	32
8	0.9	74.9	9.4	30.5	8.8	-10.2	1.1	230	2.11	32
7	0.9	74.9	9.4	30.8	8.8	-10.1	1.2	231	2.1	32
6	0.9	74.5	9.3	30.6	8.8	-11.5	1.1	234	2.08	32
5	0.8	74.6	9.3	30.7	8.8	-11.3	1.1	233	2.08	31
4	0.8	74.5	9.3	30.7	8.8	-11.5	1.1	233	2.06	31
3	0.7	74	9.3	30.6	8.6	-11.5	1.1	232	2.06	30
2	0.7	73.8	9.3	30.5	8.6	-11.6	1.1	232	2.06	30
1	0.6	73.8	9.3	30.5	8.8	-11.5	1.1	234	2.02	30
0	0.6	73.7	9.3	30.5	8.6	-11.5	1.1	234	2.02	29
-1	0.5	73.7	9.3	30.6	8.8	-11.5	1.1	233	2	29
-2	0.5	73.5	9.2	30.8	8.8	-11.3	1.1	231	2	29
-3	0.4	72.9	9.2	30.4	8.6	-10.9	1.2	230	1.97	28
-4	0.4	72.7	9.1	30.4	8.6	-10.2	1.1	230	1.97	28

**Hasil Analisis Data Pengujian**

**1. Analisa Karakteristik Kapasitas Refrigeran**

Hasil perhitungan kapasitas refrigerasi ditampilkan dalam bentuk grafik di Gambar 5. Grafik pada Gambar 5 memperlihatkan pengaruh perubahan temperatur keluar evaporator ( T<sub>1</sub> ) terhadap kapasitas refrigerasi. Kapasitas refrigerasinya pada temperatur keluar evaporator (

$T_1$ )  $-4^\circ\text{C}$  dan  $10^\circ\text{C}$  masing-masing sebesar  $0.697\text{ kW}$  dan  $0.918\text{ kW}$ . Kenaikan temperatur  $T_1$  tersebut mengakibatkan kenaikan kapasitas refrigerasinya sebesar  $31.75\%$ . Gambar 5 memperlihatkan bahwa kapasitas refrigerasinya memiliki trend naik seiring dengan kenaikan temperatur keluar evaporatornya ( $T_1$ ) pada temperatur keluar kondensor yang konstan di suhu  $30^\circ\text{C}$ .



**Gambar 5.** Grafik pengaruh *output temperature* dari evaporator ( $T_1$ ) terhadap *refrigeration capacity* pada *output temperature* dari kondensor ( $T_3$ )  $30^\circ\text{C}$ .

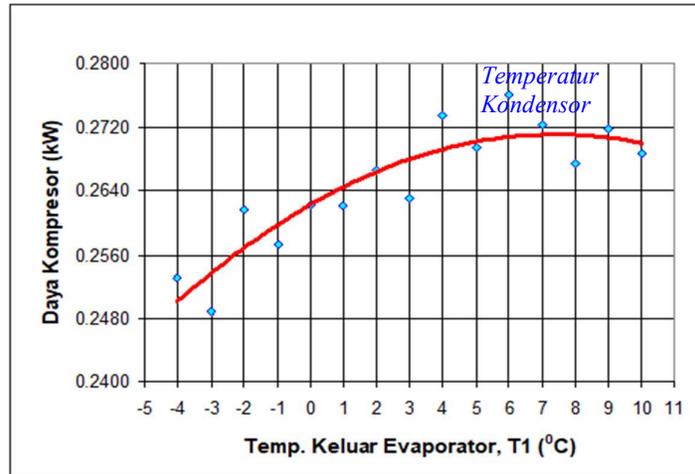
## 2. Analisa Karakteristik Daya Kompresor

Kebutuhan daya kompresor untuk menekan refrigeran dipengaruhi oleh laju aliran massa refrigeran dan kerja kompresi. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa temperatur keluar evaporator ( $T_1$ ) terendah yaitu sebesar  $-4^\circ\text{C}$ , daya yang diperlukan oleh kompresor adalah  $0.2531$  kiloWatt sedangkan untuk temperatur  $T_1$  tertinggi sebesar  $10^\circ\text{C}$ , daya kompresornya yang dibutuhkan sebesar  $0.2687$  kiloWatt. Kenaikan temperatur keluar evaporator  $-4^\circ\text{C}$  menjadi  $10^\circ\text{C}$  mengakibatkan kenaikan daya kompresornya sebesar  $6.15\%$ . **Gambar 6.** menunjukkan bahwa daya yang dibutuhkan kompresor untuk menekan refrigeran akan mengalami kenaikan karena naiknya temperatur  $T_1$  dimana temperatur keluar kondensornya konstan.

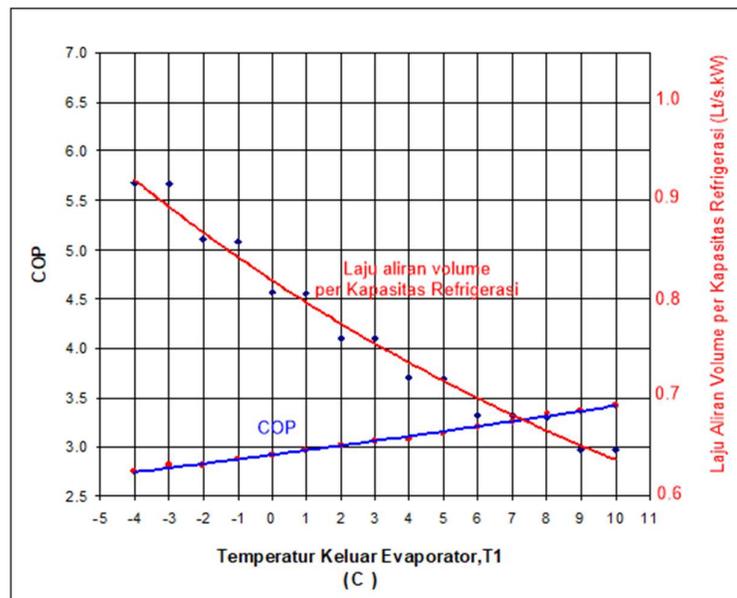
## 3. Analisa Karakteristik Coefisien Of Performance ( COP )

Hasil perhitungan *Coefficient of Performance* (COP) ditunjukkan dalam **Gambar 7** yang mana menunjukkan bahwa kenaikan Unjuk kerja (COP) tersebut seiring dengan kenaikan temperatur evaporator. Nilai COP seperti tertampil pada Gambar 7, nilai terendah sebesar  $2.75$  pada temperatur keluar evaporator ( $T_1$ )  $-4^\circ\text{C}$  dan nilai tertinggi sebesar  $3.42$  pada temperatur

T1, 10°C. Kenaikan temperatur T1 pada rentang nilai tersebut mengakibatkan kenaikan COP-nya sebesar 24.11 %.



Gambar 6. Grafik pengaruh *output temperature* dari evaporator ( $T_1$ ) terhadap *daya kompresor output temperature* dari kondensor ( $T_3$ ) 30°C.



Gambar 7. Grafik pengaruh *output temperature* dari evaporator ( $T_1$ ) Terhadap *COP* dan laju aliran volume per kilowatt refrigerasi pada *output temperature* dari kondensor ( $T_3$ ) 30°C.

## KESIMPULAN

Dari hasil pengujian dan analisis data, terungkap bahwa suhu keluaran evaporator ( $T_1$ ) memengaruhi kinerja sistem kompresi uap refrigerasi. Dalam kondisi di mana suhu kondensor dijaga tetap pada  $30^\circ\text{C}$ , peningkatan suhu keluaran evaporator memiliki pengaruh tertentu terhadap karakteristik kinerjanya, yang dapat ditarik kesimpulan dalam beberapa poin yaitu:

1. Kapasitas refrigerasinya mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan *output temperature* dari evaporatornya ( $T_1$ ) dari  $-4^\circ\text{C}$  hingga  $10^\circ\text{C}$  pada temperatur keluar kondensor yang konstan  $30^\circ\text{C}$ .
2. Daya kompresor mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan *output temperature* dari evaporatornya ( $T_1$ ) dari  $-4^\circ\text{C}$  hingga  $10^\circ\text{C}$  pada temperatur keluar kondensor konstan  $30^\circ\text{C}$ .
3. *Coefficient of Performance* (COP) mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan *output temperature* dari evaporatornya ( $T_1$ ) dari  $-4^\circ\text{C}$  hingga  $10^\circ\text{C}$  pada temperatur keluar kondensor yang konstan  $30^\circ\text{C}$ .

## DAFTAR PUSTAKA

- ASHRAE Handbook of Fundamental, 1998, Millstar Electronic Publish Group, Inc.
- Ari Darmawan, Aryadi Suwono, Dr. Ir. Nathanael Tandian, "Pelatihan Refrigeran Hidrocarbon", Seminar Refrigeran Hidrocarbon, Semarang, 10 Oktober 2002
- C.P Arora, 2001, "Refrigeration and Air Conditioning", edisi kedua, McGraw-Hill.
- Frank Kreith, 1991, "Prinsip-Prinsip Perpindahan Panas", Erlangga, Jakarta
- Handoko K, 1981 "Teknik Memilih, Memakai, Memperbaiki Lemari Es", PT Ichtar Baru, Jakarta 10160
- PT. Hartono Istana Teknologi, "Penggunaan Refrigeran Hidrocarbon pada Lemari Es", Seminar Refrigeran Hidrocarbon, Semarang, 10 Oktober 2002
- Roy. J Dosaat, "Principles Of Refrigeration" edisi kedua, John Wiley & Son.
- Syaiful, ST., "Pengembangan Perangkat Lunak untuk Perancangan Chiller", Thesis Magister, ITB, Bandung, 2003.
- W.J. Gadsby Jr dan J.P. Holman, alih bahasa Ir. E. Jasifi, M.Sc; 1985, "Metode Pengukuran Teknik", edisi keempat, Erlangga.
- W.F. Stoecker dan J.W. Jones. Alih bahasa Supratman Hara; 1992, "Refrigerasi dan Pengkondisian Udara", edisi kedua, Erlangga
- W. Arismunandar, Pieso Saito; 1981; "Penyegaran Udara", PT Pradya Paramita, Jakarta