

## EFEK BEBAN PENDINGIN TERHADAP PERFORMA SISTEM MESIN PENDINGIN

Khairil Anwar\*

### Abstract

*This research discuss about effet of cooling load on the performance of refrigeration sistem include the following : refrigerating capacity, coefficient of performance and the cooling time.*

*An experimental method was used in this research, with various cooling load, obtained by placing light bulb, 60, 100, 200, 300 and 400 watt in cold box. Retrieval of data was conducting by taking an amount of direct testing data at Refrigeration Unit HRP Focus model 802. Data are analysed theoretically based on experimental test-data by determining condition of refrigerant in each point at cycle, refrigerating capacities and COP sistem.*

*The result of this research indicate that the increase of cooling load causes Coefficient of Performance of refrigeration sistem will form a parabolic curve. Optimum performance of this test during 30 minutes, obtained on the 200 watt light bulb with Coefficient of Performance (COP) of 2.64. While for the longest cooling time was obtained at the highest cooling load (400 watt light bulb).*

**Key words :** *Cooling load, refrigerating capacity, COP, cooling time*

### Abstrak

Penelitian ini membahas mengenai efek beban pendingin terhadap kinerja sistem mesin pendingin meliputi kapasitas refrigerasi, koefisien prestasi dan waktu pendinginan.

Metode yang digunakan adalah metode eksperimental dengan variasi beban pendingin yang diperoleh dengan menempatkan bola lampu 60, 100, 200, 300 dan 400 watt di dalam ruang pendingin. Pengambilan data langsung dilakukan pada unit pengujian mesin pendingin HRP Focus model 802. Data dianalisis secara teoritis berdasarkan data eksperimen dengan menentukan kondisi refrigerant pada setiap titik siklus, kapasitas refrigerasi dan COP sistem.

Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa peningkatan beban pendingin menyebabkan koefisien prestasi sistem pendingin akan membentuk kurva parabola. Performa optimum pada pengujian selama 30 menit diperoleh pada bola lampu 200 watt dengan COP sebesar 2.64. Sedangkan untuk waktu pendinginan diperoleh paling lama pada beban pendingin yang paling tinggi (bola lampu 400 watt).

**Kata Kunci :** Beban pendingin, kapasitas refrigerasi, COP, waktu pendinginan

### 1. Pendahuluan

Pada saat ini khususnya diperkotaan, mesin pendingin dapat dijumpai pada hampir setiap pertokoan, gedung – gedung kantor dan rumah tangga. Mesin pendingin dapat berupa *refrigerator, freezer, chiller* serta *air conditioning* (pengkondisian udara).

Penggunaan mesin pendingin yang paling umum yaitu untuk pengkondisian ruangan dan pengawetan bahan makanan atau minuman. Tujuan utama sistem pengkondisian udara adalah mempertahankan keadaan udara didalam ruangan yang meliputi pengaturan temperatur, kelembaban

---

\* Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Tadulako, Palu

relatif, kecepatan sirkulasi udara maupun kualitas udara. Sistem pengkondisian udara yang dipasang harus mempunyai kapasitas pendinginan yang tepat dan dapat dikendalikan dalam pengoperasiannya. Kapasitas peralatan yang dapat diperhitungkan berdasarkan beban pendinginan setiap saat yang senantiasa berubah-ubah.

Beban pendinginan sebenarnya adalah jumlah panas yang dipindahkan oleh sistem pengkondisian udara setiap waktu. Beban pendinginan terdiri atas panas yang berasal dari ruang dan tambahan panas. Tambahan panas adalah jumlah panas setiap saat yang masuk kedalam ruang melalui kaca secara radiasi maupun melalui dinding akibat perbedaan temperatur, pengaruh penyimpanan energi pada struktur bangunan, serta peralatan – peralatan listrik seperti lampu dan peralatan elektronik lainnya

Beban pendingin ini secara langsung akan berdampak pada kinerja mesin pendingin oleh karena terkait dengan perubahan kondisi khususnya

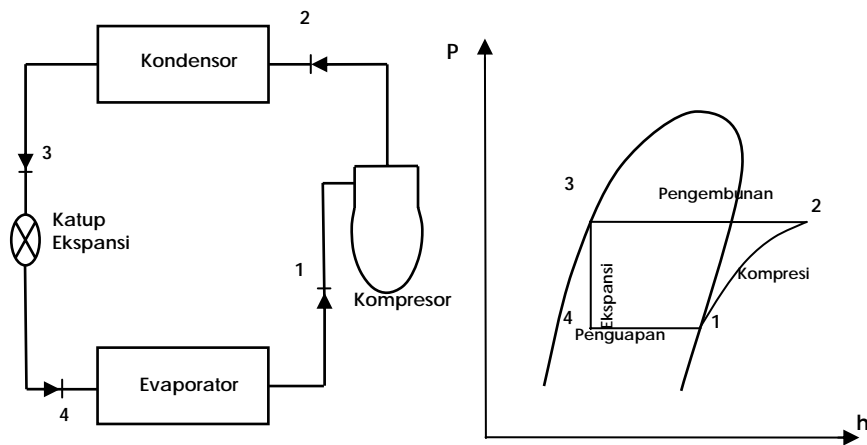
temperatur refrigeran pada setiap titik di dalam suatu sistem mesin pendingin.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui efek beban pendingin terhadap kinerja sistem mesin pendingin, meliputi kapasitas refrigerasi, daya kompresi, koefisien prestasi (COP) dan waktu pendinginan dalam suatu ruang pendingin. Sehingga diharapkan penggunaan mesin pendingin dapat lebih efektif dan efisien.

## 2. Studi Pustaka

### 2.1 Mesin pendingin

Mesin pendingin merupakan salah satu mesin yang mempunyai fungsi utama untuk mendinginkan zat sehingga temperaturnya lebih rendah dari temperatur lingkungan. Komponen utama dari mesin pendingin yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi dan evaporator, serta refrigeran sebagai fluida kerja yang bersirkulasi pada bagian-bagian tersebut. Gambar 1 memperlihatkan skema sederhana dari mesin pendingin.



Gambar 1. Komponen utama dari mesin pendingin dan diagram P-h

Sistem kerja pada mesin pendingin adalah sebagai berikut : Saat refrigeran mengalir melalui evaporator, perpindahan panas dari ruangan yang didinginkan menyebabkan refrigeran menguap. Dengan mengambil refrigeran pada evaporator sebagai volume atur, dari keseimbangan massa dan Hukum Termodinamika I di peroleh perpindahan panas sebesar :

$$Q_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (\text{kW}) \dots\dots(1)$$

Refrigeran meninggalkan evaporator kemudian masuk ke compressor. Selanjutnya refrigeran dikompresi hingga tekanan dan temperaturnya bertambah tinggi. Diasumsikan tidak ada perpindahan panas dari dan ke kompresor. Dengan menerapkan keseimbangan massa dan laju energi (Hukum Termodinamika I) pada volume atur yang melingkupi kompresor, didapat daya kompresor yaitu:

$$P = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \dots\dots\dots(2)$$

Kemudian, refrigeran mengalir melalui kondensor, dimana refrigeran mengembun dan memberikan panas ke udara sekitar yang lebih rendah temperaturnya. Untuk volume atur melingkupi refrigeran di kondensor, laju perpindahan panas dari refrigeran adalah :

$$Q_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad \dots\dots\dots(3)$$

Akhirnya, refrigeran pada state 3 masuk alat ekspansi dan berekspansi ke tekanan evaporator. Tekanan refrigeran turun dalam ekspansi yang ireversibel dan dibarengi dengan adanya kenaikan entropy jenis. Refrigeran keluar katup ekspansi pada titik 4 yang berupa fase campuran uap-cair.

Kualitas uap yang terkandung pada titik 4 dapat dicari dengan persamaan :

$$x_1 = \frac{h_4 - h_{f4}}{h_{fg4}} \quad \dots\dots\dots(4)$$

- $h_{f4}$  = Entalphy spesifik cairan jenuh (kJ/kg)
- $h_{fg}$  = Entalphy spesifik campuran cairan dengan uap (kJ/kg)
- $h_{fg} = h_g - h_f$
- $h_g$  = Entalphy spesifik uap jenuh (kJ/kg)

Secara thermodinamika besarnya perpindahan panas yang terjadi pada pipa kapiler di mesin pendingin, yaitu :

$$Q = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (\text{kW}) \dots\dots\dots(5)$$

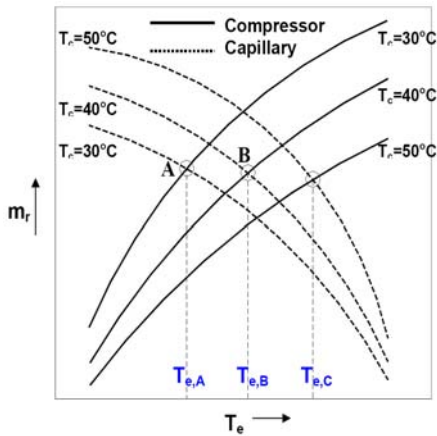
- $h_3$  = Entalpy spesifik refrigeran masuk pipa kapiler (kJ/kg)
- $h_4$  = Entalpy spesifik refrigeran keluar pipa kapiler (kJ/kg)

Koefisien prestasi (COP) dari siklus uap standar :

$$\text{COP} = Q_e / P \quad \dots\dots\dots(6)$$

## 2.2 Titik Kesetimbangan Kompresor dan Pipa Kapiler

Kompresor dan Pipa Kapiler, pada keadaan stedi harus sampai pada tekanan isap dan buang tertentu, yang menyebabkan laju aliran massa yang sama melalui kompresor dan Pipa Kapiler. Keadaan ini disebut titik kesetimbangan. Tekanan kondensor dan evaporator adalah tekanan jenuh pada temperatur kondensor dan evaporator tersebut. Gambar 2 menunjukkan variasi laju aliran massa dengan tekanan evaporator melalui kompresor dan Pipa Kapiler untuk tiga nilai temperatur kondensor yakni, 30, 40 dan 50°C. [14]



Gambar 2. Hubungan laju aliran massa refrigeran melewati kompresor dan pipa kapiler terhadap temperatur evaporator dan kondensor (A, B, dan C adalah titik setimbang)

Laju aliran massa melalui kompresor berkurang jika rasio tekanan meningkat karena efisiensi volumetrik dari kompresor berkurang dengan peningkatan rasio tekanan. Rasio tekanan meningkat ketika tekanan evaporator berkurang atau tekanan kondensor meningkat. Karenanya, laju aliran massa melalui kompresor berkurang dengan peningkatan pada tekanan kondensor dan atau dengan penurunan tekanan evaporator.

Beda tekanan melewati pipa kapiler itu adalah gaya penggerak bagi refrigeran untuk mengalir sepanjang sistem, karenanya laju aliran massa melalui pipa kapiler meningkat seiring peningkatan beda tekanan yang melintasinya. Dengan demikian laju aliran massa melalui pipa kapiler meningkat seiring peningkatan tekanan kondensor dan atau pengurangan tekanan evaporator. Variasi laju aliran massa melalui pipa kapiler ditunjukkan

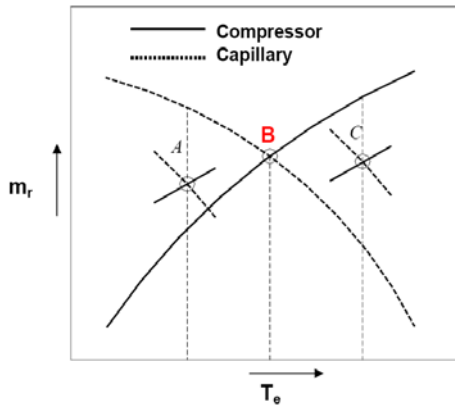
untuk tiga temperatur kondensor, yakni, 30, 40 dan 50°C seperti pada Gambar 3 Ini adalah kebalikan dari pengaruh tekanan di laju aliran massa kompresor. Karenanya, untuk suatu nilai tekanan kondensor tertentu, ada suatu nilai yang terbatas dari tekanan evaporator di mana laju aliran massa melalui kompresor dan evaporator adalah sama. Tekanan ini adalah titik kesetimbangan di mana sistem akan didapat dalam keadaan stedi. Sehingga, untuk suatu temperatur kondensor, terdapat nilai tertentu dari temperatur evaporator di mana titik kesetimbangan akan terjadi. Gambar 2 menunjukkan tiga titik kesetimbangan A, B dan C untuk ke tiga temperatur kondensor. Titik kesetimbangan ini terjadi pada temperatur evaporator dari  $T_{e,A}$ ,  $T_{e,B}$  dan  $T_{e,C}$ . Di sini terlihat bahwa temperatur evaporator pada titik kesetimbangan meningkat dengan peningkatan temperatur kondensor.

#### *Pengaruh Dari variasi beban*

Situasi yang digambarkan di atas terjadi dalam keadaan stedi. Bagaimanapun, dalam praktek beban refrigerasi dapat bervariasi karena beberapa pertimbangan, seperti variasi temperatur sekeliling dll. Hal tersebut adalah mungkin untuk beban menjadi meningkat atau berkurang. Variasi beban ini mempengaruhi pengoperasian kompresor dan pipa kapiler dan mempengaruhi titik kesetimbangannya.

#### *Peningkatan beban refrigerasi*

Jika beban refrigerasi meningkat, ada kecenderungan temperatur evaporator akan meningkat pula karena laju penguapan yang tinggi. Hal ini ditunjukkan pada gambar 3 untuk temperatur kondensor 40°C.



Gambar 3. Efek variasi beban pada pipa kapiler sistem refrigerasi, A: pada beban rendah, B: Titik Desain, C: pada beban tinggi

Titik kesetimbangan untuk beban desain ditunjukkan oleh titik B. Bila evaporator menerima beban kalor yang berat, atau bila suhu fluida yang akan didinginkan cukup tinggi, tekanan dan suhu hisap akan naik ke titik C. Pada tekanan hisap C, kompresor tersebut dapat menarik refrigeran lebih banyak dari evaporator, dari pada yang dapat disuplai oleh pipa kapiler, sehingga evaporator segera menjadi kekurangan refrigeran yang disebut dengan "kelaparan" (starving). Bagaimanapun, pengosongan evaporator tidak bisa berlanjut terus. Sistem akan perlu beberapa tindakan korektif ketika perubahan yang juga terjadi di dalam kondensor. Ketika pipa kapiler memberi feed refrigeran lebih sedikit kepada evaporator, refrigeran terkumpul di dalam kondensor.

Akumulasi refrigeran di dalam kondensor mengurangi daerah efektif dari kondensor untuk perpindahan panas. Laju perpindahan kalor kondensor dengan persamaan yaitu,  $Q_c = U_c \cdot A_c (T_c - T_\infty)$ . Jika koefisien perpindahan kalor  $U_c$  dan  $T_\infty$  konstan, kemudian untuk laju perpindahan kalor

yang sama suatu penurunan dalam daerah Ac akan mengarah kepada temperatur dan tekanan kondensor yang lebih tinggi  $T_c$ . Terlihat pada gambar 2 di mana peningkatan temperatur pada kondensor menyebabkan penurunan laju aliran massa kompresor dan peningkatan laju aliran massa pada pipa kapiler. Karenanya, sistem itu akan menemukan suatu titik kesetimbangan yang baru pada temperatur kondensor yang lebih tinggi.

Kemungkinan lain untuk mengembalikan laju aliran seimbang adalah turunya koefisien perpindahan kalor pada evaporator yang kekurangan refrigeran tersebut. Perbedaan suhu yang lebih besar harus dibuat antara fluida yang akan didinginkan dan refrigeran di dalam evaporator, dengan cara menurunkan tekanan hisap kembali ke titik A, dan pengembalian keseimbangan aliran.

#### Penurunan Beban refrigerasi

Jika beban refrigerasi berkurang, ada kecenderungan temperatur evaporator untuk berkurang, katakanlah kondisi A seperti yang ditunjukkan pada gambar 3. Pada kondisi ini, pipa kapiler memberi feed refrigeran lebih banyak kepada evaporator dibandingkan yang diisap kompresor. Hal ini mengarah pada akumulasi cairan refrigeran di dalam evaporator yang menyebabkan evaporator kebanyakan refrigeran (flooding). Ini dapat mengarah kepada konsekuensi berbahaya jika cairan refrigeran meluap sampai ke kompresor menyebabkan hantaman (slugging) pada kompresor. Hal ini harus dihindarkan bagaimanapun, karenanya pipa kapiler mendasarkan sistem refrigerasi menggunakan beban kritis sebagai suatu ukuran keselamatan.

Beban kritis adalah suatu jumlah tertentu dari refrigeran yang masuk ke

dalam sistem refrigerasi sehingga di dalam peristiwa yang mungkin terjadi semuanya mengumpul di dalam evaporator, dan hanya akan mengisi evaporator sampai ke ujung dan tidak pernah meluap dari evaporator ke kompresor. Flooding evaporator juga merupakan gejala sementara, itu tidak bisa berlanjut dengan tak terbatas. Sistem tersebut harus diambil beberapa tindakan korektif. Di mana pipa kapiler memberi feed lebih banyak refrigeran dari kondensor, cairan tertahan pada bagian keluar kondensor dan beberapa uap masuk ke pipa kapiler.

Uap memiliki densitas yang sangat kecil dibandingkan dengan cairan; sehingga laju aliran massa melalui pipa kapiler berkurang secara drastis. Situasi ini ditunjukkan di dalam Gambar 3. Hal ini bukanlah yang diharapkan karena efek refrigerasi akan berkurang dan COP juga berkurang pula. Karenanya, diusahakan pada sistem refrigerasi agar keadaan *subcool* terjadi pada refrigeran sebelum masuk pada pipa kapiler. Penukar kalor uap ke cairan subcooling biasanya digunakan, di mana temperatur rendah uap refrigeran membawahdinginkan cairan yang meninggalkan kondensor.

### 3. Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode eksperimental dengan variasi beban pendingin pada ruang pendingin. Variasi beban pendingin dilakukan dengan memasang lampu di dalam ruang pendingin (cold box) dengan daya yang berbeda. Berdasarkan data tersebut dapat ditentukan kondisi refrigeran setiap titik pada siklus. Selanjutnya berdasarkan kondisi refrigeran dapat dihitung kapasitas refrigerasi dan COP sistem untuk setiap variasi beban pendingin.

#### 3.1 Waktu dan tempat penelitian

Penelitian ini dilakukan selama 1 (satu) bulan, yaitu pada bulan Mei 2009. Penelitian bertempat di Laboratorium Teknik Pendingin Jurusan Teknik Mesin Universitas Tadulako Palu, Sulawesi Tengah.

#### 3.2 Bahan dan Peralatan Penelitian

Bahan dan peralatan yang digunakan adalah :

##### Bahan penelitian

Fluida kerja atau refrigeran yang digunakan dalam penelitian ini adalah R-134a (1,1,1,2 – tetrafluoroethane).

##### Alat dan instrumen penelitian

Alat pengujian ini merupakan unit pengujian mesin refrigerasi HRP focus model 802.

##### Instrumen penelitian

Instrumen penelitian berupa alat pengatur dan alat ukur, meliputi : Termokopel dan termometer infrared: mengukur temperatur.

Clamp meter digital: mengukur tegangan dan kuat arus listrik.

Pressure gauge : mengukur tekanan

Gambar skema dan penempatan alat ukur digambarkan pada Gambar 5.

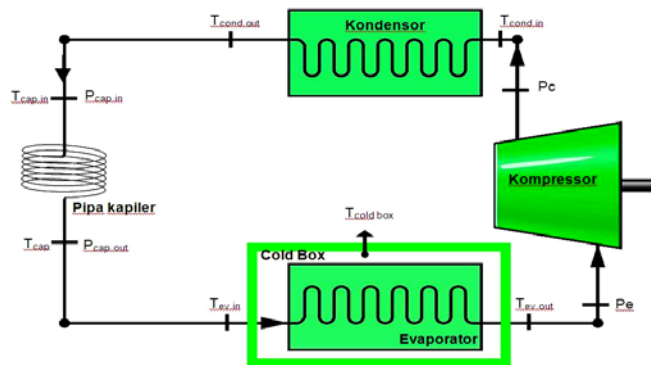
##### Box / ruangan pendingin

Ruang pendingin berbentuk kotak yang ditempatkan di depan evaporator dengan dimensi 55 cm x 55 cm x 56 cm, dengan bahan terbuat dari plastik *polypropylene* (*propylex royalite*), dilengkapi dengan 2 tempat / dudukan lampu serta alat ukur temperatur ruangan.

*Efek Beban Pendingin terhadap Ferforma Sistem Mesin Pendingin  
(Khairil Anwar)*



Gambar 4. Unit Pengujian Mesin Refrigerasi model HRP focus 802



Gambar 5. Skema pengujian dan penempatan alat ukur



Gambar 6. Ruang pendingin (*cold box*) dengan alat ukur temperatur

### 3.3 Prosedur Pengambilan Data

#### *Persiapan Alat Pengujian*

Persiapan alat pengujian dilakukan dengan merangkai ulang instalasi perpipaan mesin pendingin sesuai kebutuhan, dalam hal ini alat pengujian yang digunakan adalah unit refrigerasi model HRP FOCUS 802. Selanjutnya menambahkan sight glass pada bagian sebelum masuk ke kompresor dengan tujuan agar kondisi refrigeran dapat di amati. Selain itu, pada sisi sebelum dan setelah pipa kapiler juga dipasang *pressure gauge* untuk mengukur tekanan refrigeran di titik tersebut.

#### *Pemeriksaan alat Pengujian*

Pengujian diawali dengan memeriksa semua komponen mesin dan melakukan test. Selanjutnya dilakukan pemvakuman untuk memastikan tidak ada sisa udara didalam sistem. Kemudian pengisian refrigeran secara perlahan-lahan dengan menghidupkan kompresor. Pengisian refrigeran seberat  $\pm 500$  gram, dan dianggap cukup dengan ditandai pembekuan 100 % pada pipa evaporator tanpa fan.

#### *Tahapan Pengambilan data*

Pengambilan data secara langsung, yaitu semua variabel diukur langsung saat melakukan pengujian. Tahap – tahap yang dilakukan dalam melakukan pengujian adalah sebagai berikut :

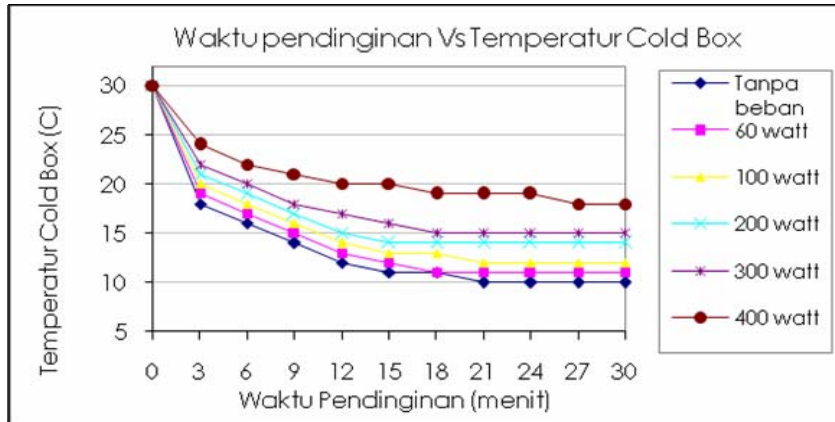
- 1) Alat uji dipasang pengukur tekanan dan temperatur pada titik – titik yang telah ditentukan (lihat gambar 5)
- 2) Beban pendingin dari alat uji dimulai dengan tanpa lampu di dalam cold box / ruangan pendingin.
- 3) Memasang box pendingin dan memastikan terpasang rapat ke dinding alat uji.
- 4) Selanjutnya menjalankan alat uji sampai sistem dan aliran refrigerannya stabil.
- 5) Catat tekanan dan temperatur yang ditunjukkan oleh pengukur tekanan dan temperatur pada semua titik, pengukuran setiap 3 menit sampai waktu 30 menit.
- 6) Lakukan kembali prosedur pengujian Nomor 3 sampai 5 dengan beban pendingin yang lebih besar menggunakan daya lampu di dalam box pendingin 60 Watt, 100 Watt, 200 Watt, 300 Watt dan 400 Watt.

### 4. Hasil dan Pembahasan

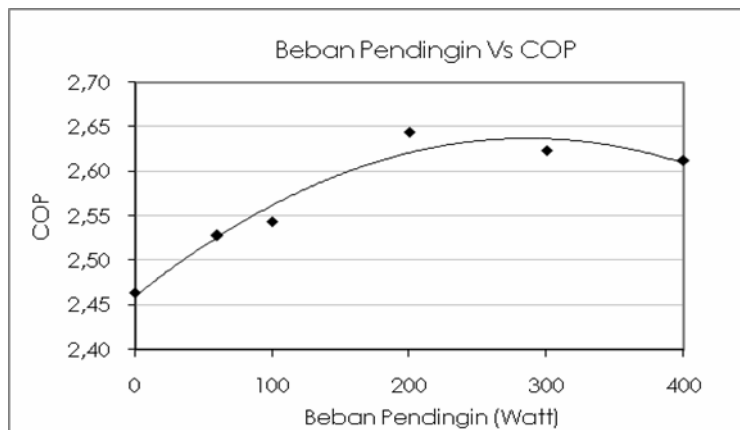
Hal pertama yang akan dibahas adalah grafik hubungan antara waktu pendinginan terhadap temperatur di dalam ruang pendingin (*cold box*), untuk setiap variasi beban pendingin. Pengujian ini dicatat setiap 3 menit dan dilakukan sampai menit ke-30. Grafiknya dapat dilihat pada Gambar 7.

Dari gambar 7 di atas terlihat penurunan temperatur di dalam ruang pendingin (*cold box*) seiring dengan bertambahnya waktu, meskipun sampai pada menit ke-18, temperatur cold box cenderung konstan untuk setiap variasi beban pendingin. Untuk waktu yang sama pada menit terakhir pengujian yaitu pada menit 30, temperatur yang dicapai pada pengujian tanpa beban adalah 10°C, beban 60 watt sebesar 11°C , 100 watt sebesar 12°C , 200 watt sebesar 14 watt, 300 watt sebesar 15°C dan untuk beban 400 watt sebesar 18°C . Hal ini disebabkan oleh karena dengan beban pendingin yang lebih besar akan melepaskan kalor ke udara yang lebih besar pula sehingga temperatur ruangan menjadi tinggi. Dengan demikian menyebabkan penurunan temperatur akibat pendinginan di dalam *cold box* akan lebih kecil.





Gambar 7. Grafik hubungan waktu pendinginan terhadap temperatur cold box untuk setiap variasi beban pendingin

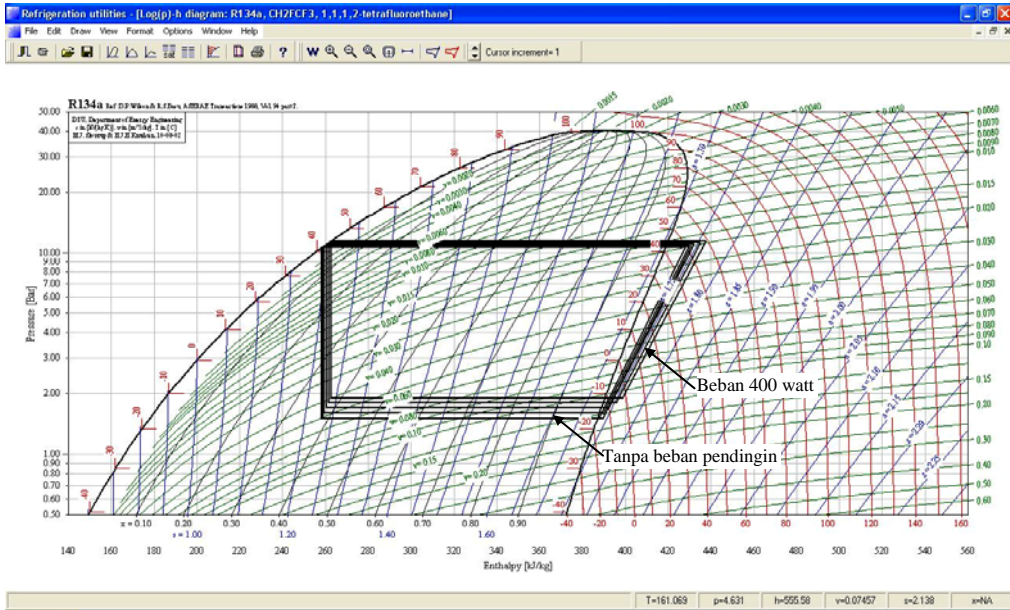


Gambar 8. Grafik hubungan Beban Pendingin terhadap COP

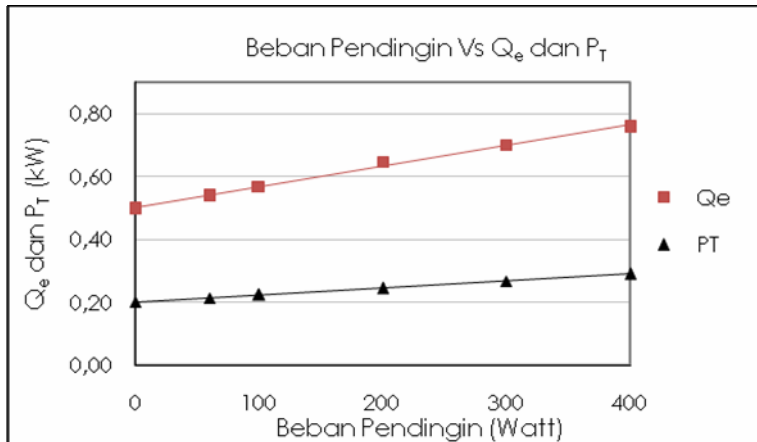
Untuk pengaruh penambahan beban pendingin terhadap performa sistem dapat dilihat lebih jelas pada gambar 8.

Dari gambar 8 di atas, terlihat bahwa hubungan antara beban pendingin dengan COP sistem membentuk kurva parabolik, di mana posisi COP terbesar terdapat pada beban antara 200 watt sampai 300 watt, dan selanjutnya COP sistem mengalami

penurunan. Penurunan koefisien prestasi ini disebabkan oleh karena kenaikan daya kompresor yang sudah lebih tinggi jika dibandingkan nilai kapasitas refrigerasi ( $Q_e$ ) setelah melebihi beban 300 watt. Hal ini dapat kita lihat pada gambar 9 untuk posisi titik - titik entapi pada diagram p - h dan gambar 10 untuk hubungan beban pendingin terhadap  $Q_e$  dan  $P_r$ .



Gambar 9. Siklus refrigerasi untuk berbagai variasi beban pendingin yang diplot pada diagram tekanan – entalpi menggunakan *CoolPack Software*



Gambar 10. Grafik Hubungan beban pendingin terhadap kapasitas refrigerasi( $Q_e$ ) dan daya kompresor ( $P_t$ )

Dari diagram P-h pada gambar 9 di atas, terlihat bahwa terjadi kenaikan entalpi penguapan dan entalpi kompresi seiring dengan penambahan

beban pendingin. Namun pada beban di atas 300 watt terlihat bahwa garis kompresi akan cenderung terdorong jauh masuk ke daerah panas lanjut

(grafiknya akan terlihat lebih rebah). Hal ini akan mengakibatkan kerja kompresi akan lebih besar dibandingkan dengan yang dekat garis uap-jenuh. (Stoecker).

Sementara dari gambar 10 di atas, terlihat bahwa terjadi kenaikan daya kompresor ( $P_r$ ) serta kapasitas refrigerasi ( $Q_e$ ). Dari mulai tanpa beban pendingin sampai 200 watt terlihat kenaikan kapasitas refrigerasi yang cukup signifikan dibandingkan dengan kenaikan daya kompresor, dan rasio tertinggi antara  $Q_e$  dengan  $P_r$  yang menghasilkan COP terbesar ketika beban pendingin yang digunakan adalah lampu 200 watt, namun setelahnya perbandingan ini akan semakin menurun. Hal ini disebabkan karena setelah melewati beban 300 watt ada kecenderungan tingkat kenaikan kapasitas refrigerasi ( $Q_e$ ) mengalami penurunan, di satu sisi terjadi peningkatan temperatur dan tekanan yang signifikan pada kompresor sehingga menyebabkan tingkat kenaikan daya kompresor akan bertambah. Hal ini sebagaimana yang diungkapkan Stoecker, bahwa terdapat nilai beban pendingin tertentu yang memungkinkan terjadi kesetimbangan antara pipa kapiler dan kompresor. Bila perpindahan kalor pada evaporator tidak dipenuhi pada titik kesetimbangan kompresor - pipa kapiler, akan dihasilkan keadaan tidak seimbang yang dapat mengosongkan ataupun pengumpanan berlebih (*overfeed*) pada evaporator yang dapat menyebabkan penurunan efisiensi kerja.

## 5. Kesimpulan

Dari hasil pembahasan di atas mengenai efek beban pendingin terhadap kinerja sistem mesin pendingin, maka dapat disimpulkan :

1) Waktu pendinginan akan semakin lama untuk setiap peningkatan beban pendingin

- 2) Hubungan antara beban pendingin dengan COP sistem membentuk kurva parabolik, di mana posisi COP terbesar terdapat pada beban 200 watt (sebesar 2.64) dan selanjutnya COP sistem akan berangsur mengalami penurunan.
- 3) kenaikan kapasitas refrigerasi dan daya kompresor terjadi seiring dengan penambahan beban pendingin.

## 6. Daftar Pustaka

- Anonim. *Instructors guide to Focus Refrigeration Training Unit Model 802*. P.A. Hilton Ltd, England. 1985.
- Anwar, Khairil, dkk. *Efek Temperatur Pipa Kapiler Terhadap Kinerja Mesin Pendingin*. Jurnal Mekanikal, Vol.1 No.1 Januari 2010. Pp. 30-39.
- Arismunandar, W., H.Saito. *Penyegaran Udara*. Edisi keenam, PT. Pradnya Paramita, Jakarta. 2002.
- Arora, C.P.,. *Refrigeration and Air Conditioning*. Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, New Delhi. 1986.
- ASHRAE Handbook Fundamental 2005*.
- Cengel, Yunus.A. *Fundamental of Heat Transfer.2nd Edition*. 2003.
- Dossat, R.J. *Principles of Refrigeration*. second Edition, John Wiley & sons, New York. 1978.
- Hasan Basri, M. *Pengaruh perubahan tekanan kondensor dan tekanan evaporator terhadap kinerja mesin refrigerasi focus 808*. Thesis pascasarjana Universitas Hasanuddin 2007
- Hundy,GF. Trott,AR. Welch,TC. *Refrigeration and Air*

*Conditioning*, Fourth Edition.  
2008.

Shan K.Wang, *Handbook of air  
Conditioning and Refrigeration*,  
Second Edition. Mc Graw Hill.  
2001.

Stoecker,W.,Jones. *Refrigerasi dan  
Pengkondisian Udara*. Edisi  
kedua, Erlangga, Jakarta. 1992.

Zuhal. *Dasar Teknik Tenaga dan  
Elektronika Daya*, PT. Gramedia,  
Jakarta. 1988.