

ANALISIS PENGARUH PEMANASAN LANJUT TERHADAP UNJUK KERJA TERMAL MESIN PENDINGIN UNTUK PEMAKAIAN REFRIGERAN R 11, R 12 DAN R 22

Muhammad Nadjib *)

ABSTRAK

Pemanasan lanjut refrigeran umum diaplikasikan pada mesin pendingin. Tujuan utamanya adalah mencegah kerusakan kompresor akibat masuknya cairan refrigeran. Cara ini dapat mempengaruhi unjuk kerja termal mesin pendingin. Telah dilakukan analisis pengaruh pemanasan lanjut terhadap unjuk kerja termal untuk pemakaian R 11, R 12 dan R 22. Analisis dilakukan dengan pemberian beberapa derajat panas lanjut pada siklus pendinginan. Diperoleh hasil bahwa pengaruh tersebut dapat berupa kenaikan atau penurunan unjuk kerja. Pemilihan derajat panas lanjut harus memperhatikan pengaruhnya terhadap unjuk kerja secara menyeluruh untuk mendapatkan hasil optimal.

Kata-kata Kunci : derajat panas lanjut, pemanasan lanjut, unjuk kerja

PENDAHULUAN

Dalam bidang teknik pendingin, siklus pendinginan memegang peranan penting untuk perancangan ataupun pemeriksaan terhadap kondisi operasi mesin pendingin. Refrigeran sebagai fluida kerja mesin pendingin selalu berubah fasanya dari cairan ke uap dan sebaliknya. Karakteristik refrigeran menyangkut 4 hal pokok yaitu penguapan, kompresi, pengembunan dan ekspansi. Karakteristik ini dapat digambarkan pada diagram tekanan – entalpi (diagram Mollier) yang disebut siklus pendinginan.

Pada siklus pendinginan dikenal siklus ideal dimana uap yang meninggalkan evaporator dan masuk sisi isap kompresor berada pada kondisi uap jenuh dan cairan yang keluar dari kondenser dan masuk katup ekspansi tepat pada garis cairan jenuh. Proses ini menganggap bahwa perpindahan kalor antara refrigeran dan lingkungannya hanya terjadi di evaporator dan di kondenser saja. Selain itu, selama proses berlangsung dianggap tidak terjadi kerugian tekanan karena gesekan atau sebab lain. Dalam kenyataannya siklus pendinginan tidak selalu konstan, ia berubah sesuai dengan perubahan yang terjadi pada air pendingin atau udara pendingin dan juga pengaruh dari beban kalor dan suhu ruang atau benda yang akan didinginkan.

Salah satu kondisi operasi yang mungkin terjadi adalah perubahan suhu uap refrigeran pada sisi isap kompresor. Perubahan ini dapat terjadi jika pada saluran isap terjadi proses panas lanjut. Kadangkala perubahan ini memang disengaja untuk menjamin uap refrigeran masuk kompresor dalam keadaan benar-benar kering (kompresi kering) sehingga dapat dihindari terjadinya pembilasan minyak pelumas dari dinding silinder oleh cairan refrigeran yang dapat mempercepat keausan (Stoecker, 1989). Tekanan uap refrigeran selama proses panas lanjut adalah konstan dan sama dengan tekanan di evaporator. Cara-cara pemberian panas lanjut dapat terjadi dari beberapa kombinasi sebagai berikut (Dossat, 1991) :

- a. Pada pipa sisi akhir evaporator.
- b. Pada pipa sisi isap kompresor baik di ruangan yang dikondisikan atau di luarnya..
- c. Pada penukar kalor di sisi isap kompresor.

*) Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin FT UMY

Secara umum, efek pemanasan lanjut uap keluar evaporator menurut Arora (1981) adalah :

- Bertambahnya volume spesifik dari v_1 menjadi v_1^1 .
- Bertambahnya dampak refrigerasi dari $(h_1 - h_4)$ menjadi $(h_1^1 - h_4)$.
- Bertambahnya kerja spesifik dari $(h_2 - h_1)$ menjadi $(h_2^1 - h_1^1)$.

Pada satu sisi, kapasitas pendinginan mesin pendingin lebih besar karena dampak refrigerasi bertambah akibat penambahan panas sensibel selama proses panas lanjut. Pada sisi lain, kapasitas pendinginan sistem justru lebih rendah karena berkurangnya kerapatan uap refrigeran (*density*). Efek bersih dari dua kecenderungan yang berlawanan ini harus dipertimbangkan untuk selanjutnya ditetapkan apakah sistem perlu diberi panas lanjut atau tidak (Clifford, 1984). Disamping itu dapat diperhitungkan pengaruh derajat pemanasan lanjut terhadap unjuk kerja termal mesin pendingin untuk pemakaian beberapa refrigeran (R11, R12 dan R22).

APLIKASI REFRIGERAN

Sesuai dengan fungsi pendinginan, refrigeran digunakan untuk mengangkut energi kalor dari lingkungan bersuhu rendah ke lingkungan bersuhu tinggi. Pemilihan pemakaian refrigeran ditentukan oleh sifat-sifat atau karakteristiknya. Menurut Arismunandar (1981), secara umum dapat dikatakan bahwa refrigeran yang memiliki titik didih yang rendah biasa dipakai untuk keperluan operasi pendinginan suhu rendah (refrigerasi). Sedangkan refrigeran yang memiliki titik didih tinggi digunakan untuk keperluan pendinginan suhu tinggi (pengkondisian udara).

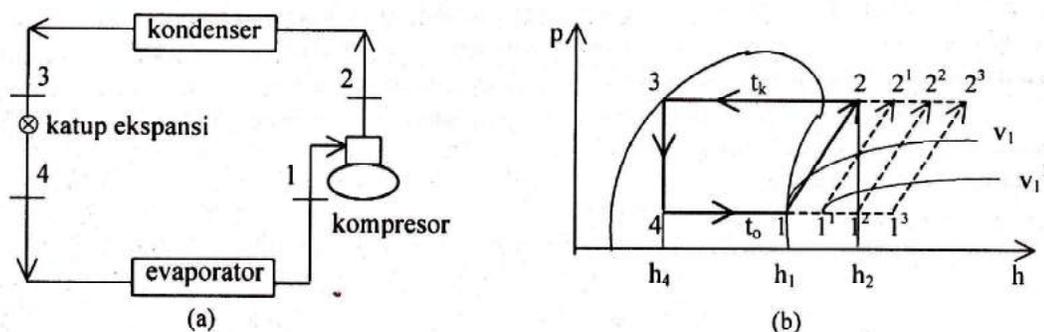
Refrigeran 11 mempunyai titik didih pada tekanan atmosfer sebesar $23,8^\circ\text{C}$. Tingginya titik didih R 11, menjadikan alasan diterapkannya untuk pendinginan air kapasitas besar dengan kompresor sentrifugal. Air dingin (*chilled water*) yang dihasilkan dipakai untuk aplikasi pengkondisian udara pabrik, *department store*, gedung bioskop dan bangunan gedung.

Refrigeran 12 mempunyai titik didih pada tekanan atmosfer sebesar $-29,8^\circ\text{C}$. Berdasar titik didih tersebut, R 12 dikategorikan sebagai refrigeran yang moderat. Refrigeran ini dapat diaplikasikan secara luas baik untuk refrigerasi maupun untuk pendinginan udara. Umumnya R 12 dilayani oleh kompresor torak atau kompresor putar guna keperluan refrigerasi rumah tangga (*freezer* dan *cold storage*) dan pengkondisian udara otomotif.

Refrigeran 22 mempunyai titik didih pada tekanan atmosfer sebesar $-40,8^\circ\text{C}$. R 22 sering menggantikan fungsi R 12 karena biaya energi yang dibutuhkan lebih rendah. R 22 banyak diaplikasikan untuk pengkondisian udara jenis paket seperti *window type*, *split type* dan *roof top type*.

UNJUK KERJA TERMAL MESIN PENDINGIN

Mesin pendingin mempunyai 4 peralatan mekanikal utama yaitu evaporator, kompresor, kondenser dan katup ekspansi. Rangkaian keempat peralatan tersebut sering disebut sistem kompresi uap dan dapat digambarkan siklusnya pada diagram tekanan (p) dan entalpi (h).



Gambar 1. (a) Susunan peralatan mekanikal sistem kompresi uap.
(b) Diagram $p-h$ siklus pendinginan sistem kompresi uap.

Siklus pendinginan merupakan dasar perhitungan unjuk kerja termal mesin pendingin yang diantaranya meliputi; dampak refrigerasi (*refrigeration effect*), laju aliran massa refrigeran, kapasitas pendinginan (*cooling load*), daya kompresor dan koefisien prestasi (*Coefficient Of Performance, COP*).

Dampak refrigerasi menggambarkan energi kalor yang dapat diserap di evaporator tiap satuan massa refrigeran (Btu/lb). Besarnya dampak pendinginan dinyatakan sebagai selisih entalpi antara refrigeran keluar dan masuk evaporator (h_1 dan h_4),

$$DR = h_1 - h_4 \quad (1)$$

Kebutuhan refrigeran dapat diketahui berdasar laju aliran massa. Massa refrigeran yang mengalir (lb/menit) pada sistem adalah :

$$m = KP/DR \quad (2a)$$

$$KP = m \times DR \quad (2b)$$

KP adalah besar kapasitas pendinginan (Btu/jam).

Kebutuhan energi kompresor (watt) untuk mengkompresi refrigeran sampai ke tekanan kerja kondenser dinyatakan sebagai selisih entalpi antara sisi masuk (h_1) dan sisi keluar (h_2) dikalikan laju aliran massa,

$$W = m \times (h_2 - h_1) \quad (3)$$

Koefisien prestasi menggambarkan kemampuan penyerapan kalor di evaporator terhadap daya yang dibutuhkan kompresor,

$$COP = (h_1 - h_4)/(h_2 - h_1) \quad (4)$$

COP merupakan ukuran prestasi mesin pendingin, semakin besar COP semakin baik.

CARA ANALISIS

Analisis unjuk kerja dilakukan pada sistem pendinginan dengan menggunakan beberapa refrigeran yaitu R 11, R12 dan R 22. Ditetapkan suhu kerja evaporator (t_e) dan suhu kerja kondenser (t_k) masing-masing 5 °C (41°F) dan 40 °C (104 °F) untuk setiap proses (Arora, 1981). Langkah pertama digambarkan siklusnya pada diagram p - h dengan asumsi sistem bekerja ideal (siklus 1-2-3-4-1, di gambar 1 (b)). Harga entalpi dan volume spesifik titik-titik penting (h_1, h_2, h_3, h_4 dan v_1) dicari dari grafik dan tabel.

Langkah kedua, refrigeran diberi panas lanjut (*super heating*) dengan derajat panas lanjut sebesar 9 °F pada sisi keluar evaporator sehingga siklusnya menjadi 1¹-2¹-3-4-1¹ dan suhu sisi isap kompresor menjadi 50 °F. Entalpi dan volume spesifik titik penting dicari (h_1^1, h_2^1, h_3, h_4 dan v_1^1). Menurut Arora (1981), laju aliran massa pada pemberian panas lanjut ini dicari dari :

$$m^1 = m \times (v_1 / v_1^1) \quad (5)$$

Langkah ketiga dan keempat seperti langkah kedua dengan derajat panas lanjut masing-masing 27°F dan 45°F, sehingga suhu sisi isap kompresor adalah 68°F dan 86°F.

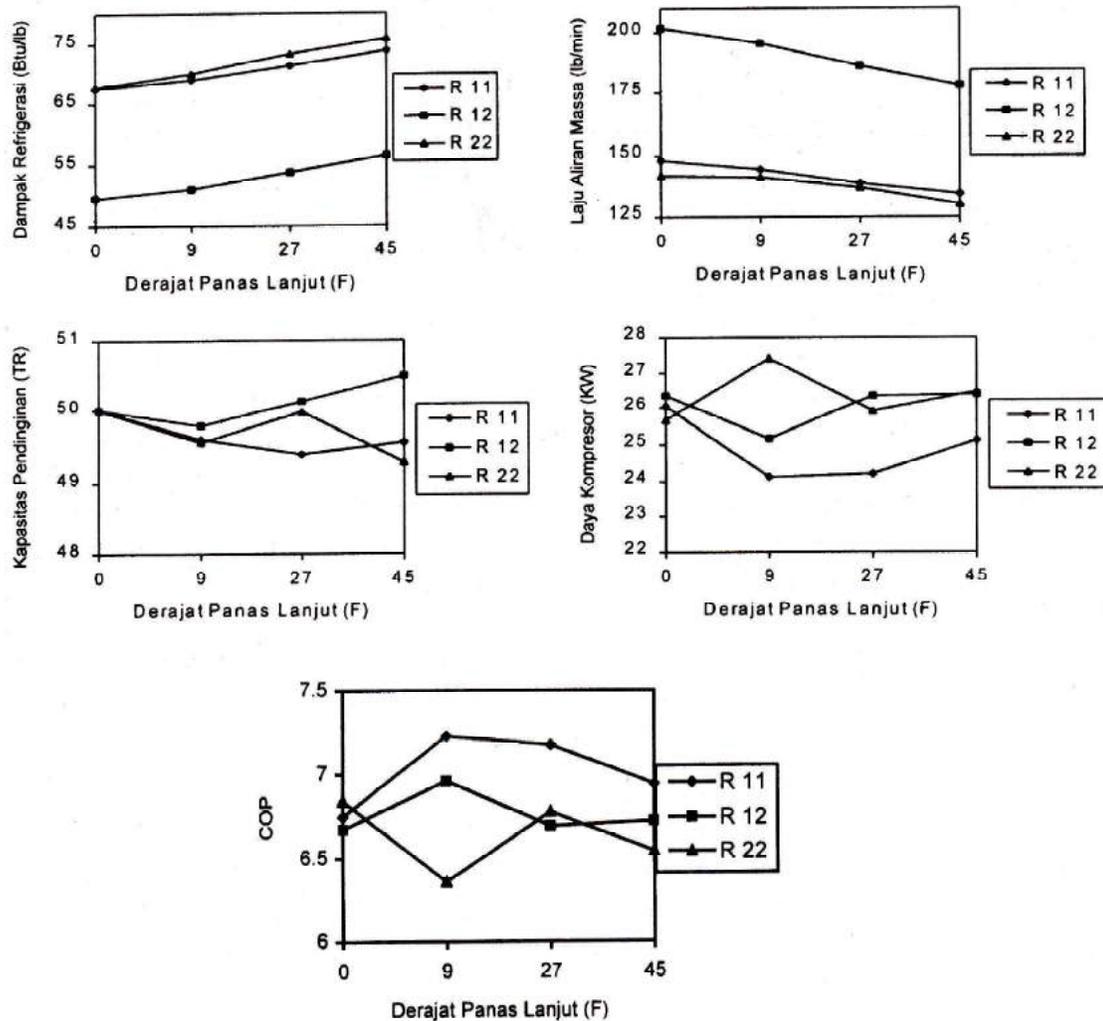
Setelah data diperoleh, perhitungan dilakukan dengan bantuan program FORTRAN dengan data input kapasitas pendinginan sebesar 50 TR. Hasil yang didapat kemudian ditampilkan pada grafik hubungan antara derajat panas lanjut dengan dampak refrigerasi, laju aliran massa, kapasitas pendinginan, daya kompresor dan COP. Dari grafik hubungan tersebut dilakukan analisis pengaruh derajat pemanasan lanjut terhadap unjuk kerja termal mesin pendingin.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Penekanan analisis ini adalah mengevaluasi pengaruh pemanasan lanjut terhadap unjuk kerja termal mesin pendingin untuk pemakaian R 11, R 12 dan R 22. Pemanasan lanjut diberikan untuk beberapa tingkat/derajat. Hasil perhitungan yang diperoleh ditampilkan secara grafik pada gambar 2.

Dampak refrigerasi R 11 untuk pemberian derajat panas lanjut 9 °F, 27 °F dan 45 °F mengalami kenaikan masing-masing sebesar 2,08%, 5,65% dan 9,26% terhadap kondisi ideal. Untuk R 12 mengalami kenaikan masing-masing sebesar 2,87%, 8,61% dan 14,33%, sedang untuk R 22 besarnya kenaikan adalah 3,56%, 8,19% dan 11,89%. Secara umum pemanasan lanjut menambah dampak refrigerasi karena selisih entalpi refrigeran sisi masuk dan sisi keluar evaporator semakin besar.

Laju aliran massa R 11 untuk pemberian derajat panas lanjut 9 °F, 27 °F dan 45 °F mengalami penurunan masing-masing sebesar 2,8%, 6,5% dan 9,28% terhadap kondisi ideal. Untuk R 12 mengalami penurunan masing-masing sebesar 3,19%, 7,67% dan 11,65%, sedang untuk R 22 besarnya penurunan adalah 4,26%, 7,6% dan 11,89%. Pemanasan lanjut mengurangi laju aliran massa refrigeran karena semakin rendah volume spesifik refrigeran (lihat persamaan 5).



Gambar 2. Grafik hubungan derajat panas lanjut dan unjuk kerja termal.

Kapasitas pendinginan R 11 mengalami penurunan jika dibanding kondisi ideal. Penurunan paling rendah terjadi pada derajat panas lanjut 27 °F yaitu sebesar 1,22%. Penurunan ini disebabkan persentase penurunan laju aliran massa refrigeran hampir seimbang dengan naiknya dampak refrigerasi, sedangkan kapasitas pendinginan berbanding lurus dengan laju aliran massa dan dampak refrigerasi (persamaan 2b). R 12 mengalami penurunan pada derajat panas lanjut 9 °F dan kapasitas pendinginan naik pada derajat panas lanjut 27 °F dan 45 °F, yaitu sebesar 0,28% dan 1,004%. Naiknya kapasitas pendinginan karena persentase kenaikan dampak refrigerasi pada derajat panas lanjut tersebut lebih besar daripada penurunan laju aliran massa. Untuk R 22, penurunan kapasitas pendinginan berfluktuasi dimana penurunannya masing-masing 0,85%, 0,032% dan 1,42%. Persentase penurunan terkecil terjadi pada derajat panas lanjut 27 °F. Hal ini disebabkan persentase kenaikan dampak refrigerasi lebih besar dari penurunan laju aliran massa.

Energi yang dibutuhkan kompresor untuk R 11 berkurang dengan pemanasan lanjut dibanding pada kondisi ideal. Untuk R 12, mula-mula terjadi penurunan daya tetapi pada derajat panas lanjut 45 °F justru daya kompresor meningkat. Peningkatan ini karena pada diagram Mollier semakin ke kanan kemiringan garis isentropis semakin kecil sehingga selisih entalpi sisi keluar dan sisi masuk kompresor semakin besar (persamaan 3). Daya kompresor untuk R 22 meningkat dengan kenaikan derajat panas lanjut. Kenaikan tertinggi terjadi pada derajat panas lanjut 9 °F, yaitu sebesar 6,73%. Pada keadaan ini, pengaruh laju aliran massa cukup signifikan jika dibanding kerja spesifik kompresor.

Efisiensi mesin pendingin yang sering diekspresikan sebagai COP mengalami peningkatan dengan pemanasan lanjut untuk R 11 dan R 12, tetapi mengalami penurunan untuk R 22. Peningkatan COP disebabkan oleh pertambahan dampak refrigerasi yang signifikan dibanding penambahan kerja spesifik (persamaan 4). Sebaliknya, pengurangan COP karena penambahan kerja spesifik cukup signifikan dibanding dampak refrigerasi yang terjadi.

Pada diagram Mollier, yang paling tampak akibat pemanasan lanjut adalah dampak refrigerasi yang lebih besar. Besarnya harga dampak refrigerasi tidak selalu meningkatkan kapasitas pendinginan, tetapi harus juga diperhatikan pengurangan laju aliran massanya karena prinsipnya panas lanjut berakibat densitas uap refrigeran berkurang atau volume spesifiknya bertambah. Jadi sebelum memutuskan besarnya derajat panas lanjut untuk mesin pendingin, terlebih dahulu diperhitungkan unjuk kerjanya secara menyeluruh. Umumnya perancangan mesin pendingin memperhatikan faktor efisiensi dan kebutuhan daya yang berkaitan dengan faktor ekonomi. Berdasar hal tersebut dan dari hasil perhitungan, untuk R 11 dan R 12 cenderung mempunyai unjuk kerja yang optimal pada pemberian panas lanjut 9 °F sedang untuk R 22 unjuk kerja optimal pada pemberian panas lanjut 27 °F. Dengan kata lain, penambahan derajat panas lanjut untuk R 11, R 12 dan R 22 mempunyai pengaruh yang berbeda-beda terhadap unjuk kerja termalnya. Hal ini sangat tergantung karakteristik refrigeran yang satu sama lain berbeda. Tentu saja hasil ini masih perlu investigasi lagi untuk jangkauan derajat panas lanjut yang lebih rendah sehingga dapat diketahui derajat panas lanjut yang memberikan hasil optimum.

KESIMPULAN

Dari uraian di atas dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Pemanasan lanjut mempengaruhi unjuk kerja termal mesin pendingin. Pengaruh tersebut dapat berupa kenaikan atau penurunan unjuk kerja dibanding kondisi ideal. Hal ini tergantung pada derajat panas lanjut dan refrigeran yang digunakan.
2. Pemilihan derajat panas lanjut harus memperhatikan unjuk kerja secara menyeluruh untuk memperoleh hasil yang optimum. Dari analisis ini diperoleh kondisi optimum pada derajat panas lanjut 9 °F untuk R 11 dan R 12, sedang untuk R 22 pada 27 °F.

DAFTAR PUSTAKA

Arismunandar, W., Saito, H., 1981, *Penyegaran Udara*, Edisi Kedua, PT Pradnya Paramita, Jakarta.

Arora, C.P., 1981, *Refrigeration and Air Conditioning*, Tata McGraw-Hill, New Delhi.

Clifford, G.E., 1984, *Heating Ventilating and Air Conditioning*, Reston Publishing Company Inc., Virginia.

Dossat, R.J., 1991, *Principles of Refrigeration*, Edisi Ketiga, Prentice-Hall International Inc., New Jersey.

Stoecker, W.F., Jones, J.W. dan Hara, S., 1989, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, Edisi Kedua, Erlangga, Jakarta.