

POTENSI ENERGI PADA SISTEM REFRIGERASI SIKLUS TUNGGAL DAN GANDA (CASCADE) SEBAGAI PEMANAS UNTUK PROSES PENGERINGAN BEKU VAKUM

Muhamad Yulianto¹, M. Idrus Alhamid², Nasruddin³, Engkos A Kosasih⁴

¹Departemen Teknik Mesin dan Biosistem Institut Pertanian Bogor

^{2,3,4}Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia

Email : Muhamad_yulianto@yahoo.com .

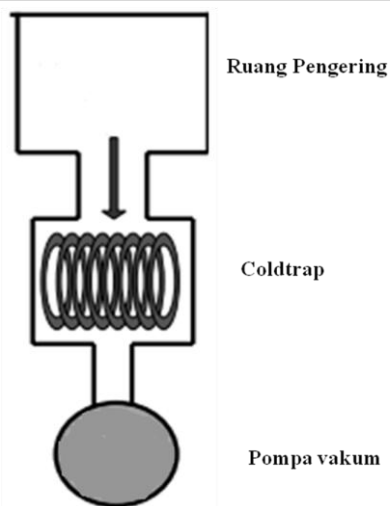
ABSTRAK

Mesin Pengeringan Beku vakum dengan sistem refrigerasi siklus tunggal dan ganda (Cascade) sudah dirancang, dibuat dan diuji. Pada artikel ini akan dibahas unjuk kerja sistem refrigerasi siklus tunggal dan siklus ganda (Cascade) yang berkaitan dengan pemanfaatan panas buang kondenser sebagai pemanas pada mesin pengeringan beku vakum. Sistem refrigerasi tunggal terdiri dari kompresor, condenser, katup ekspansi dan Evaporator, oil separator, liquid receiver, dan accumulator Sedangkan sistem refrigerasi ganda terdiri bagian High stage dan Low Stage yang dihubungkan melalui sebuah PHE (Plat Heat Exchanger). Hasil penelitian menunjukkan bahwa sistem refrigerasi tunggal dapat mencapai temperatur pembekuan sebesar -35 sampai -40°C pada sisi evaporator dan mencapai temperatur masuk kondenser 70°C dan keluar kondenser 30°C dengan refrigerant HCR 22. Sedangkan pada sistem refrnigerasi siklus ganda (Cascade) dengan temperatur pembekuan sebesar -35 sampai -37°C dan mencapai temperatur masuk kondenser LS 110°C dan keluar kondenser 25°C dengan refrigeran 20% CO₂ dan 80% HCR 22. Dengan hasil tersebut maka memungkinkan pemakaian panas buang kondenser sebagai pemanas untuk mempercepat laju pengeringan dan mengurangi konsumsi energi pada proses pengeringan beku vakum

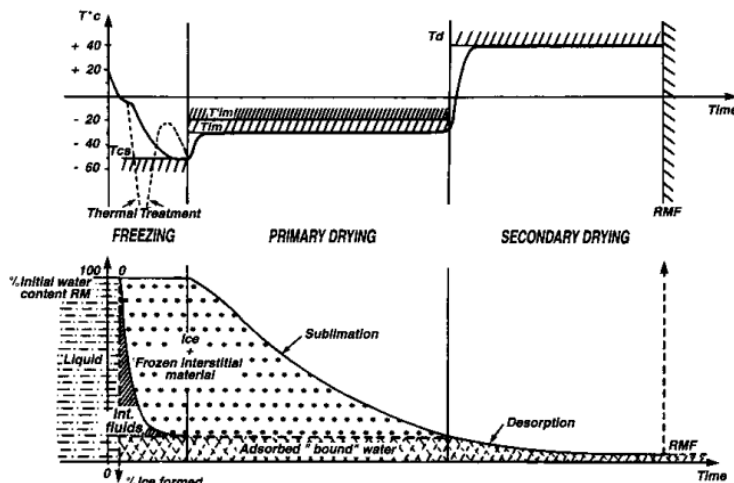
Kata Kunci: *Panas Buang Kondenser, Mesin Pengeringan Beku Vakum, Refrigerasi siklus tunggal dan ganda*

PENDAHULUAN

Mesin pengeringan beku vakum merupakan metode teknologi pengeringan yang optimal karena dapat menjaga struktur, warna, rasa dan kandungan gizi yang dimiliki oleh material (Gio S et al., 2000, George JP et al., 2002, Chakraborty R et al., 2006). Secara umum mesin pengeringan beku vakum terdiri dari ruang pengering, coldtrap dan pompa vakum seperti yang terlihat pada gambar no 1 (H. Gieseler et al., 2008). Dimana ruang pengering merupakan tempat meletakkan material, coldtrap adalah tempat untuk menangkap uap air hasil proses sublimasi material dan Pompa vakum untuk menurunkan tekanan ruang pengering. Kelemahan proses pengeringan beku vakum adalah sangat intensif dalam konsumsi energi karena lamanya proses pengeringan yang terdiri dari proses pembekuan, pengeringan primer dan proses pengeringan sekunder seperti yang terlihat pada profil temperatur material selama proses pengeringan beku vakum gambar no 2 (John C. May et al., 2004). Beberapa inovasi dilakukan untuk mengurangi waktu pengeringan dengan ditambahkan pemanas kedalam sistem. Sumber pemanas yang digunakan antara lain pemanas elektrik, pemanas microwave, Inframerah (Chakraborty R et al., 2006, Belyamin et al., 2007, Wang rui et al., 2011, Wang jun et al., 2005, R. Dhib et al., 2011). Tetapi dari inovasi-inovasi tersebut masih mengkonsumsi sejumlah energi untuk mengoperasikan pemanasnya.

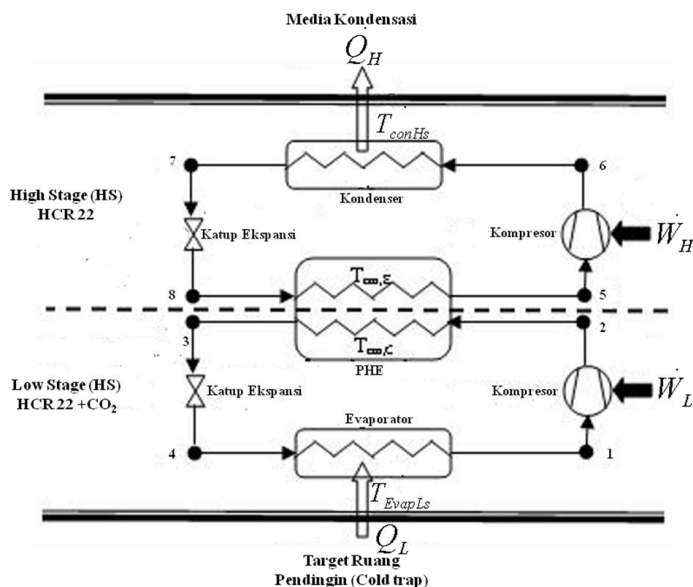


Gambar 1. Bagian-bagian mesin pengeringan beku vakum (H. Gieseler et al., 2008)



Gambar 2. Profil Temperatur Material Selama Proses Pengeringan Beku Vakum (John C May et al., 2004)

Cold trap adalah sistem refrigerasi yang terdiri dari kompresor, kondenser, katup ekspansi dan evaporator. Sistem refrigerasi sistem siklus tunggal bisa mencapai temperatur pembekuan -40°C secara teoritis tetapi karena efisiensi temperatur hanya mencapai -35°C dan akan lebih tinggi jika dikenai beban pendinginan. Untuk mencapai temperatur lebih rendah bisa menggunakan sistem refrigerasi siklus ganda (M idrus Alhamid et al., 2011). Pada sistem refrigerasi baik pada siklus tunggal maupun ganda (Cascade) mempunyai potensi energi yang dapat dimanfaatkan atau biasa disebut sebagai exergi terutama pada siklus yang merubah fase gas ke fase cair dengan cara membuang panas kelingkuangan yaitu pada bagian kondenser (Ibrahim Dincer et al., 2007). Untuk sistem refrigerasi siklus ganda mempunyai 2 potensi exergi yaitu pada sisi HS (High Stage) dan sisi LS (Low Stage). Sistem refrigerasi siklus ganda menggabungkan system HS dan LS menggunakan PHE (Plat Heat Exchanger) seperti pada gambar no 3.



Gambar 3. Skema sistem refrigerasi siklus ganda (Cascade)

Objektivitas dari artikel ini adalah untuk mengetahui unjuk kerja sistem refrigerasi siklus tunggal dan ganda yang dapat dimanfaatkan energinya pada bagian panas buang kondenser sebagai pemanas untuk proses pengeringan beku vakum bahan dasar farmasi yang dalam artikel ini menggunakan Lidah buaya dan Tentakel Ubur-ubur.

METODOLOGI

Eksperimen Set Up

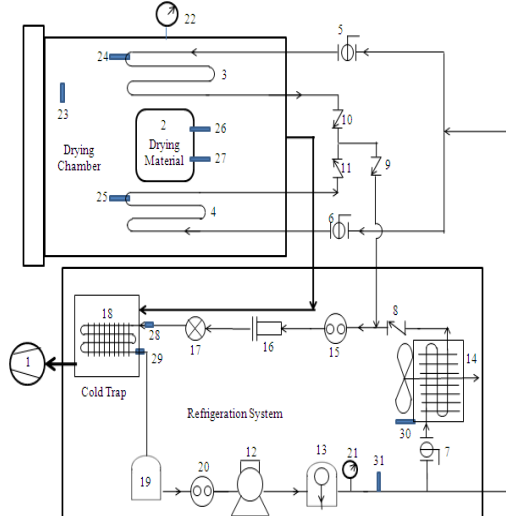
Mesin pengeringan beku vakum dengan sistem refrigerasi siklus tunggal dan ganda (Cascade) sudah dirancang, dibuat dan diuji oleh Laboratorium sistem refrigerasi dan Tata udara Universitas Indonesia seperti yang terlihat pada gambar 4 dan 5. Data Tekanan pada ruang pengering maupun pada sistem refrigerasi diukur menggunakan pressure transmitter dengan batas ukur dari 0 sampai 2600 mbar, 0 sampai 16 bar dan 0 sampai 40 bar dengan akurasi alat ukur sebesar 0.15%. Semua data temperatur baik pada ruang pengering, cold trap, material dan sistem refrigerasi diukur menggunakan thermocouple type K dengan batas ukur -200 sampai 120°C dengan akurasi alat ukur 0.4%. Berat material sebelum dan sesudah proses pengeringan diukur dengan timbangan digital dengan batas ukur 0 sampai 600g dan akurasi 0.4%. Proses charging refrigerant ke dalam sistem diukur menggunakan timbangan dengan batas ukur 0 sampai 15 kg dengan akurasi 0.4%. Data tekanan dan temperatur dicatat dengan menggunakan data aqisisi national Instrumen NI 9274. Skematik pengambilan data mesin pengeringan beku vakum siklus tunggal dan ganda dapat dilihat pada gambar 6 dan 7. Semua sistem refrigerasi siklus tunggal maupun sistem ganda akan dianalisis secara termodinamik untuk mengetahui unjuk kerja dan kemungkinan pemanfaatan panas buang kondenser sebagai pemanas pada mesin pengeringan beku vakum.



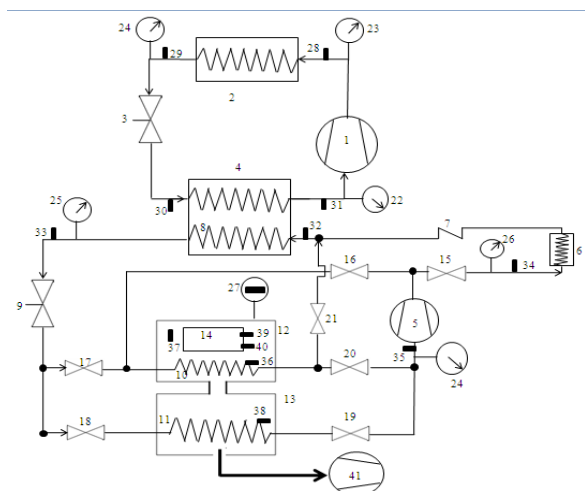
Gambar 4. Mesin pengeringan beku vakum Siklus refrigerasi tunggal



Gambar 5. Mesin pengeringan beku vakum siklus refrigerasi ganda (Cascade)



Gambar 6. Skema pengeringan beku vakum Siklus refrigerasi tunggal



Gambar 7. Skema pengeringan beku vakum siklus refrigerasi ganda (Cascade)

Keterangan Mesin pengeringan beku vakum siklus tunggal

1. Ruang pengering
2. Material
3. Pemanas atas dari panas buang kondenser
4. Pemanas bawah dari panas buang condenser
- 5-7 Shutt-off valve
- 8-11 Check valve
12. Kompresor
13. Oil separator
14. Kondenser
15. Sight glass
16. Filter dryer
17. Katup Ekspansi
18. Evaporator
19. Acumulator
20. Sight Glass
- 21-22 Pressure Transmitter
- 23-31 Thermocouple

Keterangan Mesin pengeringan beku vakum siklus tunggal

1. Ruang pengering
2. Material
3. Pemanas atas dari panas buang kondenser
4. Pemanas bawah dari panas buang condenser
- 5-7 Shutt-off valve
- 8-11 Check valve
12. Kompresor
13. Oil separator
14. Kondenser
15. Sight glass
16. Filter dryer
17. Katup Ekspansi
18. Evaporator
19. Acumulator
20. Sight Glass
- 21-22 Pressure Transmitter
- 23-31 Thermocouple

Analisa sistem refrigerasi

Analisa sistem termodinamika untuk sistem refrigerasi siklus tunggal maupun siklus ganda dengan asumsi umum sebagai berikut:

1. Kompresi Non-Isentropik digambarkan sebagai rasio kompresi, Kombinasi motor dan efisiensi mekanik untuk tiap kompresor adalah 0.93 (Liu et al., 2006)
2. Mengabaikan tekanan dan panas yang terbuang pada pemipaan dan komponen
3. Ekspansi Isenthalpi sepanjang katup ekspansi
4. Mengabaikan perubahan energi kinetik dan potensial
5. Kondisi Dead State adalah 27°C dan 101.3 kPa

Berdasarkan asumsi diatas, maka persamaan kesetimbangan untuk menentukan laju aliran massa dari siklus refrigerasi seperti kerja kompresor, perpindahan panas kondenser dan evaporator, pembangkitan entropi dan *exergy destruction* dapat ditentukan sebagai berikut :

Kesetimbangan massa

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \dots\dots\dots[1]$$

Sedangkan aliran massa sendiri pada peralatan dipasang pipa orifice , sehingga besarnya aliran massa refrigerant dapat dihitung dengan persamaan

$$\dot{m} = \rho.Q \dots\dots\dots[2]$$

Sedangkan Q sendiri adalah debit aliran refrigerant yang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$Q = A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho[1 - (A_2/A_1)^2]}} \dots\dots\dots[3]$$

Kesetimbangan energi :

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \dot{m}.h - \sum_{in} \dot{m}.h \dots\dots\dots[4]$$

Kesetimbangan exergy

$$\dot{X}_{des} = \sum_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m}_i \psi_i - \sum_{out} \dot{m}_o \psi_o \dots\dots\dots [5]$$

Untuk unjuk kerja sistem refrigerasi dinilai berdasarkan COP (Coefficient of Performance) dengan persamaan berikut :

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{comp}} \dots\dots\dots [6]$$

Dimana untuk sistem cascade berlaku persamaan berikut :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_H + \dot{W}_L} \dots\dots\dots [7]$$

Untuk HS :

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{Cas,E}}{\dot{W}_H} \dots\dots\dots [8]$$

dan untuk LS :

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_L} \dots\dots\dots [9]$$

| Nomenclatur | | |
|-----------------|-----------|---|
| COP | [-] | coefficient of performance |
| DT | [°C] | temperature difference in the cascade-condenser |
| h | [kJ/kg] | specific enthalpy |
| h _s | [kJ/kg] | specific enthalpy calculated at suction entropy |
| <i>m</i> | [kg/s] | mass flow rate |
| P | [kPa] | pressure |
| \dot{Q} | [kW] | heat transfer rate |
| RC | [-] | Compressor pressure ratio |
| S | [kJ/kg.K] | specific entropy |
| T | [°C] | temperature |
| \dot{w} | [kW] | work |
| \dot{X}_{des} | [kW] | rate of exergy destruction |

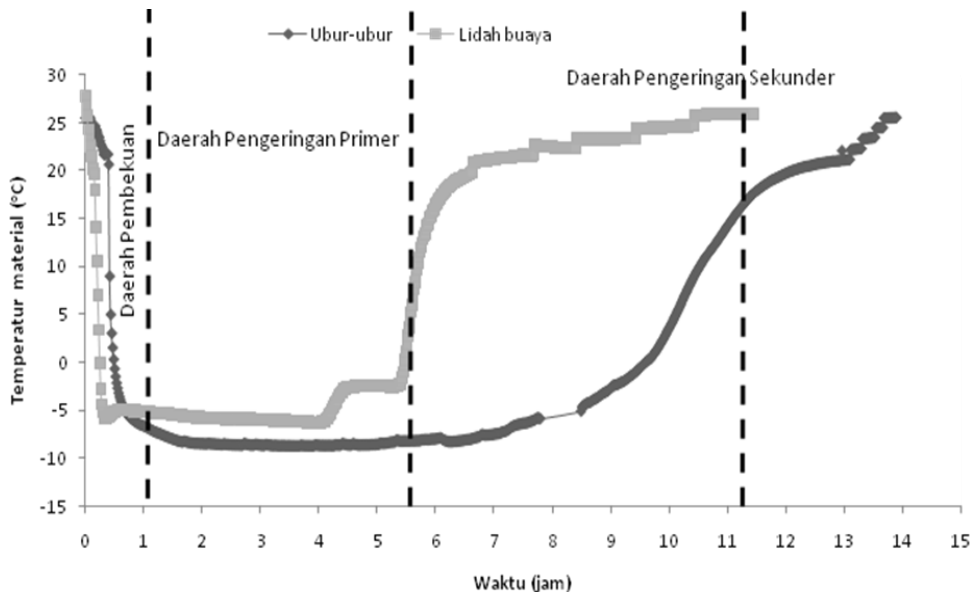
| Special characters | | |
|--------------------|---------|--------------------------|
| ψ | [kJ/kg] | Stream exergy |
| Subscripts | | |
| <i>cas</i> | | Cascade |
| <i>E</i> | | Evaporator |
| <i>F</i> | | Cooling space |
| <i>C</i> | | Condenser |
| <i>H</i> | | High-Temperature circuit |
| <i>isent</i> | | Isentropic |
| <i>max</i> | | maximum |
| <i>opt</i> | | optimum |
| <i>L</i> | | Low-Temperature circuit |
| <i>0</i> | | ambient |
| <i>s</i> | | Isentropic |

HASIL DAN PEMBAHASAN

Profil Temperatur Pengeringan

Secara umum profil temperatur pengeringan yang terjadi untuk lidah buaya dan tentakel ubur-ubur menunjukkan trend yang sama seperti yang diperlihatkan pada gambar 8 dimana selama proses pengeringan beku vakum terbagi menjadi 3 daerah, yaitu daerah pembekuan, daerah pengeringan primer dan daerah pengeringan sekunder (H gieseler et al 2008, Nasruddin et al., 2011, M. Idrus Alhamid et al., 2010, M. Yulianto et al., 2011). Proses pembekuan ketika temperature turun dari temperature lingkungan sampai dengan temperatur pembekuan (solidifikasi) pada dibawah -5oC. Daerah pengeringan terjadi ketika Temperatur

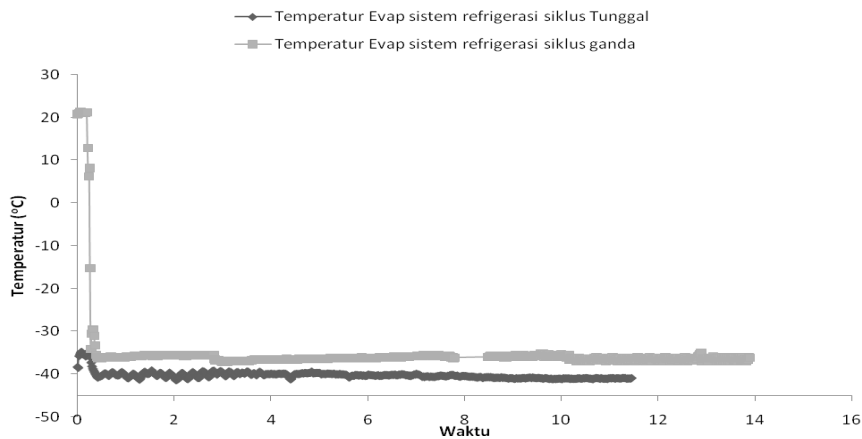
material konstan pada kondisi solid, berubah fase dari solid langsung ke gas. Daerah Pengerinan sekunder terjadi ketika temperature material mendekati temperature lingkungan



Gambar 8. Profil Temperatur selama proses pengerinan beku vakum

Profil Temperatur Evaporator

Profile temperatur selama proses pengerinan pada sistem refrigerasi siklus tunggal maupun siklus ganda dapat dilihat pada gambar 9. Pada gambar tersebut dapat dilihat pada awal proses pembekuan temperatur evap baik pada siklus tunggal maupun ganda berfluktuatif yang kemudian setimbang kembali, hal ini dikarenakan beban pendinginan yang naik akibat proses evaporasi akibat turunnya tekanan di dalam ruangan. Pada gambar tersebut juga dapat dilihat bahwa temperatur evap siklus ganda lebih tinggi, hal ini karena proses pencampuran 2 refrigeran (20% CO2 dan 80 HCR 22) belum optimal.

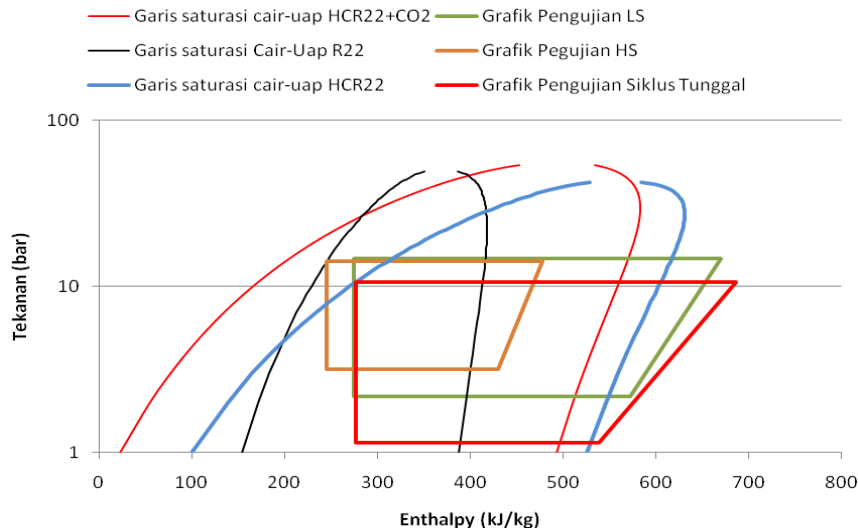


Gambar 9. Profil Temperatur Evap siklus tunggal dan ganda

Analisa Sistem Thermodinamika

Pada gambar 10 dapat dilihat siklus di diagram PH untuk sistem refrigerasi siklus tunggal dan siklus ganda (HS dan LS). Sangat jelas dapat dilihat bahwa untuk sistem refrigerasi siklus tunggal mempunyai kapasitas pendinginan lebih besar dibandingkan siklus ganda, hal ini dikarenakan beda daya kompresor antara siklus tunggal yang mempunyai daya 1 HP dan siklus ganda HS dan LS mempunyai daya ½ HP. Pada bagian HS terlihat bahwa kapasitas pendinginan untuk mendinginkan PHE tidak mampu menandingi panas yang dihasilkan oleh discharge dari LS sehingga terjadi kenaikan tekanan suction. Sedangkan pada tabel 1 dapat dilihat bahwa Exergi yang dihasilkan oleh sistem refrigerasi siklus ganda bagian LS dengan daya kompresor ½ HP mempunyai nilai yang hampir sama dengan siklus refrigerasi tunggal yang mempunyai daya

kompresor 1 HP, hal ini dikarenakan Rasio Kompresi yang lebih besar dari siklus tunggal. Sedangkan dilihat dari exergy destruction sudah sesuai dengan daya kompresor yang digunakan. Untuk performance refrigerasi sendiri mempunyai COP yang belum maksimal dari sistem refrigerasi siklus ganda hal ini terjadi karena panas yang diserap belum optimal dibandingkan dengan panas yang dibuang di kondenser. Selain itu juga karena belum sepenuhnya isolasi pada sistem refrigerasi siklus tunggal. Kenaikan Rasio tekanan (Pressure ratio) dapat menyebabkan kapasitas pendinginan dan juga panas yang dihasilkan dari kompresor, tetapi hal ini juga akan menyebabkan kenaikan daya konsumsi energi pada kompresor. Rasio kompresi besar belum tentu menghasilkan exergy yang besar, harus dilihat juga laju aliran dari refrigeran

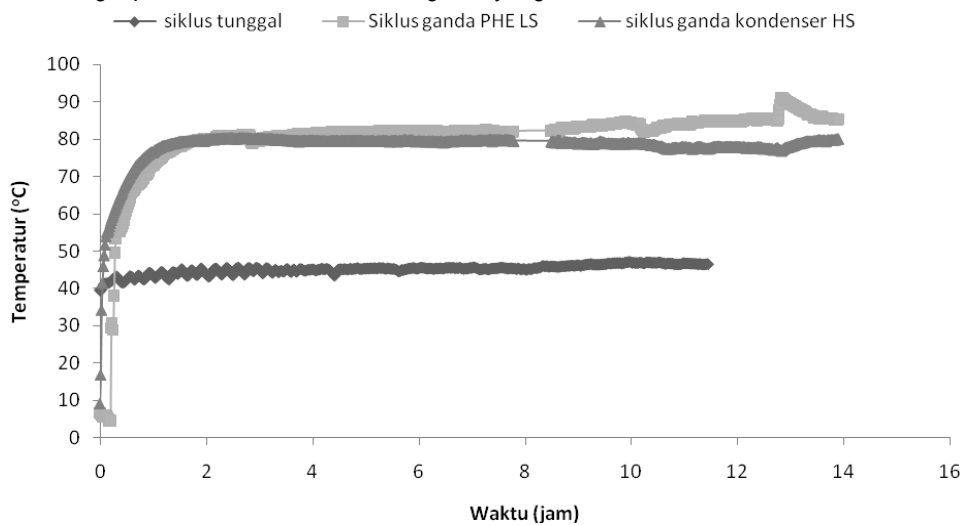


Gambar 10. P-H Diagram sistem refrigerasi siklus tunggal dan ganda

Tabel 1. Analisa Sistem refrigerasi

| No | Sistem refrigerasi | COP | Exergi (kJ/kg) | Exergy destruction (kw) | Pressure Rasio | Laju Aliran Massa (kg/s) |
|----|--------------------|------|----------------|-------------------------|----------------|--------------------------|
| 1 | Siklus Tunggal | 2.95 | 111.81 | 0.4 | 0.11 | 0.003 |
| 2 | Siklus ganda (LS) | 3.03 | 107.95 | 0.34 | 0.15 | 0.006 |
| 3 | Siklus Ganda (HS) | 5.2 | 46 | 0.4 | 0.22 | 0.017 |

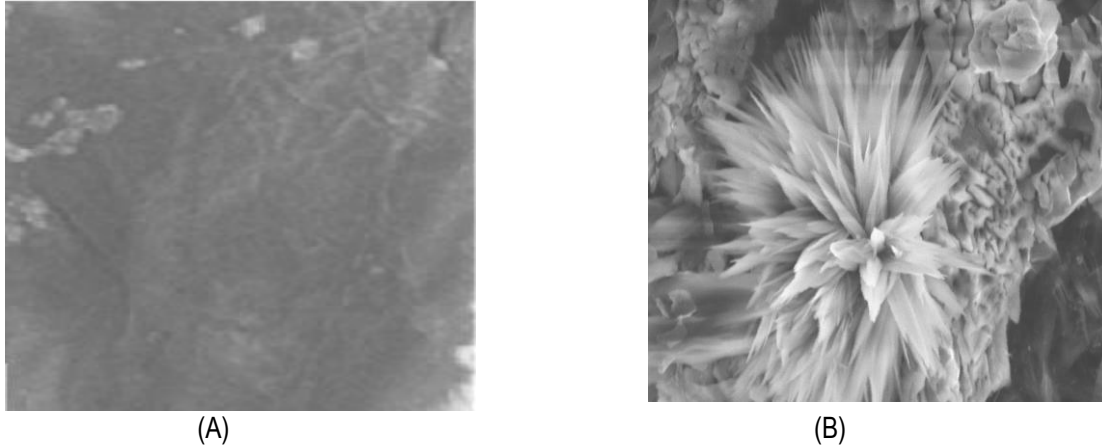
Sedangkan pada gambar 11 dapat dilihat beda temperatur masuk dan keluar kondenser yang mempunyai potensi sebagai energi pemanas untuk mesin pengeringan beku vakum. Walaupun pada sisi HS mempunyai beda temperatur yang sama dengan sisi LS tetapi tidak mempunyai potensi energi yang bisa dimanfaatkan sebagai pemanas karena aliran refrigeran yang lebih besar dari siklus LS.



Gambar 11 Beda temperatur masuk dan keluar kondenser

Hasil Akhir Pengeringan

Pada gambar 12 dapat dilihat struktur hasil akhir produk hasil pengeringan untuk lidah buaya dan aloe vera. Dari gambar tersebut dapat dilihat dengan jelas bahwa struktur produk dengan mesin pengeringan beku vakum tanpa menggunakan pemanas tidak merusak struktur material tersebut. Hal ini menjadi dasar pada saat proses pengeringan beku vakum menggunakan pemanas dari panas buang kondenser, karena setiap material mempunyai ketahanan yang berbeda-beda.



Gambar 12. A. Struktur hasil pengeringan beku vakum lidah buaya. B. Struktur hasil akhir pengeringan Tentakel Ubur-ubur

KESIMPULAN

Pada sistem refrigerasi siklus tunggal mempunyai potensi energi yg bisa dimanfaatkan (Exergi) sebesar 111.81 kJ/kg dengan beda temperatur masuk dan keluar kondenser sebesar 40oC. Pada siklus ganda sisi LS mempunyai energi yang bisa dimanfaatkan sebesar 107.95 kJ/kg dengan beda temperatur masuk dan keluar kondenser sebesar 80oC, sedangkan pada sisi HS mempunyai potensi energi sebesar 46 kJ/kg dengan beda temperatur masuk dan keluar kondenser 75oC. Perbedaan potensi energi karena adanya perbedaan laju aliran massa refrigeran. Semakin besar beda temperatur masuk dan keluar kondenser dengan semakin kecil laju aliran massa refrigeran dapat meningkatkan potensi energi yg bisa dimanfaatkan sebagai pemanas. Sehingga panas buang kondenser yang bisa dimanfaatkan sebagai pemanas untuk proses pengeringan beku vakum adalah siklus refrigerasi tunggal dan ganda pada sisi LS. Proses pengeringan tanpa pemanas tidak merusak struktur material lidah buaya dan tentakel ubur-ubur sehingga hal ini bisa dijadikan sebagai referensi untuk hasil akhir dengan menggunakan pemanas.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima Kasih kepada DRPM UI untuk hibah yang kami dapat dalam membiayai penelitian ini melalui 2 hibah yaitu : Hibah Riset Unggulan tahun 2009 dengan no kontrak 773h/DRPM-UI/A/N1.4/2009 dan Hibah Strategis Nasional tahun 2011 dengan no kontrak : DRPM / RSN-UI / 2011 / 1 / 10721. Dan juga tidak lupa saya mengucapkan terima kasih kepada Departemen Teknik Mesin dan Biosystem IPB yang telah memberikan kesempatan dalam melakukan penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- Belyamin, Tambunan, A.H., Hadi, K., Purwadaria, & M.I. Alhamid, 2007, "The application of freeze vacuum and heating from top and bottom on freeze vacuum drying", *Journal of Agricultural Engineering, Association of Agricultural Engineering Indonesia*, Vol. 21, 235-248
- Chakraborty, R., A.K., Saha., P., Bhattacharya. 2006. Modeling and simulation of parametric sensitivity in primary freeze-drying of foodstuffs. *Elsevier Separation and Purification Technology* (49), 258-263

- George.J,P., A,K,Datta., 2002. Development and validation of heat and mass transfer models for freeze-drying of vegetable slices. Elsevier Journal of Food Engineering (52), 89-93
- Ghio, S., A,A, Barresi, G, Rovero.2000. A comparison of evaporative and conventional freezing prior to freeze-drying of fruits and vegetables. IChem Journal., 0960-3085
- H. Gieseler., T. Kramer., S.Schneid. 2008. Quality by design in Freeze Drying : Cycle Design and Robustness Testing In the Laboratory Using Advanced Process Analytical Technology. Pharmaceutical Technology 2008
- Ibrahim Dincer., Marc A. Rosen. 2007. Exergy (Energy, Environment and Sustainable Development. Elsevier Ltd. ISBN 978-0-08-044529-8
- John C. may. 2004. Freeze-Drying / Lyophilization of Pharmaceutical and Biological Products (Second Edition, Revised and Expanded). Marcel Dekker, Inc. ISBN : 0-8247-4868-9
- Lee TS, Liu CH, Chen TW. Thermodynamic Analysis of Optimal Condensing Temperature of Cascade-Condenser In CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration Systems. *International Journal Of Refrigeration* 2006; 29 :1100-1108
- M. Idrus Alhamid, Darwin R.B Syaka, Nasruddin. 2011. Exergy and Energy Analysis of a Cascade Refrigeration System Using R744+R170 for Low Temperatur Application. *Intrnational of Mechanical&Mechatronics Engineering IJMME-IJENS Vol 10 No 06*
- M. Idrus Alhamid, Nasruddin, M. Yulianto. 2010. Effect Of Upper Heating from Heat Loss Condenser on Drying Time and Final Moisture Content at Freeze Vacuum Drying Process. *Int Confrence IMAT*
- M. Idrus Alhamid, Nasruddin, M.Yulianto, 2010. Karakteristik pengeringan beku vakum aloevera dengan pemanfaatan panas buang kondenser dilengkapi cold trap berefrigerant R404. *Journal JTM-ITS (2011) JTM 10-10*
- Muhamad Yulianto, M. Idrus Alhamid, Nasruddin, Engkos A. Kosasih. 2011. Proses Perubahan Fase Material yang Melibatkan Evaporasi dan Sublimasi pada Pengeringan Beku Vakum Ekstrak Ubur-ubur. *Seminar SNTTM X Brawijaya*
- Nasruddin., M. Idrus Alhamid.,Engkos A Kosasih.,Muhamad Yulianto. 2011. Effects of Freeze Vacuum Drying and Heating from Condenser's Heat Loss on Drying Rate and Microstructure of Aloe vera. *Research Journal of Applied Science* 6(5). Medwell international journal 2011. 335-343.
- R. Dhib. 2011. Infrared Drying : Form Process Modeling to Advanced Process Control. *Drying Technology Journal.* 97-105
- Wang, rui., Min, Zhang.,Mujumdar. 2010. Effects of vacuum and microwave freeze drying on microstructure and quality of potato slices. Elsevier Journal of Food Engineering (101), 131-139
- Wang, Jun., Kuichuan Sheng. 2005. Far-infrared and microwave drying of peach. Elsevier LWT Journal (40) 247-255