

Pengujian Karakteristik Kerja Pada *Low Stage* Sistem Refrijerasi *Cascade* Dengan Refrijeran R-407f Sebagai Alternatif Ramah Lingkungan Dari R-404a Dengan Variasi Beban Pendinginan

Ruben Indurain Pinnata dan Ary Bachtiar Krishna Putra
 Lab Pendingin dan Pengkondisian Udara, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri,
 Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
 Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia
e-mail: arybach@me.its.ac.id

Abstrak- Sistem refrijerasi *Cascade* terdiri dari dua sistem refrijerasi uap tunggal dimana evaporator dan kondensor dari kedua sistem tunggal digabungkan pada sebuah *intermediate heat exchanger*. Sistem refrijerasi *Cascade* menggunakan dua jenis refrijeran temperature tinggi dan temperatur rendah dimana R-404a paling banyak digunakan di Indonesia sebagai refrijeran temperatur rendah ini. Meskipun banyak digunakan, R-404a memiliki *Global Warming Potential* yang tinggi sehingga penggunaan refrijeran alternatif yang mampu bekerja di sistem R-404a namun tetap menghasilkan performa yang baik perlu untuk dicari. Pada penelitian ini, R-407f yang diklaim cocok sebagai refrijeran pengganti dan memiliki kadar GWP yang rendah digunakan sebagai refrijeran alternatif. Data pada eksperimen yang dilakukan ini didapatkan dari mesin sistem refrijerasi *Cascade*, sistem refrijerasi dua tahap dimana pada High stage digunakan refrijeran Musicool-22 (propane) dan menggunakan R-407F pada Low stage. Karakteristik kerja evaporator low stage diukur pada keadaan tanpa beban, dengan penambahan beban yaitu heater yang dialiri tegangan 0, 120, 180 dan 240 Volt. Hasil yang didapatkan dari pengujian eksperimen ini adalah sistem *cascade* dengan R407f sebagai refrijeran tanpa mengganti komponen lainnya beroperasi dengan lebih baik. Dari pengujian didapatkan bahwa sistem memerlukan laju masa R407f yang lebih rendah sehingga lebih hemat pada rata-rata 0.001 kg/s, Temperatur terendah evaporator mencapai -42.5°C dan temperatur kabin -35.15°C, Kompresor membutuhkan daya yang lebih rendah sehingga koefisien prestasi rata-rata yang didapatkan adalah 1.32 sementara rasio pembuangan kalor yang didapat lebih mendekati angka 1 yaitu 1.74. Efektivitas dari evaporator low stage yang didapat secara rata-rata 99.99%, daya keluaran kompresor LS minimum adalah 75[W] dan maksimum 150[W] sementara efisiensi isentropis kompresor LS maksimum 59.41%.

Kata Kunci: R-407F, Sistem refrijerasi *Cascade*, Evaporator, Koefisien prestasi, *Global Warming Potential*.

I. PENDAHULUAN

Perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi telah berhasil melahirkan banyak riset yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi dan performa dalam berbagai bidang. Pada bidang refrijerasi, peningkatan efisiensi dan performan dapat dicapai salah satunya dengan penggunaan refrijeran yang lebih baik. Salah satu faktor penting dari refrijeran buatan seperti R-404a dan R-22 adalah bahwa ia memiliki potensi pencemaran lingkungan karena merupakan senyawa kimia campuran yang tidak ditemukan secara alami sementara refrijeran yang alami seperti R-290 terbatas penggunaannya dan memiliki kekurangannya sendiri [1]. Hal ini menjadikan pemilihan refrijeran yang sesuai standar pencemaran namun dapat menghasilkan performa alat yang lebih baik sangat krusial dan dicari. Penelitian ini dilakukan untuk meningkatkan performa dan memperluas penggunaan refrijeran. Beberapa

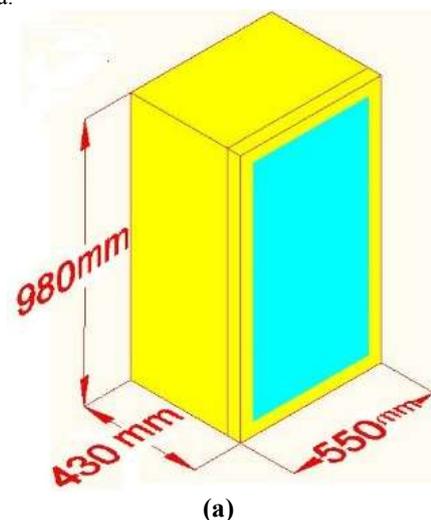
penelitian sebelumnya telah berusaha melakukan hal yang serupa seperti demikian.

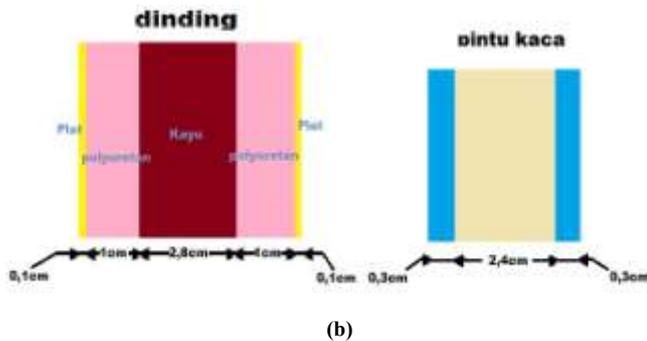
Penelitian untuk mencari kombinasi refrijeran yang ramah lingkungan untuk sistem *cascade* salah satunya dilakukan oleh Gulshan Sachdeva, dkk[2,3] dengan menggunakan 5 pasang refrijeran yaitu dengan R-744(LCO₂) pada *low stage* sementara R-717, R-290, R-1270, R-404a dan R-12 pada *high stage* dengan variasi temperature *intermediate*. Dari penelitian ini didapatkan bagaimana memasang refrijeran untuk sistem *cascade* dan didapatkan nilai COP yang terus bertambah hingga pada satu titik maksimum kemudian menurun. Diketahui bahwa nilai COP maksimal juga bervariasi pada setiap pasangan refrijeran. Pasangan refrijeran R-744 dan R-404a menghasilkan COP terbaik yaitu 1.0045.

Penelitian menggunakan pasangan refrijeran yang paling umum digunakan pada *freezer* komersil yaitu R-22 dan R-404a dengan variasi temperature *intermediate* dilakukan oleh J.J. Fioria, dkk[4]. Variasi temperature *intermediate* pada 270, 273, 275, 278 dan 280 K dilakukan dengan mengatur beban pendinginan oleh sistem. Dari penelitian didapat bahwa COP maksimal dari pasangan R-22 R-404a adalah 0.967.

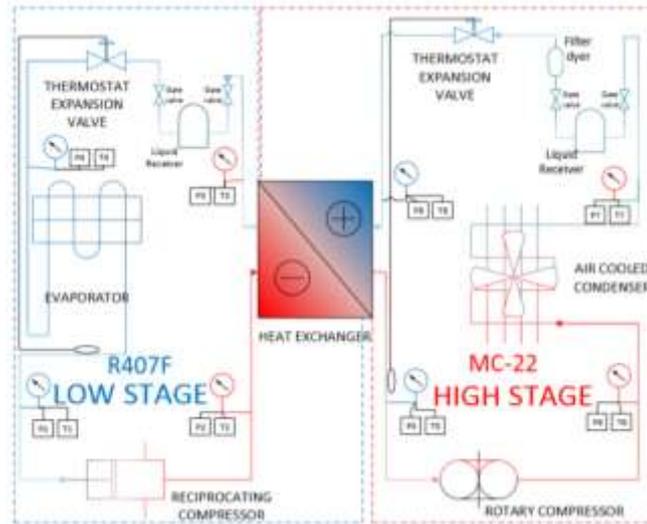
II. METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini menggunakan alat uji sistem refrijerasi *cascade* seperti pada Gambar 1 dimana sistem terdiri dari dua sistem refrijerasi tunggal yang dihubungkan dengan alat penukar panas jenis *plate*. Pada kasus ini, *plate heat exchanger* berfungsi sebagai evaporator *high stage* dan kondensor *low stage*. Sistem ini digunakan untuk mendinginkan ruangan yang berdimensi 980x550x430 mm yang terdiri dari lapisan plat Zn-Poliuretan-Kayu-Poliuretan-play Zn yang dapat diakses melalui sebuah pintu berukuran 980x550 mm yang terdiri dari lapisan kaca, rongga udara dan kaca.





Gambar 1. (a) Dimensi refrigerator box (b) Material penyusun dinding refrigerator box



Gambar 2 Skema Sistem Refrijerasi Cascade

Pada penelitian ini, kalor dari ruangan memasuki sistem dengan bantuan kipas yang digerakkan oleh motor melalui evaporator *low stage* dan meninggalkan sistem juga dengan kipas yang digerakkan oleh motor pada *high stage*. Fluida pada sistem digerakkan oleh kompresor 1[hp], 220 [volt], 50[Hz] pada kedua *stage* yang berupa kompresor *reciprocating* pada *low stage* dan kompresor *rotary* pada *high stage*. Jenis katup ekspansi yang digunakan pada kedua *stage* adalah TXV (*thermal expansion valve*) dengan refrijeran *bulb* R-22 pada *high stage* dan R-404a pada *low stage*. Evaporator *low stage* dan kondensor *high stage* adalah alat penukar panas jenis *compact*.

Pada sistem refrijerasi cascade ditempatkan alat-alat ukur untuk tekanan dan temperature pada setiap tahap 1-4 pada *low stage* dan 5-8 pada *high stage*. Alat ukur temperature yang digunakan adalah termokopel tipe k yang dihubungkan ke display digital sementara alat ukur tekanan menggunakan skala kecil untuk tahap 1,4,5, dan 8 sementara skala besar untuk tahap 2,3,6 dan 7. Alat ukur tambahan yang dipakai diluar sistem adalah Empat buah termokopel tambahan dipasang pada permukaan luar kabin (Ts, o), kabin sebelum evaporator (TK), kabin setelah evaporator (TE), dan lingkungan (TL), anemometer untuk mengukur kecepatan udara melalui evaporator, dan amperemeter untuk mengukur arus pada pemanas.

Pemberian beban pendinginan yang bervariasi dilakukan dengan pemasangan pemanas. Untuk memberi variasi pada kalor yang dikeluarkan oleh pemanas, pemanas dihubungkan dengan voltmeter. Dengan mengecilkan dan membesarkan tegangan yang masuk lalu mengukur arus yang masuk pemanas dan faktor dayanya maka didapat kalor yang dibebankan ke sistem. Pada eksperimen ini tegangan untuk pemanas adalah 0, 120, 180 dan 240 Volt. Pembebanan dilakukan secara bertingkat dan diamati temperatur *steady* pada tiap pembebanan.

Refrijeran yang dipakai pada penelitian ini yaitu R-407f menggantikan R-404a pada *low stage* (LS) dan Musicool22 (MC22) menggantikan R-22 pada *high stage* (HS). R-407f

merupakan refrijeran yang diproduksi secara khusus oleh Honeywell™ untuk menggantikan R-404a dan diklaim mampu memberi performa lebih baik sementara MC22 merupakan hidrokarbon propane yang diproduksi oleh Pertamina™ yang memiliki GWP dan ODP rendah digunakan pada *high stage*.

Tabel 1. Perbandingan R-407f dan R-404a

	R-404a	R-407f
Senyawa penyusun	R143a/R125/R134a	R134a/R125/R32
GWP	3922	1824
ODP	0	0
Keamanan ASHRAE	A1-Tidak beracun & Tidak mudah terbakar	A1-Tidak beracun & Tidak mudah terbakar

Pasangan R-407f dan MC22 dapat berfungsi karena temperature didid R-407f lebih rendah dari MC22 dan R-407f memiliki konduktivitas termal cair yang lebih tinggi sementara MC22 memiliki konduktivitas termal gas yang lebih tinggi.

III. MODEL TERMODINAMIKA DARI SISTEM REFRIJERASI CASCADE

Diagram skematik dari sistem refrijerasi Cascade dua tingkat di ilustrasikan pada Gambar 1. P-h diagram diberikan pada Gambar 2 hingga Gambar x menampilkan kondisi tiap tahapan dari sistem refrijerasi seperti demikian:

- (1) Tahap masuk kompresor *low stage*
- (2) Tahap masuk kondensor *low stage*
- (3) Tahap masuk katup ekspansi *low stage*
- (4) Tahap masuk evaporator *low stage*
- (5) Tahap masuk kompresor *high stage*
- (6) Tahap masuk kondensor *high stage*
- (7) Tahap masuk katup ekspansi *high stage*
- (8) Tahap masuk evaporator *high stage*

Analisa termodinamika dari sistem refrijerasi Cascade dua tingkat dilakukan dengan menggunakan beberapa asumsi yaitu:

- i. Perpindahan panas melalui pipa dan elemen penyusun sistem diabaikan
- ii. Perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan
- iii. Penurunan tekanan yang disebabkan oleh pipa diabaikan
- iv. Analisa sistem dilakukan pada kondisi *steady*
- v. Ekspansi pada alat ekspansi terjadi secara isoentalpi

Properti termofisik fluida berupa entalpi dan entropi, dan temperature isentropis diperoleh melalui penggunaan *software* COOLPACK sementara melalui alat ukur selama penelitian didapatkan nilai penurunan tekanan pada evaporator dan kondensor, tekanan pada tiap tahapan dan temperatur aktual untuk menghitung efisiensi isentropis kompresor.

Perpindahan panas pada evaporator *low stage* (Q_{evap}) dihitung dengan persamaan:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{beban\ internal} + \dot{Q}_{beban\ eksternal} [kW]$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{heater} + \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{loss\ total} [kW] \quad (1)$$

Dimana panas yang dimunculkan oleh fan sebesar 30 Watt dan panas pemanas divariasikan melalui variasi tegangan yang dialirkan ke pemanas sementara nilai panas yang masuk ke sistem melalui konduksi dan konveksi dinding *refrigerator box* dihitung dengan persamaan [6]:

$$Q_{loss\ total} = \sum \frac{T_{out} - T_{in}}{\sum R_{t-n}} + \frac{T_{out} - T_{in}}{\sum R_{t\ glass}}; n = sisi\ 1,2,3 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \sum R_{t-n} &= R_{konv \text{ bebas sisi-n}} + R_{kond \text{ sp-n}} \\ &+ R_{konv \text{ paksa sisi-n}} \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum R_{glass} &= R_{konv \text{ bebas glass}} + R_{kond \text{ glass}} \\ &+ R_{konv \text{ paksa glass}} \quad (4) \end{aligned}$$

Dimana persamaan untuk konduksi:

$$R_{kond \text{ sp-n}} = \left(2 \frac{L_{zn}}{k_{zn}} + \frac{L_{wood}}{k_{wood}} + 2 \frac{L_{poliutherane}}{k_{poliutherane}} \right) \frac{1}{A_{sisi-n}}; \text{ Sisi - } n, n = 1,2,3 \quad (5)$$

$$R_{kond \text{ glass}} = 2 \frac{L_{glass}}{k_{glass}} \frac{1}{A_{glass}} + \frac{L_{udara}}{k_{udara} A_{udara}} \quad (6)$$

Konveksi:

$$R_{konv \text{ total}} = \left(\frac{1}{h_{outside}} + \frac{1}{h_{inside}} \right) \frac{1}{A_{sisi-n}}; \text{ Sisi - } n, n = 1,2,3 \quad (7)$$

$$R_{konv \text{ glass}} = \left(\frac{1}{h_{outside}} + \frac{1}{h_{inside}} \right) \frac{1}{A_{glass}} \quad (8)$$

$$Re_D = 4 \frac{\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (9)$$

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (10)$$

$$h_{inside} = \frac{Nu_D K_f}{L} \quad (11)$$

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_L - T_s) L^3}{\alpha \nu} \quad (12)$$

Dimana bilangan *Nusselt* untuk plat vertical:

$$Nu_L = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{16} \right]^{1/4}} \right)^2 \quad (13)$$

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{16} \right]^{1/4}}; Ra_L < 10^9 \quad (14)$$

$$h_{outside} = \frac{Nu_L k}{L} \quad (15)$$

Masa refrijeran pada *low stage* dihitng dengan persamaan:

$$\dot{m}_{LS} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_1 - h_4} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (16)$$

Masa refrijeran pada *high stage* dihitng dengan asumsi seluruh panas dari *low stage* dipindahkan ke *high stage* pada plate *heat exchanger* [6]:

$$\dot{Q}_{Cond \text{ LS}} = \dot{Q}_{Evap \text{ HS}} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{LS}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{HS}(h_5 - h_8) \quad (18)$$

$$\dot{m}_{HS} = \frac{\dot{m}_{LS}(h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (19)$$

Daya nyata kompresor (W) dapat dihitng dengan persamaan:

Pada *High stage*:

$$\dot{W}_{c,HS} = \dot{m}_{HS} \times (h_6 - h_5) \text{ [kW]} \quad (20)$$

Pada *Low stage*:

$$\dot{W}_{c,LS} = \dot{m}_{LS} \times (h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad (21)$$

$$W_{Cascade} = W_{c,HS} + W_{c,LS} \quad (22)$$

Pembuangan kalor dari sistem melalui kondensor *high stage* (\dot{Q}_{cond}) dihitng dengan persamaan:

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{HS} \times (h_{in} - h_{out}) = \dot{m}_{HS} \times (h_6 - h_7) \quad (23)$$

Efisiensi isentropis kompresor (η_s) *low stage* dapat dihitng dengan persamaan:

$$\eta_s = \frac{\dot{m}_{LS} \times (h_{2s} - h_1)}{\dot{m}_{LS} \times (h_2 - h_1)} 100\% \quad (24)$$

Rasio pembuangan panas (HRR) dapat dihitng dengan persamaan:

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{cond \text{ HS}}}{\dot{Q}_{evap \text{ LS}}} = \frac{\dot{m}_{HS}(h_{in,cond} - h_{out,cond})}{\dot{m}_{LS}(h_{out,evap} - h_{in,evap})} \times 100\% \quad (25)$$

Koefisien prestasi (COP) dapat dihitng dengan persamaan:

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{Q}_{evap,LS}}{W_{HS} + W_{LS}} \quad (26)$$

$$COP_{cascade} = \frac{\dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{HS}(h_6 - h_5) + \dot{m}_{LS}(h_2 - h_1)} \quad (27)$$

Efektivitas evaporator (ϵ) dapat dihitng dengan persamaan:

$$\dot{m}_{LS}(h_1 - h_4) = \frac{\Delta T_{lmt,d}}{R_{total}} \quad (28)$$

$$\Delta T_{lmt,d} = \frac{(Th,i - Tc,1) - (Tc,o - Th,o)}{\ln \left(\frac{(Tc,i - Th,i)}{(Tc,o - Th,o)} \right)} \quad (29)$$

$$U A = \frac{1}{R_{total}} \quad (30)$$

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} \quad (31)$$

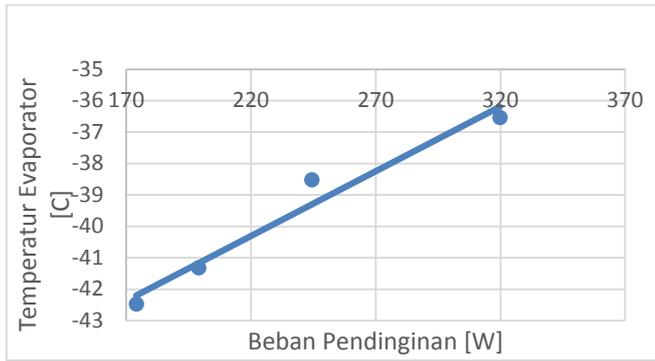
$$\% \epsilon = 1 - \exp[-NTU] \times 100 \quad (32)$$

IV. ANALISA DAN DISKUSI

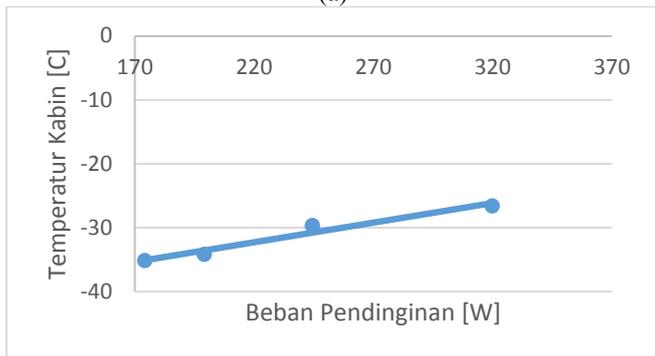
Pada penelitian ini didapatkan empat belas grafik untuk menjelaskan karakteristik kerja dari sistem cascade. 10 grafik merupakan karakteristik kerja dari sistem cascade dengan pasangan R-407f dan MC22 dan empat grafik merupakan karakteristik kerja dari sistem cascade dengan pasangan R-404a dan MC22. Seluruh grafik adalah fungsi beban pendinginan yang terdiri dari beban pemanas, beban panas motor kipas dan beban dari perpindahan panas konduksi dan konveksi. Beban pemanas divariasikan dengan menghubungkan pemanas ke *voltage regulator* dan diatur tegangan yang diijinkan masuk ke pemanas. Voltase pemanas yang

diberikan adalah 0, 120, 180 dan 240 volt diberikan secara berurutan.

A. Karakteristik Kerja Cascade dengan R-407f dan MC22



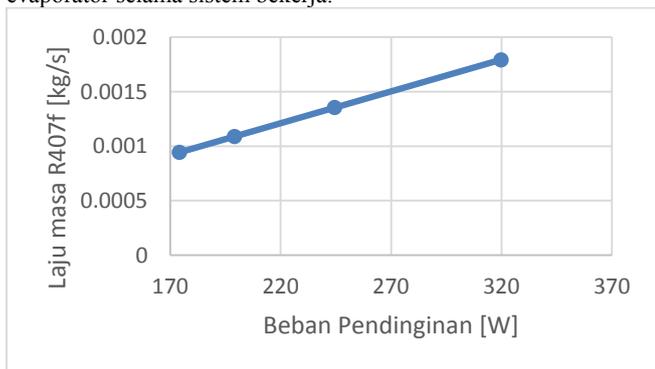
(a)



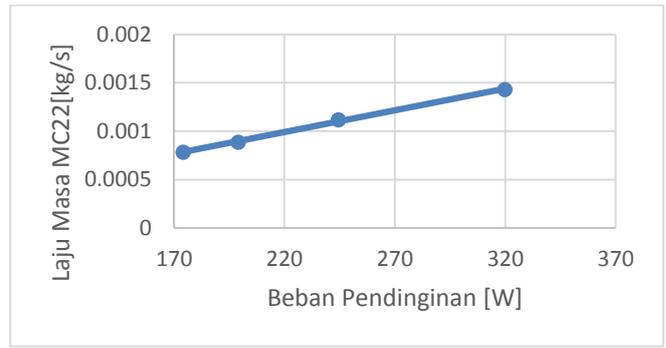
(b)

Gambar 3. (a) Temperatur evaporator (b) Temperatur kabin vs Beban pendinginan

Temperatur terendah dari evaporator adalah -42.475°C dan temperature terendah kabin adalah -35.15°C . Pemberian beban yang kontinu pada tiap beban pendinginan menunjukkan nilai steady dari temperatur evaporator dan kabin terus meningkat. Meningkatnya temperatur ini dikarenakan meningkatnya temperature refrigeran didalam evaporator karena beban pendinginan yang meningkat. Pada setiap beban pendinginan nilai temperatur evaporator selalu lebih rendah dari temperature kabin menunjukkan adanya perpindahan panas dari kabin ke dalam evaporator selama sistem bekerja.



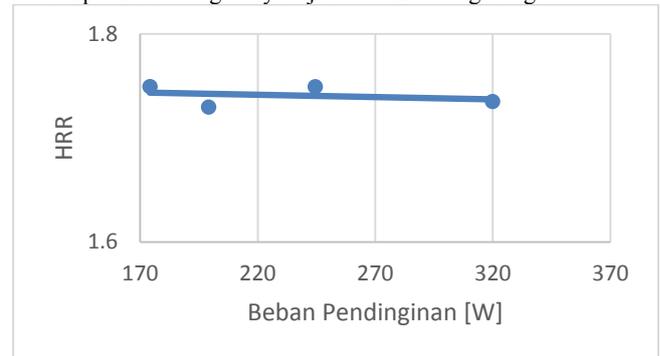
(a)



(b)

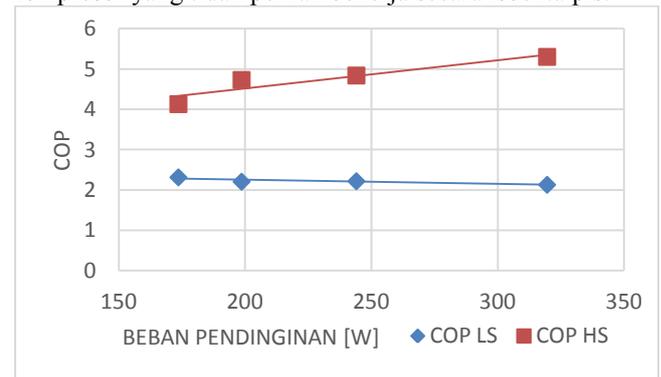
Gambar 4. (a) Laju masa refrigeran low stage (b) Laju masa refrigeran high stage vs Beban pendinginan

Seiring meningkatnya beban pendinginan maka masa refrigeran yang bekerja pada sistem semakin meningkat baik pada low dan high stage karena penggunaan *thermal expansion valve* sebagai alat ekspansi. Meningkatnya laju alir masa mengurangi

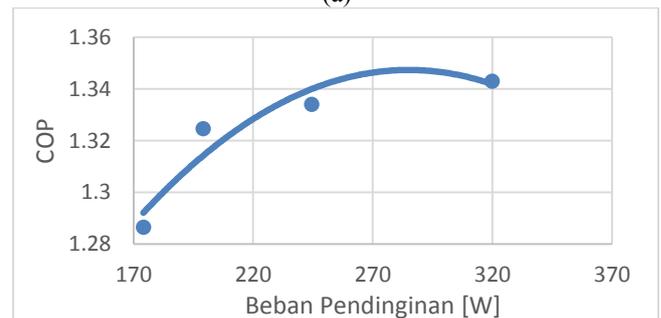


Gambar 5. Rasio perpindahan panas (HRR) vs Beban pendinginan

Rasio perpindahan panas adalah perbandingan dari kalor yang dibuang keluar sistem melalui kondensator high stage dengan kalor yang memasuki sistem melalui evaporator low stage. Nilai HRR dari sistem cenderung konstan pada nilai 1.74 dimana nilai HRR semakin baik jika semakin mendekati 1. Nilai HRR tidak pernah bernilai 1 akibat kompresor yang tidak pernah bekerja secara isoentalpis.



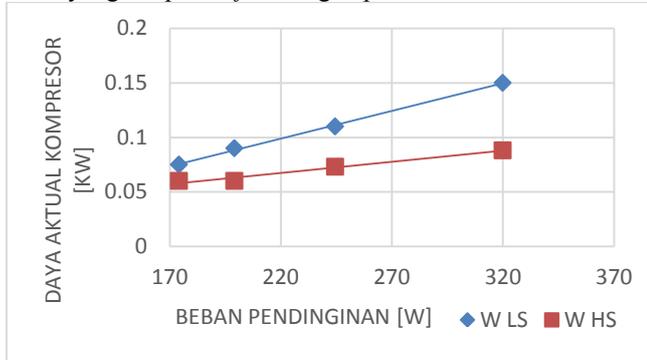
(a)



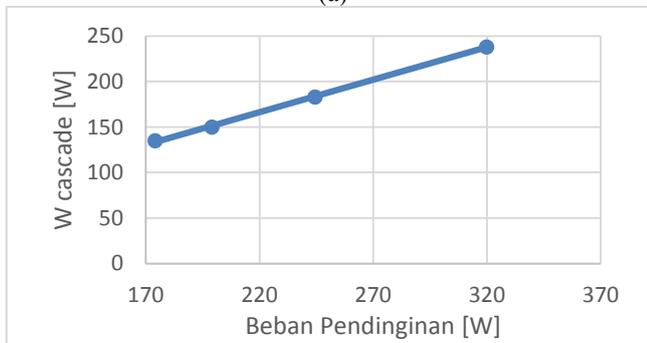
(b)

Gambar 6. (a) COP low stage dan high stage (b) COP sistem cascade

Nilai koefisien prestasi (COP) adalah perbandingan daya berguna dengan kerja yang dibutuhkan oleh sistem. Nilai COP menghasilkan kurva parabolic dan nilai maksimal dari sistem adalah 1.345. Kurva parabolic dihasilkan akibat nilai COP *low stage* sendiri terus menurun sementara COP *high stage* terus meningkat. Fenomena ini sesuai dengan penelitian **Gulshan Sachdeva, dkk [1]** berkenaan dengan kenaikan jumlah kalor yang masuk dan laju pembuangan kalor yang tetap oleh *fan* dengan putaran konstan.



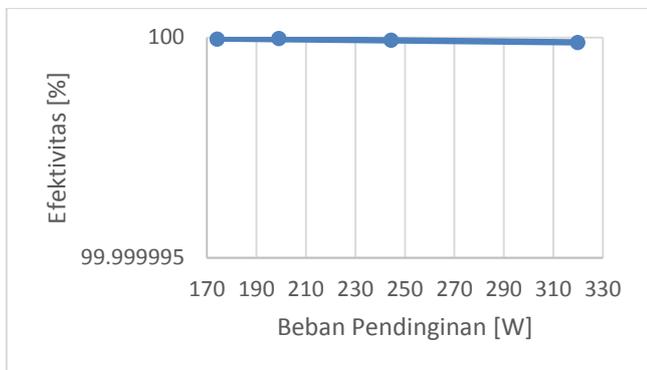
(a)



(b)

Gambar 7. (a) Daya aktual kompresor HS dan LS vs beban pendinginan (b) Daya aktual total sistem Cascade

Daya aktual yang dibutuhkan oleh kompresor berbanding lurus dengan masa refrigeran yang diijinkan lewat oleh alat ekspansi. Pada sistem cascade, *low stage* membutuhkan laju masa refrigeran yang lebih besar daripada *high stage* menyebabkan butuhan daya yang lebih besar oleh kompresor. Untuk analisa sistem Cascade, maka daya aktual *low* dan *high stage* dijumlahkan. Dari penelitian didapatkan pada beban maksimal, daya yang dibutuhkan adalah 238 Watt.



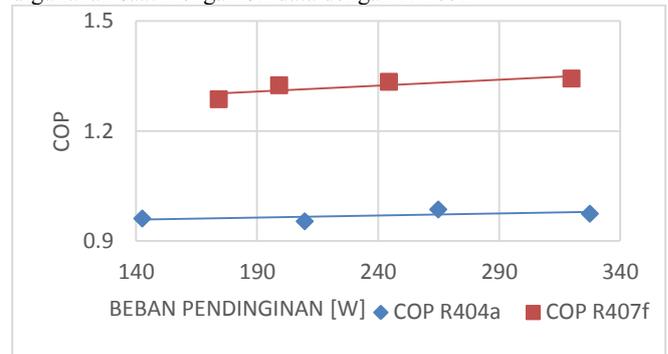
Gambar 8. Efektivitas evaporator *low stage* vs beban pendinginan

Nilai efektifitas evaporator konstan pada nilai 99.99%. Evaporator berbeda dari alat penukar panas lain yang dipakai pada penelitian ini yaitu *plate heat exchanger*. Pada evaporator, kondensor dan boiler kalor yang dipindahkan antara fluida tidak hanya kalor sensible namun juga kalor laten. Kalor laten

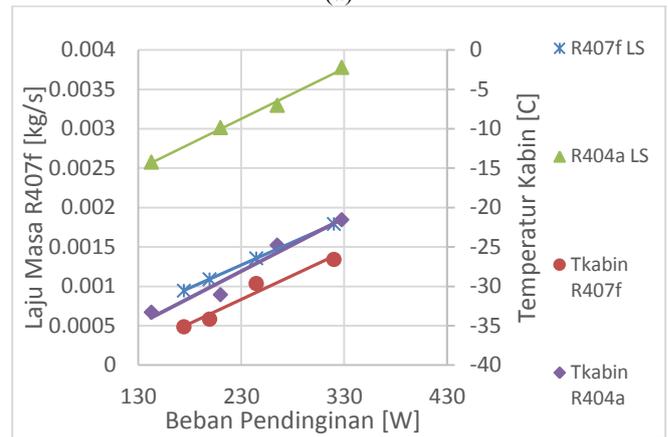
menyebabkan salah satu atau kedua fluida berubah fasa selama perpindahan panas terjadi di alat penukar panas. Menurut **Sadiq Kakac, dkk [5]** perubahan fasa menyebabkan nilai Cr yaitu C_{min}/C_{maks} antara kedua fluida kerja bernilai nol sehingga arah aliran tidak mempengaruhi nilai efektivitas evaporator dan efektivitas hanya tergantung dari nilai *overall heat transfer* dan dimensi yang disebut *number transfer unit*.

B. Perbandingan Karakteristik Kerja dengan R-407f dan R-404a pada Low Stage dan MC22 pada High Stage

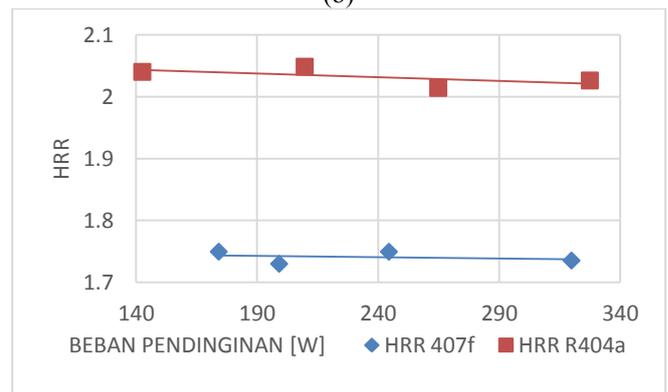
Data perbandingan dengan penggunaan R-404a pada *low stage* didapatkan dari penelitian **Asep Ramadhani [7]** menggunakan sistem yang sama pada lokasi yang sama dengan sistem yang digunakan saat mengambil data dengan R-407f



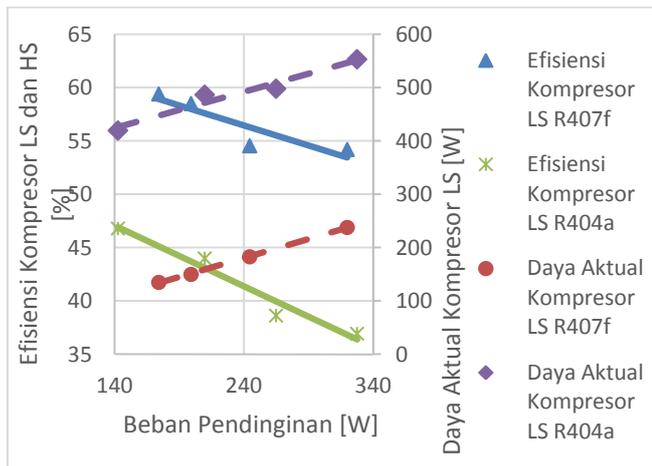
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 9. (a) Perbandingan COP vs beban pendinginan dengan R-407f dan R404-a pada *Low Stage*

(b) Perbandingan laju masa refrijerasi dan temperature kabin vs beban pendinginan dengan R-407f dan R404a pada *low stage*

(c) Perbandingan HRR vs beban pendinginan dengan R-407f dan R404a

(d) Perbandingan daya aktual dan efisiensi kompresor vs beban pendinginan dengan R-407f dan R-404a

Nilai yang didapat pada penelitian dengan R-407f dibandingkan dengan penelitian sebelumnya pada sistem yang sama dengan menggunakan R-404a dengan variasi beban pendinginan.

Pada **Gambar 9. (a)** Didapatkan bahwa nilai COP rata-rata sistem dengan R-407f lebih tinggi dari sistem dengan R-404a. Nilai COP dengan R-407f lebih tinggi pada setiap pembebanan dengan R-404a memiliki nilai maksimal 0.9 sementara R-407f memiliki nilai maksimal 1.345 sehingga R-407f menghasilkan nilai yang lebih baik.

Pada **Gambar 9. (b)** Didapatkan bahwa dengan R-407f laju masa refrijerasi yang lebih sedikit dapat mencapai nilai temperatur kabin yang lebih rendah dari penggunaan R-404a. Nilai masa refrijerasi terus bertambah dan temperature kabin meningkat seiring bertambahnya pembebanan.

Pada **Gambar 9. (c)** Didapatkan bahwa dengan R-407f nilai HRR lebih baik dibandingkan dengan penggunaan R-404a. Nilai HRR konstan dengan penambahan pembebanan dan dengan R-407 HRR berkisar pada nilai 1.7 sementara dengan R-404a HRR berkisar pada nilai 2.

Pada **Gambar 9. (d)** Didapatkan bahwa pada penggunaan kedua refrijerasi nilai daya aktual bertambah sementara nilai efisiensi isentropis berkurang seiring bertambahnya beban pendinginan. Pada penggunaan R-407f dibutuhkan daya yang lebih kecil dan efisiensi isentropis yang lebih tinggi pada setiap pembebanan.

V. KESIMPULAN

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka dapat diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai *Heat Rejection Ratio* atau Rasio Pembuangan Kalor siklus Cascade dengan penggunaan R407f pada *low stage* konstan pada nilai 1.75, 1.73, 1.75, dan 1.735.
2. Nilai *Coefficient of Performance* atau Koefisien Prestasi dengan penggunaan R407f pada *low stage* bertambah seiring bertambahnya beban pendinginan pada nilai 1.29, 1.33, 1.33, dan 1.34 dengan COP maks 1.348 dan COP rata-rata 1.32.
3. Dengan penggunaan R407f pada *low stage*, Efisiensi isentropis LS semakin berkurang seiring bertambahnya beban pendinginan yaitu 59.41%, 58.515%, 54.55%, dan 54.21%, sementara Daya aktual yang diberikan kompresor LS bertambah yaitu 0.075 [kW], 0.09 [kW], 0.11 [kW] dan 0.15 [kW].
4. Dengan penggunaan R407f pada *low stage*, efektivitas evaporator tetap pada nilai 99.99% pada semua pembebanan sementara kapasitas refrijerasi bertambah yaitu 173.67 [Watt], 198.68 [Watt], 244.11 [Watt], dan 319.61 [Watt].

5. Dengan penggunaan R407f pada *low stage*, laju masa refrijerasi bertambah dengan bertambahnya beban pendinginan, yaitu 0.000943 [kg/s], 0.001088 [kg/s], 0.001354 [kg/s], dan 0.00179 [kg/s].
6. Dengan penggunaan R407f pada *low stage* maka temperature terendah evaporator adalah -42.475°C dan -35.15°C pada kabin. Kedua temperature meningkat dengan bertambahnya beban pendinginan.
7. Dengan mengganti R404a dengan R407f HRR, COP, dan Efisiensi isentropis lebih baik, daya keluaran yang lebih kecil oleh kompresor, dan laju masa refrijerasi yang diperlukan lebih kecil pada seluruh variasi pembebanan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] **Linde Group. (2015).** R407f – Genetrol® Performax™ LT.: Zero Ozone Depletion Potential Replacement for R22 and Lower Global Warming Potential Replacement for R404a. [Online]. Tersedia: http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/HFC_refrigerants/R407F/index.html. Januari 2015.
- [2] **Linde Group. (2015).** Refrigerants Environmental Data: Ozone Depletion and Global Warming. [Online]. Tersedia: http://www.lindegas.com/en/products_and_supply/refrigerants/HFC_refrigerants/R407F/index.html. Januari 2015.
- [3] **G. Sachdeva, V. Jain, dan S.S Kachhwaha.** 2014. *Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants*. *World Academy of Science, Engineering and Technology*. Volume 8, No. 3.
- [4] **J. J. Fiori, C. U. S. Lima, and V. Silveira Junior.** 2012. *Theoretic-Experimental Evaluation of a Cascade Refrigeration System for Low Temperature Applications Using the Pair R22/R404a*. Universidade Estadual de Campinas: Belem, Para, Brasil. Volume 11, No. 1-2.
- [5] **S. Kakac, L. Hongtan, A. Pramuanjaroenkij.** 2012. *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design, Third Edition*. CRC Press: Boca Raton, Florida, United States of America.
- [6] **Incropera, DeWitt, Bergmann and Lavine.** 1990. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons Inc: Chicester, England.
- [7] **Ramadhani, Asep A.** 2015. *Studi Eksperimen Pengaruh Beban Pendinginan Pada Evaporator Low Stage Sistem Refrijerasi Cascade dengan Intermediate Plate Heat Exchanger*.