



Studi Eksperimental Pengaruh Aplikasi *Lshx* Terhadap Kinerja Sistem Refrigerasi Dengan Refrigeran R404A

(EXPERIMENTAL STUDY, INFLUENCE OF LSHX APPLICATION ON PERFORMANCE OF REFRIGERATION SYSTEM WITH R404A REFRIGERANT)

M. Nuriyadi, Samsul Kamal dan Hermawan

Jurusan Teknik Mesin dan Industri
Universitas Gadjah Mada Jogjakarta
Jogjakarta, Indonesia

e-mail: nuriyadi@yahoo.com

Abstrak

Banyak cara telah dilakukan untuk meningkatkan kinerja sistem refrigerasi. Pada penelitian ini Penukar Kalor diaplikasikan untuk meningkatkan kinerja dengan memanfaatkan refrigeran sisi isap yang dingin untuk mendinginkan refrigeran sisi cair yang panas, sehingga derajat subcooled akan meningkat. Dari sini diamati pengaruh aplikasi Penukar Kalor tersebut, diharapkan efek pendinginan akan meningkat. Dari hasil pengamatan diperoleh bahwa tekanan discharge mengalami kenaikan dari 11.76 bar sebelum menggunakan HX dan menjadi 12.5 bar setelah menggunakan LSHX dengan rasio kompresi yang juga mengalami peningkatan menjadi 12.1 dari yang sebelumnya 8. Tekanan suction mengalami penurunan dari rata-rata 0.6 bar menjadi 0.3 bar. Temperatur Evaporasi mengalami penurunan dari rata-rata -35°C menjadi -40°C , hal ini menyebabkan tercapainya target temperatur kabin (-20°C) dari yang sebelumnya tidak tercapai. Dari sisi COP, sistem tidak banyak mengalami perubahan COP dari rata-rata 2.18 menjadi 2.10. Konsumsi Daya Listrik justru mengalami penurunan dari rata-rata 303.78 Watt menjadi 295.8 Watt.

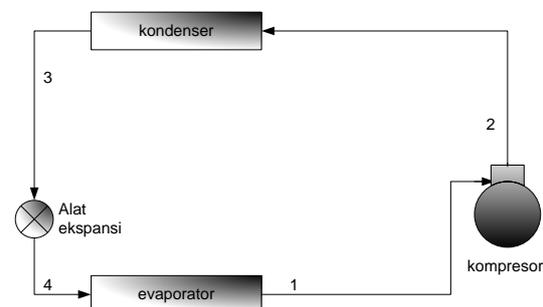
Kata kunci: Penukar kalor *LSHX*, kinerja sistem refrigerasi, refrigeran R404A.

1. PENDAHULUAN

Refrigerasi adalah proses pemindahan kalor dari ruang yang bertemperatur rendah untuk dibuang ke reservoir yang bertemperatur lebih tinggi. Tujuan utama dari proses refrigerasi adalah untuk menurunkan temperatur atau menjaga agar temperatur ruang atau suatu bahan tetap lebih

rendah dari temperatur lingkungan sesuai dengan yang diinginkan.

Cold Storage adalah salah satu aplikasi sistem refrigerasi yang digunakan untuk menyimpan makanan/buah dan sayuran dalam jangka waktu tertentu pada temperatur rendah, sehingga makanan/buah dan sayuran tersebut tetap segar (tidak membusuk). Sistem refrigerasi yang banyak digunakan adalah sistem kompresi uap. Sistem refrigerasi ini, menggunakan kompresor sebagai alat kompresi refrigeran, dimana refrigeran dihisap dengan tekanan yang rendah pada sisi hisap (*suction*), kemudian uap refrigeran ditekan didalam kompresor, sehingga berubah menjadi uap bertekanan tinggi dan bertemperatur tinggi yang dikeluarkan pada sisi keluaran (*discharge*), dari proses tersebut dapat ditentukan sisi tekanan rendah dan sisi tekanan tingginya. Dalam sistem ini jumlah refrigeran adalah tetap, hanya mengalami perubahan fasa, sehingga dalam sistem tidak perlu ditambah refrigeran bila tidak terjadi kebocoran.



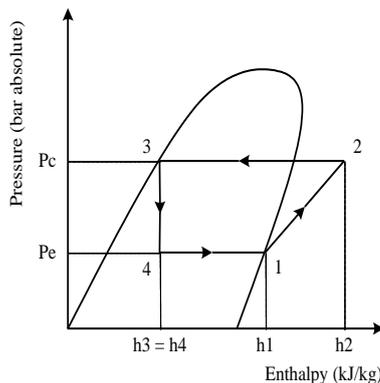
Gambar 1. Skema Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Sistem refrigerasi kompresi uap juga menggunakan kondenser untuk mengkondensasi refrigeran sehingga fasanya berubah dari uap *superheat* menjadi campuran jenuh sampai cair jenuh. Kemudian refrigeran diekspansikan melalui alat



ekspansi untuk menurunkan tekanan dan temperatur, sehingga temperaturnya sesuai dengan temperatur yang diinginkan. Kemudian pada evaporator, refrigeran yang bertekanan dan temperatur rendah tersebut akan berubah fasa menjadi uap dengan mengambil kalor dari ruangan atau bahan yang didinginkan.

Proses refrigerasi tersebut diatas dapat digambarkan dalam diagram Tekanan-Entalpi (P-h Diagram) sebagai berikut :



Gambar 2. Diagram Tekanan-entalpi siklus refrigerasi kompresi uap (Diagram Mollier)

Siklus yang terjadi adalah sebagai berikut:

- 1-2 : Proses kompresi (menaikkan tekanan) di kompresor
- 2-3 : Proses kondensasi dengan pelepasan kalor pada tekanan konstan di kondenser.
- 3-4 : Proses ekspansi (penurunan tekanan) di alat ekspansi.
- 4-1 : Proses evaporasi dengan menyerap kalor di evaporator.

Dari diagram tersebut dapat dihitung efek refrigerasi, kerja kompresor, dan panas yang dibuang oleh kondenser. Efek refrigerasi, atau efek pendinginan didefinisikan sebagai selisih entalpi refrigeran keluaran dan masukan evaporator:

$$q_e = h_1 - h_4$$

Kerja kompresi, w_k , didefinisikan sebagai selisih entalpi refrigeran keluaran dan masukan kompresor:

$$w_k = h_2 - h_1$$

Sementara itu, pembuangan panas oleh kondenser, q_c , dapat dihitung dengan

$$q_c = h_3 - h_2$$

Kinerja atau performansi suatu mesin refrigerasi biasa dinyatakan dengan *Coeffice of Performance (COP)*. Dari besaran pertama dan kedua dapat dihitung koefisien kinerja (*coefficient of performance, COP*) sistem refrigerasi yang merupakan perbandingan antara efek refrigerasi dengan kerja kompresi

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Sedangkan $COP_{teoritis}$ atau COP_{carnot} adalah perbandingan temperature evaporasi *absolute* dibandingkan dengan selisih temperature kondensasi dan evaporasi.

$$COP_{teoritis} = \frac{T_{evaporasi}}{T_{kondensasi} - T_{evaporasi}}$$

Parameter lain yang digunakan untuk menentukan kinerja dari mesin refrigerasi adalah efisiensi (η) yang didefinisikan sebagai perbandingan COP_{aktual} sistem refrigerasi dengan COP_{carnot} ($COP_{teoritis}$) dari siklus sistem

$$\eta = \frac{COP_{aktual}}{COP_{teoritis}}$$

Banyak cara yang dapat digunakan untuk meningkatkan kinerja sistem refrigerasi, antara lain dengan menurunkan tekanan dan temperatur kerja kondenser. Penurunan temperatur kerja kondenser dapat dicapai dengan berbagai cara, antara lain dengan memberikan pendinginan kepada refrigeran pada sisi tekanan tinggi. Metode pendinginan yang dapat dilakukan antara lain adalah dengan menambah kapasitas kipas kondenser, memberikan pendinginan awal kepada refrigeran yang akan memasuki kondenser dan menggunakan *liquid to gas heat exchanger*.

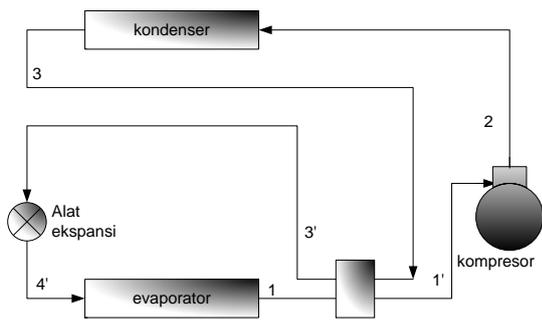
Penambahan kapasitas kipas kondenser dapat memberikan tingkat pendinginan yang tinggi pada kondenser, namun ini harus dibayar dengan energi tambahan yang harus diberikan kepada kipas.

Upaya peningkatan kinerja dengan menggunakan pendingin awal (*precooling*), juga dapat dilakukan dengan menggunakan pendingin evaporatif pada kondenser maupun udara luar yang akan didinginkan. Pada pendingin evaporatif untuk kondenser, atau dikenal dengan *evaporative condenser*, air dikururkan ke pipa telanjang kondenser untuk memberikan pendinginan awal refrigeran keluaran kompresor.

Pendinginan dengan *liquid to gas heat exchanger* atau juga biasa disebut *liquid to suction heat exchanger (LSHX)*, memanfaatkan temperatur



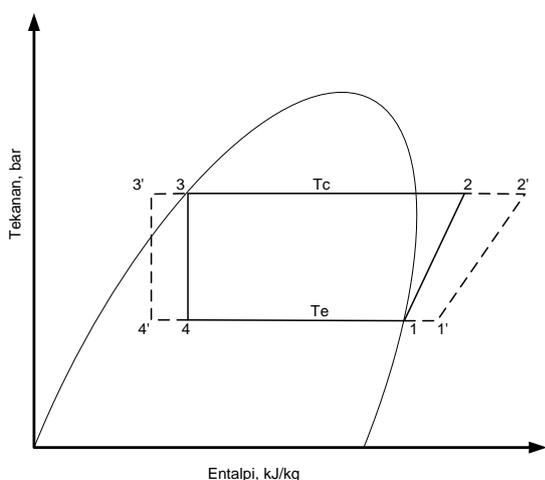
refrigeran keluaran evaporator yang rendah untuk menambah derajat *subcool* yang lebih besar, sehingga memberikan efek refrigerasi yang lebih besar pula. *Heat exchanger* digunakan antara *liquid line* dan *suction line* (gambar 1.3). Dengan adanya komponen ini keadaan refrigeran pada *liquid line* menjadi *subcool* dan keadaan refrigeran pada *suction line* menjadi *super heat*, dengan bertambahnya *subcool* dan *superheat* maka kapasitas pendinginan akan naik sehingga performansi sistem akan meningkat.



Gambar 3. Sistem refrigerasi dengan “liquid suction heat exchanger”.

Meningkatnya kapasitas pendinginan dengan subcooling dan superheating dapat dijelaskan dengan diagram tekanan entalpi pada Gambar 1.4. Akibat adanya pertukaran kalor pada LSHX, temperatur refrigeran keluaran evaporator akan naik dari kondisi 1 ke 1'. Pada keluaran kondenser, temperatur refrigeran cair akan turun dari kondisi 3 ke 3'. Kenaikan temperatur refrigeran keluaran evaporator dan penurunan temperatur refrigeran pada keluaran kondenser akibat penambahan LSHX akan meningkatkan efek refrigerasi mesin menjadi

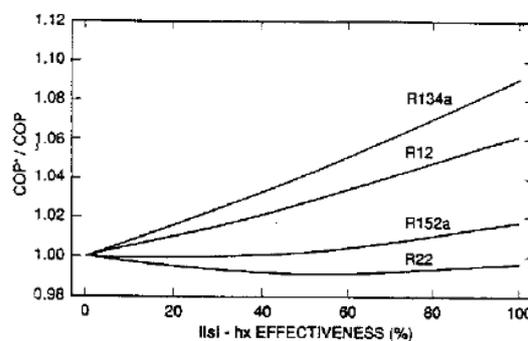
$$q_{e,LSHX} = h_1 - h_{4'}$$



Gambar 4. Siklus refrigerasi dengan LSHX pada diagram tekanan-entalpi.

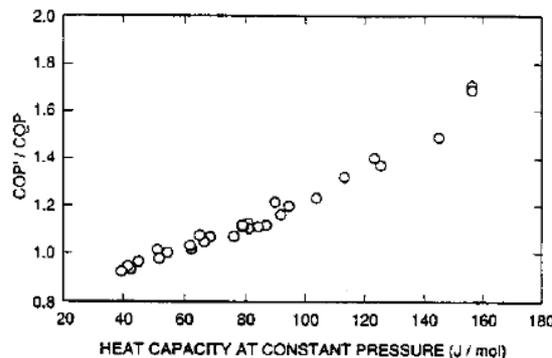
Namun, cara ini juga akan memberikan derajat *superheat* yang tinggi kepada refrigeran yang keluar dari evaporator sehingga temperatur refrigeran akan naik, dan masalah inilah yang akan dikaji pada penelitian ini.

Penelitian tentang liquid-suction heat exchanger (LSHX) untuk meningkatkan kinerja mesin refrigerasi telah dimulai oleh beberapa peneliti. Hasil kajian ini menunjukkan (gambar 1.5) bahwa performansi (COP) sistem refrigerasi dipengaruhi oleh efektifitas *Heat Exchanger*. Pada beberapa jenis refrigeran COP mengalami kenaikan namun ada juga yang mengalami penurunan.



Gambar 5. Grafik Hubungan antara Efektifitas *Heat Exchanger* terhadap Perubahan COP

Kajian tersebut juga menyatakan bahwa salah satu faktor penting yang menentukan keuntungan penggunaan LSHX adalah properti dari refrigeran khususnya Panas jenis fluida. Gambar 6. menunjukkan pengaruh Kapasitas panas refrigeran pada kondisi Uap jenuh terhadap perubahan kinerja (COP) dari sistem refrigerasi.

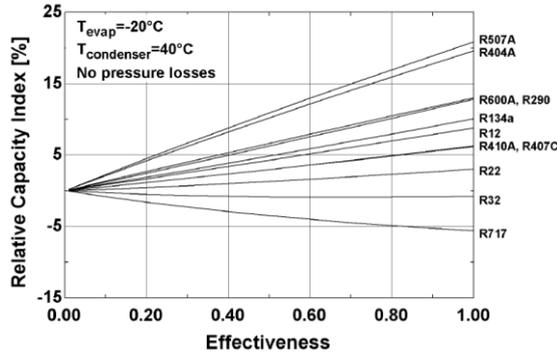


Gambar 6. Grafik Hubungan antara Kapasitas panas jenis Uap Refrigeran terhadap Perubahan COP

S.A. Klein (2000) menyatakan bahwa penggunaan LSHX pada beberapa jenis refrigeran ada yang menguntungkan namun ada juga yang merugikan. Gambar 1.7 menunjukkan pengaruh efektifitas LSHX terhadap Relative Capacity Index pada



beberapa jenis refrigeran pada temperatur evaporasi -20°C dan temperatur kondensasi 40°C yang akan mempengaruhi kapasitas pendinginan dari refrigeran.



Gambar 7. *Relative Capacity Index* Sebagai fungsi dari Efektifitas LSHX

Tujuan Penelitian

Penelitian yang dilakukan ini bertujuan untuk :

1. Mengaplikasikan *Heat Exchanger* pada sistem refrigerasi *Cold storage* dengan refrigeran R 404 A
2. Mengkaji pengaruh aplikasi *Heat Exchanger* tersebut terhadap parameter dan kinerja dari sistem refrigerasi *Cold storage* pada berbagai LSHX
3. Membandingkan kinerja sistem refrigerasi *Cold storage* tanpa menggunakan *Heat Exchanger* dan sistem yang menggunakan *Heat Exchanger*

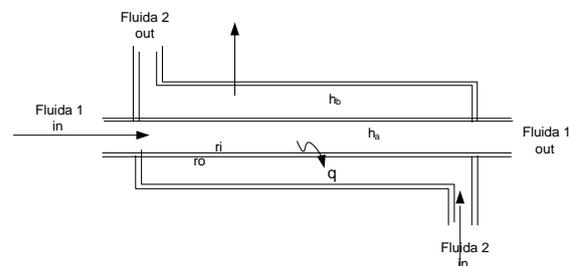
Penambahan Kapasitas Pendinginan melalui Subcooling dan Superheating

Upaya untuk meningkatkan kinerja suatu mesin refrigerasi, khususnya kapasitas pendinginan, telah banyak dilakukan, antara lain dengan subcooling dan superheating. Subcooling atau “pendinginan lanjut” adalah proses pendinginan refrigeran cair yang keluar dari kondenser, sementara superheating atau “pemanasan lanjut” adalah pemanasan refrigeran uap yang keluar dari evaporator. Dalam mesin-mesin refrigerasi komersial, derajat subcooling dan superheating umumnya telah ditetapkan dengan harga sekitar 3°C sampai 8°C . Namun, harga ini seringkali tidak dapat dicapai, khususnya pada mesin-mesin yang telah berusia tua atau telah mengalami pengotoran pada evaporator dan kondensernya. Akibatnya, subcooling dan superheating yang diharapkan tidak dapat dicapai. Untuk menjamin ketercapaian derajat *subcooling* dan *superheating*, mesin refrigerasi

dapat dilengkapi dengan “*liquid-suction heat exchanger*” atau LSHX. LSHX pada sistem ini akan menaikkan temperatur refrigeran uap keluaran evaporator dan menurunkan temperatur refrigeran cair keluaran kondenser.

Penukar Kalor Liquid to Suction Heat Exchanger

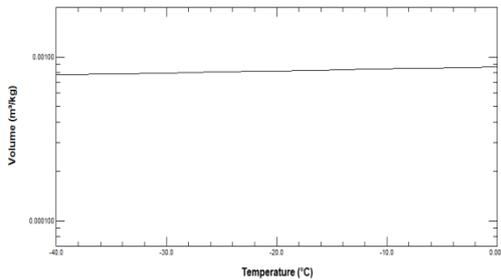
Heat Exchanger (penukar kalor) adalah alat yang dibuat memindah panas secara efisien dari suatu medium ke medium yang lain, apakah medium tersebut dipisahkan oleh bidang solid sehingga tidak pernah bercampur, atau medium tersebut berada pada kondisi kontak langsung. Penukar kalor telah digunakan secara luas dalam pemanasan ruangan, refrigerasi, tata udara, power plant, proses penyulingan minyak dan sebagainya. Pada sistem refrigerasi kompresi uap, penukar kalor diantaranya digunakan sebagai *Liquid to Suction Heat Exchanger* yang berfungsi mempertukarkan kalor refrigeran panas di sisi cair keluaran kondenser dengan uap refrigeran dingin di sisi isap kompresor dengan tujuan untuk menambah derajat *subcool* refrigeran cair. Pada sistem ini digunakan jenis penukar kalor pipa ganda dimana fluida dengan temperatur yang lebih rendah mengalir di dalam tabung pipa yang lebih kecil, sedangkan fluida pentransfer panas mengalir didalam ruang antara kedua tabung pipa dengan arah aliran berlawanan (*counter flow*).



Gambar 8. Sistem Penukar Kalor Pipa Ganda

Pengaruh Aplikasi Heat Exchanger terhadap properti Refrigeran R404A

Telah disampaikan bahwa dengan penerapan *Heat Exchanger* akan menaikkan derajat *superheat* pada sisi isap kompresor, sehingga temperatur refrigeran pada sisi isap (*suction*) akan mengalami kenaikan. Dari grafik **Gambar 9** terlihat bahwa kenaikan temperatur (derajat *superheat*) pada sisi *suction* (isap), mengakibatkan naiknya volume jenis dari refrigeran. Karena *volume flow rate* dari refrigeran masuk kompresor tetap, pada rpm yang sama, kenaikan volume jenis dari refrigeran ini akan mengakibatkan *mass flow rate* dari aliran refrigeran turun, sehingga kapasitas pendinginan dari sistem refrigerasi juga akan turun.

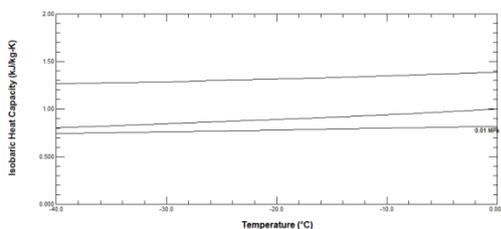


Gambar 8. Grafik Volume Spesifik Uap Refrigeran 404A terhadap Temperatur

McLinden, melalui simulasi yang dilakukannya menyatakan bahwa penggunaan LSHX dapat meningkatkan kinerja mesin akibat kenaikan kalor jenis gas refrigeran. Dari grafik **Gambar 10** terlihat bahwa kapasitas panas uap (C_p) refrigeran akan mengalami kenaikan dengan naiknya temperatur. Namun kenaikan C_p ini akan mengakibatkan kenaikan koefisien adiabatik ($k = C_p/C_v$) yang digunakan untuk mendekati proses kompresi politropik dari kompresor yang dirumuskan dengan :

$$Wk = \frac{nP_1v_1}{(n-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

dengan : n = koefisien politropik



Gambar 10. Grafik Kapasitas Panas (C_p) terhadap Temperatur Uap R404A

2. METODOLOGI

Prosedur pengujian yang akan di lakukan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Pengujian tanpa menggunakan LSHX

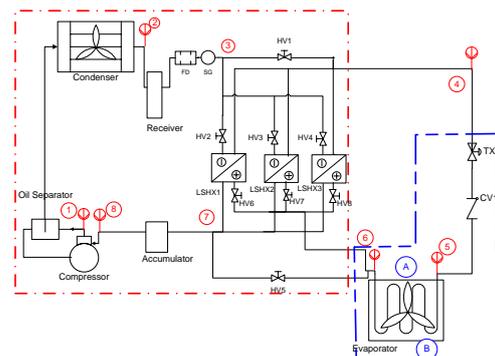
- Pengujian mesin refrigerasi dilakukan di laboratorium Perpindahan Kalor.
- Pengujian dilakukan dengan melakukan pengukuran parameter sebagai berikut : temperatur isap, temperatur buang kompresor, temperatur kondensasi, temperatur refrigeran cair/*liquid line*, dan

temperatur refrigeran masukan evaporator, ditambah dengan pengukuran tekanan isap dan buang.

2. Pengujian dengan LSHX

- Pengujian dengan menggunakan *LSHX* dilakukan dengan mengubah arah aliran refrigeran keluar kondenser tidak langsung masuk *TXV*, tapi terlebih dulu masuk *LSHX* sisi fluida panas dan keluaran *LSHX* ini baru masuk *TXV*. Sedangkan uap refrigeran keluar Evaporator tidak langsung masuk sisi isap kompresor tapi terlebih dahulu masuk *LSHX* sisi dingin baru ke sisi isap kompresor.
- Sebagaimana pengujian tanpa *LSHX*, Pengujian sistem dengan *LSHX* dilakukan dengan melakukan pengukuran parameter sebagai berikut : temperatur isap, temperatur buang kompresor, temperatur kondensasi, temperatur refrigeran cair/*liquid line*, dan temperatur refrigeran masukan evaporator, ditambah dengan pengukuran tekanan isap dan buang.

3. Dari hasil pengukuran dianalisis kinerja mesin refrigerasi yang meliputi efek refrigerasi, COP, kapasitas evaporator, kapasitas kompresor dapat dihitung. Setelah data arus, tegangan, dan/atau daya listrik diperoleh, konsumsi daya dapat diketahui. Di samping itu, dari pengujian ini dapat diperoleh pula nilai efektivitas dari penukar kalor.



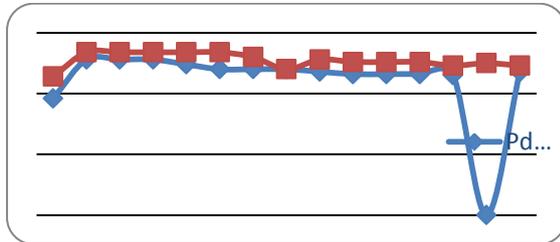
Gambar 11. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap dengan Refrigeran R404A menggunakan LSHX



3. HASIL DAN PEMBAHASAN

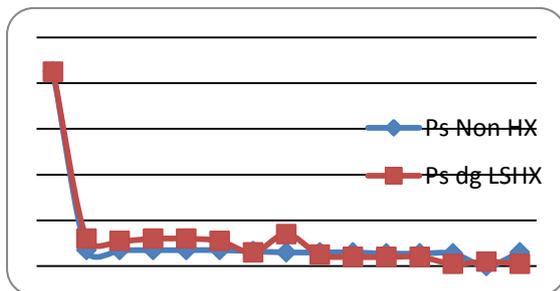
Setelah dilakukan pengujian pada sistem refrigerasi tanpa menggunakan LSHX dan sistem dengan menggunakan LSHX diperoleh hasil sebagai berikut:

Tekanan buang (discharge) kompresor mengalami kenaikan sebelum dan setelah menggunakan LSHX, yakni pada kisaran 11.76 bar sebelum menggunakan HX dan pada kisaran 12.5 bar setelah menggunakan LSHX, kenaikan ini biasanya dipengaruhi oleh temperatur udara lingkungan. Dalam hal ini, refrigeran pada sisi tekanan tinggi harus mencapai tekanan tertentu untuk dapat berkondensasi di kondenser. Perbandingan tekanan buang kompresor dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12. Perbandingan tekanan buang Kompresor sebelum dan setelah menggunakan LSHX

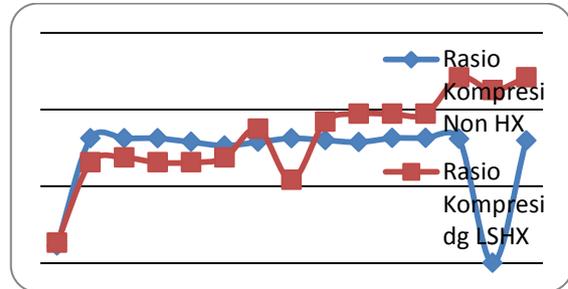
Tekanan isap (suction) kompresor mengalami sedikit penurunan. Sebelum menggunakan LSHX, rata-rata tekanan isap adalah 0.6 bar dan setelah menggunakan LSHX rata-ratanya menjadi 0.3 bar. Hal ini juga akan menyebabkan turunnya temperatur evaporasi di evaporator. Gambar 13 menunjukkan perbandingan tekanan isap sebelum dan setelah aplikasi LSHX.



Gambar 13. Perbandingan tekanan isap kompresor sebelum dan setelah menggunakan LSHX.

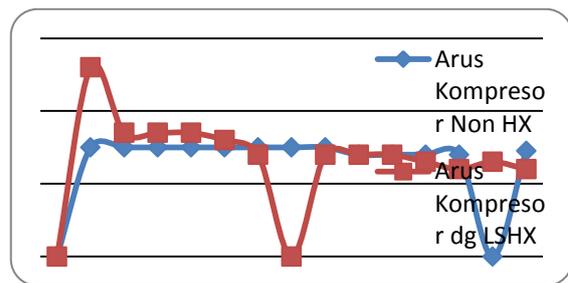
Dengan turunnya tekanan isap, **temperatur evaporasi** juga mengalami penurunan. Sebelum modifikasi, temperatur evaporasi berkisar pada -35°C dan turun menjadi -40°C setelah modifikasi.

Rasio kompresi yang dihitung berdasarkan perbandingan tekanan buang absolut dan tekanan isap absolut mengalami kenaikan dari rata-rata 8.0 menjadi 12. (Gambar 14).



Gambar 14. Perbandingan rasio kompresi sebelum dan setelah modifikasi.

Arus kerja mesin tidak sedikit mengalami penurunan setelah modifikasi. Jika sebelum modifikasi rata-rata arus kerja adalah 1.45 A, setelah modifikasi arus kerja menjadi 1.3 A. Arus kerja sebelum dan setelah modifikasi ditunjukkan pada Gambar 15.



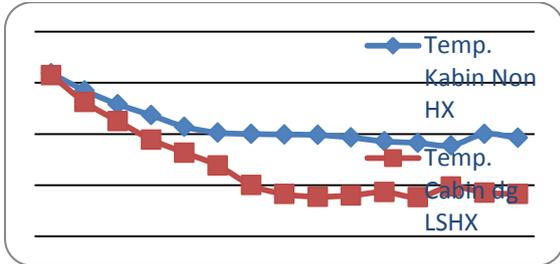
Gambar 15. Perbandingan arus kerja AC sebelum dan setelah modifikasi.

Besaran-besaran spesifik seperti efek refrigerasi, kerja kompresor, dan pembuangan panas kondenser ditunjukkan pada Gambar 16 dan Gambar 17. Secara umum kinerja sistem spesifik tidak banyak mengalami perubahan, yaitu COP_{sistem} sebelum aplikasi LSHX sebesar 2.18 dan setelah menggunakan LSHX menjadi 2.10.

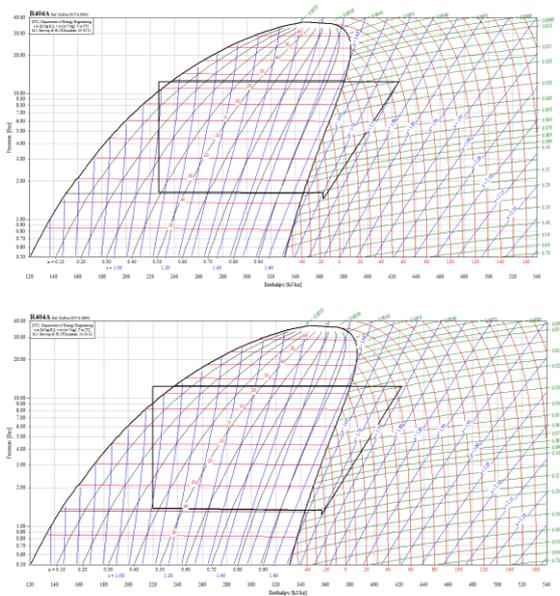
Namun yang paling penting adalah kemampuan sistem dalam mencapai temperatur setting di kabin. Dengan setting temperatur kabin -22⁰ C, sistem sebelum menggunakan LSHX selama pengujian (sekitar 3 jam) belum pernah mencapai temperatur setting, sehingga kompresor terus menerus bekerja. Sedangkan setelah aplikasi LSHX, temperatur setting dicapai pada sekitar menit ke 70, dan setelah itu sistem mengalami Off dan On beberapa kali, sehingga kompresor tidak harus menyala terus menerus, dan ini tentu menghemat energi pemakaian listrik. Hal ini juga disebabkan oleh turunnya temperatur evaporasi serta naiknya derajat sucool



pada sisi refrigeran cair akibat diaplikasikannya LSHX.

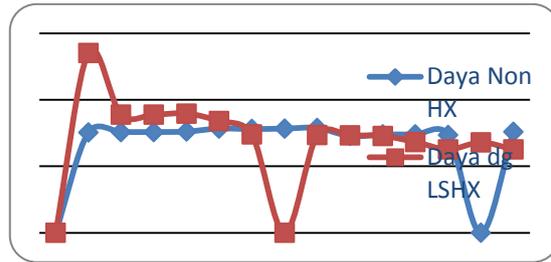


Gambar 16. Pencapaian Temperatur Kabin sebelum dan setelah aplikasi LSHX.



Gambar 17. P-h diagram sistem refrigerasi sebelum dan setelah aplikasi LSHX.

Konsumsi daya pada mesin sebelum dan setelah modifikasi mengalami perubahan yang berarti, dimana Konsumsi daya sebelum modifikasi berada pada kisaran 326.4 Watt dan setelah modifikasi berada pada kisaran 295.8 Watt. Hal ini ditunjukkan pada Gambar 17. Dan yang lebih penting adalah dengan adanya kesempatan waktu kompresor Off saat setting temperatur kabin tercapai, akan mengurangi konsumsi energi listrik.



Gambar 18. Perbandingan Konsumsi Daya Listrik Kompresor sebelum dan setelah menggunakan LSHX

Hasil perbandingan kinerja mesin sebelum dan setelah dimodifikasi diberikan pada Tabel berikut.

Tabel Perbandingan kinerja mesin sebelum dan setelah modifikasi.

No	Besaran	Tanpa LSHX	Dengan LSHX
1	Tekanan isap kompresor (bar)	0.6	0.3
2	Tekanan buang kompresor (bar)	11.76	12.5
3	Temperatur evaporasi (°C)	-35	-40
4	Temperatur kondensasi (°C)	25	25
5	Arus kerja (A)	1.45	1.3
6	Temperatur Evaporator (°C)	-1.85	-23.7
7	Rasio kompresi	8.1	12.1
8	Koefisien kinerja (COP)	2.18	2.10
9	Konsumsi daya listrik (Watt)	303.78	274.87



4. KESIMPULAN

Dari penelitian dan pembahasan yang telah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan:

1. Tekanan discharge mengalami kenaikan dari 11.76 bar sebelum menggunakan HX dan menjadi 12.5 bar setelah menggunakan LSHX.
2. Tekanan suction mengalami penurunan dari rata-rata 0.6 bar sebelum menggunakan HX menjadi 0.3 bar setelah menggunakan LSHX.
3. Temperatur Evaporasi juga mengalami penurunan dari rata-rata -35 C sebelum menggunakan HX menjadi -40 C setelah menggunakan LSHX.
4. Dari sisi COP, mesin tidak mengalami perubahan berarti dari rata-rata 2.18 sebelum menggunakan HX menjadi 2.10 setelah menggunakan LSHX, namun dari sisi pencapaian temperatur kabin evaporator terlihat setelah penggunaan LSHX mesin mampu mencapai temperatur setting dari kabin (-22 °C), sedangkan sebelum menggunakan LSHX kabin evaporator tidak mencapai temperatur settingnya
5. Konsumsi Daya Listrik mengalami penurunan dari rata-rata 303.78 Watt sebelum menggunakan HX menjadi 274.78 Watt setelah menggunakan LSHX.

Dalam penelitian ini, peningkatan kinerja mesin ditunjukkan oleh turunnya temperatur evaporasi dan tercapainya temperatur kabin serta turunnya konsumsi daya listrik.

Untuk menjamin kesahihan lebih lanjut dari hasil penelitian, pengujian perlu dilakukan dalam jangka waktu yang lebih lama dan menggunakan alat ukur energi (KWh-meter) untuk memperoleh gambaran

Daftar Pustaka

1. **ASHRAE, 2005.** *ASHRAE Handbook of Fundamental*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
2. **ASHRAE, 2006.** *ASHRAE Handbook of Refrigeration*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
3. **Cengel, Y.A. 2003.** *Heat Transfer: A Practical Approach, 2/e*, McGraw-Hill Education, New York.
4. **Domanski, P. A., and Didion, D. A., 1993.** "Thermodynamic Evaluation of R22 Alternative Refrigerants and Refrigerant Mixtures", *ASHRAE Transactions*, Vol. 99, No. 2, pp. 636-648.
5. **Domanski, P. A., Didion, D. A., and Doyle, J. P., 1994.** "Evaluation of Suction-Line/Liquid-Line Heat Exchange in the Refrigeration Cycle", *Rev. Int. Froid*, Vol. 17, No. 7, pp. 487-493
6. **Domanski, P.A., 1995.** "Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle With a Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector" U.S. Department of Commerce
7. **Kim, M.H., Domanski, P.A., and Didion, D.A., 1997.** "Performance of R-22 Alternative Refrigerants in a System with Cross-flow and Counter-flow Heat Exchangers" U.S. Department of Energy.
8. **Klein, S. A. and Reindl, D. T. 2000.** "The Relationship of Optimum Heat Exchanger Allocation and Minimum Entropy Generation Rate for Refrigeration Cycles", *ASME International Journal of Refrigeration*, Vol. 23, Part 8, pp. 588-596.
9. **Klein, S. A., D. T. Reindl, K. Brownell, 2000.** *Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers*, International Journal of Refrigeration, vol.23
10. **McLinden, M.O., 1990.** "Optimum Refrigerants for Non-Ideal Cycles: An Analysis Employing Corresponding States," *Proceedings ASHRAE – Purdue CFC and IIR – Purdue Refrigeration Conferences*, W. Lafayette, IN July 17-20.
11. **Wang, S.K., 2000.** *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, McGraw-Hill Education, New York.
12. **YanaMotta, S.F., and Domanski, P.A., 2000.** "Performance of R22 and its alternatives working at high outdoor temperature". 8th International Congress of Refrigeration, Purdue University.