

Studi Variasi Beban Pendinginan pada Evaporator *Low Stage* Sistem Refrigerasi *Cascade* R22-404a

Moch. Munirul Ichsan dan Ary Bachtiar Krishna 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—Saat ini banyak dibutuhkan sistem pendinginan yang memiliki temperatur rendah dan kapasitas yang besar. Maka dari itu digunakanlah sistem refrigerasi *cascade* yang disusun atas dua stage yaitu *high stage* dan *low stage*. Alat pengujian sistem refrigerasi *cascade* ini menggunakan refrigerant R-22 di *high stage* dan R-404A di *low stage* yang dihubungkan dengan *heat exchanger* tipe konsentrik untuk memindahkan kalor dari kondensor *low stage* menuju evaporator *high stage*. Dalam melakukan pengujian diberikan beban pendinginan sebanyak sepuluh variasi heater. Dengan variasi beban mulai dari tanpa pemberian beban sampai beban heater sebesar 203,72watt. Sehingga setelah melakukan penelitian ini didapatkan hasil yang optimum pada pembebanan 203,72watt berupa $COP_{cascade} = 1,06213$, $\epsilon_{effectiveness} = 0,78313$, temperatur evaporator minimum $-26,9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dan dari hasil ini menunjukkan desain *heat exchanger* tipe konsentrik sangat menentukan dalam perpindahan panas, sehingga performa dari sistem refrigerasi *cascade* sangat ditentukan oleh tingkat perpindahan kalor pada *heat exchanger* yang diketahui melalui nilai $\epsilon_{effectiveness}$ dan NTU.

Kata Kunci—R-22, R-404A, variasi beban pendinginan, *heat exchanger* tipe konsentrik.

I. PENDAHULUAN

SISTEM refrigerasi *cascade* digunakan untuk menghasilkan temperatur yang rendah dan kapasitas pendinginan yang besar. Tersusun secara seri yang terdiri atas dua bagian *high stage* dan *low stage*[1]. Dimana arah laju massa *refrigerant* kedua *stage* berlawanan. Kedua *stage* digabungkan menjadi satu oleh sebuah alat penukar panas. Pada penelitian terdahulu alat penukar panas yang digunakan adalah *heat exchanger* tipe kompek yang memindahkan kalor secara konveksi dari hasil hembusan udara *fan* dari kondensor *low stage* menuju evaporator *high stage*. Alat penukar kalor jenis ini tidak efisien dalam penggunaan daya, sebab masih membutuhkan daya tambahan untuk memutar *fan*[2].

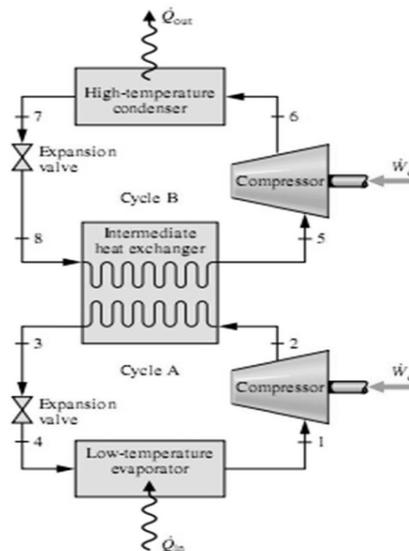
Sedangkan pada penelitian ini alat penukar kalor yang digunakan adalah *heat exchanger* tipe konsentrik. Alat penukar kalor ini terdiri atas dua tube seperti pada gambar 2. Sehingga ketika terjadi proses perpindahan kalor berlangsung secara sendirinya tanpa hembusan udara *fan* dari kondensor *low stage* menuju evaporator *high stage*. Maka dari itu dengan penggunaan *heat exchanger* tipe konsentrik ini dapat dilakukan penghematan daya yang dianalisis menggunakan metode NTU dan pencarian nilai $\epsilon_{effectiveness}$ [3].

Selain itu untuk mengukur tingkat unjuk kerja dari sistem refrigerasi *cascade* dapat dilakukan dengan cara

pemvariasian beban pendinginan yang diberikan. Pada penelitian terdahulu dalam melakukan pengujian digunakan beban pendinginan berupa lampu dengan variasi daya sebesar 60, 100, 200, 300, dan 400watt[4]. Sedangkan pada penelitian ini digunakan beban pendinginan berupa *heater* dengan variasi daya tanpa pembebanan, 19.95, 30.35, 44.7, 62.46, 85.61, 112.16, 140.31, 170.5, dan 203.72watt. Sehingga dengan variasi pembebanan yang semakin banyak diharapkan hasil penelitian ini lebih akurat dalam menganalisis laju massa *refrigerant*, kapasitas pendinginan, *heat rejection ratio*, COP, dan unjuk kerja *heat exchanger* tipe konsentrik berupa $\epsilon_{effectiveness}$ serta NTU.

II. URAIAN PENELITIAN

A. Sistem Refrigerasi *Cascade*



Gambar 1. Skema sistem refrigerasi *cascade*

Keterangan :

Posisi 1 = laju massa *refrigerant low stage* sebelum memasuki kompresor.

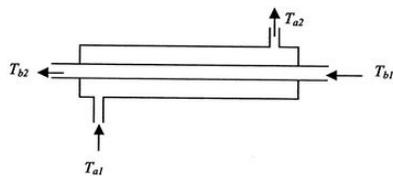
Posisi 2 = laju massa *refrigerant low stage* setelah memasuki kompresor.

Posisi 3 = laju massa *refrigerant low stage* setelah keluar dari kondensor.

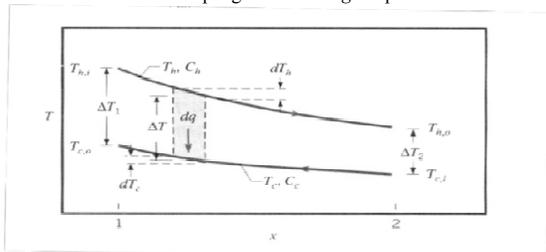
Posisi 4 = laju massa *refrigerant low stage* setelah keluar dari katup ekspansi.

Posisi 5 = laju massa *refrigerant high stage* sebelum memasuki kompresor.

Posisi 6 = laju massa *refrigerant high stage* setelah



Gambar 2. Penampang *heat exchanger* tipe konsentris



Gambar 3. Distribusi temperatur pada *counter flow*

memasuki kompresor.

Posisi 7 = laju massa *refrigerant high stage* setelah keluar dari kondensor.

Posisi 8 = laju massa *refrigerant high stage* setelah keluar dari katup ekspansi.

Dalam penyusunan sistem refrigerasi *cascade* kondensor *low stage* berinteraksi secara langsung dengan evaporator *high stage*[1]. Sehingga evaporator pada *high stage* hanya menerima panas dari hasil pelepasan kalor yang dilakukan oleh kondensor *low stage*. Kemudian kalor yang di terima oleh sistem *high stage* dilepas menuju lingkungan melalui kondensor *high stage*. Interaksi secara langsung pada evaporator *high stage* dan kondensor *low stage* menggunakan alat penukar kalor. Sehingga dari penggunaan alat penukar kalor ini dapat dihasilkan sebuah sistem yang hanya berinteraksi secara perpindahan kalor tanpa terjadi percampuran fluida kerja.

Sistem refrigerasi *cascade* untuk menghasilkan temperatur yang rendah dan kapasitas pendinginan yang besar berdampak pada tingginya daya kompresor yang digunakan. Karena sistem refrigerasi *cascade* menggunakan dua buah kompresor untuk meningkatkan tekanan pada bagian *low stage* dan *high stage*. Sehingga COP yang dihasilkan menjadi rendah. Untuk itu diperlukan optimasi agar daya kompresor yang digunakan rendah, temperatur evaporasi yang rendah, serta kapasitas pendinginan yang besar.

B. Persamaan Sistem Refrigerasi Cascade

Dalam mencari nilai kalor kondensasi, nilai kapasitas kalor, nilai *heat rejection ratio*, daya kompresor yang digunakan, dan COP digunakan formulasi sebagai berikut[1].

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}(h_{icond} - h_{ocond}) \quad (1)$$

Evaporator berfungsi untuk menyerap panas dari ruangan. Dan dapat dicari dengan formulasi sebagai berikut.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_{oevap} - h_{ievpap}) \quad (2)$$

Laju perpindahan panas dalam sistem dinyatakan sebagai *Heat Rejection Rasio* (HRR).

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (3)$$

Pada sistem refrigerasi *cascade*, besarnya kerja kompresor total didapat dengan formulasi [1].

$$\dot{W}_{LS} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (4)$$

$$\dot{W}_{HS} = \dot{m} (h_6 - h_5) \quad (5)$$

$$W_{total} = W_{HS} + W_{LS} \quad (6)$$

Koefisien kinerja (COP) didapat :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{total}} \quad (7)$$

Dalam menganalisis unjuk kerja *Heat exchanger* tipe konsentris yang sudah ada maka digunakan metode *effectiveness-NTU*[3].

Pada gambar 2 terlihat penampang *heat exchanger* tipe konsentrik. Dimana terjadi *counter flow* antara kedua *refrigerant*. Sedangkan pada gambar 3 terlihat distribusi temperatur dari kondensor *low stage* menuju evaporator *high stage*.

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari *heat exchanger* tipe konsentrik terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum (Q maks) yang dimungkinkan terjadi.

Jika $C_c < C_h$, maka $Q_{maks} = C_c (Th,i - Tc,i)$ (8)

Jika $C_c > C_h$, maka $Q_{maks} = C_h (Th,i - Tc,i)$ (9)

$$Q_{maks} = C_{min} \times (Th,i - Tc,i) \quad (10)$$

Dimana C_{min} diperoleh untuk nilai yang terkecil dari :

$$C_c = \dot{m} \times C_{pc} \quad (11)$$

Atau

$$C_h = \dot{m} \times C_{ph} \quad (12)$$

Keterangan :

- Jika $C_c < C_h$, maka $C_{min} = C_c$
- Jika $C_c > C_h$, maka $C_{min} = C_h$

Sedangkan *effectiveness* (ϵ) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas *heat exchanger* dengan laju perpindahan maksimum yang dimungkinkan. *Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 < \epsilon < 1$.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{maks}} \quad (13)$$

$$\epsilon = \frac{C_h (Th,i - Th,o)}{C_{min} (Th,i - Tc,i)} \quad (14)$$

atau

$$\epsilon = \frac{C_c (Tc,o - Tc,i)}{C_{min} (Th,i - Tc,i)} \quad (15)$$

Number of transfer unit (NTU) merupakan bilangan tanpa dimensi dan secara umum didefinisikan sebagai :

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (16)$$

Heat exchanger effectiveness untuk tipe konsentrik dengan aliran *paralel flow* :

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+Cr)]}{1+Cr} \quad (17)$$

Heat exchanger effectiveness untuk tipe konsentrik dengan aliran *counter flow* :

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-Cr)]}{1 - Cr \exp[-NTU(1-Cr)]} \text{ untuk } (Cr < 1) \quad (18)$$

$$\epsilon = \frac{NTU}{1+NTU} \text{ untuk } (Cr = 1) \quad (19)$$

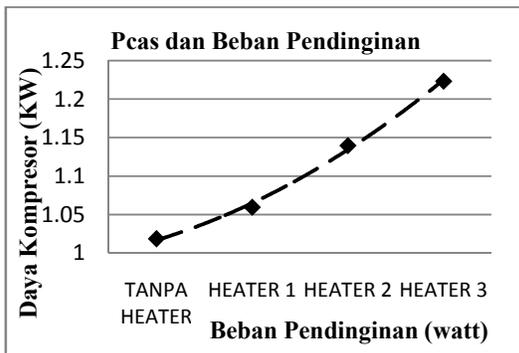
Heat exchanger NTU untuk tipe konsentrik dengan aliran *paralel flow* :

$$NTU = - \frac{\ln[1 - \epsilon(1+Cr)]}{1+Cr} \quad (20)$$

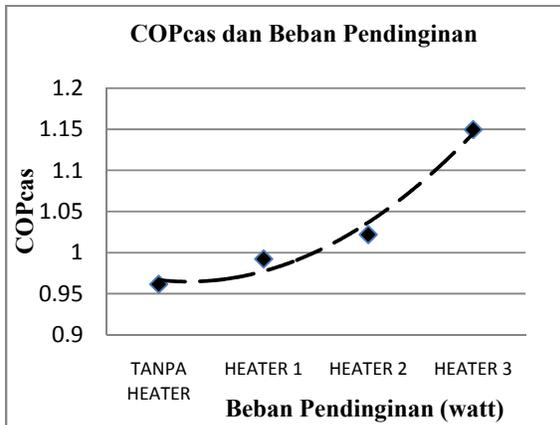
Heat exchanger NTU untuk tipe konsentrik dengan aliran *counter flow* :

$$NTU = \frac{1}{Cr-1} \ln \left(\frac{\epsilon-1}{\epsilon Cr-1} \right) \quad (Cr < 1) \quad (21)$$

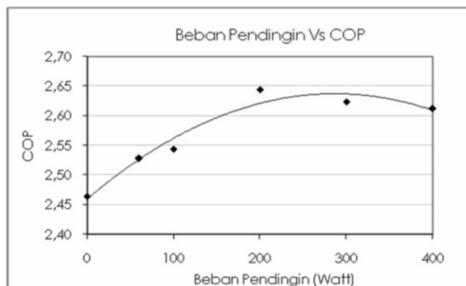
$$NTU = \frac{\epsilon}{1-\epsilon} \quad (Cr = 1) \quad (22)$$



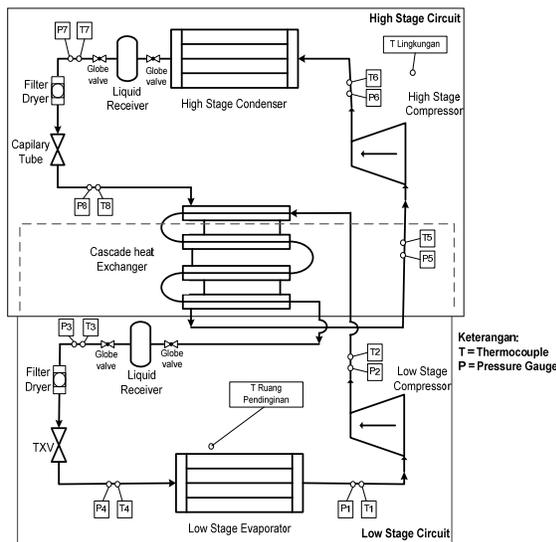
Gambar 4. Grafik daya kompresor dan beban



Gambar 5. Grafik COP dan beban



Gambar 6. Grafik COP dan beban lampu



Gambar 7. Diagram Sistem Refrigerasi Cascade

C. Penelitian Terdahulu

Dalam penelitian terdahulu[2] yang menguji tentang studi eksperimen pengaruh variasi beban pendinginan terhadap unjuk kerja dari sistem refrigerasi cascade R22-404A. Dalam melakukan penelitian tersebut digunakan heat exchanger tipe kompek. Dimana dalam melakukan perpindahan kalor menggunakan fan yang dihembuskan dari kondensor low stage menuju evaporator high stage. Dan variasi beban yang digunakan tanpa heater, 120, 270, dan 410watt.

Dari gambar 4 didapatkan hasil pengujian berupa daya kompresor low stage yang semakin meningkat berbanding lurus dengan peningkatan beban pendinginan yang dipengaruhi oleh semakin banyaknya massa refrigerant yang mengalir ke dalam kompresor low stage. Hal ini dikarenakan low stage menggunakan katup TXV sehingga menyebabkan densitas dari refrigeran yang masuk kedalam kompresor juga akan semakin besar.

Dari gambar 5 didapatkan coefficient of performance (COP) mengalami peningkatan yang berbanding lurus dengan peningkatan pembebanan, hal ini dikarenakan kapasitas pendinginan mengalami peningkatan selama dilakukan penambahan beban pendinginan.

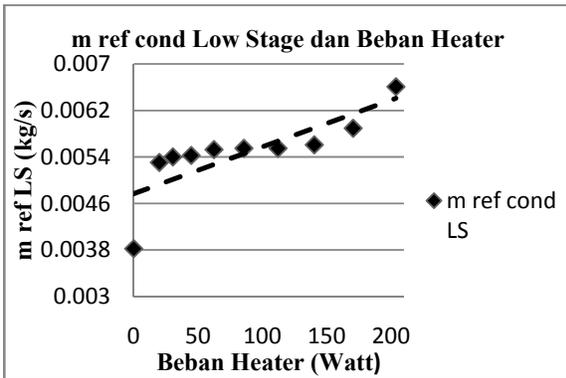
Sedangkan pada penelitian terdahulu[4] yang menguji tentang studi eksperimental sistem pendingin dengan refrigerant 134a serta variasi beban pendingin melalui penempatan bola lampu 60, 100, 200, 300 dan 400 watt di dalam ruang pendingin.

Dari gambar 6 didapatkan hasil berupa COP yang semakin meningkat berbanding lurus dengan penambahan beban pendinginan. Namun pada pembebanan di atas 300 watt COP mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan terjadi keadaan tidak seimbang antara pipa kapiler dan kompresor, sehingga terjadi pengosongan ataupun pengumpanan berlebih (overfeed) pada evaporator yang dapat menyebabkan penurunan efisiensi unjuk kerja dari sistem.

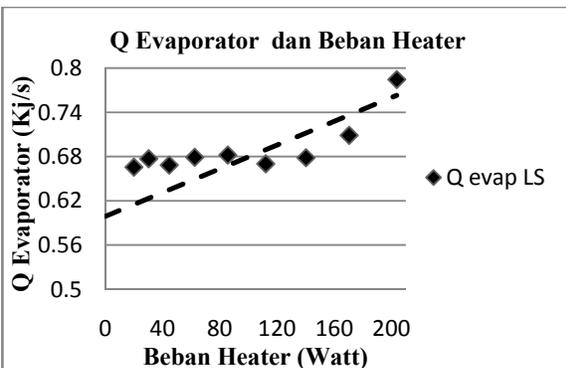
Dalam pengujian sistem refrigerasi cascade ini disusun seperti gambar 7. Kemudian dilakukan pemberian beban pendinginan berupa heater dengan variasi daya 0, 19.95, 30.35, 44.7, 62.46, 85.61, 112.16, 140.31, 170.5, dan 203.72 Watt. Kemudian dilakukan pengamatan pada temperatur, tekanan, arus listrik, tegangan listrik, dan nilai cos phi kompresor pada kondisi steady state. Sehingga dari pengujian ini dihasilkan unjuk kerja dari sistem dan heat exchanger pada kondisi yang optimum.

III. ANALISA DAN PEMBAHASAN

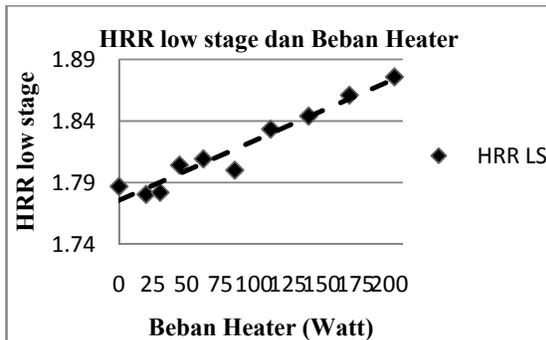
Dalam penelitian ini didapatkan hubungan antara laju massa refrigerant low stage dengan beban pendinginan. Dari gambar 8 didapatkan laju massa refrigerant pada bagian low stage mengalami peningkatan dikarenakan oleh beban pendinginan yang bertambah di bagian evaporator low stage. Sehingga berpengaruh pada peningkatan temperatur kabin evaporator low stage. Karena temperatur pada kabin evaporator low stage mengalami peningkatan, maka kalor yang diterima oleh evaporator juga mengalami peningkatan. Sehingga refrigerant di dalam evaporator low stage mengalami peningkatan temperatur. Karena di dalam evaporator low stage temperaturnya meningkat, maka temperatur refrigerant keluaran dari evaporator low stage



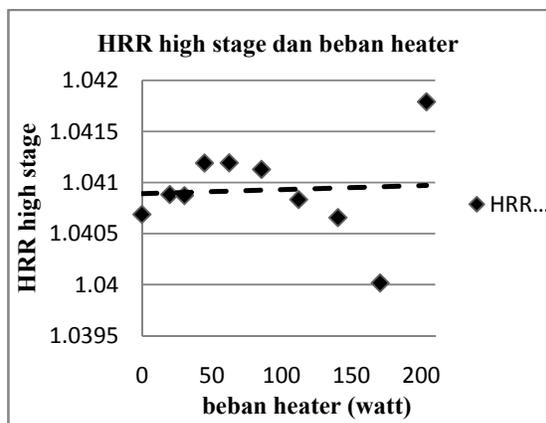
Gambar 8. Grafik laju massa *refrigerant* dan beban heater



Gambar 9. Grafik Kapasitas pendinginan dan beban heater



Gambar 10. Grafik HRR *low stage* dan beban heater



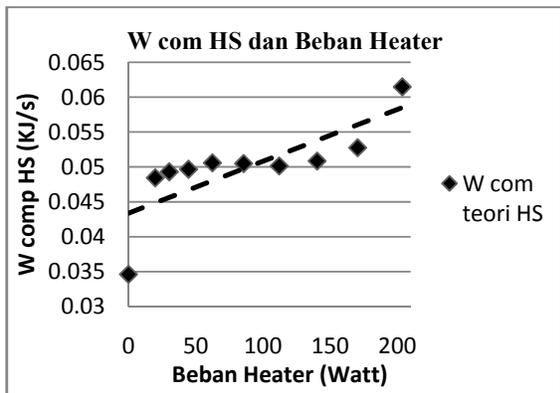
Gambar 11. Grafik HRR *high stage* dan beban heater

terbaca oleh bola sensor TXV, sehingga berakibat pada semakin terbuka lebarnya katup TXV. Karena semakin terbuka lebarnya katup TXV berbanding lurus dengan peningkatan beban pendinginan, maka laju massa *refrigerant* juga mengalami peningkatan selama beban pendinginan diperbesar.

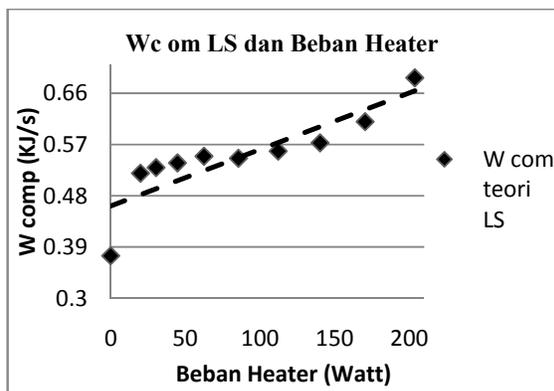
Dari gambar 9 didapatkan Q evaporator *low stage* mengalami peningkatan dikarenakan oleh peningkatan beban pendinginan, sehingga berpengaruh pada peningkatan temperatur kabin evaporator. Sehingga *refrigerant* di dalam evaporator mengalami peningkatan temperturnya. Karena di dalam evaporator temperturnya meningkat, maka *refrigerant* keluaran dari evaporator temperturnya juga mengalami peningkatan. Dan peningkatan temperatur ini menjadikan fase *refrigerant* keluaran evaporator semakin *superheat*. Maka dari itu nilai entalpi keluaran evaporator semakin besar. Selain itu seperti pada grafik gambar 10. bahwa pada beban pendinginan yang semakin meningkat maka laju massa *refrigerant* juga mengalami peningkatan. Sehingga akibat peningkatan pada entalpi keluaran evaporator dan laju massa *refrigerant*, maka kapasitas pendinginan juga mengalami peningkatan yang berbanding lurus dengan penambahan beban pendinginan.

Dari gambar 10 didapatkan HRR *low stage* mengalami peningkatan dikarenakan oleh beban pendinginan yang bertambah, maka berpengaruh pada peningkatan kapasitas pendinginan *low stage*. Selain itu temperatur keluaran evaporator juga mengalami peningkatan, akibatnya temperatur yang akan memasuki kompresor juga semakin meningkat. Dan *refrigerant* dengan temperatur yang semakin meningkat ini dikompresi di dalam kompresor. Sehingga temperatur keluaran kompresor pun semakin meningkat. Karena temperatur keluaran kompresor semakin meningkat, maka temperatur *refrigerant* yang akan memasuki heat exchanger juga mengalami peningkatan. Dan hal ini akan berpengaruh pada peningkatan nilai entalpi masukan kondensor. Dimana heat exchanger pada bagian *low stage* berfungsi sebagai kondensor. Sehingga nilai kalor yang dilepaskan oleh kondensor *low stage* juga mengalami peningkatan. Dimana energi kalor yang dilepas oleh kondensor lebih besar dari pada evaporator, sehingga nilai HRR di atas angka satu dan terus mengalami peningkatan.

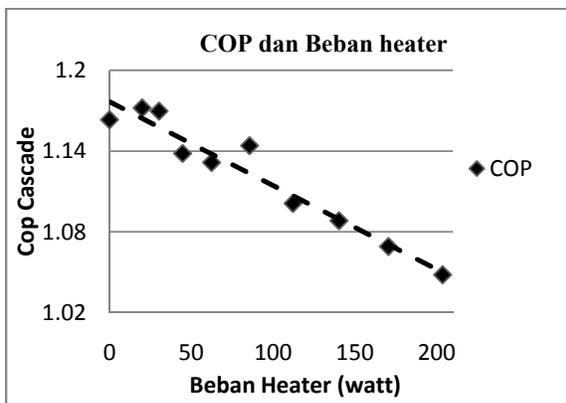
Dari gambar 11 didapatkan HRR *high stage* mengalami peningkatan. Namun peningkatan yang terjadi tidak begitu besar seperti pada gambar 9. Hal ini dikarenakan beban pendinginan yang bertambah, maka berpengaruh pada peningkatan kapasitas pendinginan *low stage* dan kalor yang dilepas oleh kondensor *low stage*. Karena kalor yang dilepaskan kondensor *low stage* mengalami peningkatan, maka berpengaruh terhadap peningkatan kapasitas pendinginan evaporator *high stage* sebab berinteraksi secara langsung di dalam *heat exchanger* tipe konsentrik. Karena kapasitas pendinginan evaporator *high stage* mengalami peningkatan, maka temperatur keluaran evaporator *high stage* juga mengalami peningkatan. Sehingga temperatur yang akan memasuki kompresor juga semakin meningkat. Dan *refrigerant* dengan temperatur yang semakin meningkat ini dikompresi di dalam kompresor. Sehingga temperatur keluaran kompresor pun semakin meningkat. Karena temperatur keluaran kompresor semakin meningkat, maka temperatur *refrigerant* yang akan memasuki kondensor *high stage* juga mengalami peningkatan. Dan hal ini akan berpengaruh pada peningkatan nilai entalpi masukan kondensor *high stage*. Sehingga nilai kalor yang dilepaskan



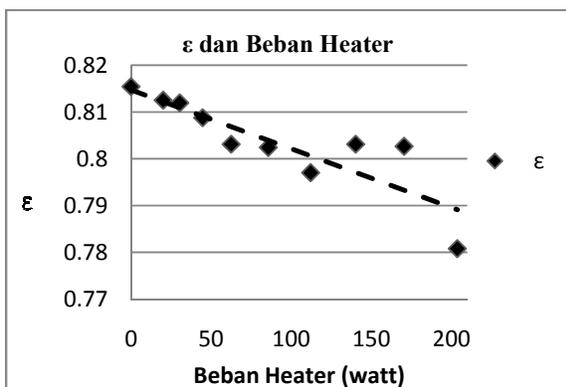
Gambar 12. Grafik daya kompresor *high stage* dan beban heater



Gambar 13. Grafik daya kompresor *low stage* dan beban heater



Gambar 14. Grafik COP cascade dan beban heater



Gambar 15. Grafik ε dan beban heater

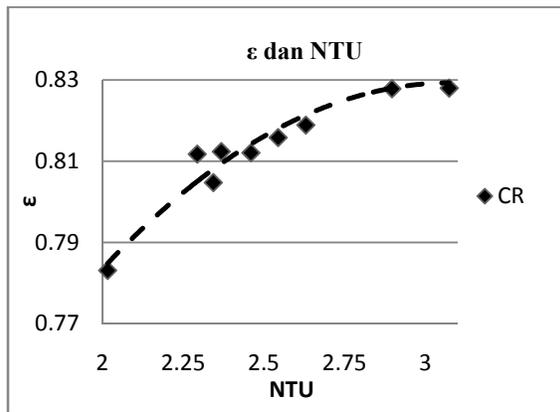
oleh kondensor *high stage* juga mengalami peningkatan. Karena Q kondensor *high stage* lebih besar dari pada Q evaporator *low stage*. Sehingga HRR *high stage* mengalami peningkatan.

Dari gambar 12 terlihat terjadi peningkatan daya kompresor *high stage* ini dikarenakan oleh beban pendinginan yang bertambah, maka berpengaruh pada peningkatan Q evaporator *low stage*, Q kondensor *low stage*, Q evaporator *high stage*, dan laju massa *refrigerant high stage*. Karena Q evaporator meningkat maka temperatur masukan dan keluaran kompresor *high stage* juga mengalami peningkatan. Dan berakibat pada peningkatan entalpi keluaran dan masukan kompresor *high stage*. Selain itu densitas *refrigerant high stage* juga mengalami peningkatan. Karena massa jenis *refrigerant* dan perubahan entalpi kompresor *high stage* mengalami peningkatan, maka daya kompresor *high stage* juga mengalami peningkatan.

Dari gambar 13 terlihat terjadi peningkatan daya kompresor *low stage*. Namun pada kompresor *low stage* besarnya daya dan peningkatan daya kompresor lebih besar dari pada *high stage*. Sebab pada kompresor *low stage* lebih berinteraksi dekat dengan beban pendinginan. Sehingga perubahan daya kompresor *low stage* lebih besar.

Dari gambar 14 didapatkan COP *cascade* mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan peningkatan kapasitas pendinginan lebih kecil dari pada perubahan daya total kedua kompresor, yang disebabkan oleh perubahan densitas *refrigerant* dan perbedaan entalpi di kedua kompresor mengalami peningkatan. Peningkatan perbedaan entalpi ini disebabkan oleh peningkatan kapasitas pendinginan evaporator *low stage*.

Dari gambar 15 terlihat terjadi penurunan $\epsilon_{effectiveness}$ pada peningkatan pembebanan. Hal ini dikarenakan pada pencarian ϵ menggunakan perbandingan antara kalor salah satu *stage* saat melewati *heat exchanger* dan kalor maksimal yang dihasilkan. Sehingga pada beban pendinginan bertambah, maka berpengaruh pada peningkatan temperatur masukan *heat exchanger*. Sehingga perbedaan temperatur *hot* antara masukan dan keluaran *heat exchanger* semakin besar. Sehingga kalor panas atau Q_{hot} semakin besar. Sedangkan pada Q maksimal yang dihasilkan dari perubahan temperatur *hot* masukan dan temperatur *cold* masukan. Karena perpindahan kalor dari Q_{hot} ke Q_{cold} semakin besar, maka temperatur *cold* masukan juga akan semakin meningkat. Sehingga temperatur *cold* keluaran juga semakin besar. Namun perbedaan temperatur *hot* masukan dan temperatur *hot* keluaran lebih kecil dari pada perbedaan temperatur *hot* masukan dan temperatur *cold* masukan. Serta akibat penambahan pembebanan maka tekanan masukan *hot* dan masukan *cold heat exchanger* juga mengalami peningkatan. Sehingga nilai C_{ph} dan C_{pc} juga mengalami peningkatan. Namun perubahan C_{pc} dan C_{ph} yang ditandai dengan perubahan nilai C_c dan C_h . Dimana C_h lebih kecil dari pada C_c , sehingga C_{min} sama dengan C_h . Namun perubahan C_c dan C_h relatif kecil antara 0.002-0.003 sehingga tidak begitu berpengaruh terhadap perubahan Q_{hot} dan Q_{maks} . Maka dari itu ϵ mengalami penurunan saat dilakukan penambahan pembebanan.

Gambar 16. kurva NTU dan $\epsilon_{\text{effectiveness}}$

Dari gambar 16 terlihat terjadi peningkatan CR pada *trendline* ke dalam *polynomial*. Hal ini menunjukkan terjadi peningkatan nilai ϵ pada NTU yang mengalami peningkatan. Namun pada eksperimen ϵ mengalami penurunan seperti yang terlihat pada gambar 13. Hal ini menunjukkan dengan penambahan beban maka NTU juga mengalami penurunan atau dapat dikatakan besarnya kalor yang bisa berpindah di dalam *heat exchanger* konsentrik mengalami penurunan ketika dilakukan peningkatan beban pendinginan.

IV. KESIMPULAN

Dari percobaan serta pembahasan yang telah dilaksanakan dapat ditarik kesimpulan bahwa hasil optimum pada beban 203,72 watt berupa $COP_{\text{cascade}} = 1,06213$, $\epsilon_{\text{effectiveness}} = 0,78313$, temperatur evaporator minimum = -26,9 °C. $NTU = 2,01612$. Laju massa *refrigerant* pada bagian *low stage* mengalami peningkatan karena menggunakan katup ekspansi TXV, sehingga posisi superheat menjadi stabil terhadap *saturated line*. Kapasitas pendinginan pada kedua *stage* mengalami peningkatan karena efek refrigerasi yang semakin meningkat pada beban pendinginan yang bertambah. Daya kompresor yang digunakan semakin meningkat karena densitas *refrigerant* yang memasuki kompresor mengalami peningkatan. COP terjadi penurunan pada beban pendinginan yang meningkat. Hal ini dikarenakan semakin menurunnya kapasitas pendinginan untuk beban yang semakin besar. *Heat Exchanger* tipe konsentrik dalam melakukan perpindahan panas kurang bisa bekerja secara maksimal terlihat dari nilai ϵ dan NTU mengalami penurunan ketika dilakukan penambahan beban.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. Moran, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics Fifth Edition*, USA: John Wiley & Sons Ltd (2006).
- [2] V. D. Rahmad, "Studi eksperimen pengaruh variasi beban pendinginan terhadap unjuk kerja dari sistem refrigerasi cascade," Tugas Akhir Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya (2012).
- [3] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman dan A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Sixth edition*, USA: John Wiley & Sons Ltd (2005).
- [4] K. Anwar, "Efek beban pendingin terhadap performa sistem mesin pendingin," *Jurnal SMARTek*, Vol. 8, No. 3 (2010, Agt.) 203-214.