

KINERJA MESIN PENDINGIN RUANGAN DENGAN MASSA MINIMUM REFRIGERAN PROPANE

Jeri Tangalajuk Siang^{1*}, Jeremias Mathias Leda², Firdaus Chairuddin³

¹Jurusan Teknik Mesin, Universitas Atma Jaya, Makassar

²Jurusan Teknik Elektro, Universitas Atma Jaya, Makassar

³Jurusan Teknik Sipil, Universitas Atma Jaya, Makassar

Abstrak. Penggunaan refrigeran ramah lingkungan saat ini merupakan sesuatu yang harus dilakukan untuk menjaga lingkungan tetap terjaga. Salah satu refrigeran yang ramah lingkungan adalah *propane* (R290). Akan tetapi R290 mempunyai kekurangan yaitu mudah terbakar. Untuk mengurangi resiko terbakar, massa R290 di dalam mesin pendingin diusahakan seminimal mungkin sehingga konsentrasi refrigeran di dalam ruangan yang didinginkan berada 20% di bawah LFL (*lower flammability level*) R290. Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan menggunakan massa R290 sebesar 120 g pada mesin pendingin ruangan 370 g R22. Hasil penelitian menunjukkan bahwa kapasitas pendinginan R290 yaitu 1.44 kW pada kecepatan udara evaporator 2 m/s, tidak terlalu berbeda jauh dengan R22 yaitu 1.49 kW pada kecepatan 1.5 m/s. Kapasitas pendinginan R290 diperoleh dengan membutuhkan arus listrik sebesar 2.31 A sedangkan R22 membutuhkan arus listrik sebesar 3.15 A. Hasil penelitian ini juga menunjukkan bahwa kecepatan udara evaporator mempunyai pengaruh mengurangi resiko munculnya lapisan es pada pipa evaporator. Hasil penelitian ini dapat dijadikan dasar untuk mendesain sebuah mesin pendingin ruangan yang menggunakan R290 minimum yang ramah lingkungan dengan mendesain *blower* evaporator yang mempunyai kecepatan hembusan yang lebih besar.

Kata kunci: ramah lingkungan, *propane*, R22, kapasitas pendinginan, COP

PENDAHULUAN

Refrigeran yang sekarang digunakan pada mesin pendingin ruangan kebanyakan adalah refrigeran sintetik. Refrigeran sintetik merupakan refrigeran yang tidak tersedia di alam secara langsung [1]. Kebanyakan dari refrigeran ini masih mempunyai pengaruh negatif terhadap lingkungan. Pengaruh negatif refrigeran ini terhadap lingkungan karena mempunyai potensi pemanasan global yang masih tinggi. Tinggi rendahnya efek negatif refrigeran terhadap lingkungan dapat dilihat dari nilai ODP dan GWP dari suatu refrigeran [2]. Nilai ODP (*Ozone depletion Potential*) adalah suatu nilai atau indeks kerusakan *ozone* oleh suatu material. Nilai ODP suatu material akan dibandingkan dengan nilai ODP CFC – 11 yang bernilai 1 sebagai pembanding. *Global Warming Potential* (GWP) adalah nilai suatu material dalam hal pemanasan global (efek rumah kaca). Nilai GWP suatu material akan dibandingkan dengan nilai ODP dari CO₂ (bernilai 1) sebagai pembanding. Hal inilah yang menjadi konsen penelitian di bidang refrigerasi dan pengkondisian udara.

Saat ini refrigeran sintetik yang digunakan dalam sistem pendingin baik pada mesin pendingin ruangan atau mesin pendingin makanan atau yang lebih dikenal dengan kulkas merupakan refrigeran sintetik. Pada mesin pendingin ruangan masih kita dapati penggunaan R – 22, R – 410A dan R32. Pada bidang pendinginan makanan, refrigeran sintetik yang digunakan adalah R134a. Dari keseluruhan refrigeran sintetik yang telah disebutkan, semuanya masih memiliki nilai GWP yang tinggi. Walaupun refrigeran tersebut tidak menyebabkan kerusakan *ozone*, kecuali R – 22 masih memiliki indeks ODP sebesar 0.055, akan tetapi perlu diupayakan penggunaan refrigeran yang lebih ramah lingkungan. Hal ini disebabkan oleh karena penggunaan mesin pendingin ruangan digunakan secara kontinyu, bisa dikatakan setiap hari kita menggunakan mesin pendingin baik untuk ruangan maupun pendingin makanan.

Salah satu refrigeran yang ramah lingkungan adalah *propane* (R290), refrigeran ini mempunyai nilai potensi pemanasan global (GWP) yang sangat rendah (3) dan mempunyai masa aktif kurang dari satu tahun. Jika dibandingkan dengan refrigeran R22, GWP R22 adalah 1810, R410a sebesar 2088, R32 sebesar 675

* Corresponding author: jeri_siang@lecturer.uajm.ac.id

artinya masih ratusan sampai ribuan kali lebih kuat dari CO₂ [3]. Jika R290 tidak merusak *ozone* [4], R22 masih mempunyai potensi untuk merusak *ozone* dengan indeks 0.055 [5].

Dari segi produksi, R290 juga sudah diproduksi di dalam negeri. R290 diproduksi oleh PERTAMINA dengan nama MUSICOOL22. Sehingga dalam pemanfaatannya, produk R290 tidak susah untuk ditemukan.

Penggunaan R290 sudah banyak dibahas oleh peneliti dibidang pengkondisian udara. Dari penelitian – penelitian yang sudah dilakukan, kapasitas pendinginan R290 sedikit lebih rendah bila dibandingkan dengan R22 tetapi mempunyai nilai COP yang lebih baik [6, 7]. Sifat termodinamik dari R290 menyerupai sifat termodinamik dari R22. Hal ini merupakan suatu keuntungan jika diinginkan untuk mengganti fluida kerja mesin pendingin ruangan dengan fluida kerja R22 menjadi mesin pendingin dengan fluida kerja R290. R290 dapat langsung dimasukkan ke dalam sistem yang lama tanpa harus mengubah desain dari sistem tersebut. Satu keuntungan lain yang diperoleh adalah massa R290 yang dibutuhkan untuk sistem dengan R22 adalah hanya sekitar 40% - 50% dari massa R22 [8].

Kelemahan dari refrigeran R290 adalah sifatnya yang mudah terbakar. Sehingga, di dalam penggunaannya masih dibatasi oleh massa refrigeran yang harus seminimal mungkin. Seperti diketahui, R290 sangat gampang terbakar, perbandingan massa R290 dengan udara yang dapat memicu api adalah 2.1% - 10% (*lower flammability level* (LFL)). Untuk dapat mencegah resiko terbakar, massa R290 di dalam sistem didesain lebih kecil dari LFL (2.1%). Untuk keamanan, penggunaan R290 adalah 20% dibawah LFL.

Berdasarkan atas limitasi – limitasi di atas, pada penelitian ini akan dianalisa pengaruh penggunaan R290 pada sistem pendinginan R22 dengan massa seminimal mungkin. Dari penelitian sebelumnya, resiko yang timbul dari penggunaan refrigeran yang sangat sedikit adalah tekanan pada evaporator yang rendah yang mengakibatkan temperatur refrigeran berada dibawah 0°C [9]. Sehingga jika dioperasikan pada kondisi tersebut akan sangat mudah untuk menimbulkan bunga es pada pipa evaporator. Dari penelitian yang lalu, salah satu metode yang diusulkan untuk meminimalkan terjadinya bunga es pada pipa evaporator adalah dengan menambah kecepatan udara yang melintasi koil evaporator [10]. Sehingga proses pembentukan bunga es dapat diperkecil.

Batasan Masalah

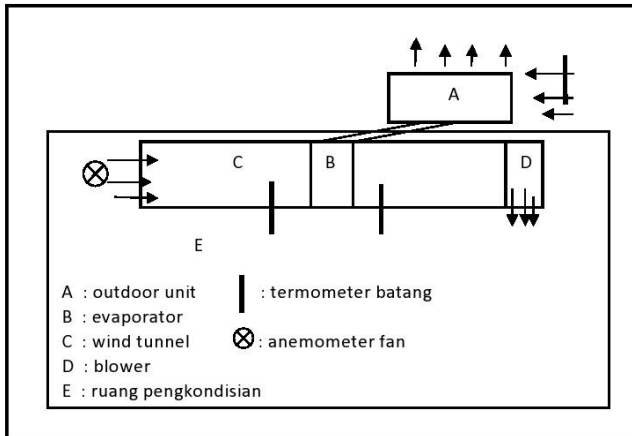
Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan menggunakan refrigeran R290 sebanyak 120 g (32.4% dari massa original R22 yaitu 370 g mesin pendingin yang digunakan). Massa ini berada dibawah massa yang direkomendasikan oleh Gartshore [8], yaitu 40%. Penelitian ini dilakukan dengan variabel penelitian kecepatan udara melintasi evaporator masing – masing 0.5 m/s, 1.0 m/s, 1.5 m/s dan 2.0 m/s).

Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisa pengaruh kecepatan udara melintasi evaporator terhadap kapasitas pendinginan dan COP mesin pendingin R22 yang digantikan dengan R290 dengan massa minimum.

METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan secara eksperimen membandingkan kinerja mesin pendingin yang bekerja dengan R290 yang diisi dengan 120 g R290 dengan sistem yang sama yang berisi 390 g R22. Massa refrigeran tersebut adalah sekitar 30% atau berada dibawah massa refrigeran yang dijadikan patokan penelitian sebelumnya. Penelitian ini dilakukan di laboratorium Universitas Atma Jaya Makassar dengan skema ruangan seperti pada Gambar 1.

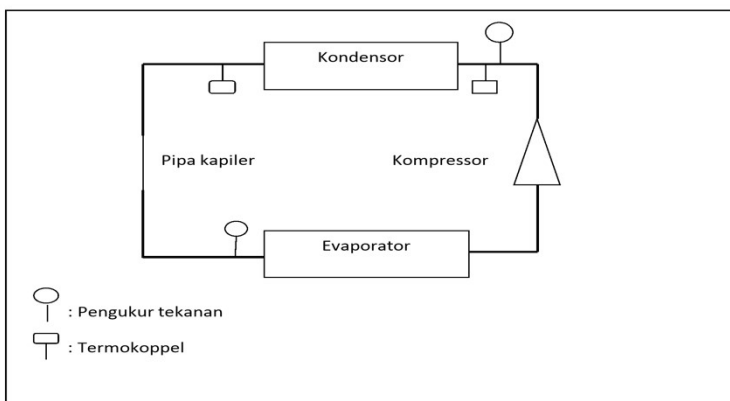


Gambar 1: Skema ruangan pendingin

Penelitian ini dilakukan dengan memberikan variasi beban pendinginan. Beban pendinginan diubah dengan mengubah kecepatan udara yang melintasi evaporator. Temperatur udara diukur dengan termometer batang dengan bacaan terkecil 1°C , temperatur refrigeran diukur dengan menggunakan termokoppel dengan bacaan terkecil 1°C , tekanan refrigeran di evaporator dan kondenser diukur dengan alat ukur tipe tabung bourdon. Kecepatan udara diukur dengan menggunakan anemometer tipe fan dengan ketelitian 5%.

Instrumentasi

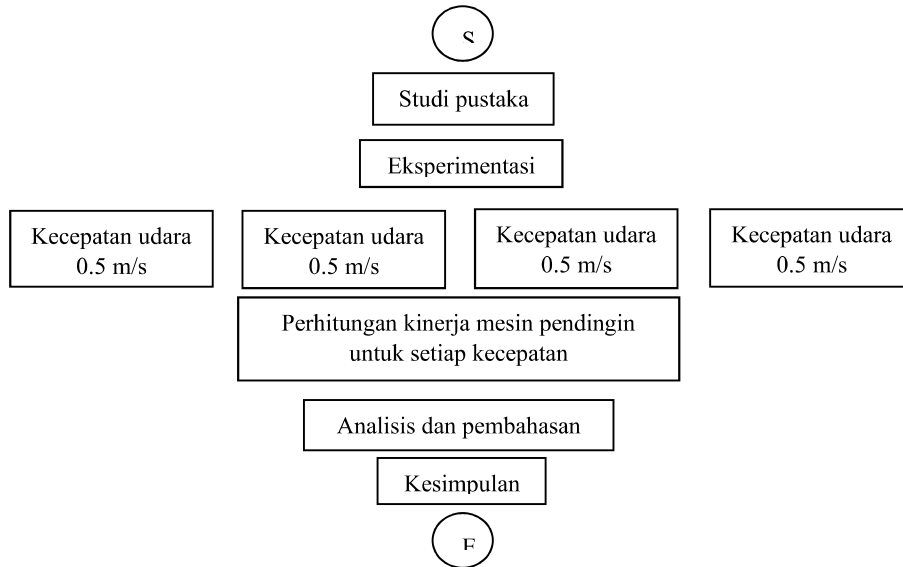
Pada penelitian ini digunakan anemometer tipe fan untuk mengukur kecepatan udara yang melintasi kondensor dan evaporator. Untuk mengukur tekanan refrigeran digunakan pengukur tekanan tipe tabung bourdon. Temperatur refrigeran diukur dengan menggunakan termokoppel. Termokoppel diletakkan pada dinding pipa kemudian diisolasi. Temperatur refrigeran diasumsikan sama dengan temperatur dinding pipa evaporator atau pipa kondensor. Pada sisi ruangan yang dikondisikan, evaporator diletakkan di dalam terowongan angin (wind tunnel) untuk mempermudah mengukur kecepatan udara dan temperatur udara yang melintasi evaporator. Gambar 2 memperlihatkan posisi alat ukur tekanan dan temperatur untuk pengukuran tekanan dan temperatur refrigeran.



Gambar 2: Pengukuran tekanan dan temperatur refrigeran

Alur Penelitian

Alur penelitian untuk penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 3: Alur penelitian

Persamaan – persamaan yang digunakan di dalam perhitungan

Pada penelitian ini kapasitas pendinginan merupakan fokus dari perhitungan bersama dengan COP. Kapasitas pendinginan dihitung menggunakan persamaan :

$$Q_{udara} = \dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times \Delta T_{udara} \quad (1)$$

Kapasitas pendinginan sisi udara (Q_{udara}) dihitung berdasarkan kalor yang dilepaskan udara yang melintasi evaporator ke refrigeran yang mengalir di dalam evaporator.

Laju aliran massa udara diperoleh dari persamaan

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times V_{udara} \times A_{wt} \quad (2)$$

Di mana:

Massa jenis udara (ρ_{udara}) pada temperatur tertentu diperoleh dari tabel sifat – sifat udara. Kecepatan udara diperoleh dari hasil pengukuran serta luas aliran udara diperoleh dari luas aliran wind tunnel. A_{wt} melambangkan luas aliran udara wind tunnel

Dari persamaan (1) dapat dihitung laju aliran massa refrigeran dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

Oleh karena:

$$Q_{evap} = Q_{udara} \quad (3)$$

Di mana (Q_{evap}) melambangkan kapasitas pendinginan dihitung dari sisi evaporator yang diasumsikan sama dengan kapasitas pendinginan di sisi udara (Q_{udara}). Maka laju aliran massa refrigeran dapat diperoleh dengan persamaan:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{udara}}{\Delta h_{evap}} \quad (4)$$

Dengan menggunakan asumsi proses kompresi pada kompresor adalah kompresi isentropik, serta proses ekspansi pada pipa kapiler adalah kompresi adiabatik. Data data refrigeran yang diperoleh dari pengukuran adalah tekanan evaporator (tekanan inlet dan outlet evaporator diasumsikan sama), tekanan kondensor (tekanan inlet dan outlet kondensor diasumsikan sama) serta temperatur refrigeran masuk dan keluar kondensor.

Dengan kedua asumsi tersebut, entalpi dan entropi pada titik inlet ke kompresor, kondensor, pipa kapiler dan evaporator dapat diperoleh.

Kerja kompresor dihitung dengan persamaan:

$$W_{kompressor} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h_{kompressor} \quad (5)$$

COP sistem dapat diperoleh dari persamaan:

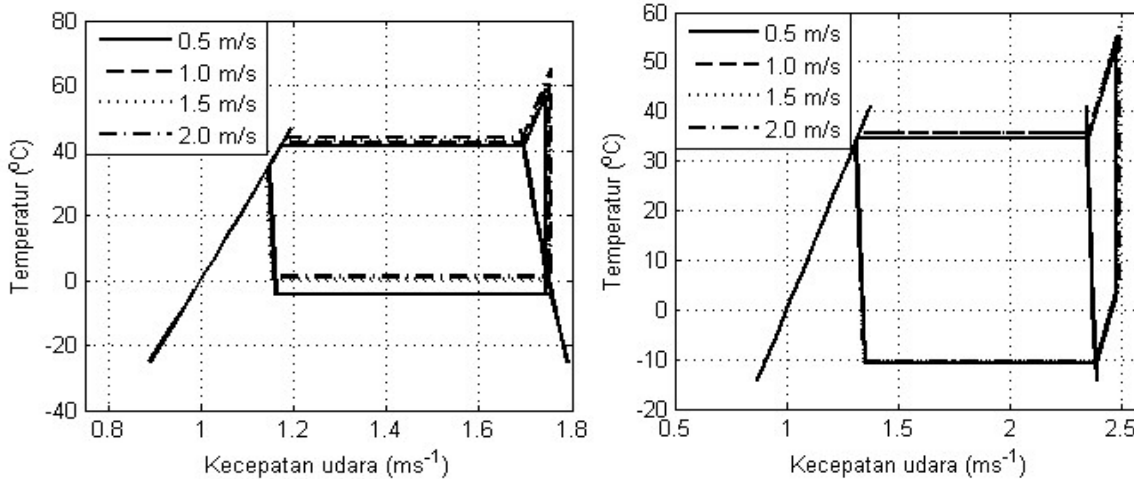
$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{komp}} \quad (6)$$

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (7)$$

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Dari penelitian yang dilakukan, diperoleh hasil perhitungan yang digambarkan dalam bentuk grafik sebagai berikut.

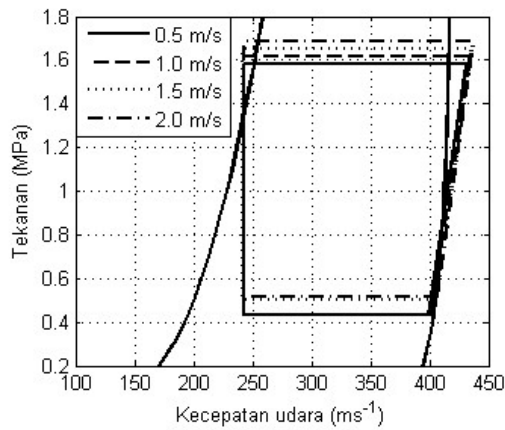
Gambar 4 memperlihatkan diagram T – s untuk mesin pendingin yang menggunakan R22 dan yang menggunakan massa R290 dibawah normal. Gambar 1a memperlihatkan kondisi refrigeran R22 pada saat masuk ke dalam kompresor berada di sekitar garis jenuh uap. Pada kecepatan 0.5 m/s dan 1.0 m/s, kondisi refrigeran belum sepenuhnya dalam bentuk gas. Sedangkan untuk kecepatan 1.5 m/s dan 2.0 m/s, kondisi refrigeran sudah dalam keadaan uap panas lanjut. Pada bagian lain dari siklus, terlihat bahwa kondisi fluida pada saat masuk ke dalam pipa kapiler sudah dalam keadaan cairan tertekan. Jika dibandingkan dengan gambar 1b, kondisi refrigeran pada saat masuk ke dalam kompresor sudah dalam keadaan uap panas lanjut, akan tetapi, pada saat akan masuk ke dalam pipa kapiler, kondisi refrigeran baru sedikit melewati garis jenuh cairan. Dari Gambar 4 juga terlihat bahwa temperatur jenuh kondensor untuk R22 berada di atas 40°C sedangkan pada Gambar 4b dapat dilihat temperatur jenuh kondensor berada disekitar 35°C.



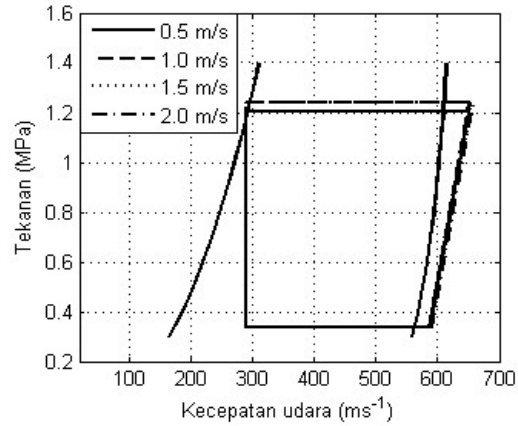
(a) Diagram T – s untuk R22

(b) Diagram T – s untuk R290

Gambar 4: Diagram T – s untuk R22 (normal) dan diagram T – s untuk R290 dengan massa refrigeran dibawah normal



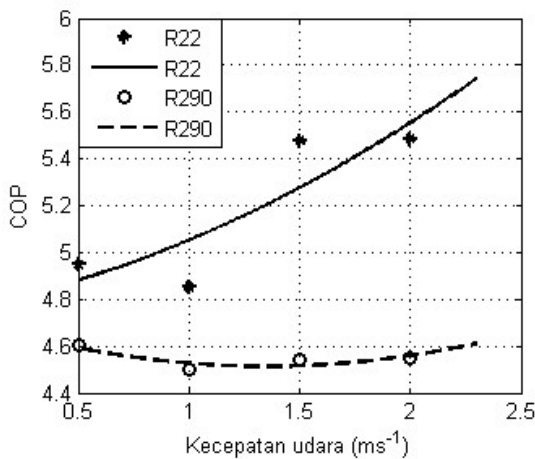
(a) Diagram p – h R22



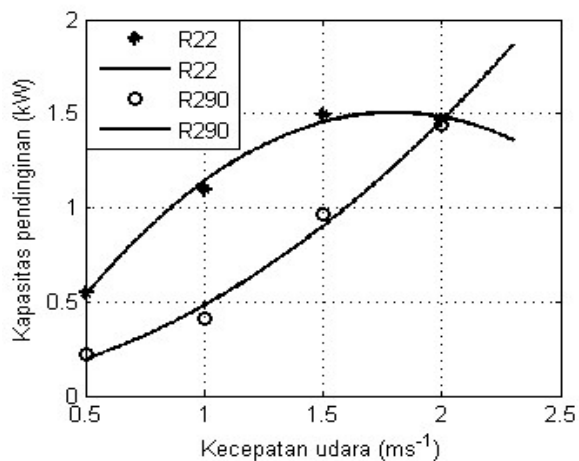
(b) Diagram p – h R290

Gambar 5: Diagram p – h untuk R22 dalam keadaan massa refrigeran normal dan diagram p – h untuk refrigeran R290 dengan massa refrigeran di bawah normal.

Diagram p – h untuk R22 dan R290 dapat dilihat pada Gambar 5. Gambar 5a memperlihatkan variasi tekanan pada kondensor. Terlihat bahwa perubahan kecepatan udara melewati evaporator mempengaruhi tekanan kondensor. Pada sisi evaporator, tekanan evaporator berubah pada saat kecepatan udara mencapai 1.5 m/s dan 2.0 m/s. Pada Gambar 5b, variasi tekanan terlihat pada sisi kondensor sedangkan pada sisi evaporator tidak terlihat perubahan tekanan yang signifikan. Tekanan yang digunakan pada Gambar 5 diukur menggunakan alat ukur tekanan jenis tabung Bourdon.



(a)



(b)

Gambar 6: Grafik kapasitas pendinginan (a) dan COP (b) untuk R22 dan R290 pada berbagai kecepatan udara melintasi evaporator

Tabel 1: Laju aliran massa dan kuat arus listrik kompresor

Kecepatan (m/s)	Laju aliran massa refrigeran (kg/s)		Arus listrik (A)	
	R22	R290	R22	R290
0.5	0.00349	0.00074	3.00	2.36
1.0	0.00692	0.00140	3.05	2.40
1.5	0.00912	0.00324	3.15	2.32
2.0	0.00896	0.00480	3.20	2.31

Grafik COP dapat dilihat pada Gambar 6a, memperlihatkan kenaikan nilai COP pada refrigeran R22, sedangkan pada refrigeran R290, terlihat masih landai untuk kasus ini. Dari grafik COP untuk R290 dapat kita lihat bahwa perbandingan antara kerja kompresor dan kapasitas pendinginan bertambah secara proporsional sehingga perbandingan antara perubahan entalpi pada kompresor sebanding dengan perubahan entalpi yang terjadi pada evaporator. Untuk COP R22, perubahan prosentase entalpi pada sisi evaporator bertambah lebih besar daripada penambahan entalpi pada sisi kompresor yang mengakibatkan nilai COP dari R22 bertambah dengan bertambahnya kecepatan udara. Gambar 6b memperlihatkan grafik kapasitas pendinginan terhadap kecepatan udara melintasi evaporator. Untuk kasus ini, kapasitas pendinginan R22 mencapai nilai maksimum pada kecepatan evaporator pada kecepatan udara antara 1.5 m/s dan 2.0 m/s. Nilai COP pada Gambar 6 dihitung menggunakan persamaan (1, 5, 6, 7). Sedangkan kapasitas pendinginan R290 pada kasus ini memperlihatkan tren yang naik hingga pada kecepatan udara 2.0 m/s. Grafik ini menunjukkan bahwa untuk R290, kapasitas pendinginan belum mencapai maksimum sehingga masih ada kemungkinan kapasitas pendinginan R290 masih bisa bertambah. Nilai kapasitas pendinginan R22 untuk penelitian ini lebih besar dibandingkan dengan kapasitas pendinginan R290, akan tetapi pada kecepatan udara 2.0 m/s, kapasitas pendinginan R22 turun sedangkan R290 masih menunjukkan tren yang naik. Untuk memperoleh nilai kapasitas pendinginan digunakan persamaan (1, 2). Gambar 3 memperlihatkan temperatur evaporator R290 lebih rendah dari temperatur R22, hal ini mempunyai keuntungan bagi R290 karena mempunyai selisih temperatur lebih besar dengan ruangan dibandingkan dengan R22, sehingga perpindahan panas konveksi dari udara ruangan ke evaporator menjadi lebih baik pada kecepatan yang lebih besar hal ini sejalan dengan penelitian sebelumnya [9] yang menyatakan bahwa resiko terbentuknya lapisan es pada evaporator dapat dikurangi dengan menambahkan kecepatan udara melintasi evaporator. Sedangkan pada kecepatan rendah, dengan temperatur evaporator dibawah temperatur beku air, resiko terbentuknya lapisan es pada evaporator dengan R290 menjadi lebih besar. Lapisan es ini akan memperkecil luas aliran udara pada evaporator sehingga kontak udara dengan evaporator menjadi lebih kecil. Tabel 1 memperlihatkan laju aliran massa R290 yang lebih rendah dibandingkan dengan R22, hal ini juga mengakibatkan kapasitas pendinginan R290 menjadi lebih rendah dari R22. Nilai laju aliran massa pada Tabel 1 dihitung dengan menggunakan persamaan (4), sedangkan nilai arus diukur menggunakan tang amper.

Tabel 1 juga memperlihatkan arus listrik yang digunakan oleh R290 lebih kecil dibandingkan dengan arus listrik yang dibutuhkan oleh R22. R22 membutuhkan arus listrik yang lebih besar karena beban yang ditanggung oleh sistem lebih besar karena massa R22 lebih besar dibandingkan dengan massa R290 hal ini terlihat pada laju aliran massa R22 lebih besar dibandingkan dengan R290.

KESIMPULAN

Dari hasil penelitian dan pembahasan di atas dapat ditarik kesimpulan bahwa kinerja mesin pendingin yang ditampilkan dalam bentuk COP dan kapasitas pendinginan sebagai berikut:

COP dari mesin pendingin dengan R22 lebih baik dibandingkan dengan COP mesin pendingin saat beroperasi menggunakan R290 artinya perbandingan energi dalam bentuk kalor yang diserap oleh evaporator dengan energi kalor yang digunakan kompresor lebih besar jika menggunakan R22.

Kapasitas pendinginan dengan R22 mempunyai nilai maksimum pada penelitian ini, sedangkan jika menggunakan R290, masih terlihat trend kenaikan kapasitas pendinginan sampai variabel kecepatan mencapai nilai maksimum yaitu 2 m/s.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi yang telah membiayai penelitian ini yang merupakan bagian dari penelitian yang berjudul penggunaan refrigeran campuran R290 – R600a pada massa minimum mesin pendingin. Artikel ini merupakan bagian dari proyek penelitian dasar tersebut yang membahas massa R290 dalam jumlah minimum.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] GE solution, *Synthetic Refrigerants*, <https://www.gesolutions.nl/en/synthetische-koudemiddelen/> (accessed on 19th August 2019)
- [2] B. O. Bolaji and Z. Huan, Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 18 (2013) 49 – 54.

-
- [3] Calm JM, Domanski PA. R22 replacement status. ASHRAE Journal 2004; 46: 29 – 39.).
- [4] S. Oberthur and H. E. Ott, *Kyoto Protocol*, Springer, New York, 1997.
- [5] Technology and Economy Assessment Panel (TEAP 2010) Progress Report, vol 1, UNEP, 2010 (Simulated and exp 2014)
- [6] J.-M. Corberan, I. Martínez-Galvan, S. Martínez-Ballester, J. Gonzalez-Macia and R. Royo-Pastor, Influence of the source and sink temperatures on the optimal refrigerant charge of a water-to-water heat pump, *Int. J. Refrig.* 34 (2011) 881–892.
- [7] P. Fernando, B. Palm, P. Lundqvist and E. Granryd, Propane heat pump with low refrigerant charge: Design and laboratory tests, *Int. J. Refrig.* 27 (2004) 761–773.
- [8] Gartshore, J, “Refrigerations Appliances using Hydrocarbon Refrigerants: Manual for Safe Design, Manufacturing, Servicing and Drop-in Conversion of Commercial and Domestic Refrigeration Appliances,” An ECOFRIG, 1995
- [9] T.-P. Teng, H.-E. Mo, H. Lin, Y.-H. Tseng, R.-H. Liu and Y.-F. Long, Retrofit assessment of window air conditioner, *Appl. Therm. Eng.* 32 (2012) 100–107.
- [10] Siang, JT and Sharifian Ahmad, *Effect of inlet pressure, size and wind speed of an evaporator on amount of refrigerant charge and performance of a portable propane air conditioner*, proceeding at 4th International conference on science and technology (4th ICST 2018), 2018, Jogjakarta, Indonesia