

Pengaruh Variasi Debit Refrigeran Sekunder Terhadap Kinerja Sistem Chiller Brine Cooling

Windy Hermawan Mitrakusuma¹, Andriyanto Setyawan¹, Racchel Dewi Riyanto Putri¹

¹ Jurusan Teknik Refrigerasi dan Tata Udara, Politeknik Negeri Bandung

Korespondensi : windyhm@polban.ac.id

ABSTRAK

Chiller merupakan alat penghasil fluida (refrigeran sekunder) dingin dan digunakan pada sistem distribusi air dingin. Distribusi fluida dingin akan sangat mempengaruhi kinerja dari mesin pendingin. Dalam penelitian ini akan dikaji pengaruh debit aliran fluida dingin terhadap mesin pendinginnya.

Sistem pendingin yang digunakan adalah sistem refrigerasi kompresi uap berpendingin udara (air cooled condensor) dengan refrigeran sekunder adalah propylene glycol 33%. Fluida dingin, dalam kasus penelitian ini, digunakan untuk mendinginkan kabin menggunakan koil yang tertanam dalam dinding pada kabin yang didinginkan. Temperatur termostat dalam ruangan diset pada temperatur 24, artinya pada temperatur refrigeran sekunder akan berhenti mengalir. Pengamatan dilakukan dengan 3 (tiga) kecepatan/debit refrigeran sekunder mengalir pada koil pendingin di dalam kabin. Data pengamatan yang dicatat adalah, temperatur kabin, temperatur cut-in dan cut-off sistem, laju aliran air, tegangan sistem dan arus yang mengalir dalam sistem. Hasil pengujian menunjukkan bahwa laju aliran refrigeran sekunder sangat berpengaruh terhadap kinerja mesin. Diperoleh bahwa dengan meningkatnya debit aliran refrigeran sekunder, akan mempercepat waktu pencapaian temperatur di kabin. Selain itu dengan bertambahnya debit aliran menyebabkan kebutuhan daya menurun. Nampak bahwa pada debit daya pada debit 5,5 Lpm, 3 Lpm, dan 1,8 Lpm, masing masing diperoleh kapasitas pendinginan 320,4 W, 229,0 W, dan 297,4 W. Demikian pula untuk COP, dengan kenaikan debit aliran refrigeran sekunder, koefisien unjuk kerja rata rata meningkat.

Kata kunci: chiller, refrigeran sekunder, pendinginan radian, brine cooling.

ABSTRACT

Chiller is a fluid cold generator (secondary refrigerant) and is used in cold water distribution systems. The distribution of cold fluid will affect the performance of the refrigeration machine. In this study, the effect of cold fluid flow on the engine coolant will be discussed. The cooling system used is a compressed air cooled vapor refrigeration system with a secondary refrigerant of 33% propylene glycol. Cold fluids (secondary refrigerant), in this study, are used to cool the cabin using coils embedded in the walls of the cooled cabin. Indoor thermostat temperature is set at 24, in which at that temperature, the secondary refrigerant will stop flowing to the coil. The observations were made with 3 (three) flow rate of secondary refrigerant flowing in the cooling coil in the cabin. Observation data recorded are, cabin temperature, cut-in and cut-off temperature, water flow rate, system voltage and current flowing in the system. The test results showed that the secondary refrigerant flow rate greatly affected the engine performance. It was obtained that with increasing of secondary refrigerant flow rate, it will accelerate the time of temperature achievement in the cabin. In addition, with the increase in flow rate, the power requirements decrease. It appears that at the discharge at 5.5 Lpm, 3 Lpm and 1.8 Lpm, each cooling capacity is around 320,4 W, 229,0 W, dan 297,4 W. Likewise for COP, with an increase in the flow of secondary refrigerant flow, the average performance coefficient increases.

Keyword : chiller, esecondari refrigerant, radiant cooling, brine cooling.

1. PENDAHULUAN

Sistem chiller, merupakan sistem yang bekerja untuk mendinginkan refrigeran sekunder, yang kemudian didistribusikan ke tempat tempat yang akan didinginkan[1] [2]. Sistem ini banyak digunakan di hotel hotel ataupun pada penggunaan yang membutuhkan distribusi dingin lebih kompleks. Keuntungan sistem *chiller* adalah fleksibilitas dalam menambahkan unit pendingin baru ataupun perubahan distribusi fluida dinginnya [3]. Hal ini berbeda dengan sistem pendingin langsung (*direct system*), dimana sistem pendingin langsung, tidak mudah melakukan penambahan unit koil pendingin atau mengubah sistem distribusinya.

Penggunaan temperatur kerja juga akan menentukan pemilihan refrigeran sekunder yang digunakan. Untuk sistem tata udara, dimana temperatur fluida pendingin berkisar pada temperatur 5-8 °C, penggunaan

air sebagai refrigeran sekunder sudah menjadi umum. Tetapi untuk mesin pendingin dimana temperatur kerjanya lebih rendah lagi, apalagi bekerja di bawah 0 (nol) °C, maka penggunaan refrigeran sekunder yang tidak membeku menjadi penting. Salah satu fluida yang biasa digunakan adalah *propylene glycol*, *ethylene glycol*, dan air garam. Sistem pendingin dengan refrigeran sekunder tersebut seringkali disebut juga sebagai *brine cooling*.

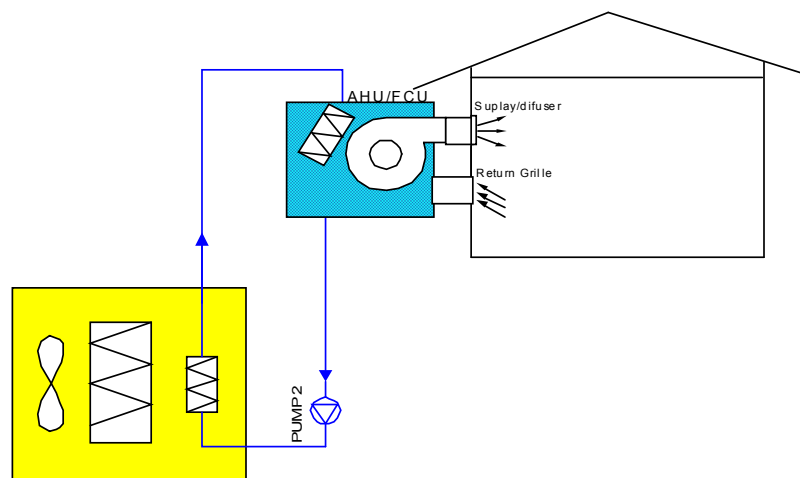
Berbagai upaya penghematan energi dapat dilakukan pada sebuah sistem pendingin *chiller* antara lain dengan: membagi beban kompresor dengan yang lebih kecil, pemeliharaan alat penukar kalor, pengaturan temperatur kerja sistem, penggunaan alat alat yang lebih efisien [4]. Salah satu yang bisa dilakukan untuk penghematan energi pada sistem *chiller* adalah dengan mengatur laju aliran fluida sekunder. Debit refrigeran sekunder memiliki andil terhadap kinerja dan waktu pendinginan untuk mencapai temperatur yang telah ditentukan, dengan debit yang optimum akan diperoleh kinerja yang maksimum dan waktu pengoperasian mesin yang efektif yang dapat menghemat penggunaan energi listrik. Oleh karena itu kajian terhadap variasi debit refrigeran sekunder perlu dilakukan untuk melihat jumlah debit refrigeran/sekunder yang optimum kira kira optimum.

Dalam penelitian ini, masalah utama yang akan dibahas adalah bagaimana pengaruh variasi debit refrigeran sekunder terhadap waktu pencapaian temperatur yang telah ditentukan (*chilling time*), berapa/nilai debit refrigeran sekunder yang optimum terhadap kinerja sistem *chiller brine cooling* diantara ketiga variasi debit yang dilakukan, dan berapakah nilai kinerja maksimum baik ditinjau dari kinerja sisi refrigerasinya/maupun sisi refrigeran sekunder yang diperoleh.

Berdasarkan hal tersebut di atas, maka tujuan dari kajian penelitian ini adalah sebagai/berikut: mengetahui pengaruh/debit refrigeran sekunder yang divariasikan terhadap *chilling time system*, mengetahui besar debit optimum sebagai upaya peningkatan kinerja sistem *chiller brine cooling*, dan memperoleh nilai kinerja maksimum dan konsumsi daya listrik *chiller brine cooling* dari debit yang divariasikan.

Chiller yang digunakan dalam aplikasi tata udara ataupun untuk keperluan temperatur rendah, dapat berupa *chiller* berpendingin air (*water cooled chiller*), *chiller* berpendingin udara (*air cooled chiller*) atau *chiller* berpendingin evaporatif (*evaporatively cooled chiller*), kompresor yang digunakan dapat berjenis torak, *scroll*, *screw*, atau sentrifugal, evaporator dapat diletakkan terpisah dari condensing unit sehingga memungkinkan seluruh distribusi air dingin terletak di dalam bangunan, sementara kompresor dan kondenser terletak di luar gedung.

Siklus refrigerasi dari sistem *chiller* secara sederhana dapat dijelaskan sebagai berikut, cairan yang akan didinginkan dapat berupa propylene glycol, ethylene glycol, atau refrigeran sekunder lainnya, masuk ke dalam *cooler/evaporator* dan didinginkan oleh cairan refrigeran yang menguap pada temperatur rendah, setelah cairan didinginkan oleh *cooler*, cairan akan menuju koil untuk mendinginkan beban, sehingga temperatur cairan akan naik dan menuju ke *cooler* kembali untuk didinginkan dan akan bersirkulasi. Pada sistem refrigerasinya, uap refrigeran dihisap masuk ke kompresor dan tekanannya dinaikkan sehingga temperatur kondensasinya meningkat, dan dapat mencair kembali di kondenser, pada proses ini temperatur medium pendingin kondenser (air atau udara) mengalami kenaikan, refrigeran cair tersebut kemudian mengalir ke *cooler/evaporator* melalui alat kontrol refrigeran (katup ekspansi). Pada alat ekspansi, refrigeran mengalami penurunan tekanan, sehingga temperatur dididinya turun, dan lebih rendah dari temperatur refrigeran sekundernya. Salah satu contoh sistem *chiller* ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1 Skematik sistem *chiller air cooled condenser*.

Gambar 1 menunjukkan skematik sistem *chiller aircooled condenser*. Pada sistem tersebut, air dingin diproduksi dari pendinginan yang dilakukan oleh evaporator. Air dingin kemudian didistribusikan ke AHU/FCU (*air handling unit / fan coil unit*) yang ada di ruangan. Di FCU/AHU terjadi pertukaran kalor antara udara dari dalam ruangan dan air dingin yang dikirimkan oleh *chiller*. Setelah air mengambil kalor dari ruangan, maka air yang lebih hangat akan dikembalikan lagi ke evaporator.

Untuk mengukur kinerja sistem *chiller*, maka dapat dilakukan pengamatan terhadap sistem distribusi air dan juga terhadap daya yang dikonsumsi oleh *chiller*. Kinerja *chiller* dapat diketahui dengan cara mencari COP (*coefficient of performance chiller*). COP diperoleh dengan membandingkan kapasitas *chiller* terhadap daya listrik yang digunakan, daya listrik *chiller* dapat diperoleh dari pengukuran data kelistrikan, sedangkan kapasitas *chiller* diperoleh dari pengukuran selisih temperatur air masuk dan keluar evaporator serta laju aliran *brine*. Berikut adalah persamaan yang menentukan besarnya COP sistem

$$\text{COP} = \frac{(\rho V_{ev} C_p (T_i - T_o))}{P} \quad (1)$$

ρ	= masa jenis <i>brine</i> [kg/l]
V_{ev}	= laju aliran <i>brine</i> melewati evaporator [l/s]
C_p	= kapasitas termal <i>brine</i> [kJ/kg.°C]
T_i	= temperatur <i>brine</i> masuk evaporator [°C]
T_o	= temperatur <i>brine</i> keluar evaporator [°C]
P	= daya listrik yang dikonsumsi oleh <i>chiller</i> [kW]

Salah satu pemanfaatan sistem *chiller* adalah pada sistem pendingin radian, dimana fluida dingin yang dihasilkan oleh sistem *chiller* digunakan untuk mendinginkan ruangan menggunakan permukaan padat, dengan cara dialirkan dibagian bawah permukaan padatnya. Sistem ini disebut sebagai sistem pendinginan radian (atau radiasi) [5]. Sistem pendingin radian biasanya menggunakan air dingin yang mengalir di pipa-pipa pada kontak termal dengan permukaan, air yang beredar hanya perlu 2-4 K di bawah suhu udara dalam ruangan yang diinginkan, panas dalam ruangan diserap oleh air yang mengalir di jalur pemipaan air. Akibat panas dari ruang diserap oleh permukaan aktif (dimana di dalamnya mengalir air dingin), akan menurunkan temperatur dalam ruangan. Sistem pendingin radian menawarkan pengurangan yang signifikan dalam konsumsi energi pendinginan [6] [7].

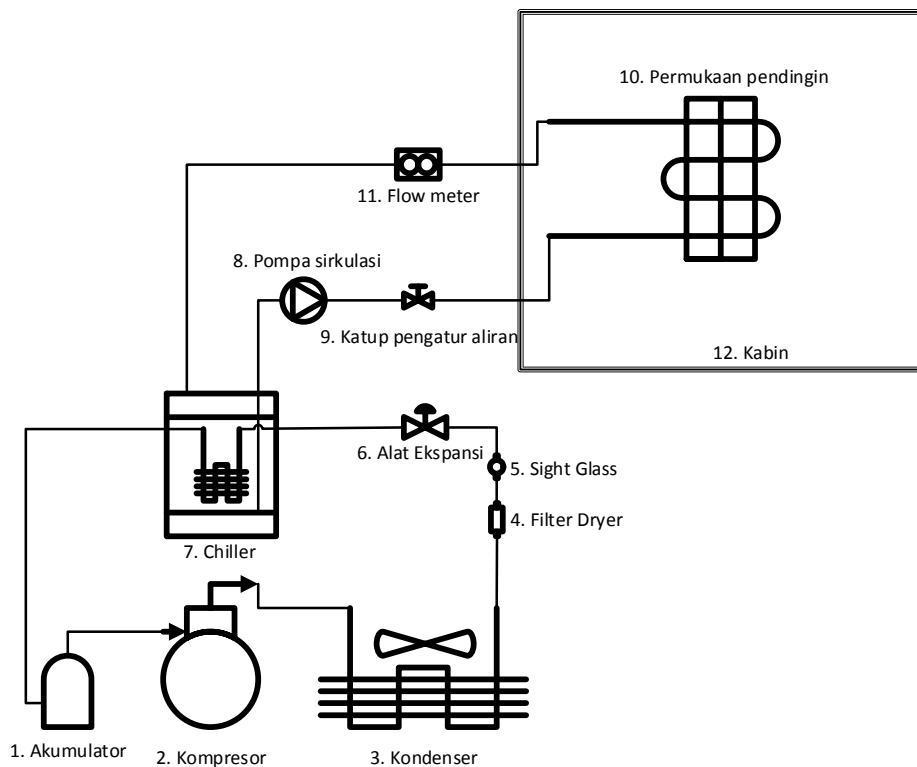
2. METODE PENELITIAN

Pada gambar 2 berikut ditunjukkan prinsip pengujian yang dilakukan, dimana sistem *chiller* mendinginkan propilen glikol (*propylene glycol*). Di sisi refrigeran utama, kompresor menghisap refrigeran keluar dari evaporator, dan kemudian menekannya hingga bertekanan dan bertemperatur tinggi. Di kondensor, dengan refrigeran akan melepaskan kalor, sehingga refrigeran berubah fasa menjadi cair, dan kemudian masuk ke alat ekspansi. Setelah diekspansi, refrigeran menjadi bertekanan rendah dan bertitik didih rendah, kemudian dialirkan ke penukar kalor, dimana di penukar kalor ini atau disebut evaporator, refrigeran menarik kalor dari propilen glikol, dan kemudian berubah fasa menjadi uap. Uap ini kemudian kembali dihisap oleh kompresor. Di sisi refrigeran sekunder (propilen glikol), kalor diserap oleh refrigeran, sehingga refrigeran sekunder menjadi lebih dingin. Propilen glikol dingin ini kemudian dialirkan ke ruangan dan mendinginkan ruangan. Propilen glikol yang telah menyerap panas dari ruangan, kemudian dikembalikan lagi ke *chiller*.

Setpoint temperatur pada sistem *chiller brine cooling* adalah adalah temperatur yang diinginkan pada kabin, dan pada penelitian ini setpoint diatur pada temperatur 5 °C. Waktu yang ditempuh sampai sistem mencapai temperatur setpoint yang telah ditentukan disebut sebagai waktu pencapaian temperatur (*chilling time sistem*). Thermostat yang digunakan pada sistem mini *chiller brine cooling* memiliki differential 2°C sehingga sistem akan mati (*cut off*) ketika temperatur kabin 4°C dan berkerja kembali (*cut in*) ketika temperatur kabin 6 °C.

Untuk melihat laju aliran propilen glikol yang disirkulasikan di dalam sistem, pada saluran dipasang pengukur debit aliran (*flowmeter*). Untuk mendapatkan laju aliran yang diinginkan, katup pengatur aliran diatur sehingga di *flowmeter* terbaca laju debit yang diinginkan. Laju aliran yang digunakan pada percobaan ini adalah 1,8 lpm (liter per menit), 3 lpm, dan lpm. Pengamatan terhadap parameter lainnya adalah dengan mengukur temperatur propilen glikol masuk dan keluar ke/dari *chiller*, arus dan tegangan listrik yang dialirkan ke kompresor. Sifat sifat propilen glikol diperoleh dari datasheet yang dikeluarkan oleh fermilab

[8]. Berdasarkan data yang diperoleh, kemudian dilakukan pengolahan yaitu: menentukan waktu pencapaian temperatur dan serta tekanan sistem, menentukan daya kompresor dan kapasitas pendinginan berdasarkan laju aliran refrigeran sekunder di pelat pendingin.



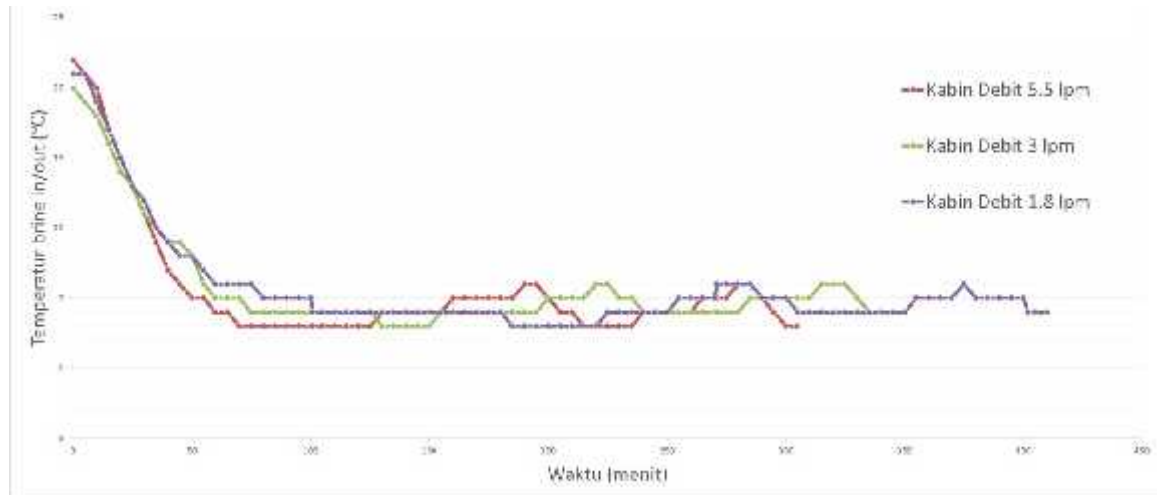
Gambar 2. Skematik sistem *chiller* saat pengujian

3. HASIL DAN ANALISIS

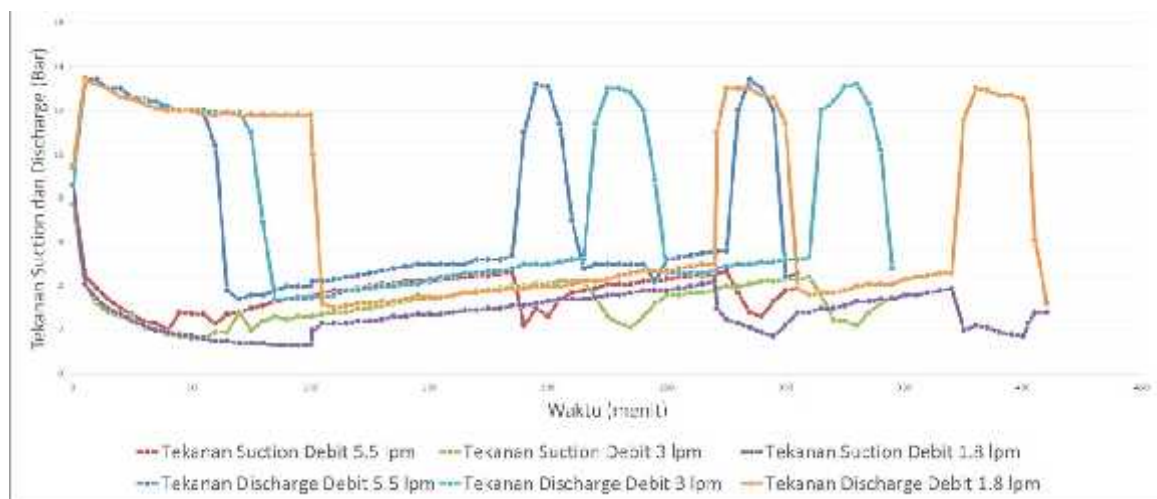
Gambar 3 menunjukkan perubahan temperatur kabin. Pada gambar tersebut, nampak bahwa temperatur permukaan maupun temperatur kabin akan turun seiring dengan waktu hingga kabin tercapai temperatur kira-kira 3 °C, pada saat ini thermostat akan mematikan *chiller*, sementara aliran refrigeran sekunder tetap mengalir ke pelat pendingin. Berdasarkan gambar tersebut nampak bahwa pencapaian temperatur kabin dari 3 variasi debit refrigeran sekunder. Sistem dengan debit refrigeran sekunder 5,5 lpm mencapai temperatur 4°C pada menit ke-60 sedangkan sistem dengan debit refrigeran sekunder 3 lpm membutuhkan waktu 75 menit dan debit dengan refrigeran sekunder 1,8 lpm membutuhkan waktu 101 menit. Hal ini menunjukkan bahwa variasi debit refrigeran sekunder yang memiliki chilling time tercepat adalah 5,5 lpm sedangkan chilling time terlama adalah 1,8 lpm. Penyebab hal ini diperkirakan adalah perbedaan kemampuan penghantaran kalor karena adanya perbedaan besar debit. Peningkatan laju aliran refrigeran sekunder mempunyai potensi energi yang lebih besar dibandingkan dengan debit aliran yang lebih kecil. Selain itu laju aliran yang tinggi dapat mengakibatkan turbulensi aliran sehingga interaksi antara fluida refrigeran sekunder dengan dinding koil kabin meningkat, dan menambah besarnya laju aliran perpindahan panas dalam koil.

Setelah sistem *chiller* mati, maka lambat laun temperatur brine akan naik, dan menyebabkan temperatur kabin juga akan meningkat, hingga kira-kira mencapai temperatur *cut in*-nya, dan *chiller* akan kembali hidup. Dengan hidupnya *chiller*, maka pendinginan refrigeran sekunder terjadi lagi dan temperaturnya menjadi turun.

Sementara itu, dengan semakin tinggi debit refrigeran sekunder semakin tinggi beban (cooling load) yang ditanggung sistem, yang menyebabkan katup diaphragma TXV membuka lebih lebar dan membuat tekanan evaporasi serta laju aliran masa refrigeran meningkat sehingga berpengaruh terhadap semakin besarnya tekanan pada sisi suction dan discharge karena perpindahan refrigeran yang semakin cepat, sehingga penurunan temperatur pada sisi evaporator semakin rendah. Perubahan tekanan ini dapat terlihat pada gambar 4.

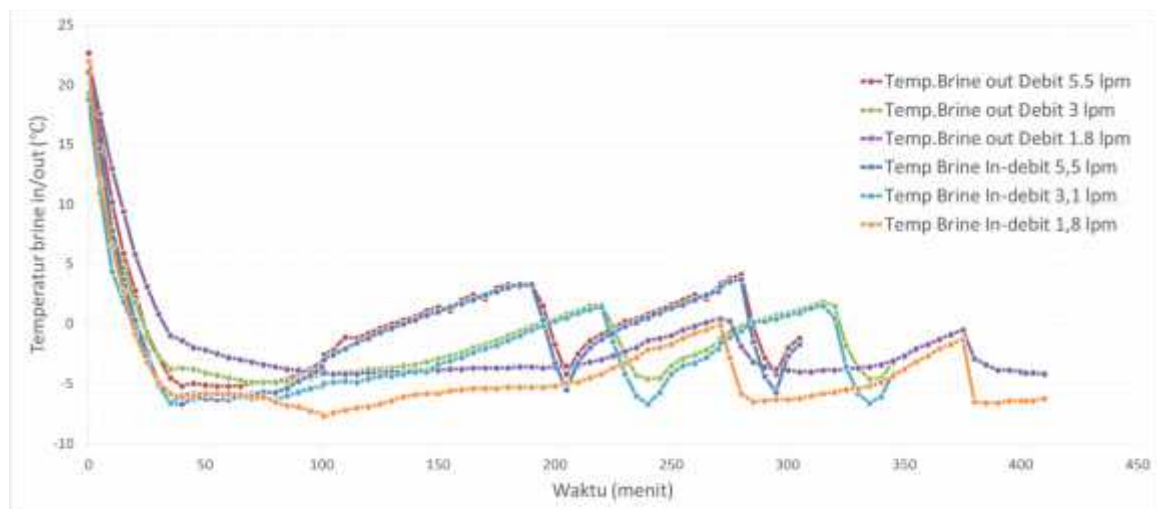


Gambar 3. Penurunan temperatur kabin



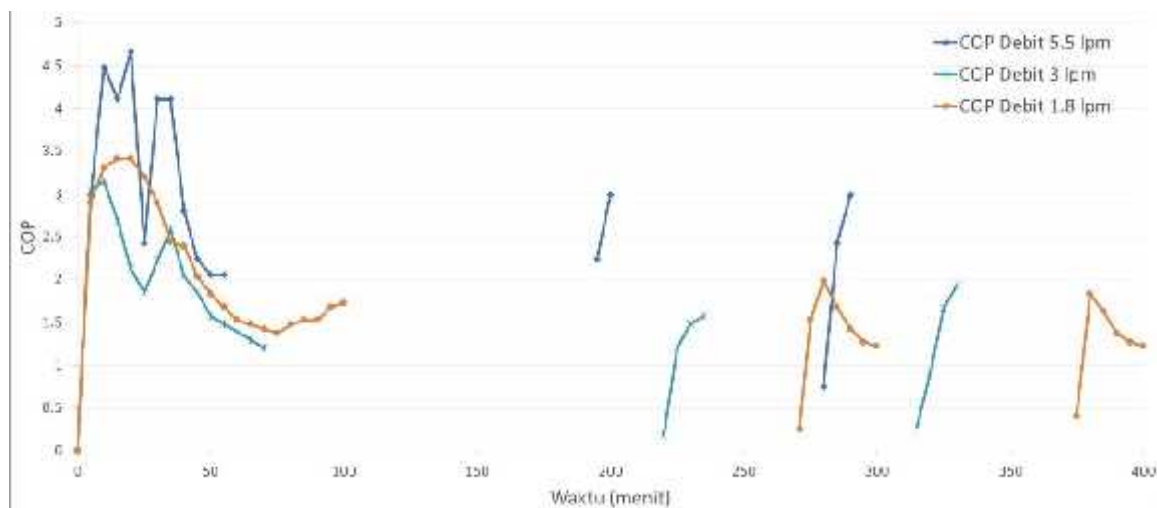
Gambar 4. Perubahan tekanan kerja sistem

Pada Gambar 4 terlihat bahwa pada saat awal tekanan kerja mengalami kenaikan di sisi tekanan tinggi (*discharge*) dan penurunan tekanan hisap (*suction*). Untuk aliran 5,5 lpm, pada menit ke-60 sistem mengalami *cut off* (sistem mati), sedangkan sistem dengan debit refrigeran sekunder 3 lpm membutuhkan waktu 75 menit dan debit dengan refrigeran sekunder 1,8 lpm membutuhkan waktu 101 menit. Setelah mengalami *cut off*, tekanan kerja sistem akan cenderung kembali ke posisi awal (tekanan *discharge* turun, dan tekanan *suction* naik). Pada saat *cut in* berikutnya, nampak bahwa aliran 5,5 lpm mendahului dibandingkan dengan aliran lainnya, dan aliran dengan 1,8 lpm yang paling lambat mengalami *cut in*. Hal ini nampak periodik untuk *cut off* maupun *cut in* selanjutnya. Perbedaan waktu kenaikan dan penurunan tekanan tekan (*discharge*) yang disebabkan oleh perbedaan waktu *cut off* (sistem mati) dan *cut in* (sistem menyala), tekanan *discharge* rata – rata ketika sistem menyala untuk debit 5,5 lpm adalah 12.51 bar gauge, debit 3 lpm 12.36 bar gauge dan debit 1,8 lpm 12.26 bar gauge. Sementara itu tekanan *suction* yang terukur dari 3 variasi debit refrigeran sekunder, nilai tekanan hisap (*suction*) rata-rata selama sistem beroperasi untuk debit 5,5 lpm adalah 3.16 bar gauge, debit 3 lpm adalah 2.68 bar gauge dan debit 1,8 lpm adalah 2.21 bar gauge. Fenomena tersebut terjadi karena semakin tinggi debit refrigeran sekunder semakin tinggi beban (*cooling load*) yang ditanggung sistem, hal ini menyebabkan katup diafragma TXV membuka lebih lebar dan membuat tekanan evaporasi serta laju aliran masa refrigeran meningkat sehingga berpengaruh terhadap semakin besarnya tekanan pada *discharge* karena perpindahan refrigeran yang semakin cepat, sehingga terjadi penurunan pada sisi evaporator.



Gambar 5. Perubahan temperatur refrigeran sekunder

Gambar 5 menunjukkan pola temperatur refrigeran sekunder yang mengalir pada pelat. Nampak bahwa, pola *cut in* dan *cut off* seperti ditunjukkan pada gambar 4 terulang walaupun mengalami penundaan. Pada gambar 5 terlihat pula bahwa selisih temperatur air masuk dan keluar berbeda untuk tiap aliran. Untuk aliran 5,5 lpm, selisih temperatur masuk dan keluar mempunyai nilai paling kecil, sementara untuk aliran 1,8 lpm bernilai paling besar. Rata rata selisih temperatur tersebut adalah 0,82K, 1,03K, dan 2.37K, masing masing untuk 5,5 lpm, 3, lpm, dan 1,8 lpm. Hal tersebut, menunjukkan bahwa kerataan temperatur pada permukaan pendingin lebih baik pada laju aliran refrigeran sekunder yang kecil. Walaupun kerataan permukaan pendingin lebih baik, tetapi mengingat laju aliran refrigeran sekunder cukup besar, maka perubahan temperatur dalam penampung/evaporator menjadi lebih cepat berubah, hal ini menunjukkan pula bahwa rugi rugi kehilangan kalor selama perjalanan cukup besar.



Gambar 6. Perubahan temperatur refrigeran sekunder

COP merupakan koefisien atau nilai kerja dari sistem refrigerasi, diperoleh dari efek pendinginan yang didapatkan dibandingkan dengan daya/kerja yang dilakukan. Gambar 6 menunjukkan COP yang diperoleh selama pengamatan. Pada saat sistem mati akibat *cut off* oleh termostat, COP tidak dihitung. Dari data yang diperoleh, nampak bahwa COP rata rata terbesar diperoleh saat debit refrigeran sekunder 5,5 lpm. Sementara untuk debit 3 lpm dan 1,8 lpm, COP yang diperoleh tidak terlalu berbeda. Nilai COP rata-rata pada debit 5,5 lpm adalah 2.97, dan untuk debit 3 lpm dan 1,8 lpm diperoleh COP rata rata sebesar 1.83.

Berdasarkan pengamatan yang dilakukan, maka dapatlah diperoleh perbandingan untuk variasi debit yang digunakan sebagaimana ditunjukkan pada tabel 1.

Tabel 1. Rekapitulasi data hasil pengamatan

Besaran	Variasi Debit Refrigeran Sekunder		
	5,5 lpm	3 lpm	1,8 lpm
Chilling Time (Menit)	60	75	101
Tekanan <i>Discharge</i> rata-rata [Bar g]	12,51	12,36	12,26
Tekanan <i>Suction</i> rata-rata [Bar g]	3,16	2,68	2,21
Temperatur <i>Brine</i> rata-rata [°C]	-9.60	-2.79	-4.58
Temperatur <i>Brine outrata</i> -rata [°C]	-0.22	-1.75	-2.18
Arus Listrik Sistem [A]	1	1,1	1,2
Arus Listrik Pompa [A]	0,504	0,493	0,457
Tegangan Listrik [A]	205	205	205
Konsumsi Daya Listrik Pompa [kWH]	0,1312	0,1718	0,2576
Kapasitas pendinginan di permukaan (W)	320.42	229.00	297.40
COP	2.970	1.835	1.833

4. KESIMPULAN

Berdasarkan pengamatan yang dilakukan dapat diambil kesimpulan bahwa dengan meningkatnya laju aliran refrigeran sekunder pada sistem pendingin radian berakibat pada perubahan kapasitas pendinginan yang lebih besar, waktu pencapaian temperatur yang lebih cepat pada kabin, dan distribusi temperatur permukaan pendingin radian yang relatif rata. Disisi lain, dengan perubahan laju aliran refrigeran sekunder pada sistem pendingin radian, akan berakibat pula terhadap sistem chiller dimana, daya pompa sirkulasi refrigeran sekunder menjadi lebih besar serta kapasitas pendinginan yang lebih besar dan COP yang lebih besar.

Mengingat bahwa pengujian berskala laboratorium, dimana *chiller* yang digunakan berkapasitas cukup kecil, maka untuk ke depannya, dapat dilakukan penelitian pada sistem *chiller* yang terpasang dibangun, sehingga data yang diperoleh menjadi lebih baik dan lebih nyata sesuai dengan kondisi lapangan.

UCAPAN TERIMAKASIH

Penelitian ini didanai dari Sumber Dana DIPA Politeknik negeri Bandung, dengan kontrak kerja nomor: 858/15/PL1.R7/LT/2018.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] K. T. Chan and F. W. Yu, "Part load efficiency of air-cooled multiple-chiller plants," *Build. Serv. Eng. Res. Technol.*, vol. 23, no. 1, pp. 31–41, 2002.
- [2] F. W. Yu and K. T. Chan, "Experimental determination of the energy efficiency of an air-cooled chiller under part load conditions," *Energy*, vol. 30, no. 10, pp. 1747–1758, 2005.
- [3] T. Hua, M. Yitai, L. Minxia, L. Chuntao, and Z. Li, "The status and development trend of the water chiller energy efficiency standard in China," *Energy Policy*, vol. 38, no. 11, pp. 7497–7503, 2010.
- [4] A. Beyene and P. Lowrey, "Strategies to raise the off-design efficiency of chiller machines," *Int. J. Energy Res.*, vol. 20, no. 7, pp. 625–636, 1996.
- [5] Z. Tian and J. A. Love, "A field study of occupant thermal comfort and thermal environments with radiant slab cooling," *Build. Environ.*, vol. 43, no. 10, pp. 1658–1670, 2008.
- [6] S. Wang, M. Morimoto, H. Soeda, and T. Yamashita, "Evaluating the low exergy of chilled water in a radiant cooling system," *Energy Build.*, vol. 40, no. 10, pp. 1856–1865, 2008.
- [7] R. A. Memon, S. Chirattananon, and P. Vangtook, "Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case study," *Build. Environ.*, vol. 43, no. 7, pp. 1185–1196, 2008.
- [8] M. L. Alvarez, "Propylene Glycol Fluid and Thermal Properties (MD-ENG-253)," 2010.