

Studi Variasi Beban Pendinginan Di Evaporator *Low Stage* Sistem Refrigerasi *Cascade* Menggunakan *Heat Exchanger* Tipe *Concentric Tube* Dengan Fluida Kerja Refrigeran Musicool-22 Di *High Stage* Dan R-404a Di *Low Stage*

Arrad Ghani Safitra, 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— Salah satu aplikasi dalam refrigerasi makanan adalah pembekuan daging dalam cold storage. Dimana temperaturnya dijaga konstan dalam standar tertentu untuk mempertahankan kesegaran, memperpanjang masa simpan dan memberikan tekstur daging yang lebih baik. Penggunaan refrigeran Musicool-22 dan R-404A dengan compact heat exchanger pada sistem refrigerasi cascade masih kurang bagus. Sebagai solusi maka akan digunakan sistem refrigerasi cascade dengan refrigeran yang sama dan menggunakan concentric tube sebagai heat exchanger. Penelitian dilakukan dengan merancang alat sistem refrigerasi cascade dengan refrigeran Musicool-22 di High Stage dan R-404A di Low Stage. Kemudian dilakukan eksperimen pada sistem tersebut dengan variasi beban pendinginan di evaporator Low Stage menggunakan electric heater. Variasi mulai dari 0 (tanpa beban), 11, 35, 70, 95, 140, 210, dan 300 Watt. Hasil dari studi eksperimen ini menunjukkan nilai-nilai optimum untuk proses pembekuan daging yaitu pada pembebanan 35 Watt dengan $Q_{\text{evap}} = 0,327$ kW, $\text{COP}_{\text{cas}} = 0,935$ dan temperatur di dalam cooling box sebesar $-26,2^{\circ}\text{C}$. Pada beban 300 Wat diperoleh kapasitas pendinginan maksimum pada sistem Low Stage sebesar 0,622 kW. Kerja maksimum kompresor pada sistem High Stage 0,148 kW dan Low Stage 0,461 kW, nilai COP cascade maksimum 1,020, efek refrigerasi maksimum pada Low Stage 135,865 kJ/kg, HRR maksimum pada Low Stage 1,742 Kemudian diperoleh nilai effectiveness cascade heat exchanger tertinggi 0,93 dan terendah 0,89 serta nilai NTU tertinggi 7,06 dan terendah 4,76 pada saat beban 300Watt.

Kata Kunci— variasi beban pendinginan, electric heater, concentric tube heat exchanger, COP cascade, effectiveness cascade heat exchanger

I. PENDAHULUAN

Daging dikenal sebagai bahan makanan yang mudah rusak (*perishable food*) dan bahan makanan yang memiliki potensi mengandung bahaya (*potentially hazardous foods*) atau PHF. Pendinginan daging dilakukan untuk menurunkan suhu karkas/daging menjadi di bawah $+7^{\circ}\text{C}$ dan di atas titik beku daging ($-1,5^{\circ}\text{C}$) dengan tujuan untuk mempertahankan kesegaran daging, memperpanjang masa simpan daging, memberikan bentuk atau tekstur daging yang lebih baik, dan mengurangi kehilangan bobot daging. Dengan pendinginan, maka pertumbuhan mikroorganisme yang terdapat pada daging akan dihambat,

serta aktivitas enzim-enzim dalam daging dan reaksi-reaksi kimia juga akan dihambat. Untuk lebih memperpanjang masa simpan daging maka daging harus dibekukan pada cold storage, pembekuan daging diperoleh dengan menurunkan suhu daging di bawah titik beku daging ($< -1,5^{\circ}\text{C}$). Pembekuan bertujuan untuk memperpanjang masa simpan daging tanpa mengubah susunan kimiawi daging. Saat ini pembekuan daging sapi diperoleh dengan membekukan daging pada suhu udara -25°C sampai -45°C .

Sebagai solusi dari permasalahan tersebut maka digunakan sistem refrigerasi *cascade* yang dapat digunakan untuk aplikasi temperatur sangat rendah. Sistem refrigerasi *cascade* minimal terdiri dari dua sistem refrigerasi tunggal. Dua sistem refrigerasi tunggal ini dihubungkan oleh penukar kalor *cascade* di mana kalor yang dilepaskan kondensor di sirkuit temperatur rendah diserap oleh evaporator dari sirkuit temperatur tinggi.

Penelitian sebelumnya telah dilakukan oleh [1] menggunakan refrigeran hidrokarbon Musicool-22 di High Stage dan R-404A di Low Stage dengan menggunakan compact heat exchanger yang sebagai cascade nya. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan beban pendinginan di evaporator Low Stage sehingga didapatkan temperatur di evaporator terendah sebesar $-21,3^{\circ}\text{C}$. Pada penelitian tersebut, cascade heat exchanger menggunakan dua buah heat exchanger tipe compact yang digabungkan menjadi satu dan diberi fan tambahan untuk membantu proses pertukaran panas.

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 di evaporator Low Stage. Penelitian ini menggunakan concentric tube heat exchanger sebagai cascade nya sebagai pengganti dari compact heat exchanger yang digabungkan pada penelitian sebelumnya. Pada penelitian sebelumnya penggunaan dua buah heat exchanger tipe compact yang digabungkan dan diberi fan tambahan sebagai cascade mempunyai beberapa kekurangan. Kekurangannya adalah dibutuhkan daya listrik tambahan untuk menghidupkan fan sebagai alat untuk membantu proses pertukaran panas, kemudian kekurangan yang lain

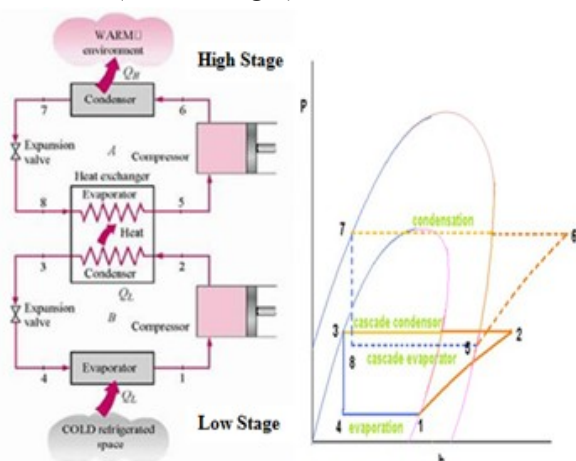
adalah pada *heat exchanger* yang dibuat perpindahan panasnya kurang efektif karena ukuran kedua *compact heat exchanger* tersebut berbeda baik panjang, lebar maupun tebal dan jumlah *tube* nya. Pemilihan refrigeran hidrokarbon *Musicool-22* adalah salah satu alternatif untuk menggantikan refrigeran R-22 karena hidrokarbon selain rendah terhadap ODP (*Ozone Depletion Potentials*) juga rendah terhadap GWP (*Global Warming Potentials*).

Pengujian menggunakan variasi pembebanan di evaporator *Low Stage* pada sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan refrigeran *Musicool-22* pada *High Stage* dan R-404A pada *Low Stage* diketahui memiliki efisiensi energi dan kapasitas pendinginan yang lebih baik daripada menggunakan refrigeran R-22 pada *High Stage* dan R-404A pada *Low Stage*. Hal tersebut dapat diketahui dengan melihat performa melalui perhitungan COP nya. Penggunaan *heat exchanger* tipe *compact* sebagai *cascade* hanya mampu mencapai temperatur evaporasi yang rendah sebesar $-21,3^{\circ}\text{C}$ [2]. Oleh karena itu untuk mencapai temperatur -25°C s/d -45°C maka pada penelitian kali ini akan menggunakan *heat exchanger* tipe *concentric tube* dengan aliran *counter* yang diisolasi di sepanjang pipa pada sistem refrigerasi *cascade* dengan pengaruh variasi beban pendinginan di evaporator *Low Stage*.

II. TINJAUAN PUSTAKA

A. Sistem Refrigerasi Cascade

Di industri dibutuhkan kondisi refrigerasi dengan temperatur yang cukup rendah dan sekaligus dalam rentang temperatur yang lebar. Rentang temperatur yang lebar berarti bahwa sistem refrigerasi harus bisa beroperasi dalam beda tekanan yang besar dimana hal ini hanya bisa dipenuhi apabila tingkat refrigerasi dibuat lebih dari satu tingkat. Di sini prinsipnya adalah menggabungkan dua buah siklus kompresi uap di mana kondenser dari siklus dengan tekanan kerja lebih rendah akan membuang panas ke evaporator dari siklus dengan tekanan kerja lebih tinggi dalam sebuah alat penukar kalor (*heat exchanger*).

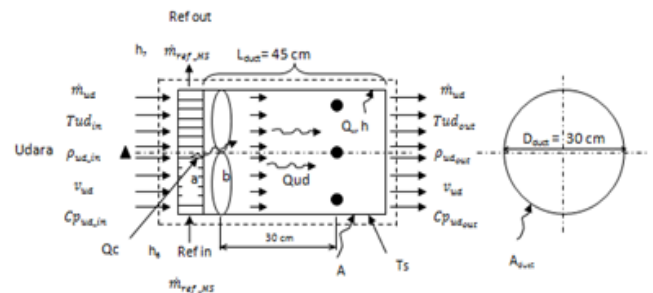


Gambar. 1. Sistem Refrigerasi *Cascade* dan Diagram Entalpi *Cascade*

Seperti yang terlihat pada gambar 1 diatas, sistem refrigerasi *cascade* terdiri dari dua sistem refrigerasi siklus tunggal. Sistem tunggal yang pertama disebut dengan sistem *High Stage* dan sistem tunggal yang kedua disebut dengan sistem *Low Stage*. Pada prinsipnya efek refrigerasi yang

dihasilkan oleh evaporator *High Stage* dimanfaatkan untuk menyerap kalor yang dilepas oleh kondensator *Low Stage* sehingga didapatkan temperatur yang sangat rendah pada evaporator *Low Stage*. Secara teoritis sistem refrigerasi *cascade* menjanjikan keunggulan dalam hal penghematan kebutuhan daya kompresor sekaligus meningkatkan kapasitas refrigerasi apabila dibandingkan dengan sistem pendinginan tunggal yang ada.

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

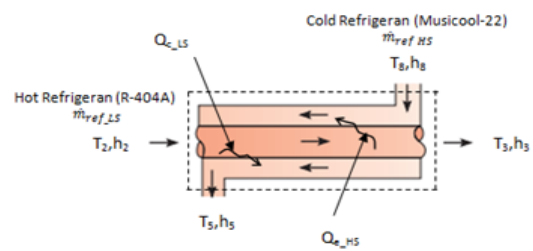


Gambar. 2. Titik -titik Pengambilan Data Pada Kondensator *High Stage* untuk menghitung Laju Aliran Massa Refrigeran di *High Stage*

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

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:

$$\dot{m}_{ref_LS} = \frac{\dot{m}_{ref_LS} \times (h_6 - h_{17})}{(h_2 - h_3)} \tag{2}$$



Gambar. 3. Titik-titik Pengambilan Data Pada *Cascade Heat Exchanger* untuk menghitung Laju Aliran Massa Refrigeran Di *Low Stage*

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 kondensator:

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

3. Kapasitas pendinginan:

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

4. COP cascade:

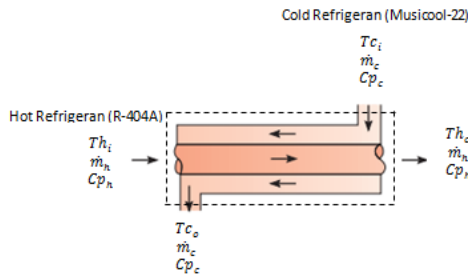
$$COP_{cascade} = \frac{Q_{e_LS}}{(W_{ref_HS} - W_{ref_LS})} \quad (6)$$

5. Heat Rejection Ratio (HRR):

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

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*. Berikut ini adalah gambar *concentric tube heat exchanger* dengan aliran *counter* [3]:



Gambar 4. Concentric Tube Heat Exchanger dengan Counter Flow

Untuk mengevaluasi kinerja *heat exchanger* tipe *concentric tube* digunakan metode *Number of Transfer 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* [3].

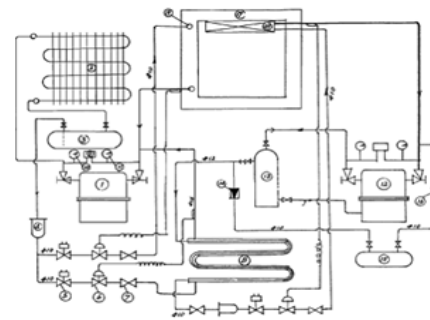
$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (8)$$

Untuk nilai NTU pada *heat exchanger* tipe *concentric tube* dengan jenis aliran *counter* dapat digunakan perumusan sebagai berikut [3]:

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

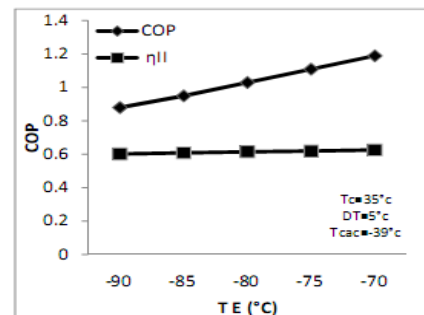
C. Penelitian Terdahulu

Penelitian terdahulu tentang sistem refrigerasi *cascade* telah dilakukan oleh [4] dengan menggunakan Refrigeran-22 di *High Stage* dan Refrigeran R-13 di *Low Stage*. Sistem refrigerasi tersebut menggunakan *concentric tube heat exchanger* sebagai *cascade*. Refrigeran R-22 dapat dioperasikan sendiri ataupun bersamaan dengan refrigeran R-13. Dengan demikian sistem refrigerasi *cascade* ini dapat mencapai temperatur evaporasi yang digunakan untuk mendinginkan yaitu -65°C dan -20°C . Skema sistem refrigerasi yang dibuat dapat dilihat seperti gambar 5 berikut ini.



Gambar 5. Schematic drawing of refrigeration system

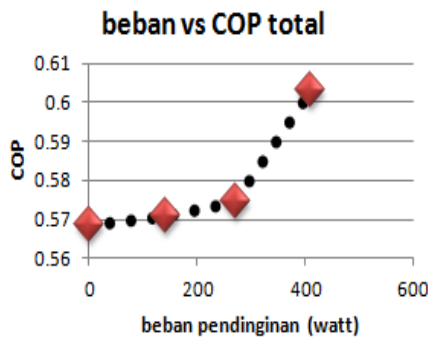
Penelitian oleh [5] tentang analisa performansi dari mesin refrigerasi *cascade* dengan refrigeran HFC Refrigeran seperti R-404A dan R508B. Analisa yang dilakukan terdiri dari tiga parameter dasar seperti Temperatur evaporator (T_e), Temperatur kondensor (T_c), dan Perbedaan temperatur pada *cascade* kondensor (ΔT). Parameter tersebut divariasikan dengan parameter lain yang dijaga konstan dan mencari akibat dari variasi tersebut terhadap COP, *Exergetic Efficiency*, dan Laju aliran refrigeran. Dari hasil percobaan tersebut, didapatkan grafik pengaruh variasi temperatur evaporator (T_e) di *Low Stage* dan menjaga parameter lain konstan terhadap COP dan *Exergetic Efficiency* sistem seperti gambar grafik berikut ini.



Gambar 6. Pengaruh temperatur evaporator *Low Stage* terhadap COP

Dari gambar 6 tersebut dapat diketahui hubungan antara perubahan temperatur evaporator *Low Stage* terhadap COP (*Coeffisien Of Performance*) dan *Exergetic Efficiency* dari sistem refrigerasi *cascade* yang digunakan oleh Devanshu. Dari grafik dapat diketahui semakin besar temperatur evaporator (T_e) pada *Low Stage*, maka COP dari sistem refrigerasi tersebut akan naik, itu artinya performansi dari sistem refrigerasi tersebut semakin bagus. Selain COP yang semakin besar, *Exergetic Efficiency* juga mengalami peningkatan meskipun sangat kecil seiring dengan naiknya temperatur evaporator (T_e).

Penelitian lain tentang sistem refrigerasi *cascade* juga dilakukan oleh [1] yang melakukan studi eksperimental sistem pendingin *cascade* dengan menggunakan refrigeran hidrokarbon *Musicool-22* di *High Stage* dan R-404A di *Low Stage* dan menggunakan *compact heat exchanger* sebagai *cascade*. Hanif melakukan variasi beban pendinginan di evaporator *Low Stage* dengan menggunakan *heater* sebesar 0, 140, 270, 410 Watt. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan beberapa macam grafik, diantaranya adalah grafik pengaruh beban pendinginan terhadap COP sistem sebagaimana gambar berikut ini.

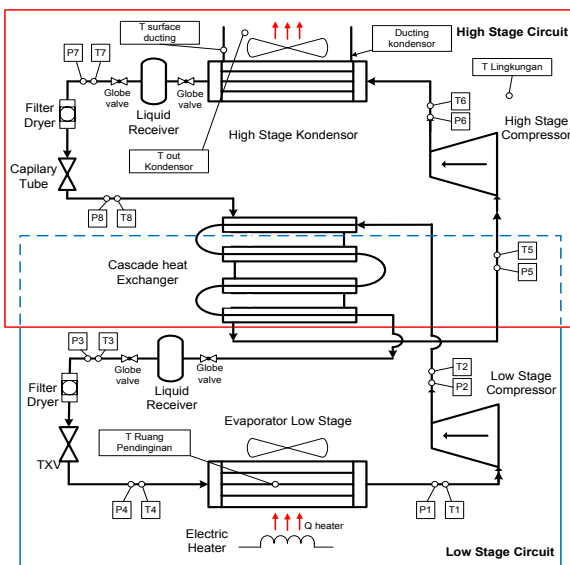


Gambar 7. Grafik beban pendinginan terhadap COP

Dari gambar 7 tersebut terlihat tren grafik naik seiring dengan bertambahnya beban pendinginan yang berpengaruh terhadap kapasitas refrigerasi yang semakin besar dimana COP terendah terjadi pada beban pendinginan 0 Watt dengan nilai 0,56 dan terus naik sampai pada beban pendinginan 270 Watt menunjukkan nilai 0,57 kemudian grafik menunjukkan kenaikan yang sangat tajam pada beban pendinginan 410 Watt dengan nilai COP 0,605 dan merupakan nilai COP tertinggi. Hal ini disebabkan karena pembagi kenaikan kerja kompresor tidak signifikan daripada kapasitas pendinginannya.

III. METODOLOGI PENELITIAN

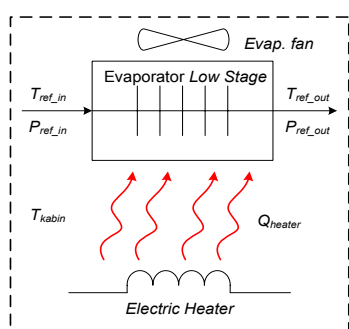
A. Skema Sistem Refrigerasi Cascade Yang digunakan



Gambar 8. Skema Alat Uji Sistem refrigerasi Cascade

B. Rancangan Percobaan

Berikut ini adalah gambar rancangan percobaan yang akan dilakukan di evaporator Low Stage:



Gambar 9. Rancangan Percobaan

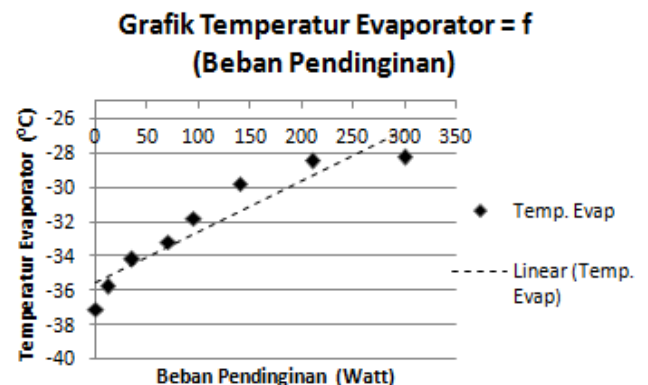
Percobaan dilakukan dengan memvariasikan beban pendinginan berupa *electric heater* yang akan mengeluarkan panas ke evaporator *Low Stage*. Pada Gambar 9 dapat dilihat bahwa Q_{heater} yang terdapat di bawah evaporator *Low Stage* akan memberikan panas agar diserap oleh evaporator *Low Stage*. Panas ini berfungsi sebagai beban pendinginan di dalam kabin. Terdapat 8 variasi beban pendinginan yaitu tanpa beban (0 Watt), beban *electric heater* 11, 35, 70, 95, 140, 210, dan 300 Watt yang diatur dengan menggunakan dimmer. Data yang diambil dari percobaan ini adalah berupa temperatur dan tekanan pada setiap titik pengujian seperti terlihat pada gambar 8 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 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 dimmer 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

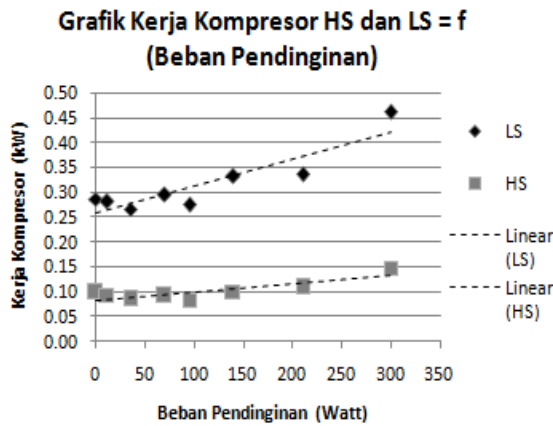
Untuk mengevaluasi sistem refrigerasi *cascade* ini digunakan persamaan pada bab bagian Tinjauan Pustaka dan diperoleh beberapa grafik sebagai berikut:



Gambar 10. Grafik Temperatur Evaporator LS = f (Beban Pendinginan)

Gambar diatas menunjukkan grafik temperatur evaporator *Low Stage* sebagai fungsi dari beban pendinginan. Grafik

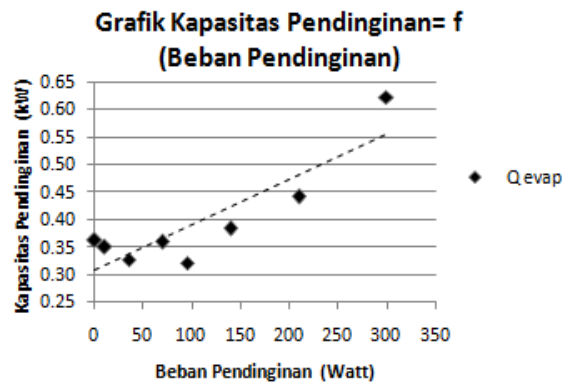
tersebut mempunyai tren naik seiring dengan naiknya pembebanan pada evaporator *Low Stage*. Pada saat beban 0 Watt (tanpa beban), temperatur evaporator bernilai $-37,1^{\circ}\text{C}$ dan terus naik hingga temperatur evaporator bernilai $-28,3^{\circ}\text{C}$ pada saat beban yang paling besar yaitu 300 Watt. Dari grafik tersebut dapat dikatakan bahwa naiknya temperatur evaporator dipengaruhi oleh temperatur di dalam *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 tinggi.



Gambar 11. Grafik Kerja Kompresor HS dan LS = f(Beban Pendinginan)

Gambar diatas menunjukkan kerja kompresor pada sistem *Low Stage* dan pada sistem *High Stage*. Grafik tersebut menunjukkan tren naik di antara ke dua sistem. Namun, pada sistem *Low Stage* kenaikan kerja kompresinya lebih besar dibandingkan dengan sistem *High Stage*. Hal ini disebabkan karena laju aliran massa refrigeran pada sistem *Low Stage* lebih besar dibandingkan dengan sistem *High Stage*.

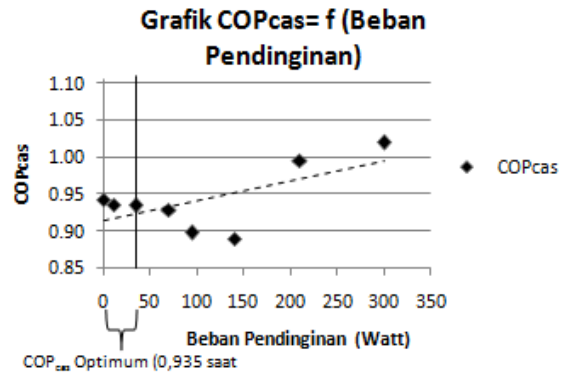
Naiknya kerja kompresi pada sisi *Low Stage* disebabkan karena semakin besar beban pendinginan yang diberikan pada evaporator *Low Stage* maka laju aliran massa refrigeran juga akan mengalami kenaikan. Karena kerja kompresor merupakan hasil kali dari laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi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



Gambar 12. Grafik Kapasitas Pendinginan = f (Beban Pendinginan)

Gambar 12 menunjukkan grafik kapasitas pendinginan (Q_{evap}) *Low Stage* sebagai fungsi dari beban pendinginan. Grafik mempunyai tren naik seiring dengan besarnya pembebanan pada evaporator *Low Stage*. Pada saat tanpa beban Q_{evap} bernilai 0,362 kW dan mengalami fluktuasi atau naik turun hingga beban pendinginan 95 Watt. Setelah itu, kapasitas pendinginan terus naik hingga bernilai 0,622 kW pada saat beban yang paling besar yaitu 300 Watt.

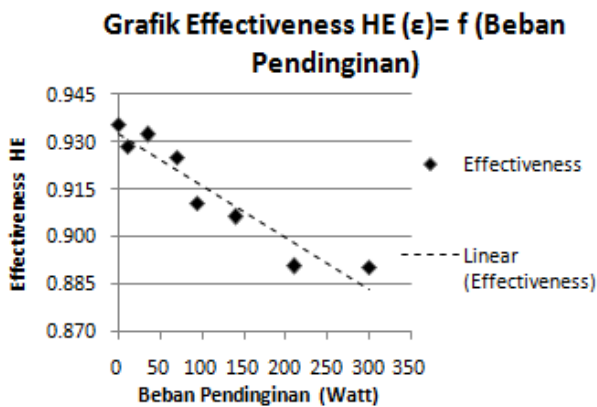
Dari grafik dapat dilihat bahwa naiknya beban pendinginan akan menjadikan temperatur keluaran evaporator *Low Stage* dalam kondisi *superheat*, karena kondisinya *superheat* maka delta *superheat* pada keluaran evaporator akan dijaga konstan melalui katup ekspansi TXV. Katup ini menjadi semakin terbuka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



Gambar 13. Grafik COP_{cas} = f (Beban Pendinginan)

Dari gambar grafik COP *cascade* tersebut dapat dilihat nilai COP mempunyai tren naik seiring dengan naiknya beban pendinginan. 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. Kecilnya nilai COP *cascade* ini disebabkan karena kapasitas pendinginan pada evaporator *Low Stage* dibagi dengan total kerja kompresor pada kedua sistem sehingga nilainya lebih kecil jika dibandingkan dengan alat refrigerasi pada umumnya. Karena sebenarnya pada sistem refrigerasi *cascade* yang ditinjau adalah temperatur yang dicapai oleh evaporator *Low Stage* yang nantinya akan digunakan untuk mendinginkan ruangan pada *cooling box*.

Nilai COP *cascade* optimum sebesar 0,935 diperoleh saat pembebanan 35 Watt. Pada pembebanan ini bernilai optimum karena temperatur pada *cooling box* yang dihasilkan sebesar $-26,2^{\circ}\text{C}$ masih dalam *range* temperatur yang diizinkan untuk pembekuan daging. Untuk nilai COP *cascade* pada pembebanan 70 Watt sampai 300 Watt dianggap tidak memenuhi kriteria performa sistem refrigerasi *cascade* untuk aplikasi pembekuan daging karena temperatur pada *cooling box* yang dihasilkan lebih tinggi dari -25°C atau diluar batas temperatur yang diizinkan untuk pembekuan daging.



Gambar 14. Grafik Effectiveness (ε) Cascade Heat Exchanger = f (Beban Pendinginan)

Dari grafik diatas terlihat bahwa grafik Effectiveness (ε) cascade heat exchanger memiliki tren yang menurun 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 naiknya laju aliran massa refrigeran. Hal ini juga bisa dilihat dari perumusan:

$$\epsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maks}}$$

Nilai effectiveness semakin turun karena naiknya nilai q_{actual} tidak terlalu signifikan kecuali pada saat pembebanan 140 Watt hingga 300 Watt q_{actual} . Sedangkan q_{maks} naik secara signifikan setiap kali beban dinaikkan. Kenaikkan nilai q_{maks} yang signifikan 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 yaitu diperoleh nilai optimum untuk proses pembekuan daging yaitu pada pembebanan 35 Watt dengan $Q_{evap} = 0,327$ kW, $COP_{cas} = 0,935$ dan temperatur di dalam cooling box sebesar $-26,2^{\circ}C$. Diperoleh nilai maksimum dari performa sistem refrigerasi cascade pada variasi beban tertinggi (300 Watt) yaitu Kapasitas pendinginan maksimum pada sistem Low Stage adalah 0,622 kW. Kerja maksimum kompresor pada sistem High Stage adalah 0,148 kW. Kerja maksimum kompresor pada sistem Low Stage adalah 0,461 kW. Besarnya COP cascade maksimum adalah 1,020. Efek refrigerasi maksimum pada Low Stage adalah 135,865 kJ/kg. Nilai HRR maksimum pada Low Stage adalah 1,742. Diperoleh juga nilai Effectiveness dari Concentric Tube Heat Exchanger yang digunakan yang semakin menurun seiring dengan naiknya beban pendinginan. Nilai tertinggi adalah 0,93 pada saat tanpa beban dan nilai terendah adalah 0,89 pada saat beban pendinginan 300 Watt. Untuk nilai NTU mengalami penurunan juga dengan nilai tertinggi 7,063 pada saat tanpa beban dan 4,76 pada saat beban 300Watt.

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 ($^{\circ}C$)
- T_{ud_out} Temperatur udara keluar kondensor ($^{\circ}C$)
- T_s Temperatur permukaan ducting kondensor ($^{\circ}C$)
- ρ_{ud_in} Massa jenis udara masuk kondensor (kg/m^3)
- ρ_{ud_out} Massa jenis udara keluar kondensor (kg/m^3)
- Cp_{ud_in} Kalor spesifik udara masuk kondensor (kJ/kg.K)
- Cp_{ud_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 (m^2)
- 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] Badarus Samsi, Hanif, 2012, "Tugas Akhir Studi Eksperimental Sistem Pendingin Cascade Menggunakan Musicool-22 Di High Stage Dan R-404a Di Low Stage Dengan Variasi Beban Pendinginan", Surabaya, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [2] Stoecker, Wilbert F., and Jones, Jerold W., 1982, "Refrigerasi dan Pengondisian Udara edisi kedua". Jakarta, Indonesia, Erlangga.
- [3] P.Incropera, Frank., P.Dewitt, David., L.Bergman, Theodore., S.Lavine, Adrienne., 2007, "Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition", Asia, John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- [4] Yin, Sun, 2010, "A New Type Dual Temperature Box", IEEE Journal.
- [5] Pyasi, Devanshu and R.C. Gupta, 2011, "Performance analysis of 404a/508b Cascade Refrigeration cycle for low temperature", India, Jabalpur Engineering College.