

Pengaruh Modifikasi *Heat Exchanger* Tipe *Concentric Tube* terhadap *Performance* Sistem Refrigerasi *Cascade*

Jhona Purnama Putra, Ary Bachtiar Khrisna Putra

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—Dalam beberapa bidang industri seperti pengawetan makanan, perminyakan, pengolahan bahan-bahan kimia dan pendinginan setempat (*spot cooling*) pada industri baja dibutuhkan kondisi ruangan yang sangat rendah berkisar antara -30°C hingga -60°C . Maka dari itu digunakanlah sistem refrigerasi cascade yang disusun atas dua stage yaitu high dan low. Dimana kedua stage ini digabungkan menjadi satu oleh sebuah *heat exchanger* yang melakukan perpindahan kalor dari kondensor low stage menuju evaporator high stage. pada penelitian terdahulu alat penukar panas yang digunakan yaitu alat penukar panas tipe *concentric tube* masih menunjukkan performa yang belum baik kepada sistem refrigerasi cascade. Penelitian dilakukan dengan memodifikasi alat penukar panas dan menganalisa performa sistem setelah dilakukannya modifikasi penambahan panjang pada alat penukar panas, dengan fluida kerja refrigeran *Musicool-22* di High Stage dan *R-404A* di Low Stage. Setelah perancangan alat selesai, dilakukan eksperimen pada sistem tersebut dengan variasi beban pendinginan menggunakan electric heater di evaporator Low Stage sebesar 0 (tanpa beban), 6, 16, 40, 60, dan 98 Watt.. Hasil dari studi eksperimen ini menunjukkan nilai-nilai optimum yang didapatkan yaitu pada pembebanan 60 Watt dengan $Q_{\text{evap}} = 0,599$ kW, COP cascade = 0,968 dan temperatur di dalam cooling box sebesar $-30,1^{\circ}\text{C}$ serta nilai-nilai maksimum dari performa sistem refrigerasi cascade pada beban 98 Watt yaitu kapasitas pendinginan maksimum pada sistem Low Stage adalah 0,60654 kW, kerja maksimum kompresor pada sistem High Stage 0,1711 kW dan Low Stage 0,4432 kW, nilai COP cascade maksimum 0,9969, efek refrigerasi maksimum pada Low Stage 137,85 kJ/kg, HRR maksimum pada Low Stage 1,731. Kemudian diperoleh nilai effectiveness cascade heat exchanger tertinggi 0,922 dan terendah 0,912 serta nilai NTU tertinggi 7,1800 dan terendah 6,4121.

Kata kunci—MC-22, R-404A, pengaruh modifikasi *heat exchanger* tipe konsentrik terhadap performa sistem refrigerasi cascade.

I. PENDAHULUAN

Refrigerasi merupakan proses penyerapan kalor dari ruangan bertemperatur, dan memindahkan kalor tersebut ke suatu medium tertentu yang memiliki temperatur lebih rendah serta menjaga kondisi tersebut sesuai dengan yang dibutuhkan.

Pada umumnya efek refrigerasi ini dimanfaatkan untuk mengkondisikan keadaan udara suatu ruangan. Kondisi yang ada dimanfaatkan untuk menunjang kenyamanan para pekerja di suatu ruang perkantoran dan industri ataupun dimanfaatkan untuk mendukung dan menjaga kualitas hasil produksi.

Dalam beberapa bidang industri seperti pengawetan

makanan, perminyakan, pengolahan bahan-bahan kimia dan pendinginan setempat (*spot cooling*) pada industri baja dibutuhkan kondisi ruangan yang sangat rendah berkisar antara -30°C hingga -60°C .

Kisaran temperatur yang sangat rendah itu dapat dipenuhi oleh sistem refrigerasi satu tingkat yang menggunakan satu kompresor, sistem bertekanan banyak menggunakan lebih dari satu kompresor seperti yang terdapat pada sistem refrigerasi bertingkat (*multistage*) dan kombinasi dua atau lebih sistem refrigerasi tunggal (*cascade*) dimana satu sistem sebagai *high-stage* (HS) dan lainnya sebagai *low-stage* (LS). Namun peningkatan performa unjuk kerja (COP) dan penghematan daya menjadi faktor seleksi bagi penerapannya dalam industri. Diantara ketiganya, sistem refrigerasi *cascade* merupakan cara yang terbaik untuk mendapatkan penghematan daya dan COP. Pada industri besar penghematan daya juga seringkali akan menentukan biaya peralatan ekstra.

Sebagai solusi untuk menghasilkan kondisi bertemperatur rendah dan hemat daya, keunggulan sistem refrigerasi *cascade* masih dapat diperbesar. Salah satunya dengan menggunakan refrigeran alternatif yang dapat digunakan untuk memperoleh temperatur evaporasi yang sangat rendah (-50°C), ramah lingkungan, dan menghasilkan nilai COP tinggi.

Pemilihan refrigeran hidrokarbon *Musicool-22* adalah salah satu alternatif untuk menggantikan refrigeran R-22 karena hidrokarbon selain rendah terhadap ODP (*Ozone Depletion Potentials*) juga rendah terhadap GWP (*Global Warming Potentials*). Pada pemilihan refrigeran kali ini didasarkan dari karakteristik yang dimiliki tiap refrigeran, pada sistem *High stage* digunakan *Musicool-22* karena memiliki titik didih tinggi sehingga bagus digunakan pada sistem tekanan yang tinggi. Sedangkan untuk R-404A memiliki titik didih yang rendah sehingga bagus digunakan pada sistem tekanan rendah yang bisa menghasilkan temperatur evaporasi sangat rendah.

Penelitian sebelumnya telah dilakukan oleh Arrad Ghani 2012 menggunakan refrigeran hidrokarbon *Musicool-22* di *High stage* dan R-404A di *Low stage* dengan menggunakan *concentric tube heat exchanger*. Penelitian tersebut dilakukan dengan memvariasikan beban pendinginan di evaporator *Low stage* sehingga didapatkan temperatur di evaporator terendah sebesar $-35,8^{\circ}\text{C}$. Temperatur evaporator *low stage* bisa di rendahkan lagi dengan cara mengoptimalkan kerja dari alat penukar panas yang terpasang pada sistem refrigerasi cascade. Hal ini tentunya

akan terlihat bahwa kerja kompresor menjadi naik ini disebabkan karena *heat exchanger* yang belum bekerja maksimal.

Pada penelitian kali ini penulis akan menggunakan refrigeran hidrokarbon *Musicool-22* di *High stage* dan *R-404A* di *Low stage* dengan variasi beban pendinginan menggunakan *electric heater* pada evaporator *Low stage*. Penelitian ini akan dilakukan modifikasi pada *heat exchanger*, dimana akan dilakukan modifikasi penambahan panjang pada alat penukar panas untuk menghasilkan performa sistem refrigerasi cascade lebih baik. Dari hal tersebut diharapkan dengan penambahan panjang pada *heat exchanger*, sistem refrigerasi *cascade* mampu menghasilkan temperatur yang lebih rendah serta meningkatkan efisiensi dengan mengurangi besarnya pemakaian daya pada kompresor.

II TINJAUAN PUSTAKA

A. Sistem Refrigerasi Cascade

Sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua sistem refrigerasi siklus tunggal yang digabungkan oleh *cascade heat exchanger*. Sistem pertama disebut *high-stage* dan sistem kedua disebut *low-stage*. Pada prinsipnya efek refrigerasi yang dihasilkan oleh evaporator *high-stage* dimanfaatkan untuk menyerap kalor yang dilepas oleh kondenser *low-stage* sehingga didapatkan temperatur yang sangat rendah pada evaporator *low-stage*.

Perhitungan laju aliran massa untuk sistem *High Stage* didasarkan pada kesetimbangan energi pada kondenser *High Stage* yaitu dengan membagi besarnya panas yang diserap udara beserta rugi-ruginya yang digunakan untuk mendinginkan kondenser dengan selisih entalpi masuk dan keluar kondenser *High Stage* seperti perumusan (1) berdasarkan gambar 2 sebagai berikut:

$$\dot{m}_{ref_HS} = \frac{Q_{udara} + Q_{konv}}{(h_6 - h_7)} \tag{1}$$

Sedangkan untuk menghitung besarnya laju aliran massa pada sistem *Low Stage* didasarkan pada kesetimbangan energi pada *cascade heat exchanger* seperti perumusan (2) berdasarkan gambar 3 sebagai berikut:

$$\dot{m}_{ref_LS} = \frac{\dot{m}_{ref_HS} \times (h_6 - h_{i7})}{(h_2 - h_3)} \tag{2}$$

Untuk mengetahui performa dari alat sistem refrigerasi digunakan beberapa rumusan sebagai berikut:

1. Kerja Kompresor:

$$\dot{W}_{ref} = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \tag{3}$$

2. Kalor yang dilepas kondenser:

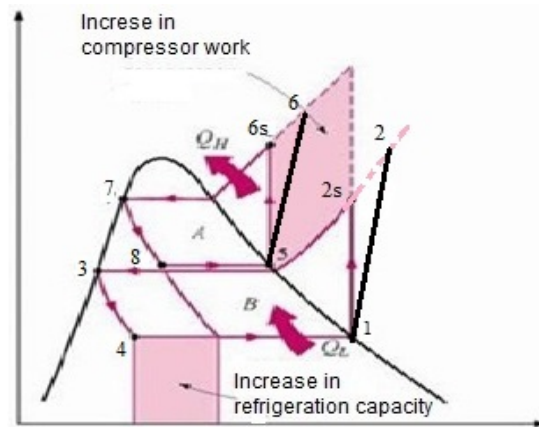
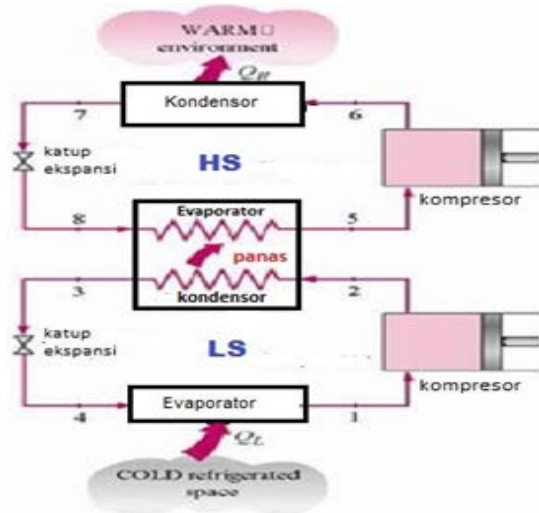
$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_{in_cond} - h_{out_cond}) \tag{4}$$

3. Kapasitas pendinginan:

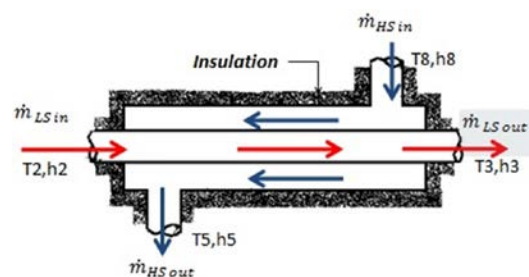
$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_{out_evap} - h_{in_evap}) \tag{5}$$

4. COP cascade:

$$COP_{cascade} = \frac{Q_{e_LS}}{(W_{ref_HS} - W_{ref_LS})} \tag{6}$$



Gambar 1. Siklus refrigerasi cascade dan T-S diagram



Gambar 2. Concentric Tube Heat Exchanger dengan Counter Flow

5. Heat Rejection Ratio (HRR):

$$HRR = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_e} = \frac{\dot{m}(h_{in_cond} - h_{out_cond})}{\dot{m}(h_{out_evap} - h_{in_evap})} \times 100\% \tag{7}$$

B. Heat Exchanger

Alat penukar panas atau *Heat Exchanger* (HE) adalah alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari sistem yang satu ke sistem lain tanpa perpindahan massa. Penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Pada eksperimen kali ini akan digunakan *concentric tube heat exchanger* sebagai *cascade* dengan aliran *counter flow*. Gambar 2 adalah gambar *concentric tube heat exchanger* dengan aliran *counter*.

Untuk mengevaluasi kinerja *heat exchanger* tipe *concentric tube* digunakan metode *Number of Transfer*

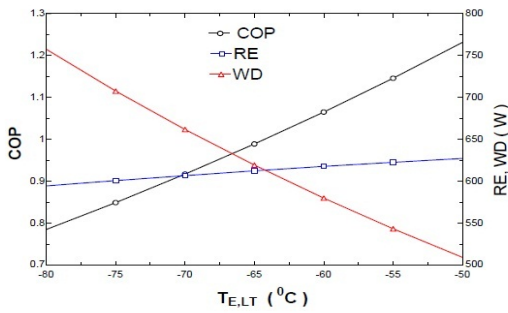


Fig.3 Effect of low temperature stage evaporator temperature on COP, RE and WD

Gambar 3 variasi dari COP, RE and WD pada low temperature circuit evaporator temperature (TE,LT)

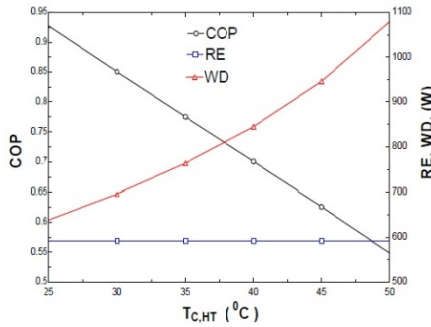


Fig.4 Effect of high temperature (HT) stage condensing temperature

Gambar 4 pengaruh kenaikan temperatur kondensor pada high stage terhadap COP, RE dan WD

Units (NTU). Untuk mengetahui kinerja *heat exchanger* maka dapat digunakan *effectiveness*. Untuk mencari hal tersebut maka harus diketahui nilai perpindahan kalor maksimum (q_{max}) dari *heat exchanger* [2].

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (8)$$

Untuk nilai NTU pada *heat exchanger* tipe *concentric tube* dengan jenis aliran *counter* dapat digunakan perumusan sebagai berikut :

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right) \text{ untuk } (C_r < 1) \quad (9)$$

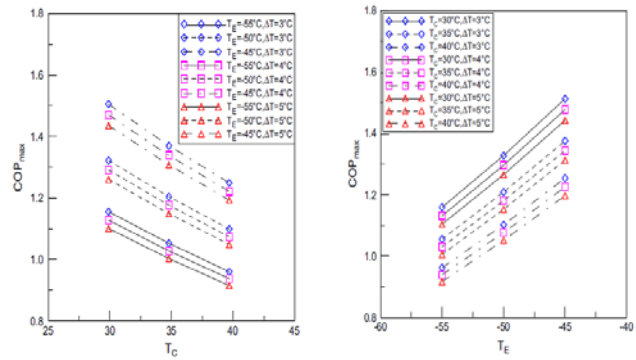
C. Penelitian Terdahulu

A. D. Parekh and P. R. Tailor (2012), melakukan studi untuk menganalisa pengoptimalan sistem pendinginan cascade dengan penggunaan refrigeran yang ramah lingkungan, dia menggunakan refrigeran R507A dan R23 .

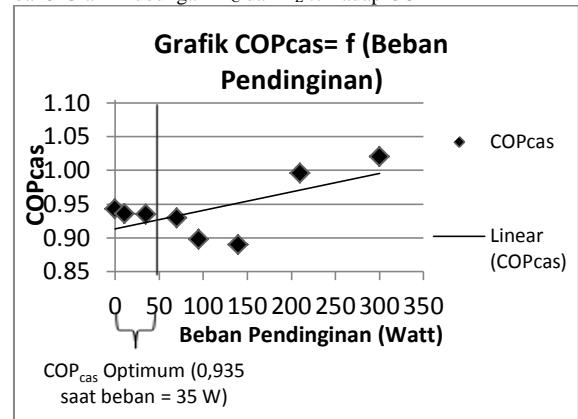
Dari penelitian tersebut dapat dihasilkan pada Gambar 3. Dari gambar 3 COP dari sistem meningkat seiring dengan penurunan pada pressure ratio pada low temperature circuit dengan naiknya evaporator temperature. Hasil ini memperlihatkan penurunan total compressor work pada sistem dan naiknya system refrigerating effect.

Gambar 4 menggambarkan kenaikan pada temperatur kondensor mengakibatkan naiknya kerja kompresor pada high-stage .Pada grafik juga dapat dilihat bahwa semakin dingin temperatur kondensor maka COP akan semakin meningkat.

Tzong-Shing Lee (2006), melakukan eksperimen dengan mempelajari hubungan maximum coefficient of performance COPmax untuk CO2/NH3 cascade



Gambar 5 Grafik hubungan TC dan TE terhadap COP



Gambar 6 Grafik beban pendinginan terhadap COPcas

refrigeration systems terhadap condensing temperature TC, evaporating temperature TE, dan perbedaan temperatur pada cascade-condenser. Hasil dari eksperimen ini digambarkan dalam grafik sebagai berikut.

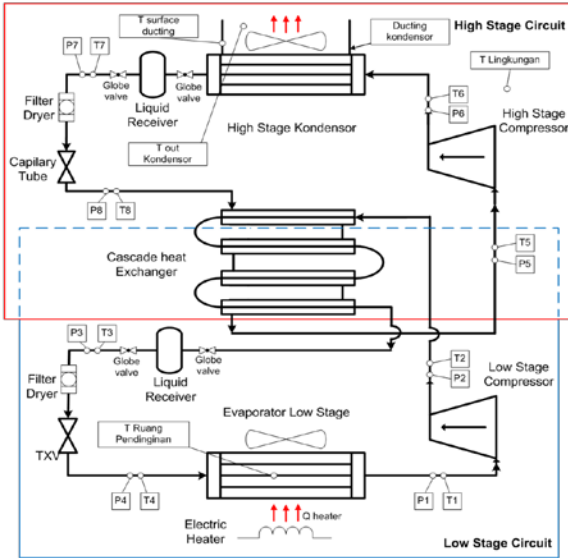
Dari gambar 5 menunjukkan tren grafik yang turun, semakin tinggi temperatur kondensor semakin turun nilai COP. Berbeda dengan grafik Te vs COP menunjukkan tren grafik yang naik, semakin tinggi temperatur evaporator semakin tinggi pula COP.

Arrad Ghani S (2012), melakukan penelitian lain tentang sistem refrigerasi cascade juga dilakukan Arrad ghani yang melakukan studi eksperimental sistem pendingin cascade dengan menggunakan refrigeran hidrokarbon *Musicool-22* di *High Stage* dan R-404A di *Low stage* dan menggunakan *concentric tube heat exchanger* sebagai cascadenya. Arrad melakukan variasi beban pendinginan di evaporator *Low stage* dengan menggunakan heater sebesar 0 (tanpa beban), 11, 35, 70, 95, 140, 210, dan 300 Watt. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan beberapa macam grafik, diantaranya adalah grafik pengaruh beban pendinginan terhadap COP sistem sebagaimana gambar 6.

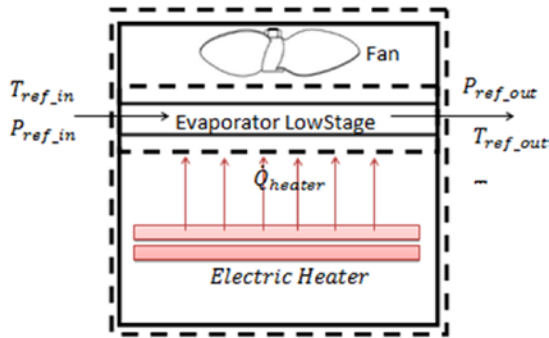
Dari gambar 2.25 grafik COP cascade tersebut dapat dilihat nilai COP mempunyai trend yang naik seiring dengan naiknya beban pendinginan di evaporator *Low stage*. Dari grafik terlihat bahwa nilai COP cascade terendah adalah 0,889 pada saat pembebanan 140 Watt dan nilai COP cascade tertinggi adalah 1,020 pada saat pembebanan tertinggi yaitu 300 Watt. Nilai COP cascade yang diperoleh juga kecil tidak seperti nilai COP alat refrigerasi lainnya yang bernilai antara 2 sampai 4. Kecilnya nilai COP cascade ini disebabkan karena kapasitas pendinginan pada evaporator *Low stage* dibagi dengan total kerja kompresor pada kedua sistem sehingga nilainya pasti lebih kecil jika dibandingkan dengan alat refrigerasi pada umumnya.

III. METODOLOGI PENELITIAN

A. Skema Sistem Refrigerasi Cascade Yang digunakan



Gambar 7. Skema Alat Uji Sistem refrigerasi Cascade



Gambar 8. Rancangan Percobaan

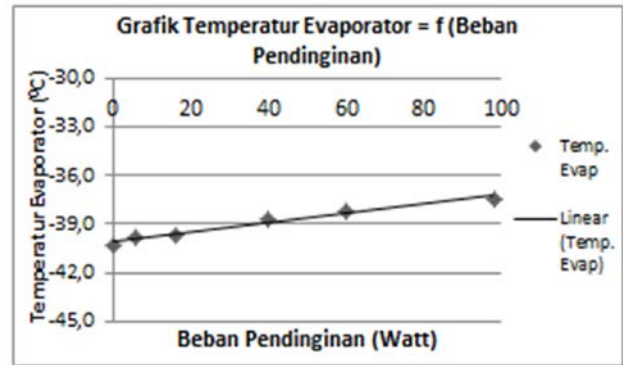
B. Rancangan Percobaan

Gambar 8 adalah gambar rancangan percobaan yang akan dilakukan di evaporator Low Stage.

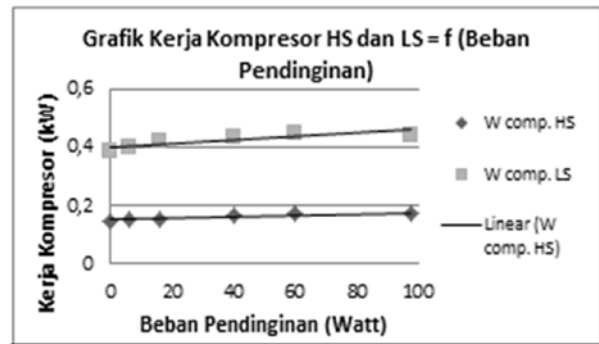
Dilakukan dengan memvariasikan beban pendinginan berupa electric heater yang akan mengeluarkan panas ke evaporator Low Stage. Pada Gambar 8 dapat dilihat bahwa Q_{heater} yang terdapat di bawah evaporator Low Stage akan memberikan panas agar diserap oleh evaporator Low Stage. Panas ini berfungsi sebagai beban pendinginan di dalam kabin. Terdapat 6 variasi beban pendinginan yaitu tanpa beban electric heater (0 Watt), 6, 16, 40, 60, dan 98 Watt yang diatur dengan menggunakan voltage regulator. Data yang diambil dari percobaan ini adalah berupa temperatur dan tekanan pada setiap titik pengujian seperti terlihat pada gambar serta untuk tinjauan utama adalah titik masuk dan keluar evaporator serta temperatur di dalam kabin saat dilakukan pembebanan. Dari data temperatur tersebut nantinya akan dicari nilai entalpi yang akan digunakan untuk menghitung nilai Q_{evap} dengan perumusan (5). Nilai dari Q_{evap} ini juga akan digunakan untuk menghitung besarnya COP dari sistem dengan variasi beban pendinginan di evaporator Low Stage seperti perumusan (6). Pada percobaan ini pengaruh pembebanan dari luar kabin (cooling box) diabaikan dan dianggap konstan.

C. Pengujian

Pengujian pada sistem refrigerasi cascade ini



Gambar 9. Grafik Temperatur Evaporator LS = f (Beban Pendinginan).



Gambar 10. Grafik Kerja Kompresor HS dan LS = f (Beban Pendinginan)

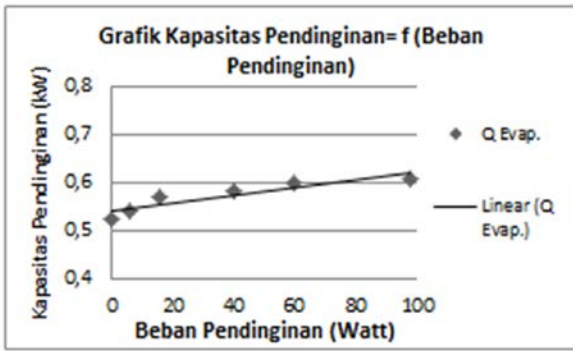
menggunakan refrigeran Musicool-22 di High Stage dan R-404A di Low Stage, dan memvariasikan beban pendinginan menggunakan electric heater yang diatur daya nya menggunakan voltage regulator serta menghidupkan fan kondensor dengan kecepatan maksimum. Pengambilan data dilakukan setelah sistem dalam kondisi steady state baik di sistem High Stage maupun Low Stage. Apabila temperatur di dalam sistem sudah menunjukkan kondisi yang konstan (steady) berarti semua panas yang dihasilkan oleh electric heater diserap secara keseluruhan oleh evaporator Low Stage. Untuk mengetahui nilai-nilai yang terbaik dari data yang diambil maka setelah sistem steady dilakukan pengambilan data 4 kali setiap 5 menit.

IV. HASIL ANALISA DATA

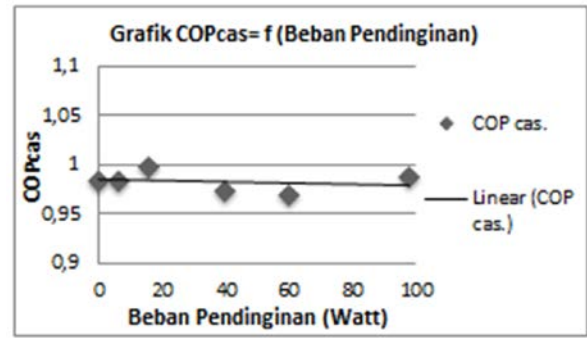
Untuk mengevaluasi sistem refrigerasi cascade ini digunakan persamaan pada bab bagian Tinjauan Pustaka dan diperoleh pada gambar 9.

Gambar 9 menunjukkan temperatur evaporator Low Stage sebagai fungsi dari beban pendinginan. Grafik tersebut mempunyai tren naik seiring dengan naiknya pembebanan pada evaporator Low Stage. Pada saat beban 0 Watt (tanpa beban), temperatur evaporator bernilai -40,3°C dan terus naik hingga temperatur evaporator bernilai -37,4°C pada saat beban yang paling besar yaitu 98 Watt.

Dari grafik tersebut dapat dikatakan bahwa naiknya temperatur evaporator dipengaruhi oleh temperatur di dalam kabin (cooling box) karena pembebanan dengan electric heater dilakukan di dalam cooling box. Dengan naiknya temperatur di dalam cooling box maka akan membuat kalor yang diserap oleh evaporator lebih banyak sehingga temperatur masuk dan keluar evaporator juga akan semakin



Gambar 11.1. Grafik Kapasitas Pendinginan = f (Beban Pendinginan)



Gambar 11.2. Grafik COP_{cas} = f (Beban Pendinginan)

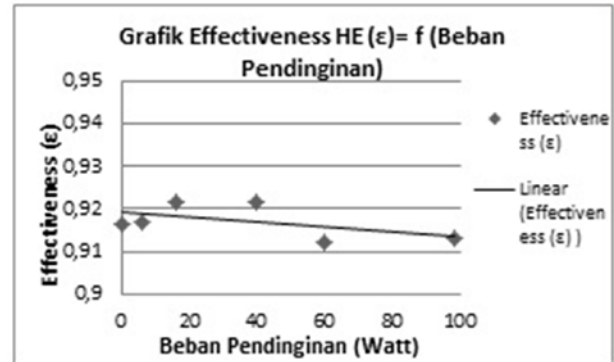
tinggi. Gambar 4.3 menunjukkan kerja kompresor pada sistem *Low Stage* dan pada sistem *High Stage*. Grafik tersebut menunjukkan tren grafik yang naik di antara ke dua sistem *Low Stage* dan *High Stage*, namun pada sistem *Low Stage* kenaikan kerja kompresinya lebih besar dibandingkan dengan kenaikan kerja kompresi pada sistem *High Stage*. Hal ini disebabkan karena laju aliran massa refrigeran pada sistem *Low Stage* lebih besar dibandingkan dengan sistem *High Stage* sehingga kerja kompresor yang dihasilkan juga lebih besar.

Naiknya kerja kompresi pada sisi *Low Stage* disebabkan karena semakin besar beban pendinginan yang diberikan pada evaporator *Low Stage* maka laju aliran massa refrigerannya juga akan mengalami kenaikan. Karena kerja kompresor merupakan hasil kali dari laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi *discharge* dan *suction* kompresor maka semakin besar *mass flow rate* nya, kerja kompresor juga akan mengalami peningkatan. Sedangkan untuk sistem *High Stage* juga mengalami kenaikan tapi tidak sebesar sistem *Low Stage* karena kenaikan laju aliran massa refrigerannya juga lebih kecil dan juga perubahan nilai entalpi nya kecil.

Gambar 11 menunjukkan grafik kapasitas pendinginan (Q_{evap}) *Low Stage* sebagai fungsi dari beban pendinginan. Grafik tersebut mempunyai tren naik seiring dengan besarnya pembebanan pada evaporator *Low Stage*. Pada saat tanpa beban maka Q_{evap} bernilai 0,5230 kW dan mengalami fluktuasi atau naik turun hingga beban pendinginan sebesar 98 Watt.

Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa naiknya beban pendinginan akan menjadikan temperatur keluaran evaporator *Low Stage* dalam kondisi *superheat*, karena kondisinya *superheat* maka delta *superheat* pada keluaran evaporator akan dijaga konstan melalui katup ekspansi TXV. Katup ini menjadi semakin terbuka sehingga menyebabkan laju aliran massa (*mass flow rate*) refrigerannya semakin besar. Karena nilai Q_{evap} itu merupakan selisih entalpi keluar dan masuk evaporator dikalikan laju aliran massa (*mass flow rate*) refrigeran dan naiknya temperatur akibat pembebanan juga menyebabkan perubahan nilai entalpi pada evaporator menjadi semakin besar, maka dapat dipastikan bahwa nilai Q_{evap} nya akan naik seiring dengan naiknya beban pendinginan.

Pada COP ketika dilakukan *trendline* ke dalam *linier* dilihat tidak ada perubahan yang tidak signifikan terlihat *trendline* yang cenderung datar. Hal ini dikarenakan peningkatan kapasitas pendinginan sebanding dengan perubahan daya total kedua kompresor.



Gambar 12.1. Grafik Effectiveness (ϵ) Cascade Heat Exchanger = f (Beban Pendinginan)

Dari gambar 4.12 terlihat bahwa grafik *Effectiveness* (ϵ) *cascade heat exchanger* memiliki tren yang agak turun bahkan bisa dikatakan datar/konstan dan setelah dilakukan *trendline* dengan *linier* seiring dengan naiknya beban pendinginan, ini diakibatkan karena kemampuan menukarkan panas pada *cascade heat exchanger* adalah konstan, sedangkan panas yang harus ditukar pada *heat exchanger* semakin meningkat seiring dengan peningkatan laju aliran massa refrigeran karena naiknya pembebanan.

Nilai *effectiveness cascade heat exchanger* akan semakin turun karena naiknya nilai q_{actual} tidak terlalu signifikan kecuali pada saat pembebanan 16 Watt hingga 40 Watt q_{actual} mengalami kenaikan. Sedangkan q_{maks} naik secara signifikan dibandingkan dengan kenaikan pada q_{actual} setiap kali beban dinaikkan. Kenaikkan nilai q_{maks} yang signifikan ini terjadi karena seiring dengan kenaikan laju aliran massa refrigeran, selisih temperatur T_{hi} dikurangi dengan T_{ci} lebih besar dibandingkan dengan selisih temperatur T_{hi} dikurangi dengan T_{ho} sehingga nilai q_{maks} nya akan semakin besar yang menyebabkan *effectiveness* semakin turun.

V. KESIMPULAN

Dari pengujian alat Sistem Refrigerasi *Cascade* dan pengolahan data yang telah dilakukan, maka penulis memperoleh beberapa kesimpulan diantaranya yaitu, nilai optimum untuk proses *spot cooling* yaitu pada pembebanan 60 Watt dengan $Q_{evap} = 0,599$ kW, COP cascade = 0,968 dan temperatur di dalam cooling box sebesar $-30,1^{\circ}\text{C}$. Dengan melakukan variasi beban pendinginan di evaporator *Low Stage* akan diperoleh nilai-nilai maksimum dari performa sistem refrigerasi *cascade* pada variasi beban tertinggi yaitu 98 Watt sebayaitu. Kapasitas pendinginan max pada sistem *Low Stage* adalah 0,60654 kW, Kerja maksimum kompresor pada sistem *High Stage* adalah 0,1711 kW, Kerja

maksimum kompresor pada sistem *Low Stage* adalah 0,4432 kW, Besarnya COP *cascade* maksimum adalah 0,9969, Efek refrigerasi maksimum pada *Low Stage* adalah 137,85 kJ/kg, Nilai HRR maksimum pada *Low Stage* adalah 1,731. Nilai *Effectiveness* dari *Concentric Tube Heat Exchanger* yang digunakan cenderung menurun walaupun terlihat konstan seiring dengan naiknya beban pendinginan. Nilai tertinggi adalah 0,922 pada saat beban 40 Watt dan nilai terendah adalah 0,912 pada saat beban pendinginan 60 Watt. Untuk nilai NTU mengalami penurunan juga dengan nilai tertinggi 6,797 pada saat tanpa beban dan 6,412 pada saat beban 60Watt.

[7] [7] Tzong-Shing Lee, Cheng-Hao Liu, & Tung-Wei Chen. (2006). Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems.

NOMENKLATUR

- m_{ref_HS} Laju aliran massa refrigeran di High Stage (kg/s)
- m_{ref_LS} Laju aliran massa refrigeran di Low Stage (kg/s)
- m_{ud} Laju aliran massa udara (kg/s)
- T_{ud_in} Temperatur udara masuk kondensor (°C)
- T_{ud_out} Temperatur udara keluar kondensor (°C)
- T_s Temperatur permukaan ducting kondensor (°C)
- ρ_{ud_in} Massa jenis udara masuk kondensor (kg/m³)
- ρ_{ud_out} Massa jenis udara keluar kondensor (kg/m³)
- C_{pud_in} Kalor spesifik udara masuk kondensor (kJ/kg.K)
- C_{pud_out} Kalor spesifik udara keluar kondensor (kJ/kg.K)
- v_{ud} Kecepatan udara melewati kondensor (m/s)
- h Entalpi refrigeran (kJ/kg)
- A_{duct} Luas penampang ducting kondensor HS (m²)
- L_{duct} Panjang ducting kondensor HS (m)
- D_{duct} Diameter ducting kondensor (m)
- $COP_{cascade}$ Coefficient Of Performance cascade
- HRR Rasio pelepasan kalor
- W_{ref} Kerja kompresor (kW)
- Q_c Kalor dilepas kondensor (kW)
- Q_e Kalor diserap evaporator (kW)
- C_c Kapasitas panas fluida dingin (kJ/s.K)
- C_h Kapasitas panas fluida panas (kJ/s.K)
- C_{min} Kapasitas panas minimum (kJ/s.K)
- Cr Rasio perbandingan C_{min}/C_{max}
- ε Effectiveness

DAFTAR PUSTAKA

- [1] [1] A.D. Parekh & P. R. Tailor. (2012). Thermodynamic Analysis of R507A-R23 Cascade Refrigeration System. International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering.
- [2] [2] Arrad Ghani Safitri, 2012, "Studi Variasi Beban Pendinginan di Evaporator Low Stage Pada Sistem Refregerasi Cascade Menggunakan Heat Exchanger Tipe Concentric Tube Dengan Fluida Kerja Refrigerant Musicool-22 di High Stage dan R4040A di Low stage", Surabaya, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [3] [3] Moran, M.J and Howard N. Shapiro, 2000, "Fundamental of Engineering Thermodynamics". John Wiley & Sons Inc. Chicester.
- [4] [4] P.Incropera, Frank.,P.Dewitt, David.,L.Bergman, Theodore.,S.Lavine, Adrienne.,2007,"Fundamental of Heat and Mass Transfer Sixth Edition",Asia, John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- [5] [5] Pyasi, Devanshu and R.C. Gupta, 2011, "Performance analysis of 404a/508b Cascade Refrigeration cycle for low temperature", India, Jabalpur Engineering College.
- [6] [6] Stoecker, Wilbert F., and Jones, Jerold W.,1982, "Refrigerasi dan Pengkondisian Udara edisi kedua". Jakarta, Indonesia, Erlangga.