

Optimization of a Dual-Evaporator Vapor Compression Refrigerator

Matheus M. Dwinanto^{1,*}, Suhanan² dan Prajitno²

¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Sains dan Teknik, Universitas Nusa Cendana - Kupang

²Departemen Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada – Yogyakarta

*Corresponding author: m2dwir3fri@gmail.com atau matheus.dwinanto@staf.undana.ac.id

Abstract. Because of importance of electrical energy, optimization of dual-evaporator refrigeration system is necessary. In the present paper, huge attempts are made to figure out of the optimum condition of the four objective functions such as entropy generation, second law efficiency, total power input and coefficient of performance of the refrigeration system. The multi-objective genetic algorithm is exploited throughout the multi-objective optimization process and further, the Pareto optimal frontier throughout the objective space is determined. By performing decision making method, optimum solutions are gained, regarding which the decision making approach is executed. The results of the presented thermodynamic model for the refrigeration system implementing NSGA-II algorithm are acceptable.

Abstrak. Karena pentingnya energi listrik, optimasi sistem refrigerasi dual-evaporator diperlukan. Dalam makalah ini, upaya besar dilakukan untuk mengetahui kondisi optimal dari empat fungsi objektif seperti pembangkitan entropi, efisiensi hukum kedua, total masukan daya dan koefisien kinerja sistem refrigerasi. Algoritma genetika multiobjektif dieksploitasi sepanjang proses optimasi multiobjektif dan selanjutnya, optimal Pareto *frontier* di seluruh ruang objektif ditentukan. Dengan melakukan metode pengambilan keputusan, solusi optimal diperoleh, mengenai mana pendekatan pengambilan keputusan dilaksanakan. Hasil dari model termodinamika yang disajikan untuk sistem refrigerasi yang menerapkan algoritma NSGA-II dapat diterima.

Keywords: Optimasi, refrigerator, dual-evaporator, pembangkitan entropi, teknik NSGA-II

© 2018. BKSTM-Indonesia. All rights reserved

Pendahuluan

Salah satu aspek penting dari rekayasa sistem termal yang berkaitan dengan penggunaan energi untuk mencapai fungsi yang bermanfaat adalah refrigerator. Refrigerasi merupakan suatu proses penyerapan kalor dari suatu media atau ruangan sehingga temperatur dari media atau ruangan tersebut menjadi lebih rendah dari temperatur lingkungannya. Refrigerasi dapat dicapai dengan metode bersiklus, dan yang paling banyak digunakan adalah siklus kompresi uap. Komponen-komponen utama sistem ini adalah kompresor, kondensor, alat ekspansi (katup ekspansi atau pipa kapiler), dan evaporator [1].

Refrigerator kompresi uap memiliki keunggulan, yaitu mudah dioperasikan, kinerja yang baik, dan dapat memenuhi kebutuhan kapasitas pendinginan yang relatif besar dengan ukuran sistem yang kecil. Tetapi dibalik keunggulannya, konsumsi energi sistem ini tinggi dan diperkirakan sistem refrigerasi dan pengkondisian udara kompresi uap mengkonsumsi $\pm 30\%$ dari total konsumsi energi dunia [2]. Dalam perkembangannya refrigerator kompresi uap dapat menggunakan evaporator ganda yang disusun paralel dengan kompresor tunggal dan alat ekspansi disusun paralel. Sistem ini umumnya diterapkan untuk kapasitas pendinginan yang

berbeda (berlainan tekanan dan temperatur kerja) namun tekanan hisap sama. Untuk mendapatkan tekanan dan temperatur yang berbeda, sebuah katup pengatur tekanan dipasang setelah evaporator bertemperatur tinggi. Dengan demikian, sistem ini dapat dimanfaatkan sebagai pendingin dan pembeku [3,4].

Dalam refrigerator kompresi uap, masukan energi terbesar dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor, dan masukan energi yang kecil untuk menggerakkan kipas kondensor dan kipas evaporator. Masukan energi yang dibutuhkan kompresor digunakan untuk mensirkulasikan sejumlah tertentu massa refrigeran sehingga proses penyerapan kalor di evaporator dan pembuangan kalor di kondensor dapat terjadi di dalam sistem. Kipas kondensor digunakan untuk mengalirkan sejumlah tertentu massa udara pendingin sehingga proses pembuangan kalor dapat terjadi di kondensor, sedangkan di evaporator, kipas digunakan untuk mengalirkan sejumlah tertentu massa udara yang didinginkan sehingga terjadilah proses penyerapan kalor. Dengan demikian, tidak dapat dipungkiri bahwa perpindahan kalor dan perpindahan massa selalu berhubungan langsung dengan penghematan energi, dan kedua variabel ini akan menentukan kinerja sistem refrigerasi. Oleh

karena itu, optimasi keseluruhan sistem terus menjadi isu sentral dalam penghematan energi sistem refrigerasi.

Penghematan energi adalah tujuan utama dari optimasi sistem refrigerasi dan akan terus dilakukan secara berkelanjutan pada masa yang akan datang. Hal ini sejalan dengan program Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral tentang pelabelan efisiensi energi (*energy efficiency labeling*) di Indonesia untuk produk refrigerator dan pengkondisian udara yang ditetapkan melalui Peraturan Menteri ESDM Nomor 7 Tahun 2015 tentang Penerapan Standar Kinerja Energi Minimum (SKEM) dan pencantuman Label Tanda Hemat Energi untuk refrigerator dan pengkondisian udara.

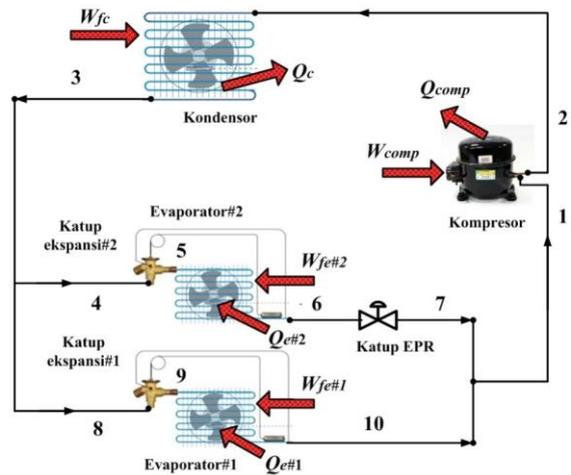
Metode EGM (*entropy generation minimization*) merupakan metode optimasi desain hukum kedua termodinamika yang dapat diterapkan pada sistem refrigerasi. Metode ini digunakan untuk memodelkan, mengembangkan pembangkitan entropi sebagai fungsi model parameter fisik, dan meminimalkan laju pembangkitan entropi sistem yang dihitung. Untuk meminimalkan ireversibilitas desain yang diusulkan, perancang harus menggunakan hubungan antara perbedaan temperatur dan laju perpindahan kalor, dan antara perbedaan tekanan dan laju aliran massa. Perancang juga harus menghubungkan derajat ketidakstabilan desain termodinamika dengan karakteristik fisik sistem (atau komponen), yaitu dimensi terbatas, bentuk, bahan, dan kecepatan terbatas. Untuk itu, perancang harus mengandalkan prinsip-prinsip perpindahan kalor, mekanika fluida, dan termodinamika. Dengan memvariasikan satu atau lebih karakteristik fisik sistem (atau komponen), perancang akan membawa desain lebih dekat ke operasi yang ditandai oleh pembangkitan entropi minimum yang dibatasi dengan *constraints* ukuran terbatas [5, 6]. Saat ini, metode EGM telah diakui sebagai metode pemodelan dan optimasi sistem (atau komponen) yang mengalami ireversibilitas termodinamika akibat perpindahan kalor dan gesekan fluida. Di bidang teknik, metode ini juga dikenal sebagai optimasi termodinamika atau desain hukum kedua termodinamika [6].

Makalah ini bertujuan untuk melakukan pemodelan dan optimasi multiobjektif sistem refrigerasi dual-evaporator dengan menggunakan metode EGM yang dibatasi oleh *constraints* kapasitas pendinginan di kedua evaporator dan daya kompresor, sehingga diperoleh solusi kinerja sistem yang optimal.

Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan cara melakukan pemodelan matematis, dan optimasi refrigerator kompresi uap dengan evaporator ganda yang bertujuan untuk meminimalkan pembangkitan entropi, memaksimalkan efisiensi hukum kedua termodinamika, meminimalkan total masukan daya, dan memaksimalkan koefisien kinerja sistem, dengan teknik optimasi adalah NSGA-II (*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II*).

Refrigerator kompresi uap evaporator ganda aktual sebagai volume atur yang mengalami proses aliran stedi ditunjukkan pada Gambar 1. Keseimbangan energi dan entropi dapat disederhanakan dengan membuat asumsi lebih lanjut untuk setiap komponen. Katup ekspansi dan jaringan pipa penghubung diasumsikan tidak ada kerja yang diberikan, dan proses *throttling* di katup ekspansi diasumsikan bersifat adiabatik. Kompresor melakukan proses kompresi aktual. Perubahan energi kinetik dan potensial dari semua komponen diabaikan.



Gambar 1. Refrigerator evaporator ganda sebagai volume atur dan lintasan energi

Volume atur evaporator yang dipilih untuk pemodelan meliputi keseluruhan evaporator kecuali kompartemen udara dingin. Dalam proses ini, kalor dipindahkan dari udara dingin ke refrigeran. Laju perpindahan kalor ($Q_{e\#1}$ dan $Q_{e\#2}$), aliran massa refrigeran (\dot{m}_{r1} dan \dot{m}_{r2}), dan laju pembangkitan entropi ($S_{gen,e\#1}$ dan $S_{gen,e\#2}$) dapat ditentukan sebagai berikut:

$$Q_{e\#1} = W_{fe\#1} + \dot{m}_a c_{p,a} (T_{ae\#1,i} - T_{ae\#1,o}) \quad (1)$$

$$\dot{m}_{r1} = \frac{Q_{e\#1}}{(h_{10} - h_9)} \quad (2)$$

$$Q_{e\#2} = W_{fe\#2} + \dot{m}_a c_{p,a} (T_{ae\#2,i} - T_{ae\#2,o}) \quad (3)$$

$$\dot{m}_{r2} = \frac{Q_{e\#2}}{(h_6 - h_5)} \quad (4)$$

$$S_{gen,e\#1} = \dot{m}_{r1} (s_{10} - s_9) - \frac{Q_{e\#1}}{T_{L1}} \quad (5)$$

$$S_{gen,e\#2} = \dot{m}_{r2} (s_6 - s_5) - \frac{Q_{e\#2}}{T_{L2}} \quad (6)$$

Dalam persamaan (5) dan (6), T_{L1} dan T_{L2} adalah temperatur rata-rata selama perpindahan kalor di dalam kedua evaporator, dan ditentukan oleh hubungan berikut:

$$T_{L1} = \frac{T_{ae\#1,i} - T_{ae\#1,o}}{\ln \frac{T_{ae\#1,i}}{T_{ae\#1,o}}} \quad (7)$$

$$T_{L2} = \frac{T_{ae\#2,i} - T_{ae\#2,o}}{\ln \frac{T_{ae\#2,i}}{T_{ae\#2,o}}} \quad (8)$$

dengan $T_{ae\#1,i}$, $T_{ae\#1,o}$, $T_{ae\#2,i}$ dan $T_{ae\#2,o}$ adalah temperatur udara masuk dan keluar di evaporator#1 dan evaporator#2.

Proses kompresi diasumsikan non-adiabatik dan ireversibel. Dalam proses ini, energi melintasi permukaan volume atur termasuk rugi kalor dari kompresor ke udara sekitar dan daya kompresor. Laju rugi kalor dan pembangkitan entropi dalam proses kompresi dapat ditentukan sebagai berikut:

$$Q_{comp} = W_{comp} + \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$S_{gen,comp} = \dot{m}_r (s_2 - s_1) - \frac{Q_{comp}}{T_0} \quad (10)$$

dengan T_0 adalah temperatur udara sekitar, dan W_{comp} adalah daya kompresor.

Volume atur kondensor yang digunakan dalam analisis meliputi keseluruhan kondensor kecuali ruangan udara pendingin. Kalor dipindahkan dari refrigeran ke udara pendingin. Laju perpindahan kalor, Q_c dari refrigeran ke udara pendingin, dan laju pembangkitan entropi $S_{gen,c}$, dapat ditentukan dengan menggunakan hubungan berikut:

$$Q_c = W_{fc} + \dot{m}_a c_{p,a} (T_{ac,i} - T_{ac,o}) \quad (11)$$

$$S_{gen,c} = \dot{m}_r (s_3 - s_2) - \frac{Q_c}{T_H} \quad (12)$$

dengan T_H adalah temperatur udara pendingin, yang juga dapat diperlakukan sebagai temperatur rata-rata di dalam proses perpindahan kalor, yaitu:

$$T_H = \frac{T_{ac,o} - T_{ac,i}}{\ln \frac{T_{ac,o}}{T_{ac,i}}} \quad (13)$$

dengan $T_{ac,i}$ dan $T_{ac,o}$ adalah temperatur udara masuk dan keluar kondensor. Maka total ireversibilitas dalam sistem refrigerasi ini dapat dituliskan sebagai:

$$\sum \dot{I}_i = T_0 \sum_{i=1}^n S_{gen}^i \quad (14)$$

Meminimalkan pembangkitan entropi dalam refrigerator berarti meminimalkan penjumlahan pembangkitan entropi di semua komponen, yang dinyatakan dalam bentuk angka pembangkitan entropi sebagai:

$$N_{s,sistem} = \frac{T_0 S_{gen}^{tot}}{W_{sistem}} \quad (15)$$

dengan W_{sistem} adalah selisih antara rugi kalor di kompresor dan kalor yang dibuang di kondensor dengan kalor yang diserap di kedua evaporator, yaitu:

$$W_{sistem} = Q_{comp} + Q_c - (Q_{e\#1} + Q_{e\#2}) \quad (16)$$

Efisiensi hukum kedua termodinamika sistem refrigerasi ini adalah perbandingan antara COP_{sistem} dan COP_{Carnot} , yang dapat dinyatakan dalam persamaan berikut:

$$\eta_{II,sistem} = \frac{COP_{sistem}}{COP_{Carnot}} \quad (17)$$

dengan

$$COP_{Carnot} = \frac{\left[\frac{T_{L1}}{(T_H - T_{L1})} \right] + \left[\frac{T_{L2}}{(T_H - T_{L2})} \right]}{2} \quad (18)$$

dan

$$COP_{sistem} = \frac{Q_{e\#1} + Q_{e\#2}}{W_{sistem}} \quad (19)$$

Temperatur keadaan-mati pada pemodelan sistem adalah temperatur udara sekitar yaitu $T_0 = T_H$, dan kapasitas pendinginan ($Q_{e\#1}$ dan $Q_{e\#2}$) ditentukan untuk pemodelan.

Persamaan (15), (16), (17), dan (19) adalah empat fungsi objektif sistem refrigerasi kompresi uap evaporator ganda yang akan dioptimalkan secara simultan, dan karena rugi kalor pada kompresor (Q_{comp}) merupakan fungsi dari daya kompresor dan laju aliran massa refrigeran, dan laju pelepasan kalor di kondensor (Q_c) merupakan fungsi daya kompresor dan kapasitas pendinginan di kedua evaporator. Maka empat fungsi objektif untuk optimasi sistem refrigerasi adalah:

$$\min N_{s, sistem} = f(W_{comp}, Q_{evap\#1}, Q_{evap\#2}) \quad (20)$$

$$\max \eta_{II, sistem} = f(W_{comp}, Q_{evap\#1}, Q_{evap\#2}) \quad (21)$$

$$\min W_{sistem} = f(W_{comp}, Q_{evap\#1}, Q_{evap\#2}) \quad (22)$$

$$\max COP_{sistem} = f(W_{comp}, Q_{e\#1}, Q_{e\#2}) \quad (23)$$

yang dibatasi dengan *constraints*:

$$W_{comp} + Q_{evap\#1} + Q_{evap\#2} \leq 1,9 \text{ kW} \quad (24)$$

$$0,2 \leq W_{comp} \leq 0,6 \text{ kW} \quad (25)$$

$$0,4 \leq Q_{e\#1} \leq 0,9 \text{ kW} \quad (26)$$

$$0,2 \leq Q_{e\#2} \leq 0,4 \text{ kW} \quad (27)$$

Teknik optimasi multiobjektif sistem refrigerasi menggunakan *soft computing* NSGA-II dengan bantuan *Toolbox* berbasis GUI (*Graphic User Interface*) di dalam program MATLAB R2014a.

Hasil dan Pembahasan

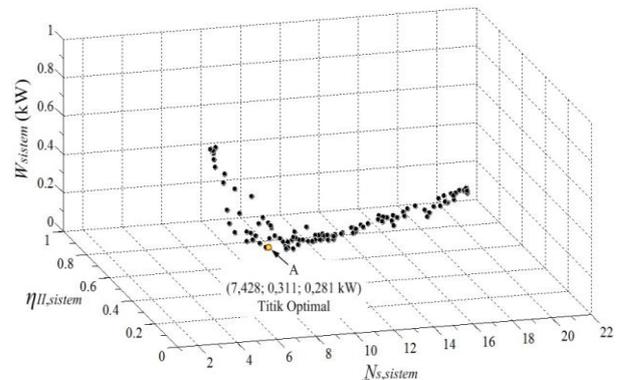
Keberadaan empat fungsi objektif yang saling bertentangan dalam sistem refrigerasi ini tidak dapat dihindari, dan optimasi multiobjektif harus dilakukan sebagai upaya untuk mendapatkan solusi optimal dari desain hukum kedua termodinamika sistem refrigerasi. Parameter *tuning* NSGA-II untuk optimasi sistem disajikan pada Tabel 1.

Tabel 1. Parameter *tuning* NSGA-II

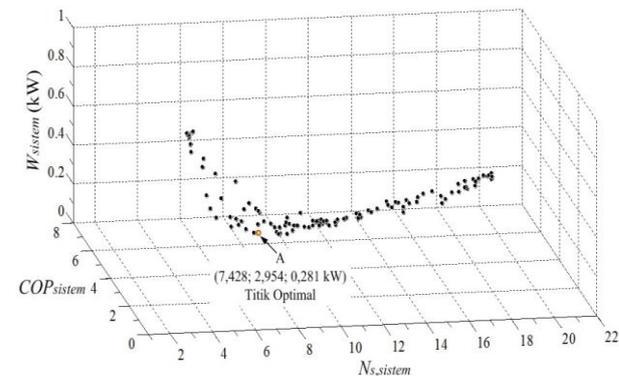
Parameter <i>tuning</i>	Nilai
Ukuran Populasi	70
Jumlah maksimum generasi	150
Probabilitas <i>crossover</i>	0,8
Probabilitas mutasi	0,1
Proses seleksi	<i>Tournament</i>
Ukuran <i>tournament</i>	2
Ukuran <i>elite</i>	1

Pemilihan nilai akhir titik optimal dalam optimasi multiobjektif ini didasarkan pada hasil proses *running* komputer yang menghasilkan total masukan daya sistem minimum, serta efisiensi hukum kedua dan koefisien kinerja maksimum, walaupun angka pembangkitan entropi sistem bukanlah yang paling minimum.

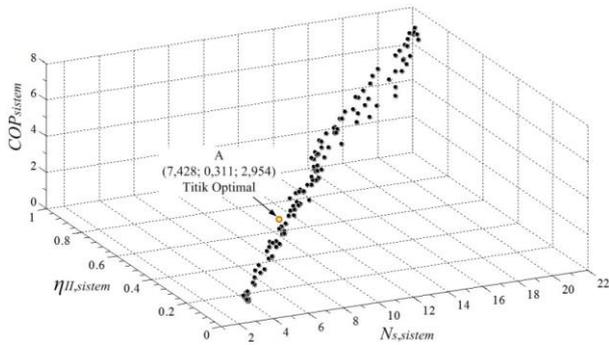
Gambar 2 sampai dengan 10 menunjukkan Pareto *frontier* di dalam ruang objektif tiga dimensi dan dua dimensi, dan letak titik optimal dari kumpulan solusi optimal di dalam ruang objektif tersebut. Gambar 2 menunjukkan angka pembangkitan entropi, efisiensi hukum kedua sistem, dan total masukan daya sistem di dalam ruang objektif. Perubahan interval masing-masingnya adalah (3,144 – 20,618), (0,088 – 0,853), dan (0,161 – 0,961 kW), dan Gambar 3 menunjukkan angka pembangkitan entropi, koefisien kinerja, dan total masukan daya sistem di dalam ruang objektif, dengan perubahan intervalnya adalah (3,144 – 20,618), (0,833 – 8,090), dan (0,161 – 0,961 kW), sedangkan Gambar 4 menunjukkan angka pembangkitan entropi, efisiensi hukum kedua sistem, dan koefisien kinerja sistem di dalam ruang objektif dengan perubahan interval masing-masingnya adalah (3,144 – 20,618), (0,088 – 0,853), dan (0,833 – 8,090) sebagai kumpulan titik optimal.



Gambar 2. Pareto *frontier* N_s , η_{II} , dan W



Gambar 3. Pareto *frontier* N_s , COP , dan W



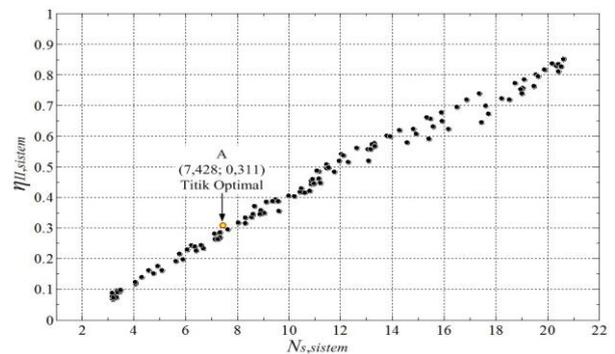
Gambar 4. Pareto frontier N_s , η_{II} , dan COP

Titik A dipilih sebagai titik optimal berdasarkan perubahan interval besaran-besaran kinerja tersebut sebagai hasil optimasi dengan pertimbangan bahwa pada titik tersebut total masukan daya sistem dan masukan daya kompresor adalah minimum ($W_{sistem} = 0,281$ kW dan $W_{comp} = 0,260$ kW), dan angka pembangkitan entropi ($N_{s,sistem} = 7,428$) adalah minimum dibandingkan dengan kandidat solusi optimal lainnya. Walaupun pada titik A, efisiensi hukum kedua dan koefisien kinerja sistem memiliki nilai yang sedikit lebih rendah daripada nilai solusi optimal lain (misalnya pada $N_{s,sistem} = 8,298$) tetapi nilai-nilai tersebut ($\eta_{II,sistem} = 0,311$ dan $COP_{sistem} = 2,954$) dapat diterima sebagai nilai optimal dari kedua parameter kinerja sistem refrigerasi.

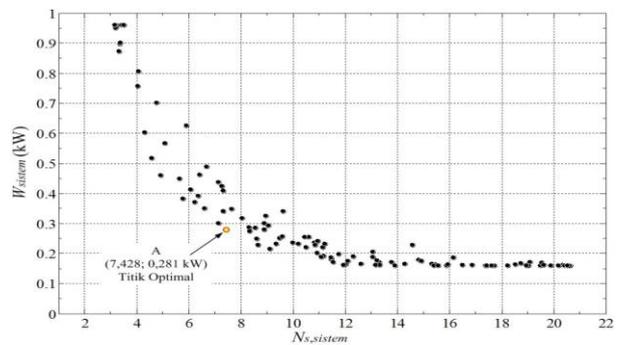
Desainer dapat saja memilih nilai optimal $N_{s,sistem} = 8,298$ yang memiliki nilai $W_{sistem} = 0,288$ kW; $W_{comp} = 0,264$ kW; $\eta_{II,sistem} = 0,334$ dan $COP_{sistem} = 3,172$ di mana pada titik ini efisiensinya lebih tinggi 6,88% dibandingkan dengan titik A, sedangkan masukan daya sistem dan daya kompresor tidak jauh berbeda (dapat dikatakan sama). Namun karena metode EGM mensyaratkan nilai angka pembangkitan entropi adalah minimum maka pemilihan titik A dipilih sebagai solusi optimal dapat dibenarkan.

Gambar 5 sampai dengan 10 akan menjelaskan alasan pemilihan titik A sebagai titik optimal. Pada Gambar 5 terlihat bahwa untuk nilai $N_{s,sistem} > 7,428$ terjadi peningkatan efisiensi hukum kedua sistem, tetapi untuk nilai $N_{s,sistem} < 7,428$ terjadi penurunan efisiensi hukum kedua sistem, sehingga tidak dapat dikatakan bahwa dengan meminimalkan angka pembangkitan entropi akan selalu mengarah pada efisiensi hukum kedua sistem yang maksimal. Hal ini juga diperkuat dengan kenyataan bahwa

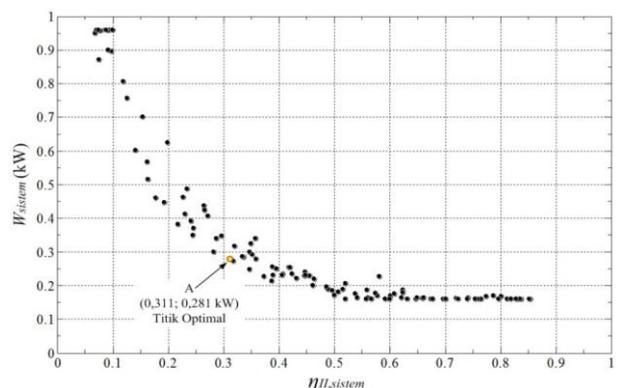
peningkatan angka pembangkitan entropi sistem (nilai $N_{s,sistem} > 7,428$) mengakibatkan penurunan total masukan daya sistem refrigerasi (kecuali pada beberapa nilai kandidat solusi optimal), tetapi total masukan daya sistem setelah titik optimal tersebut memiliki nilai yang lebih kecil daripada nilai daya kompresor (misalnya pada $N_{s,sistem} = 9,104$ nilai $W_{sistem} = 0,216$ kW sedangkan $W_{comp} = 0,227$ kW). Tentu saja hal tidak mungkin terjadi pada sistem refrigerasi, karena total masukan daya sistem merupakan hasil penjumlahan dari daya kompresor, daya kipas kondensor, daya kipas evaporator#1 dan daya kipas evaporator#2. Dengan demikian, nilai-nilai pembangkitan entropi setelah titik optimal dapat diabaikan.



Gambar 5. Pareto frontier N_s dan η_{II}

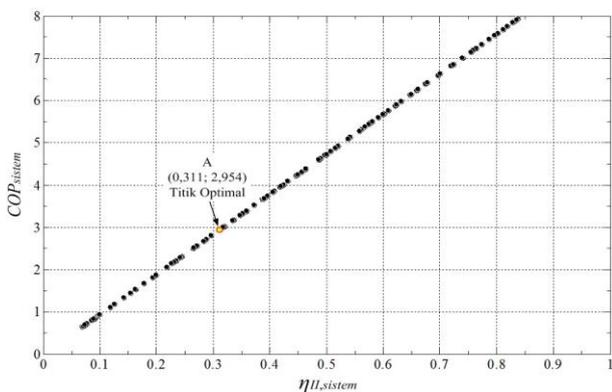


Gambar 6. Pareto frontier N_s dan W



Gambar 7. Pareto frontier η_{II} dan W

Gambar 6 dan 7 menunjukkan peningkatan total masukan daya sistem akan mengakibatkan penurunan nilai angka pembangkitan entropi dan efisiensi hukum kedua sistem (nilai $N_{s,sistem} < 7,428$ dan $\eta_{II,sistem} < 0,311$ terjadi peningkatan total masukan daya sistem). Dengan demikian, maka pada angka pembangkitan entropi minimum belum tentu menghasilkan efisiensi hukum kedua yang maksimum dan total masukan daya yang minimum, tetapi ada sebuah nilai total masukan daya sistem minimum dan efisiensi hukum kedua maksimum yang menandakan angka pembangkitan entropi sistem adalah minimum.

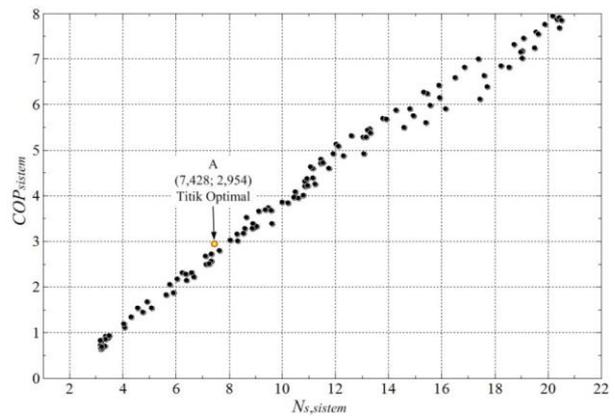


Gambar 8. Pareto frontier η_{II} dan COP

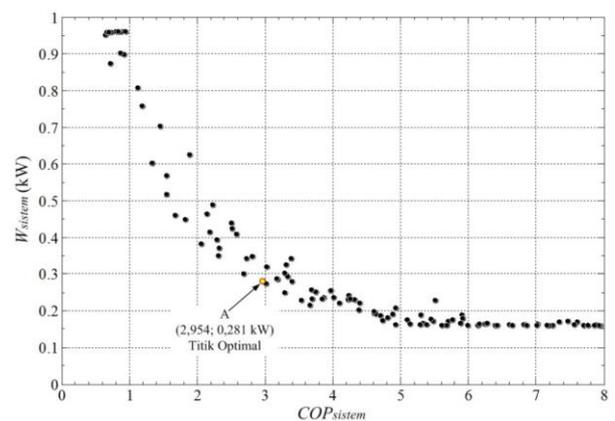
Gambar 8 menunjukkan hubungan efisiensi hukum kedua dan koefisien kinerja sistem. Pada gambar ini terlihat bahwa efisiensi hukum kedua dan koefisien kinerja menunjukkan hubungan yang linier yaitu peningkatan terhadap nilai efisiensi hukum kedua akan selalu meningkatkan koefisien kinerja sistem. Hal ini tentu tidak terbantahkan dan didukung oleh Bejan [7] yang melakukan analisis teoritis efisiensi hukum kedua pada sistem refrigerasi berdasarkan dua model pendekatan efisiensi hukum kedua. Model pertama didasarkan pada ireversibilitas sistem refrigerasi yang semata-mata diakibatkan oleh perpindahan kalor internal, dan model kedua yang didasarkan pada gabungan model pertama dengan ireversibilitas perpindahan kalor eksternal antara kapasitas pendinginan sistem refrigerasi dan udara lingkungan. Kedua model ini menunjukkan bahwa efisiensi hukum kedua akan menurun selama temperatur evaporator menurun (koefisien kinerja sistem menurun) atau bila koefisien kinerja bertambah besar (temperatur evaporator meningkat) maka efisiensi hukum kedua juga akan bertambah besar.

Dalam hubungan pembangkitan entropi terhadap koefisien kinerja sistem, Klein dan Reindl [8] juga menyatakan bahwa pembangkitan entropi minimum selalu terjadi pada koefisien kinerja optimal (COP

maksimal) jika kapasitas refrigerasi adalah tetap. Dalam kasus di mana kapasitas tidak tetap, kinerja optimum sistem refrigerasi (COP) ditemukan terjadi pada minimum rasio laju pembangkitan entropi terhadap kapasitas pendinginan sistem refrigerasi. Hal ini menunjukkan bahwa daya sistem refrigerasi dapat diminimalkan dengan meminimalkan pembangkitan entropi. Jika kapasitasnya tetap (atau jika pembangkitan entropi per satuan kapasitas adalah minimum), meminimalkan pembangkitan entropi secara aljabar identik dengan memaksimalkan COP. Kenyataan ini juga ditunjukkan pada Gambar 9 dan 10 yang menunjukkan bahwa COP maksimal adalah 2,954 terdapat pada kapasitas pendinginan evaporator#1 0,432 kW dan evaporator#2 0,398 kW. Pada titik ini rasio laju pembangkitan entropi terhadap kapasitas pendinginan sistem adalah minimum, sehingga 0,281 kW dapat diterima sebagai total masukan daya minimum.



Gambar 9. Pareto frontier N_s dan COP



Gambar 10. Pareto frontier COP dan W

Analisis ini menunjukkan bahwa konsep pembangkitan entropi secara langsung mengukur kerugian *exergy* untuk mengatasi masalah optimasi konversi kerja–kalor, sehingga meminimalkan pembangkitan entropi adalah meminimalkan kerugian *exergy* pada sistem refrigerasi. Namun,

karena tujuan desain adalah meminimalkan total masukan daya dan memaksimalkan efisiensi hukum kedua sistem maka tujuan desain ini tidak mengarah pada pembangkitan entropi minimum sehingga angka pembangkitan entropi mengalami paradoks. Dengan demikian, pada kasus ini meminimalkan pembangkitan entropi sistem tidak akan mengarah pada efisiensi hukum kedua maksimum dan total masukan daya minimum, tetapi ada nilai maksimum efisiensi hukum kedua dan nilai minimum total masukan daya yang menandakan pembangkitan entropi sistem adalah minimum.

Optimasi multiobjektif dengan menggunakan metode EGM pada sistem refrigerasi ini kembali menegaskan bahwa metode EGM dapat mengalami paradoks di mana meminimalkan pembangkitan entropi di dalam komponen atau sistem termal tidak selalu mengarah pada kinerja komponen atau sistem yang optimal, tetapi ada suatu titik optimal sistem yang ditandai dengan pembangkitan entropi minimum [6].

Beberapa makalah yang ditulis oleh Bejan membuktikan bahwa definisi dasar angka pembangkitan entropi memiliki kelemahan atau tidak sepenuhnya betul. Bejan [1, 9] sulit untuk menjelaskan secara jelas mengapa angka pembangkitan entropi meningkat menjadi maksimum pada titik di mana efektivitas penukar kalor sama dengan 0,5 dan mengapa angka pembangkitan entropi cenderung nol selama efektivitas cenderung nol. Untuk sistem konversi kalor-kerja di mana keluaran daya sistem, efisiensi konversi kalor-kerja dan kinerja termo-ekonomi diambil sebagai tujuan optimasi, penerapan meminimalkan pembangkitan entropi bersifat kondisional, artinya meminimalkan pembangkitan entropi dapat mengarah pada optimasi tujuan desain [6]. Hal ini mengakibatkan metode EGM banyak digunakan untuk mengatasi masalah optimasi perpindahan kalor dan konversi kalor-kerja.

Kesimpulan

Optimasi multiobjektif dengan menggunakan metode EGM pada sistem refrigerasi ini kembali menegaskan bahwa metode EGM dapat mengalami paradoks, dimana meminimalkan pembangkitan entropi sistem tidak akan dengan serta merta menghasilkan efisiensi hukum kedua yang maksimal tetapi ada sebuah titik optimal sistem yang menandakan pembangkitan entropi adalah minimum.

Penghargaan

Ucapan terima kasih penulis haturkan kepada Bpk Sasmono selaku laboran di Laboratorium Perpindahan Kalor dan Massa, Departemen Teknik Mesin dan Industri, Universitas Gadjah Mada, yang telah membantu dalam penelitian ini.

Referensi

- [1] Bejan, A., 1996, Entropy Generation Minimization: The New Thermodynamics of Finite-size Devices and Finite-time Processes, *Journal Applied Physics*, Volume 79, pp. 1191 – 1218.
- [2] Buzelin, L.O.S., Amico, S.C., Vargas, J.V.C., and Parise, J.A.R., 2005, Experimental Development of an Intelligent Refrigeration System, *International Journal of Refrigeration*, Volume 28, pp. 165 – 175.
- [3] Yataganbaba, A., Kilicarslan, A., and Kurtbas, I., 2015, Irreversibility Analysis of a Two-Evaporator Vapour Compression Refrigeration System, *International Journal of Exergy*, Volume 18, pp. 340 – 355.
- [4] Yataganbaba, A., Kilicarslan, A., and Kurtbas, I., 2015, Exergy Analysis of R1234yf and R1234ze as R134a Replacements in a Two Evaporator Vapour Compression Refrigeration System, *International Journal of Refrigeration*, Volume 43, pp. 71 – 79.
- [5] Bejan, A., 2002, Fundamentals of Exergy Analysis, Entropy Generation Minimization, and the Generation of Flow Architecture, *International Journal of Energy Research*, Volume 26, pp. 545 – 565.
- [6] Bejan, A., 2016, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc. New Jersey, pp. 126.
- [7] Bejan, A., 1989, Theory of Heat Transfer-Irreversible Refrigeration Plants, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 32, Nomor 9, pp. 1631 – 1639.
- [8] Klein, S.A., and Reindl, D.T., 1998, The Relationship of Optimum Heat Exchanger Allocation and Minimum Entropy Generation Rate for Refrigeration Cycles, *Journal of Energy Resources Technology*, Volume 120, pp. 172 – 178.
- [9] Bejan, A. 2006, Exergy Analysis, Entropy Generation Minimization, and Constructal Theory, Chapter 4, *Mechanical Engineers Handbook: Energy and Power*, Volume 4, Third Edition, John Wiley & Sons., Inc., New Jersey.