

# PERANCANGAN DAN PEMBUATAN ALAT UJI KOMPRESOR REFRIGERASI

Willy Adriansyah

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Bandung

## Ringkasan

*Alat uji kompresor torak berdasarkan siklus uap telah dibuat pada penelitian ini dan bekerja dengan baik. Perbedaan utama antara alat uji ini dengan alat uji sejenis yang umum adalah kesederhanaan peralatan dan kemudahan pengoperasian. Dengan alat uji ini kinerja kompresor torak R22 telah diuji dengan menggunakan dua macam refrigeran, yaitu R22 dan HCR22. Berdasarkan data eksperimen yang diperoleh, untuk kedua refrigeran tersebut efisiensi isentropik sebagai fungsi dari nisbah tekanan dapat dinyatakan dalam bentuk fungsi polinomial derajat dua. Hasil eksperimen menunjukkan efisiensi isentropik kompresor R22 lebih tinggi bila digunakan refrigeran R22 dibandingkan dengan bila menggunakan HCR22.*

## Abstracts

*A compressor testing device based on vapor compression cycle has been designed and built successfully. Simple and easy operation is the main differences between the device and conventional compressor testing device. A reciprocating compressor performance was tested for two kind of refrigerants; R22 and HCR22 using this device. From the experimental results it is found that the isentropic efficiency can be represented by a two degrees polynomial function. The experimental results also shows that the isentropic efficiency of the compressor using R22 is higher compared to the same compressor using HCR22.*

**Keywords:** *Compressor testing device, drop-in substitute, compressor efficiency*

## 1. PENDAHULUAN

Sejak disahkannya protokol Montreal pada tahun 1987 serta protokol Kyoto pada tahun 1997, dunia refrigerasi mengalami perubahan yang cukup drastis. Hal ini disebabkan oleh adanya penghapusan penggunaan refrigeran dari keluarga CFC. Refrigeran yang mengandung atom klor ini dianggap sebagai penyebab kerusakan lapisan ozon serta bersifat sebagai zat rumah kaca yang menyebabkan pemanasan global. Akibat penghapusan refrigeran tersebut, dunia refrigerasi mulai menggunakan refrigeran pengganti jenis baru yang tidak mengandung unsur klor. Selain itu, konsep perancangan komponen mesin refrigerasi mengalami penyesuaian karena karakteristik refrigeran pengganti tersebut pada umumnya berbeda dengan refrigeran CFC.

Refrigeran dari keluarga hidrokarbon mulai populer di Indonesia sejak tahun 1999. Refrigeran ini dikembangkan di Laboratorium Termodinamika, ITB. Untuk menggantikan refrigeran R22, telah dikembangkan refrigeran hidrokarbon HCR22 yang dapat digunakan secara langsung tanpa mengubah komponen utama sistem refrigerasi (*drop-in*).

Salah satu komponen utama mesin refrigerasi sistem kompresi uap adalah kompresor. Kompresor berfungsi sebagai jantung yang mensirkulasikan refrigeran. Karena peran kompresor yang penting tersebut, sangat perlu diketahui karakteristik kompresor sehingga dalam merancang suatu mesin refrigerasi dapat dihasilkan rancangan yang sesuai dengan kebutuhan. Tanpa mengetahui karakteristik kompresor, atau hanya mengandalkan asumsi dan angka-angka praktik, sering sebuah rancangan menyimpang dari target perancangan. Karakteristik kompresor yang sangat berperan dalam hal ini adalah efisiensi isentropik dan efisien volumetrik.

Pada penelitian ini akan dijelaskan sistem uji kompresor torak yang dapat menghasilkan karakteristik kompresor berupa efisiensi isentropik dan efisiensi volumetrik sebagai fungsi dari nisbah (*ratio*) tekanan. Sebuah kompresor torak R22 diuji sedangkan refrigeran yang digunakan adalah R22 serta HCR22. Selain efisiensi, dari pengujian ini juga dapat diketahui apakah HCR22 dapat bekerja dengan baik apabila menggunakan kompresor R22 jika dimaksudkan sebagai refrigeran substitusi langsung (*drop-in*).

## 2. PRINSIP PERANCANGAN

### 2.1 Efisiensi Isentropik and Volumetrik

Efisiensi isentropik menunjukkan penyimpangan proses kompresi dari proses ideal. Proses ideal ini dicapai apabila tidak terjadi perubahan entropi pada awal proses dan pada akhir proses, yang disebut sebagai proses isentropik atau proses entropi konstan. Semakin besar nilai efisiensi isentropi, semakin dekat proses tersebut dengan proses idealnya.

Pernyataan matematik efisiensi isentropik diberikan oleh persamaan berikut:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Entalpi pada saluran hisap dinyatakan oleh  $h_1$  sedangkan entalpi pada saluran keluar buang dinyatakan oleh  $h_2$ , jika proses berlangsung secara ideal dan oleh  $h_{2s}$  pada proses sebenarnya.

Model yang paling umum menyatakan bahwa efisiensi isentropik merupakan fungsi dari nisbah tekanan. Apabila harga efisiensi ini telah diketahui, besarnya kerja kompresi spesifik serta temperatur keluar kompresor dapat ditentukan. Kecenderungan efisiensi isentropik ditunjukkan pada Gb. 1.

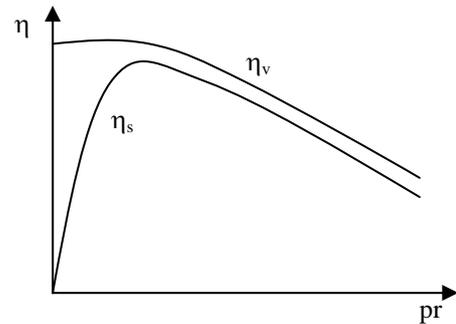
Besarnya kerja kompresi dapat ditentukan apabila laju aliran massa refrigeran di dalam sistem refrigerasi diketahui. Untuk memprediksi besarnya laju aliran massa ini perlu diketahui volume langkah kompresor serta efisiensi volumetrik. Efisiensi volumetrik juga memberikan indikasi penyimpangan proses kompresi dari proses kompresi ideal. Pada kompresi ideal, jumlah massa yang dapat dialirkan sama dengan volume langkah kompresor dikalikan dengan densitas refrigeran. Sedangkan pada proses sebenarnya, jumlah massa yang dapat dialirkan lebih kecil dari nilai teoretis tersebut.

Pernyataan matematik efisiensi volumetrik diberikan oleh persamaan berikut:

$$\eta_v = \frac{m_r}{\rho V_{swept}} \quad (2)$$

di mana  $m_r$  menyatakan laju aliran refrigeran sebenarnya dan  $\rho$  serta  $V_{swept}$  masing-masing menyatakan densitas refrigeran dan volume langkah kompresor.

Seperti efisiensi isentropik, model efisiensi volumetrik pada umumnya dinyatakan sebagai fungsi dari nisbah tekanan. Kecenderungan model efisiensi volumetrik ditunjukkan pada Gb. 1.



Gambar 1 Karakteristik umum efisiensi isentropik dan efisiensi volumetrik kompresor torak sebagai fungsi nisbah tekanan.

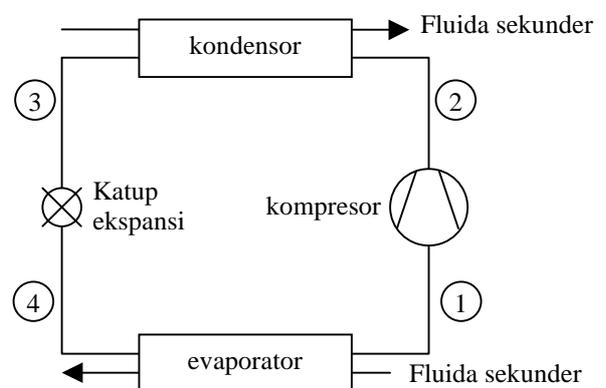
Dari Gb. 1 dapat dilihat bahwa kedua efisiensi tersebut dapat didekati dengan fungsi polinomial derajat dua, sebagai berikut:

$$\eta = a + b \cdot pr + c \cdot pr^2 \quad (3)$$

### 2.2 Siklus Uji Kompresor Umum

Pengujian kompresor torak yang banyak digunakan pada dasarnya adalah sebuah siklus kompresi uap sederhana yang terdiri dari kondensator, evaporator, dan katup ekspansi, di samping kompresor yang akan diuji. Variasi nisbah tekanan dapat dilakukan dengan mengubah tekanan kondensasi maupun tekanan evaporasi. Skema dasar pengujian ditunjukkan pada Gb. 2 dan Gb. 4(a) menunjukkan siklus refrigerasi kompresi uap sederhana pada diagram tekanan-entalpi (p-h).

Operasi sistem pengujian ini membutuhkan waktu yang cukup lama karena variasi tekanan dilakukan dengan mengubah temperatur fluida sekunder pada tiap penukar kalor. Lama waktu pencapaian kondisi stasioner serta pengontrolan laju aliran fluida sekunder menyebabkan pengujian menjadi ini tidak sederhana.

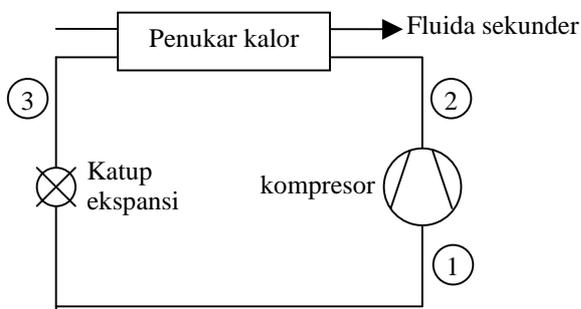


Gambar 2 Pengujian kompresor konvensional dengan siklus refrigerasi kompresi uap.

### 2.3 Siklus Uji Kompresor Dengan Siklus Uap

Persamaan 1 menunjukkan bahwa efisiensi isentropik dapat ditentukan apabila entalpi dapat ditetapkan. Karena proses kompresi pada sistem refrigerasi umumnya bekerja pada daerah superpanas, tidaklah perlu menguji kompresor dalam suatu siklus kompresi uap yang melibatkan proses kondensasi dan evaporasi.

Penentuan efisiensi isentropik secara eksperimen dapat ditempuh dengan hanya satu penukar kalor yang berfungsi membuang energi yang diperlukan selama proses kompresi. Siklus yang digunakan adalah siklus uap yang memberikan kelebihan berupa kesederhanaan sistem uji serta kemudahan kontrol nisbah tekanan dan kecepatan pencapaian kondisi stasioner. Skema siklus uap untuk pengujian kompresor torak ditunjukkan pada Gb. 3 dan pada Gb. 4(b) ditunjukkan siklus uap pada diagram tekanan-entalpi (p-h).



Gambar 3 Pengujian kompresor dengan siklus uap. Variasi tekanan diperoleh dengan cara memvariasikan bukaan katup ekspansi.

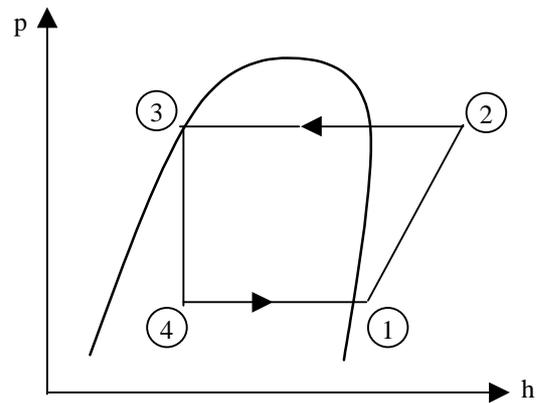
## 3. PERALATAN EKSPERIMEN

### 3.1 Konstruksi Alat Uji

Gb. 5 memperlihatkan skema alat uji kompresor yang terdiri dari penukar kalor, katup jarum, pengumpul cairan, tabung peredam, tanki air pendingin, serta pompa sirkulasi. Pada tanki air disediakan saluran buang untuk menjaga agar level air tetap. Suplai air pendingin diambil langsung dari saluran air yang tersedia di gedung laboratorium.

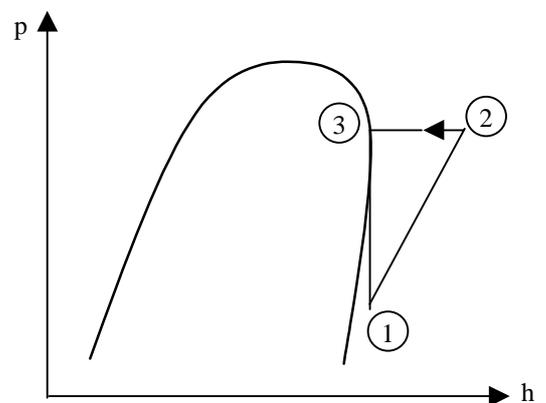
Penukar kalor dibuat di laboratorium berjenis koil dan tabung dengan bahan pipa refrigeran dari tembaga sedangkan bahan tabung dari pelat baja tahan karat.

Tabung peredam dipasang sebelum saluran hisap dengan tujuan untuk memperkecil fluktuasi tekanan di sisi hisap dan sisi buang kompresor. Susunan komponen diperlihatkan pada Gb. 6.



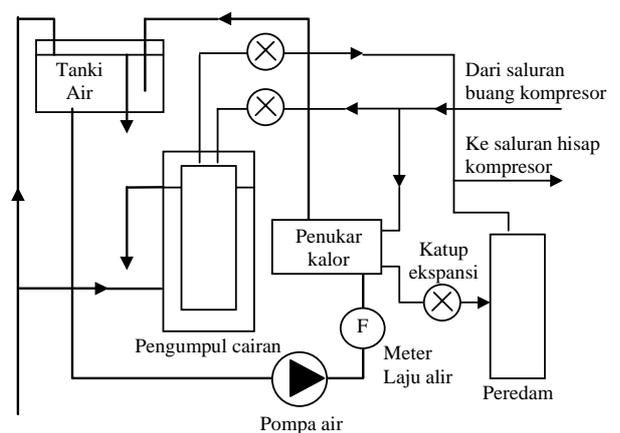
(a)

Gambar 4 (lanjutan)



(b)

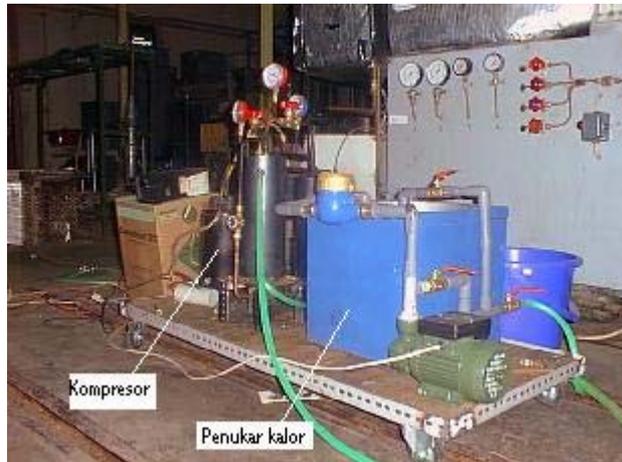
Gambar 4 Siklus uji kompresor pada diagram p-h. (a) siklus konvensional (b) siklus uap



Gambar 5 Skema alat uji kompresor siklus uap. Kompresor yang diuji disambungkan melalui saluran hisap dan saluran buang.

### 3.2 Peralatan Pengukuran

Untuk menentukan entalpi refrigeran masuk dan keluar kompresor perlu dilakukan pengukuran tekanan serta temperatur. Untuk itu, pada saluran hisap dan buang kompresor dipasang termokopel tipe K serta pengukur tekanan manual (*pressure gauge*) dengan jangkauan pengukuran yang sesuai. Temperatur air masuk dan keluar penukar kalor diukur dengan termokopel tipe K, sedangkan laju aliran air diukur menggunakan meter air konvensional.



Gambar 6 Susunan komponen sistem uji kompresor siklus uap.

### 3.3 Prinsip Operasi

Kompresor yang akan diuji dipasang pada bagian hisap (*suction*) dan buang (*discharge*). Setelah pengisian refrigeran, kompresor akan mengkompresi refrigeran hingga ke tekanan buangnya dan energi yang dipakai untuk proses kompresi kemudian dibuang melalui penukar kalor ke air pendingin. Selanjutnya tekanan refrigeran diturunkan melalui katup jarum. Kemudian refrigeran kembali masuk kompresor melalui saluran hisap.

Kontrol nisbah tekanan dilakukan dengan cara mengatur bukaan katup ekspansi serta katup-katup pada tabung pengumpul cairan. Derajat superpanas juga dapat dikontrol melalui kombinasi bukaan katup-katup ini. Selain itu, derajat super panas juga dapat dikontrol melalui pengaturan laju aliran air pendingin. Pada alat uji ini tidak dapat digunakan pipa kapiler sebagai alat ekspansi karena rentang variasi nisbah tekanan yang dapat diperoleh menjadi sangat kecil.

Sistem air pendingin, selain mengambil kalor dari penukar kalor, juga berfungsi menjaga temperatur refrigeran yang masuk pengumpul cairan tetap konstan pada temperatur air pendingin yang digunakan. Hal ini perlu dilakukan supaya kelebihan refrigeran pada saat bukaan katup ekspansi diperbesar dapat dikondensasikan dengan cepat.

Pengontrolan nisbah tekanan dapat pula dilakukan dengan cara *bypass*. Jika perlu mengubah tekanan hisap dan buang, uap refrigeran di dalam pengumpul cairan disalurkan sebagian melalui katup sehingga uap

refrigeran akan bercampur dengan refrigeran yang keluar dari tabung peredam.

Temperatur air pendingin diatur dengan cara mencampur air segar dengan air yang disirkulasikan melalui penukar kalor. Pencampuran antara air segar dari sumber luar dengan air panas dari penukar kalor akan menentukan temperatur di dalam tanki air. Jika derajat superpanas akan dinaikkan, laju aliran air yang bersirkulasi harus dinaikkan (lebih sedikit air dingin dari sumber luar yang masuk ke tanki).

Apabila diasumsikan penukar kalor bekerja secara adiabatik, laju aliran massa refrigeran dapat ditentukan melalui keseimbangan energi pada penukar kalor tersebut. Cara ini lazim dilakukan dengan ketelitian yang memadai bila fluida pendingin yang digunakan adalah air.

Dengan cara mengukur temperatur air masuk dan keluar penukar kalor untuk menentukan beda temperatur ( $\Delta T$ ), serta laju aliran massa air,  $\dot{m}_w$ , energi yang dibuang refrigeran melalui penukar kalor ini adalah:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot c_p \cdot \Delta T_{air} \quad (4)$$

Energi buang dari refrigeran adalah laju aliran massa refrigeran,  $\dot{m}_r$ , dikalikan dengan perubahan entalpi masuk dan keluar penukar kalor,  $\Delta h$ :

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r \cdot \Delta h \quad (5)$$

Keseimbangan energi menyatakan bahwa Persamaan (4) dan Persamaan (5) harus sama, sehingga laju aliran massa refrigeran dapat ditentukan dari hubungan berikut:

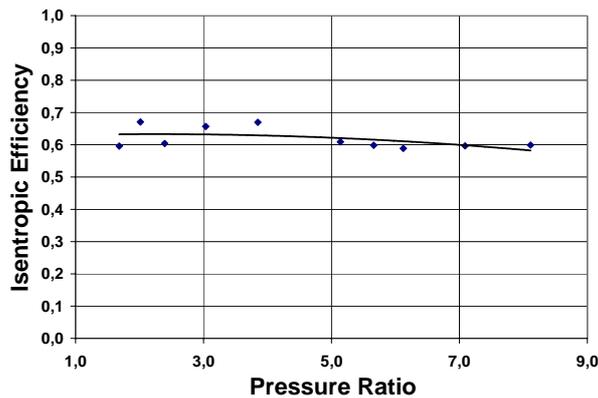
$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_w \cdot c_p \cdot \Delta T}{\Delta h} \quad (6)$$

Dengan demikian, efisiensi volumetrik kompresor dapat diketahui apabila volume langkah kompresor diberikan pada data spesifikasinya.

## 4. HASIL EKSPERIMEN DAN DISKUSI

Kompresor yang diuji dengan alat uji ini adalah jenis kompresor torak dengan kapasitas kompresi sebesar 2 hp. Refrigeran yang digunakan ada dua jenis, yaitu R22 dari keluarga HCFC dan HCR22 dari keluarga HC. Hasil akhir pengujian yang diperoleh berupa efisiensi isentropik. Dengan demikian kinerja kompresor dapat diketahui untuk kedua refrigeran ini.

Gb. 7 menunjukkan hasil eksperimen untuk R22. Dari garis kecenderungan yang dibuat dengan fungsi polinomial derajat dua dapat dilihat efisien isentropik mempunyai harga maksimum pada nisbah tekanan tertentu.

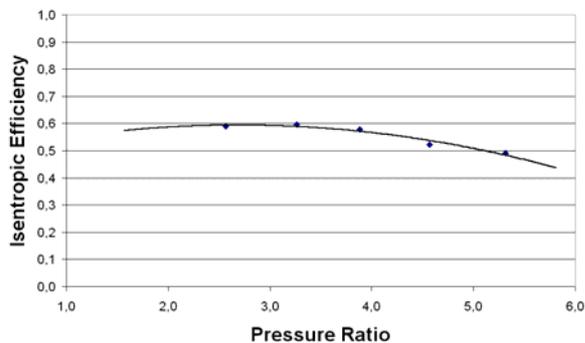


Gambar 7 Variasi efisiensi isentropik kompresor dengan refrigeran R22.

Dari sebaran data pada Gb. 7 dapat dibuat kurva suaian dengan menggunakan fungsi polinomial derajat dua, seperti dinyatakan oleh persamaan berikut:

$$\eta = -0,0015 + 0,0066 \cdot pr + 0,6257 \cdot pr^2 \quad (7)$$

Pengujian kompresor yang sama dengan refrigeran HCR22 dilakukan setelah sistem uji dikosongkan dengan menggunakan pompa vakum. Hasil eksperimen yang menunjukkan variasi efisiensi isentropik terhadap nisbah tekanan diperlihatkan pada Gb. 8.

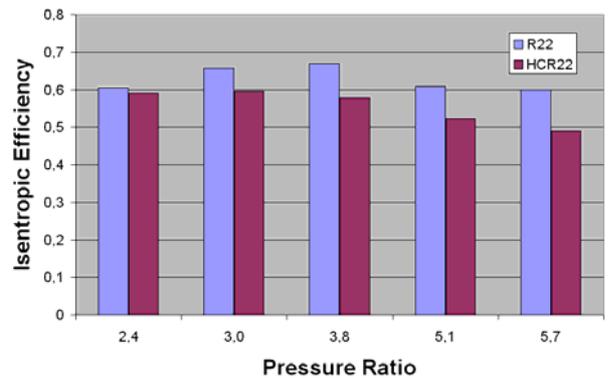


Gambar 8 Variasi efisiensi isentropik kompresor dengan refrigeran HCR22.

Dari sebaran data pada Gb. 8 dapat dibuat kurva suaian dengan menggunakan fungsi polinomial derajat dua, seperti dinyatakan oleh persamaan berikut:

$$\eta = -0,016 + 0,086 \cdot pr + 0,4787 \cdot pr^2 \quad (8)$$

Gb. 9 memperlihatkan perbandingan efisiensi isentropik kompresor dengan menggunakan R22 dan HCR22. Perbandingan ini sangat penting diketahui karena sebagai refrigeran alternatif, HCR22 dimaksudkan sebagai pengganti R22 secara langsung (*drop-in*) di mana tidak diperlukan penggantian komponen sistem. Dari Gb. 9 terlihat bahwa efisiensi isentropik R22 lebih baik dibandingkan dengan efisiensi isentropik HCR22.



Gambar 9 Perbandingan efisiensi isentropik kompresor refrigeran HCR22 dengan refrigeran R22.

Hasil ini menunjukkan bahwa untuk laju aliran refrigeran yang sama, penurunan prestasi kompresor HCR22 bila menggunakan kompresor R22 harus diimbangi dengan kenaikan kinerja komponen lain, seperti; evaporator, kondensor, dan proses ekspansi.

Selain efisien isentropik, alat uji kompresor yang dibuat pada penelitian ini juga dapat digunakan untuk mengetahui efisiensi volumetrik. Untuk kompresor yang diuji pada penelitian ini, efisiensi volumetrik tidak dapat dilakukan karena tidak tersedianya informasi mengenai volume langkah (*swept volume*) yang diperlukan dalam perhitungan. Apabila volume langkah diketahui, efisiensi isentropik dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (2).

## 5. KESIMPULAN

1. Pengujian kompresor torak dapat dilakukan pada siklus uap yang lebih sederhana dan lebih cepat dibandingkan dengan metoda pengujian umum yang melibatkan siklus refrigerasi lengkap.
2. Efisiensi isentropik kompresor torak dengan refrigeran R22 dan HCR22 dapat dinyatakan dalam suatu fungsi polinomial derajat dua.
3. Dengan kompresor yang sama, kompresor dengan refrigeran R22 memiliki efisiensi isentropik yang lebih tinggi dibandingkan dengan kompresor dengan refrigeran HCR22.

## Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan penghargaan yang tinggi kepada Fakultas Teknologi Industri atas dukungan dananya sehingga penelitian ini dapat direalisasikan.

## 6. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Fagerli, B.E., "On the feasibility of compressing CO<sub>2</sub> as working fluid in hermetic reciprocating compressor", *Ph.D Thesis, Norwegian University of Science and Technology*, pp. 80-91, 1997.
- [2] Gosney, W.B., "Principle of Refrigeration" *Cambridge University Press, Cambridge, U.K.*, pp. 267-348, 1982.
- [3] Moran, M.J., "Fundamental of Engineering Thermodynamics" *Jhon Willey & Son Inc.*, 3<sup>rd</sup> Edition, 1995.