

I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring dengan meningkatnya kebutuhan energi dan menipisnya ketersediaan energi fosil, mengakibatkan pencarian sumber energi baru terbarukan dan pengoptimalan pemanfaatan energi menjadi perhatian yang cukup serius dewasa ini. Pada sebagian besar proses industri, energi input dalam jumlah besar sering kali hilang dalam bentuk *byproduct* dan dilepas ke atmosphere secara langsung. Beberapa kajian pada industri yang telah dilakukan oleh Viswanathan *et al.* (2006); Pellegrino *et al.* (2004); Blaney (1984) menunjukkan bahwa sekitar 20 – 50% energi input hilang dalam bentuk panas buang. Sebagaimana dilaporkan oleh BCS Inc. (2008), diperkirakan 60% panas yang hilang dari industri mempunyai temperatur dibawah 230 °C. Potensi tersebut bisa dimanfaatkan dengan mengonversi panas buang menjadi energi yang lebih fleksibel dalam penggunaannya seperti energi listrik.

Dalam praktiknya, teknologi yang paling banyak digunakan untuk menghasilkan listrik dari panas ialah *steam power cycle* (siklus Rankine konvensional). Siklus ini memanfaatkan uap panas lanjut dengan fluida kerja air untuk memutar turbin. Beberapa penelitian menyatakan bahwa siklus Rankine konvensional kurang sesuai apabila berkerja pada suhu rendah (di bawah 340 °C) (BCS Inc. 2008). Pada siklus ini, ideal apabila digunakan pada suhu inlet turbin diatas 350 °C (Bajaj *et al.* 2016). Soerawidjaja (2011) mengatakan bahwa siklus Rankine konvensional mempunyai rentang suhu kerja berkisar antara 400 – 550 °C. Penggunaan air sebagai fluida kerja siklus Rankine yang memanfaatkan panas bersuhu rendah seperti panas buang dimungkinkan tidak berjalan optimal. Oleh karena itu perlu mencari fluida kerja yang mempunyai titik didih lebih rendah dari pada air, dengan harapan performa yang dihasilkan lebih baik dari pada siklus Rankine konvensional. Siklus Rankine Organik (SRO) merupakan modifikasi dari siklus Rankine konvensional yang mana menggunakan fluida organik sebagai fluida kerjanya. SRO mempunyai suhu kerja yang lebih rendah dari siklus Rankine konvensional yaitu sekitar 80 – 350 °C (Bajaj *et al.* 2016). Secara umum komponen siklus ini sama dengan siklus Rankine konvensional, hanya berbeda pada fluida kerja yang digunakan.

Dalam perspektif termodinamika, semakin rendah suhu sumber panas maka efisiensi konversinya ke kerja yang bisa dimanfaatkan juga semakin kecil. Dalam rangka mengoptimalkan kerja suatu siklus termodinamika, Moran dan Shapiro (2004) menyatakan bahwa efisiensi total dari siklus Rankine merupakan fungsi dari *heat source* dan *sink*, kinerja komponen siklus, dan sifat *thermophysical* dari fluida kerja. Dalam sisi pemelihan fluida kerja, penelitian untuk menentukan fluida kerja yang terbaik telah dilakukan oleh banyak peneliti (Tabel 1), namun belum ada fluida kerja yang paling sesuai untuk SRO. Hal ini disebabkan banyaknya variasi fluida kerja, perbedaan penggunaan sumber panas, kondisi kerja, serta perbedaan performa indikator (Bao dan Zhao 2013). Disisi lain, pembangkitan entropi akan terus dihasilkan selama proses berlangsung baik melalui pindah panas, gesekan fluida, maupun kehilangan kinerja mekanik. Pembangkitan entropi ini harus ditekan

sekecil mungkin dengan memperhatikan komponen dan fluida kerja SRO. Oleh karena itu dalam rangka menentukan fluida kerja SRO digunakan prinsip pembangkitan entropi. Parameter ini jarang diperhatikan oleh peneliti dalam penentuan fluida kerja.

Dari sisi komponen, ekspander merupakan komponen yang cukup vital dalam SRO. Beberapa peneliti memanfaatkan kompressor skroll yang semestinya digunakan pada siklus pendinginan untuk diubah menjadi ekspander SRO. Hal ini merupakan sebuah solusi yang cukup menarik terkait dengan biaya investasi yang terbatas. Namun, mesin ini awalnya dirancang untuk rasio tekanan dan suhu yang berbeda dibandingkan dengan yang dibutuhkan oleh aplikasi SRO. Akibatnya, efisiensi isentropik ekspander dan kinerja keseluruhan siklus mungkin akan terdampak. Selain itu perlu dilakukan beberapa modifikasi pada kompressor, seperti yang dilakukan oleh Quoilin (2011) yang menambahkan beberapa komponen seperti seal (O-ring) untuk menekan kebocoran pheriperal dari ekspander yang merupakan hasil modifikasi kompressor tipe skrol. Berdasarkan kajian Galloni et al (2015) yang melakukan pengujian SRO skala kecil dengan menggunakan scroll expander dan R245fa sebagai fluida kerja untuk memanfaatkan sumber panas rendah pada kisaran suhu 75-95 ° C. Hasil penelitian menunjukkan potensi menarik dan performansi terbaik yang diperoleh adalah daya listrik 1.2 kW, dan efisiensi siklus lebih dari 9%. Qiu et al (2011) melakukan pengujian ekspander tipe skrol dengan menggunakan udara tertekan sebagai pengganti fluida kerja. Pada tekanan masuk 8.6 bar didapatkan kecepatan putar 1500 - 4000 rpm, efisiensi adiabatik 58.5% dan efisiensi total 34.8 - 35.6%. Ziviani et al (2018) melakukan eksperimen dengan menggunakan ekspander tipe skroll tanpa pelumas dengan rasio volume bawaan 3.5. Dalam pengujiannya didapatkan efisiensi isentropik maksimum 58%, dan kecepatan rotasi 1600 rpm dengan menggunakan R245fa sebagai fluida kerja dan sumber panas 110 C. Ayachi et al (2016) melakukan investigasi eksperimental dari ekspander skroll tipe hermetic yang biasanya digunakan pada pompa panas. Hasil pengujian menunjukkan bahwa efisiensi maksimum 70% dengan kondisi tekanan masuk 20 bar, fluida kerja R245fa, dan rasio volume terpasang 2.7.

Berdasarkan tinjauan literatur yang telah dijelaskan di atas, menunjukkan bahwa kompressor tipe skrol mampu dengan baik untuk digunakan sebagai ekspander ORC. Namun beberapa peneliti hanya terfokus pada uji kinerja ekspander yang berasal dari pembalikan kompressor pada sistem ORC. Padahal sejauh apa penurunan performa termodinamika dari kompressor menjadi ekspander merupakan hal yang sangat menarik untuk dikaji dan belum ada satu jurnal pun yang membahas tentang ini. Dalam termodinamika ketingkat-mampubalikan dijelaskan oleh tingkat pembangkitan entropinya. Oleh karena itu pada penelitian ini akan dilakukan evaluasi tentang kemampubalikan kompressor-ekspander.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam perspektif termodinamika semakin rendah sumber panas maka kerja yang bisa dimanfaatkan juga semakin rendah. Oleh karena itu untuk mengoptimalkan kinerja suatu SRO, maka pemilihan fluida kerja dan penentuan komponen SRO yang mendekati proses mampu-balik perlu dilakukan. Analisis eksergi dapat digunakan sebagai metode untuk menentukan fluida kerja SRO dan

memetakan tingkat ketak-mampu-balikan suatu komponen pada sistem termal. Semakin tinggi nilai ketak-mampu-balikan maka semakin perlu suatu komponen untuk mendapatkan perhatian, artinya harus dilakukan upaya peningkatan efektifitas penggunaan energi. Penggunaan analisis eksergi sebagai parameter utama dalam penentuan fluida kerja merupakan sebuah hal yang lebih rasional dan menarik untuk dilakukan terkait dengan parameter yang sensitif terhadap efisiensi eksergi. Dari sisi komponen, ekspander yang umumnya berasal dari kompressor merupakan komponen yang paling vital pada SRO. Analisis termodinamika pembalikan kompressor menjadi ekspander merupakan hal yang belum pernah dilakukan berdasarkan kajian literatur.

1.3 Tujuan Penelitian

Dalam rangka menjawab permasalahan di atas maka tujuan penelitian ini ialah:

1. mengembangkan model matematika untuk mensimulasi dan memilih fluida kerja yang paling tepat berdasarkan analisis eksergi;
2. mengevaluasi kinerja ekspander yang diperoleh dari pembalikan kompressor untuk digunakan pada system SRO berdasarkan prinsip pembangkitan entropi.

1.4 Manfaat Penelitian

Hasil penelitian ini diharapkan dapat menjadi rujukan dalam pemanfaatan analisis Pembangkitan Entropi untuk pengembangan SRO.

1.5 Kebaruan Penelitian

Novelti dari penelitian ini antara lain:

1. diperolehnya hubungan antar parameter fluida kerja SRO berdasarkan pembangkitan entropi terendah;
2. diperolehnya karakteristik ekspander yang merupakan pembalikan kompressor tipe skrol dengan tingkat pembangkitan entropi terendah.

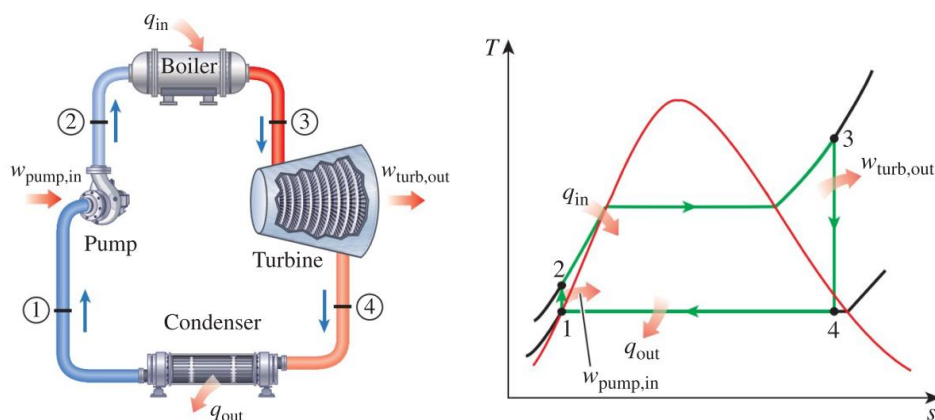


II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Siklus Rankine Organik

Siklus Rankine Organik (SRO) merupakan salah satu siklus penghasil daya yang mana mempunyai prinsip dan komponen utama (evaporator, kondensor, ekspander, dan pompa) sama seperti siklus Rankine konvensional. Perbedaan utamanya ialah terletak pada fluida kerja yang digunakan. Pada siklus Rankine konvensional fluida kerja yang digunakan ialah air, dengan sumber panas dari pembakaran batubara maupun panas bumi. Pada siklus ini ideal apabila digunakan pada suhu inlet turbin diatas $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Bajaj *et al* 2016). SRO berkerja pada temperatur yang lebih rendah yaitu sekitar $80 - 350\text{ }^{\circ}\text{C}$. Hal ini menyebabkan sumber panas dari SRO bisa berasal dari matahari, panas buang mesin ataupun proses industri, dan pembakaran biomassa. Oleh karena itu fluida kerja yang digunakan berupa fluida organik yang mempunyai titik didih dibawah air (Vélez *et al.* 2012).

Prinsip kerja SRO ialah memanfaatkan uap yang dihasilkan oleh boiler/evaporator untuk menghasilkan kerja mekanik dengan memutar ekspander. Putaran ekspander tersebut disambungkan ke alternator untuk menghasilkan listrik. Skema SRO dan diagram T-S nya dapat ditunjukkan pada Gambar 1.



(Sumber: Cengel dan Boles 2015)

Gambar 1 Skema Dasar dan Diagram T-S SRO

Berdasarkan Gambar 1 diatas, dapat dijelaskan prinsip kerja dari siklus Rankine secara ideal dimulai dari fluida kerja masuk ke pompa pada kondisi 1 sebagai cairan jenuh (*saturated liquid*) dan dikompresi sampai tekanan operasi boiler (evaporator). Temperatur fluida kerja akan meningkat selama kompresi isentropik karena volume spesifiknya menurun. Fluida kerja memasuki boiler sebagai cairan terkompresi (*compressed liquid*) pada kondisi 2 dan akan menjadi uap *superheated* pada kondisi 3. Uap *superheated* tersebut kemudian masuk ekspander untuk diekspansi dan akan menghasilkan kerja untuk memutar shaft yang terhubung dengan generator. Tekanan dan temperatur dari *steam* akan turun selama proses ini menuju keadaan 4 yang mana *steam* akan masuk pada kondensor. *Steam* ini akan dirubah fasenya menjadi cair pada tekanan konstan didalam kondensor dan akan meninggalkan kondensor sebagai cairan jenuh yang akan masuk pompa untuk melengkapi siklus (Cengel dan Boles 2015).

Pada siklus SRO nyata proses kompresi dan ekspansi tidak berlangsung pada kondisi isentropik, akan selalu ada energi yang hilang (*losses*) pada pompa dan ekspander. Proses pemberian dan pembuangan panas pada evaporator dan kondensor juga tidak berlangsung pada kondisi isobarik, akan selalu ada kehilangan tekanan. Pengaruh irreversibilitas sangat menentukan performa sistem SRO. Ada 2 faktor yang menyebabkan pembangkitan entropi yaitu yang berasal dari luar dan dalam siklus. Pembangkitan entropi internal terjadi karena *pressure drop*, kondisi *un-isentropic* pada tahap kompresi dan ekspansi, serta adanya pindah panas yang hilang ke lingkungan, sedangkan faktor eksternal disebabkan kehilangan kerja mekanik selama penyaluran daya (Bajaj *et al.* 2016).

Berdasarkan kondisi kerjanya SRO dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu SRO yang bekerja pada daerah subkritikal dan superkritikal. Jika kondisi evaporasi fluida kerja dibawah suhu dan tekanan kritis maka disebut SRO subkritikal. Pada transkritikal SRO, profil temperatur ditingkatkan dengan memberi tekanan superkritis pada boiler sehingga tidak lagi melalui kondisi dua fase pada keadaan isothermal (Baik *et al.* 2013). Kajian yang dilakukan Chen *et al.* (2010) bahwa SRO transkritikal menggunakan CO₂ sebagai fluida kerjanya mempunyai efisiensi siklus yang lebih tinggi dari pada menggunakan SRO subkritikal dengan fluida kerja R123. Penelitian yang dilakukan Baik *et al.* (2013) menunjukan bahwa daya keluaran yang dihasilkan transkritikal SRO dengan fluida kerja R125 lebih besar 10 % daripada SRO subkritikal yang menggunakan fluida kerja R134a, R245fa dan R152a. Algieri dan Morrone (2012) juga melakukan perbandingan beberapa sistem SRO, dan didapatkan bahwa SRO dengan sistem superkritikal menggunakan *internal heat exchanger* menghasilkan perfoma yang lebih besar (efisiensi termal, daya listrik bersih, efisiensi daya listrik) bila dibandingkan dengan subkritikal SRO. Namun kelemahan SRO transkritikal ialah dibutuhkannya tingkat keamanan yang sangat tinggi pada komponen-komponennya karena menggunakan tekanan 60 – 160 bar, sehingga kurang memungkinkan juga dari sisi ekonomi.

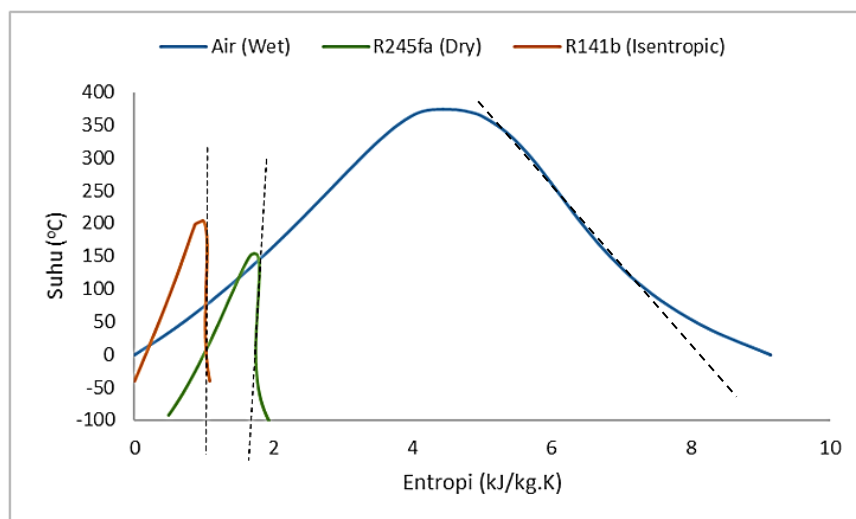
2.2 Pemilihan Fluida Kerja

Pemilihan fluida kerja merupakan salah satu aspek yang krusial pada SRO, sebab operasi kerja dan performa SRO tergantung dari fluida kerja. Pemilihan fluida kerja harus disesuaikan dengan sumber panas yang digunakan. Fluida kerja harus mempunyai sifat termodinamika yang optimum pada kemungkinan suhu dan tekanan terendah. Beberapa fluida kerja seperti jenis R11, R113, dan R114 sudah tidak diijinkan lagi penggunaannya karena berpotensi merusak ozon dan lingkungan. Selain itu fluida kerja harus bersifat non-toksik, tidak korosif, dan tidak mudah terbakar, yang mana harus sesuai dengan protokol keamanan ASHRAE. Berikut merupakan beberapa kriteria dalam penentuan fluida kerja untuk SRO (Vélez *et al.* 2012):

- a. Aspek lingkungan: beberapa fluida kerja dibatasi penggunaannya dalam kesepakatan internasional (EPA) tergantung dari nilai *Ozone Depleting Potential* (ODP), *Global Warming Potential* (GWP). Hal ini terkait dengan penipisan lapisan ozon dan peningkatan gas rumah kaca.
- b. Keamanan: fluida kerja harus bersifat tidak beracun (terutama saat terjadi kebocoran), tidak korosif (berkaitan dengan biaya pemeliharaan), dan *non-flammable*.

- c. Stabilitas: tingkat stabilitas molekul dari fluida kerja membuat penggunaannya hanya sesuai pada temperatur tertentu. Jika tidak sesuai dengan stabilitas molekulnya dapat menyebabkan senyawa beracun dan menimbulkan masalah kesehatan jika kebocoran terjadi.
- d. Karakteristik termodinamika: titik didih, konduktivitas termal, dan densitas dalam fase gas yang tinggi; suhu dan tekanan kritis yang sedang; viskositas, panas spesifik liquid, dan densitas dalam fase liquid yang rendah.
- e. Panas laten penguapan dan berat molekul yang tinggi, maka akan banyak energi yang bisa diserap dari sumber panas pada evaporator. Hal ini berkaitan dengan ukuran instalasi dan konsumsi daya pompa yang lebih kecil, karena rendahnya laju aliran yang dibutuhkan.
- f. Ketersediaan dan harga yang murah

Berdasarkan garis kemiringan saturasi uapnya, fluida kerja dapat dikelompokkan menjadi 3 jenis yaitu basah, kering, dan isentropik (Gambar 2). Fluida kerja tipe basah kurang sesuai untuk SRO disebabkan masih menyisakan fase cair (droplet) pada ekspander, sehingga akan menyebabkan umur komponen menjadi rendah karena korosi.



Gambar 2 Diagram T-S Fluida Kerja Jenis *Wet*, *Dry*, dan *Isentropic*

Pada fluida kerja tipe kering tidak menyisakan droplet pada ekspander, namun beberapa fluida kerja masih pada kondisi *superheated* saat keluar ekspander. Oleh karena itu perlu ditambahkan komponen *recuperator* untuk memanfaatkan kembali energinya atau bisa langsung dilepas pada kondensor. Fluida kerja tipe isentropik merupakan tengah – tengah dari fluida kerja tipe kering dan basah, namun kurang disukai karena kebanyakan fluida kerja isentropik tidak stabil secara kimia, tidak ekonomis, dan mempunyai dampak lingkungan yang tinggi (Hung *et al.* 2010).

Penelitian terkait dengan pemilihan fluida kerja pada SRO telah banyak dilakukan oleh beberapa peneliti. Drescher dan Bruggemann (2007) melakukan penelitian untuk menentukan fluida kerja pada SRO dengan batasan temperatur berkisar antara 250 °C sampai 350 °C, dan tekanan di evaporator kurang dari 2 MPa, didapatkan bahwa fluida kerja golongan alkil benzene mempunyai efisiensi termal yang paling tinggi dibandingkan Toluene dan OMTS. Liu *et al.* (2011) melakukan

kajian terhadap SRO dengan beberapa jenis fluida kerja, didapatkan bahwa n-pentane mempunyai efisiensi SRO yang paling tinggi yaitu sebesar 16.6% bila dibandingkan dengan fluida kerja lain seperti HFE7000 dan HFE7100 pada rentang suhu 100 – 140 °C. Li (2016) melakukan kajian berdasarkan analisis energi dan eksergi terhadap performa SRO pada beberapa jenis fluida kerja, didapatkan bahwa konfigurasi SRO dengan *internal heat exchanger* dan fluida kerja berjenis ethylbenzene mempunyai efisiensi thermal yang paling tinggi, serta kehilangan eksergi yang paling rendah. Lakew dan Bolland (2010) dalam penelitiannya menyimpulkan bahwa fluida kerja jenis R227ea memberikan daya keluaran paling tinggi untuk sumber panas bertemperatur 80 – 160 °C, sementara untuk temperatur kerja lebih dari 160 °C fluida kerja tipe R245fa menghasilkan kerja keluaran paling tinggi. Di Indonesia sendiri, penelitian terkait seleksi fluida kerja telah dilakukan oleh Bachtiyar dan Ambarita (2010). Dalam penelitiannya didapatkan bahwa fluida kerja yang memenuhi kriteria untuk digunakan di Indonesia (suhu kondensor 35 °C dan evaporator 70-80 °C) hanya R134a, R236fa, R23, R404A, R407C, dan R410A, serta fluida kerja yang mempunyai efisiensi termal tertinggi ialah R236fa. Meskipun telah banyak dilakukan kajian mengenai pemilihan fluida kerja, namun belum ada fluida kerja yang paling optimal untuk SRO. Hal ini disebabkan banyaknya variasi fluida kerja, perbedaan penggunaan sumber panas dan kondisi kerja, dan perbedaan performa indikator (Bao & Zhao 2013). Pada Tabel 1 disajikan ringkasan dari beberapa penelitian sebelumnya terkait dengan penentuan fluida kerja untuk SRO.

Beberapa peneliti juga melakukan kajian pada SRO dengan menggunakan fluida kerja campuran (*zeotropic mixture*) untuk mengurangi perbedaan temperatur fluida pada saat *boiling process*. Andreasen *et al.* (2015) menggunakan campuran dua jenis dari propane, butane, isobutane, pentane dan isopentane. Berdasarkan penelitiannya didapatkan bahwa dengan menggunakan fluida kerja campuran dapat meningkatkan *boiling process*, tanpa terjadinya peningkatan tekanan seperti pada transkritikal SRO. Theresa *et al.* (2014) melakukan kajian pada fluida kerja potensial dengan menggunakan campuran siloxanes hexamethyldisiloxane (MM) dan octamethyltrisiloxane (MDM) yang memanfaatkan panas buang biogas *engine* (460 °C). Dengan menggunakan campuran tersebut bisa meningkatkan efisiensi hukum kedua sebesar 3% pada CHP dan 1.3% pada *electricity generation* dibandingkan dengan menggunakan *pure* MM. Chys *et al.* (2012) melakukan kajian dengan fluida kerja campuran hydrocarbon dan siloxane pada keadaan tidak dilakukan superheating, dan sumber panas suhu: 150 °C dan 250 °C. Dari penelitiannya didapatkan bahwa terjadi peningkatan 15.7% dan 12.3% untuk efisiensi siklus dan daya listriknya pada suhu 150 °C. Pada suhu 250 °C terjadi kenaikan sebesar 6% dan 5.5% untuk efisiensi siklus dan daya listriknya. Namun kelemahan dengan penggunaan fluida kerja campuran ialah siklus terlalu kompleks, rentan kebocoran pada evaporator, perlu pengetahuan mendalam mengenai karakteristik fluida kerja, dan beberapa fluida kerja campuran telah dipatenkan.

Tabel 1 Penggunaan fluida kerja

T _{sumber panas} (°C)	T _{evaporasi} (°C)	T _{kondensasi} (°C)	Indikator performa	Fluida yang direkomendasikan	Sumber
-	70-90	35	Efisiensi termal	R236fa	Bachtiyar dan Ambarita 2010
-	67-287	20	Efisiensi hukum pertama	Benzene	Hung <i>et al.</i> 1997
327	67-287	20-60	Efisiensi hukum pertama	p-Xylene	Hung 2001
-	80-110	35-60	Irreversibilitas total	R123, R124	Maizza dan Maizza 2001
-	100-210	25	Efisiensi hukum pertama		
-	100-210	25	Efisiensi hukum kedua	R113	Mago <i>et al.</i> 2008
145	80-140	20	Irreversibilitas total		
140	-	27	Kerja keluaran	R236ea	Dai <i>et al.</i> 2009
140	-	27	Efisiensi hukum pertama	R123	Roy <i>et al.</i> 2010
470	96-221	35	Kerja keluaran		
100-250	80-230	30	Efisiensi hukum pertama	Benzene	Vaja dan Gambrotta 2010
250-500	~0.5 s.d. 2 Mpa	85	Efisiensi hukum pertama	n-hexane, n-pentane untuk suhu 250 °C toluene, n-octane, untuk suhu 350 °C toluene dan n-octane untuk suhu 500 °C	Nguyen <i>et al.</i> 2010
85	55-80	25	Efisiensi hukum pertama		
85	55-80	25	Efisiensi hukum kedua	Butane, R245fa, dan R141b	Siddiqi dan Atakan 2012
85	60	25	Kerja keluaran		
160	144-156	20	Irreversibilitas total		
150	-	20	Efisiensi hukum pertama	R123	Zhao <i>et al.</i> 2012
150	-	20	Rasio total heat transfer: daya bersih keluaran	R11	Li <i>et al.</i> 2012
140	-	20	daya bersih keluaran	R114, R245fa, R601a, R601, R141b, R113	He <i>et al.</i> 2012
140	-	20	Kapasitas pindah panas	R113	
292	277	27	Efisiensi hukum pertama	R123 untuk suhu 100 - 189 °C; R141b untuk suhu lebih dari 180 °C	Wang <i>et al.</i> 2012
327	~0.2 s.d. 2 Mpa	27-87	Rasio total heat transfer: daya bersih keluaran		
327	~0.2 s.d. 2 Mpa	27-87	Efisiensi hukum kedua	R123	Roy <i>et al.</i> 2011
327	~0.2 s.d. 2 Mpa	27-87	Irreversibilitas total		
327	~0.2 s.d. 2 Mpa	27-87	Kerja keluaran	R245fa, R245ca	Wang <i>et al.</i> 2011
327	~0.2 s.d. 2 Mpa	27-87	Efisiensi hukum pertama		

2.3 Pemilihan Ekspander

Secara umum ekspander dibagi menjadi 2 yaitu ekspander berbasis kecepatan, dan ekspander berbasis volumetrik. Ekspander berbasis kecepatan biasa disebut turbin. Ada dua macam jenis turbin yaitu turbin tipe aksial dan radial. Ekspander berbasis volumetrik digolongkan menjadi beberapa yaitu ulir, skrol, *vane* dan piston. Berikut merupakan rangkuman detil dari masing – masing tipe ekspander tersebut:

a. Ekspander berbasis kecepatan (Turbin)

Ekspander jenis turbin sebenarnya merupakan tipe ekspander yang digunakan pada siklus Rankine konvensional. Prinsip kerjanya ialah dengan memanfaatkan kecepatan uap yang tinggi untuk memutar langsung sirip – sirip turbin. Oleh karena itu beberapa literatur (Imran et al. 2016; Bao & Zhao 2013; Qiu et al. 2011) yang didasarkan pada Quoilin (2011); dan (Wang et al. 2009) menyebutkan bahwa ekspander jenis turbin tidak cocok untuk sistem SRO karena kecepatan putar dan biaya pembuatan yang tinggi. Pada dasarnya ekspander yang digunakan pada SRO tidak jauh beda dengan ekspander pada Rankine konvensional. Namun, karena perbedaan yang cukup mencolok antara fluida kerja organik dan *steam*, maka turbin yang digunakan pada SRO mempunyai beberapa karakteristik tersendiri antara lain (Bao dan Zhao 2013):

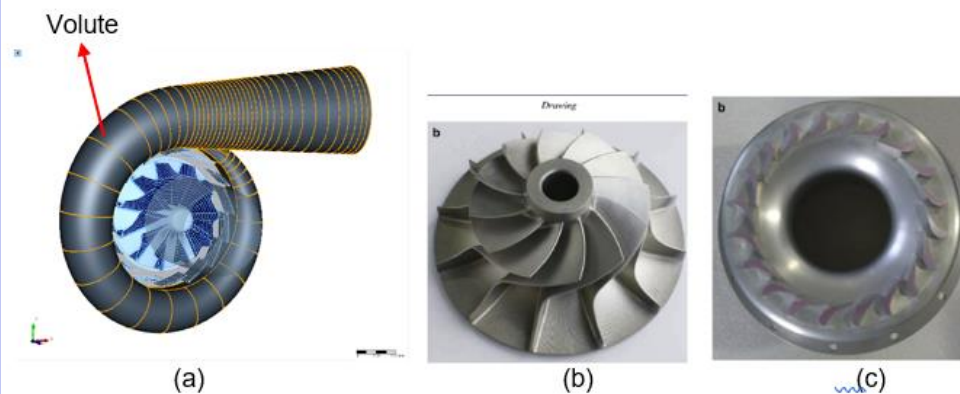
1. Fluida organik mempunyai massa molar yang lebih besar, sehingga *sound velocity*-nya lebih rendah daripada *steam*. Dalam proses desainnya, *supersonic* pada *outlet* nozzle harus dihindari sebisa mungkin karena bisa menyebabkan *shock loss*.
2. Pada perbedaan temperatur tertentu, turbin yang digunakan pada SRO mempunyai rasio ekspansi yang lebih tinggi dan *enthalpy drop* yang lebih rendah dari pada siklus konvensional. Hal ini menyebabkan potensi kebocoran ekspander pada SRO tinggi.
3. Fluida organik mempunyai densitas lebih besar dan volume spesifik yang lebih kecil dari pada air, sehingga aliran dan keseluruhan dimensi ekspandernya akan lebih kecil.
4. Beberapa fluida organik bersifat mudah terbakar, mudah meledak, dan butuh *safety* yang tinggi sehingga ekspander harus dijaga agar tidak bocor.

Pemilihan turbin jenis aksial dan radial didasarkan pada laju aliran fluida, rasio tekanan, dan ukuran sistem. Turbin jenis aksial sesuai untuk laju aliran fluida yang tinggi, dan rasio tekanan rendah. Turbin jenis radial sesuai untuk sistem yang mempunyai laju aliran rendah, dan rasio tekanan tinggi (Quoilin 2011, Bao & Zhao 2013; Qiu et al. 2011). Hasil penelitian Kim dan Kim (2017) menunjukkan bahwa *incidence angle* terhadap *blades* rotor dan kecepatan rotasi mempunyai pengaruh yang besar terhadap efisiensi turbin. Kajian yang dilakukan Pan dan Wang (2013) yang mengganti efisiensi isentropik dengan efisiensi internal, menyatakan bahwa efisiensi internal turbin jenis radial tergantung dari rasio ekspansinya. Berikut disajikan rangkuman penggunaan ekspander jenis turbin pada Tabel 2.

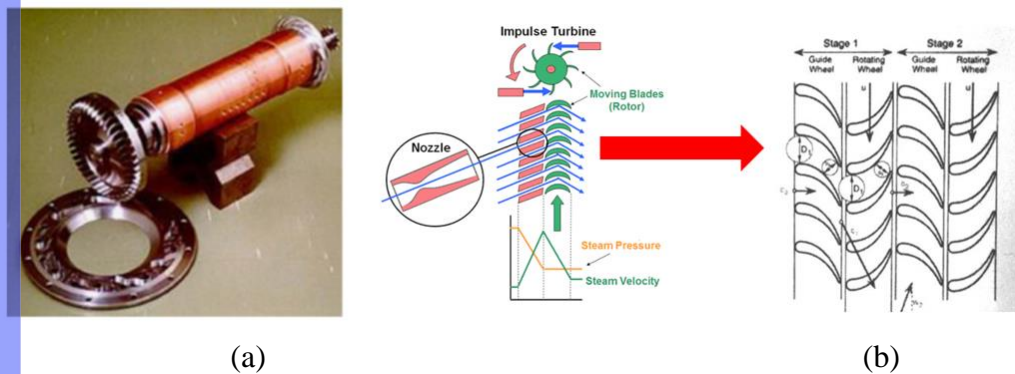
Tabel 2 Penelitian penggunaan turbin untuk SRO

Peneliti	Fluida kerja	Efisiensi isentropik (%)	Daya (kW)	Kecepatan putar (RPM)	Rasio tekanan
Yamamoto <i>et al.</i> 2001	R123	48	0.15	17000	-
Nguyen <i>et al.</i> 2001	n-pentane	49.8	1.44	65000	3.45
Yagoub <i>et al.</i> 2006	HFE301	85	1.5	60000	1.1
Li <i>et al.</i> 2012	R123	68	2.4	40000	6.3
Pei <i>et al.</i> 2001	R123	65	1.36	24000	5.2

Penggunaan turbin jenis radial mempunyai beberapa keuntungan dari pada aksial, antara lain (Sauret *et al.* 2011): mudah dilakukan modifikasi dan rancang bangun, tidak memerlukan akurasi tinggi ketika di *scale down*, dan sirip lebih kuat. Berikut disajikan kenampakan dari turbin jenis radial (Gambar 3) dan turbin jenis aksial (Gambar 4).



Gambar 3. Ekspander tipe radial (a); Bagian rotor (b); Bagian nozel (c) (Sumber: Kang 2012)



Gambar 4 Turbin jenis aksial (a); Mekanisme kerja (b) (Sumber: Tchanche *et al.* 2011)

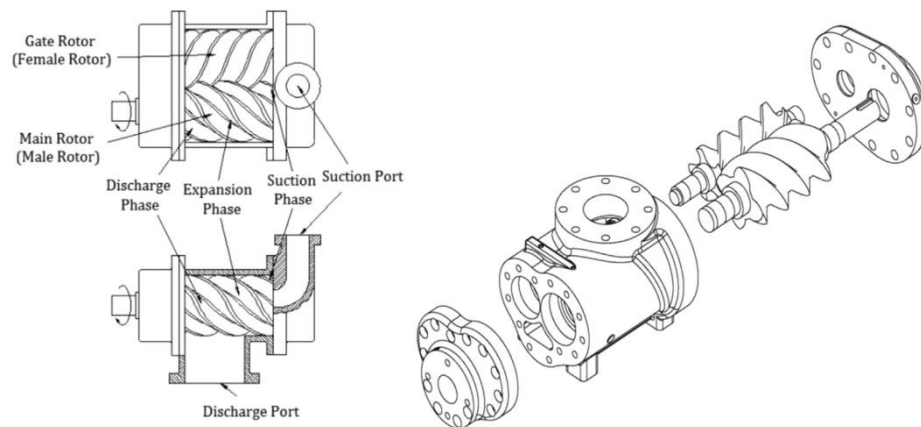
Ekspander berbasis volumetrik

Penggunaan ekspander berbasis volumetrik sesuai untuk kondisi laju aliran rendah, rasio tekanan tinggi, dan kecepatan putar yang lebih rendah dibandingkan ekspander jenis turbin. Banyak literatur yang menyarankan penggunaan ekspander

volumetrik untuk penggunaan pada SRO. Ekspander jenis ini lebih toleran bila dioperasikan pada kondisi 2 fase (Imran et al. 2016). Namun hal yang perlu diperhatikan dari rancang bangun ekspander jenis ini ialah kehilangan energi yang disebabkan tidak sesuai rasio volume (*built-in volume ratio*). Rasio volume merupakan rasio antara volume *chamber* di bagian akhir dengan di bagian awal (Quoilin 2011). Ketidak sesuaian ini bisa berupa kekurangan ekspansi maupun kelebihan ekspansi terhadap volume rasio spesifik sistem. Kebanyakan ekspander jenis volumetrik yang digunakan oleh para peneliti selama ini diadopsi dari kompresor, karena industri ekspander untuk SRO memang belum matang. Berikut disajikan penjelasan masing – masing ekspander bertipe volumetrik:

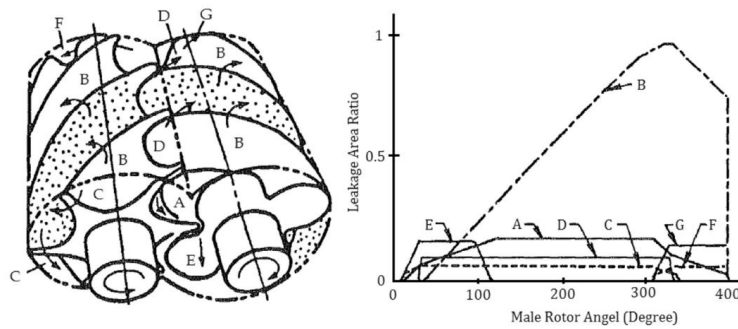
1. Ekspander tipe ulir

Ekspander tipe ini terdiri dari rotor *male* dan *female* dengan *clearance* ± 50 mikrometer serta mempunyai rasio tekanan 2-10 dan rasio volume 2–8 (avadhanula et al. 2013; avadhanula et al. 2014; Nicolas 2012; Kudo 1988). Beberapa literatur menyebutkan bahwa ekspander tipe ulir tidak direkomendasikan untuk kapasitas kurang dari 10 kW karena dibutuhkan kepresisian yang tinggi dalam pembuatannya. Meskipun desainnya tampak sederhana, namun perlu diperhatikan juga dalam pembuatan mekanisme pelumasannya. Kehilangan energi pada ekspander jenis ini terjadi saat kehilangan tekanan selama *suction* dan *discharge*, ekspansi non-isentropik (disebabkan friksi dan pergolakan aliran), volume rasio tidak sesuai, dan kebocoran internal (Bong & Lim 1990). Pada Gambar 5, disajikan kenampakan ekspander tipe ulir.



Gambar 5 Ekspander tipe ulir
(Sumber: Imran et al. 2016)

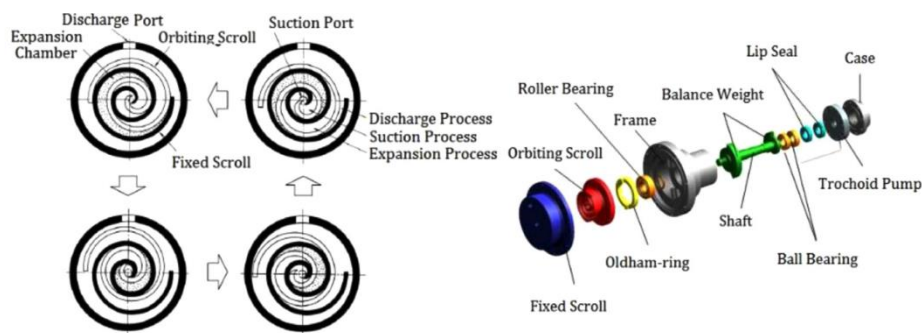
Kebocoran internal ekspander ulir terletak pada bagian – bagian (Kudo 1988): *clearance* antara rotor *male* dan *female* (A), antara rotor dan *casing* melalui *seal* (B), antara ujung rotor dan ujung *casing* (C dan F), pembukaan dan *casing* (D), dan antara ujung rotor dan ujung plat (E dan G) sebagaimana Gambar 6.



Gambar 6 Potensi kebocoran pada ekspander tipe ulir
(Sumber: Kudo 1988)

2. Ekspander tipe skrol

Mekanisme ekspander tipe ini terdiri dari bagian yang berputar dengan bentuk spiral (*orbiting scroll*) dan bagian yang tetap (*fixed scroll*). Fluida kerja yang sudah dalam bentuk uap masuk melalui *suction port*, dan akan mengembang mengikuti alur dari *fixed scroll* sehingga akan memutar *orbiting scroll* dan akan keluar melalui *discharge port*. *Orbiting scroll* tersebut terkoneksi oleh *shaft* yang akan memutar generator. Ilustrasi dari mekanisme ekspander tipe skrol disajikan pada Gambar 7.

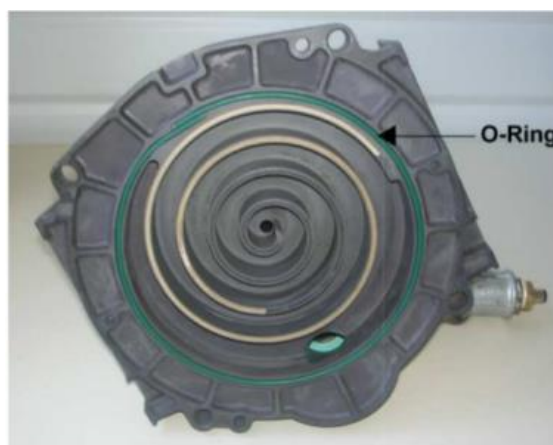


Gambar 7 Ekspander tipe *scroll*
(Sumber: Saito *et al.* 2007)

Ekspander tipe skrol merupakan pilihan terbaik jika ORC mempunyai kapasitas kerja rendah 0.1-10 kW karena ekspander tipe ini mempunyai kelebihan seperti efisiensi tinggi, konstruksi lebih simpel, ringan, bisa untuk kecepatan putar rendah, dan cukup toleran pada kondisi 2 fase (Qiu *et al.* 2011). Beberapa literatur menyebutkan rasio volume yang pernah dipakai pada ekspander tipe ini berkisar antara 1.5 – 5, sedangkan suhu dan tekanan paling tinggi yang pernah digunakan ialah 8.2 MPa dan 180 °C (Lemort *et al.* 2013; Clemate *et al.* 2012; Kim *et al.* 2007; Zhou *et al.* 2013). Beberapa peneliti memanfaatkan kompresor skrol yang semestinya digunakan pada siklus pendinginan untuk diubah menjadi ekspander ORC. Hal ini merupakan sebuah solusi yang cukup menarik terkait dengan biaya investasi yang terbatas. Namun, mesin ini awalnya dirancang untuk rasio tekanan dan suhu yang berbeda dibandingkan dengan yang dibutuhkan oleh aplikasi ORC. Akibatnya, efisiensi isentropik ekspander dan kinerja keseluruhan siklus mungkin akan terdampak. Selain itu perlu dilakukan beberapa modifikasi pada kompresor,

seperti yang dilakukan oleh Quoilin (2011) yang menambahkan beberapa komponen seperti *seal* (O-ring) untuk menekan kebocoran pheriperal dari ekspander yang merupakan hasil modifikasi kompressor tipe skrol (Gambar 8).

Berdasarkan penelitian Galloni et al (2015) yang melakukan pengujian ORC skala kecil dengan menggunakan ekspander tipe skrol dan R245fa sebagai fluida kerja untuk memanfaatkan sumber panas rendah pada kisaran suhu 75-95 ° C. Hasil penelitian tersebut menunjukkan potensi menarik dan performansi terbaik yang diperoleh adalah daya listrik 1.2 kW, dan efisiensi siklus lebih dari 9%. Qiu et al (2011) melakukan pengujian ekspander tipe skrol dengan menggunakan udara tertekan sebagai pengganti fluida kerja. Pada tekanan masuk 8.6 bar didapatkan kecepatan putar 1500 - 4000 rpm, efisiensi adiabatik 58.5% dan efisiensi total 34.8 - 35.6%. Ziviani et al (2018) melakukan eksperimen dengan menggunakan ekspander tipe skrol tanpa pelumas dengan rasio volume 3.5. Dalam pengujiannya didapatkan efisiensi isentropik maksimum 58%, dan kecepatan rotasi 1600 rpm dengan menggunakan R245fa sebagai fluida kerja dan sumber panas 110 C. Ayachi et al (2016) melakukan investigasi eksperimental dari ekspander skrol tipe hermetic yang biasanya digunakan pada pompa panas. Hasil pengujian menunjukkan bahwa efisiensi maksimum 70% dengan kondisi tekanan masuk 20 bar, fluida kerja R245fa, dan rasio volume terpasang 2.7.



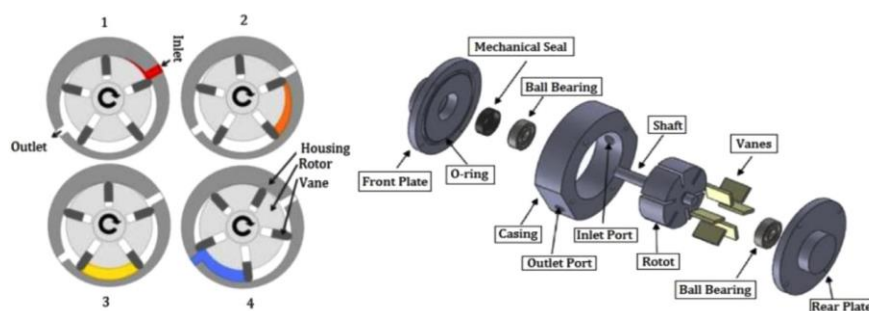
Gambar 8 Penambahan seal pada ekspander modifikasi kompressor
(Sumber: Quoilin 2011)

Lemort *et al.* 2012 melakukan modifikasi pada kompressor udara untuk digunakan sebagai ekspander pada SRO dengan menggunakan fluida kerja berjenis R123. Berdasarkan hasil penelitiannya, model simulasi semi empiris telah dirumuskan untuk memprediksi laju aliran, *shaft power*, dan temperatur keluar ekspander dengan akurasi yang cukup baik. Selain itu, ekspander tersebut mampu mencapai efisiensi isentropis sebesar 68%. Berdasarkan penelitian Chang *et al.* (2015) yang menggunakan ekspander skrol dari kompressor udara menghasilkan efisiensi isentropis 73% pada daya 2.3 kW dengan voloume rasio 4.05. Declaye *et al.* (2013) melakukan kajian pada ekspander skrol yang tidak berpelumas untuk SRO, menghasilkan efisiensi isentropis 75.7% pada daya keluaran 2.1 kW. Pada umumnya komponen ekspander mempunyai efisiensi yang rendah karena terjadi banyak kehilangan

tenaga, seperti pada bagian *suction* dan *discharge*, mekanikal, ekspansi yang berlebih atau kurang, serta hilang karena kebocoran. Beberapa usaha dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari ekspander pada SRO seperti pemberian pelumas, *sealing*, dan modifikasi geometri (Song *et al.* 2015). Lemort *et al.* (2009) menemukan bahwa kebocoran internal, kehilangan tekanan, dan kehilangan energi secara mekanis merupakan penyebab utama kehilangan energi pada ekspander jenis skrol.

3. Ekspander tipe *vane*

Menurut Musthafah *et al.* (2010), ekspander tipe *vane* mempunyai struktur yang lebih simpel, mudah dalam rancang bangun, dan biaya pembuatannya relatif murah. Berdasarkan penelitian Badr *et al.* (1985) disebutkan bahwa ekspander tipe *vane* mempunyai jangkauan penggunaan yang beragam, kecepatan putar rendah (± 3000 rpm), torsi stabil, toleransi terhadap kondisi 2 fase, perawatan yang mudah karena tidak terlalu banyak dibutuhkan pelumas, cocok untuk segala jenis fluida kerja organik. Kebocoran merupakan penyumbang kehilangan tenaga terbesar dibandingkan dengan kehilangan tenaga karena gesekan pada ekspander tipe *vane*. Bentuk dan material penyusun ekspander tipe *vane* mempunyai andil besar dalam hal kebocoran dan performanya (Yang *et al.* 2009). Berdasarkan hasil kajian selama ini rasio volume yang digunakan berkisar antara 2-8 dan mampu beroperasi pada tekanan berkisar 8 MPa dan suhu 150 °C (Wang *et al.* 2012). Pada kondisi tertentu, jumlah *vane*, sudut masukan, dan diameter *port* terhadap rasio panjang stator dapat dioptimalkan untuk meminimumkan kehilangan tenaga pada sisi inlet dan outlet. Namun demikian penggunaan ekspander tipe *vane* mempunyai efisiensi isentropis yang rendah 48 – 54% (Smith *et al.* 2001). Kenampakan *vane* ekspander disajikan pada Gambar 9.

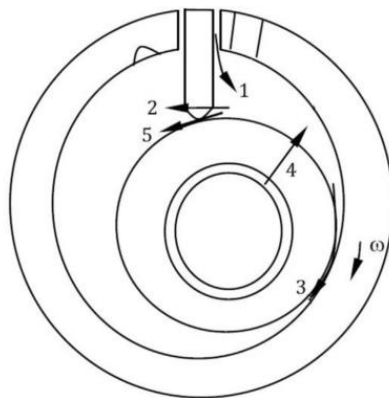


Gambar 9 Ekspander tipe *vane*

4. Ekspander tipe *resiprocating piston*

Berdasarkan beberapa kajian literatur, ekspander tipe piston mampu beroperasi pada tekanan tinggi ± 9 MPa, dan suhu 380 – 560 °C. Efisiensi isentropik dari ekspander jenis ini berkisar antara 50% - 76%. Penelitian selama ini menunjukkan kecepatan putar ekspander jenis ini berkisar antara 600 – 2000 RPM. Putaran ini tergolong cukup rendah sehingga bisa langsung dihubungkan ke generator dan tidak memerlukan *gear box*. Namun ekspander jenis ini mempunyai struktur yang kompleks dan memerlukan biaya tinggi

untuk pembuatannya. Jika ditinjau dari tingkat kebocorannya, terdapat 5 bagian utama penyumbang kehilangan tenaga. Pertama ialah pada bagian antara *slide* dan *slide groove*, bisa diatasi saat proses pembuatannya. Kedua pada bagian ujung *tip* dan silinder. Kebocoran dibagian ini akan terlihat pada saat fluida bertekanan tinggi berubah ke tekanan rendah. Kebocoran ketiga pada bagian *rolling piston* dan bagian luar dan dalam dari silinder. Kebocoran keempat pada bagian antara *rolling piston* dan ujung penutup silinder. Untuk lebih jelasnya bisa dilihat pada Gambar 10.



Gambar 10 Kebocoran pada ekspander tipe piston
(Sumber: Zhao *et al* 2011)

Berdasarkan kajian yang telah dilakukan, perbandingan jenis ekspander untuk SRO disajikan pada Tabel 3.

Tabel 3 Perbandingan jenis ekspander SRO

Jenis	Rentang kapasitas (kW)	Kecepatan rotasi (rpm)	Biaya	Kelebihan	Kekurangan
Radial-inflow turbin	50 - 500	8000-80000	Tinggi	Bobot tidak terlalu berat, sudah dipabrikasi secara luas, efisiensi tinggi	Tidak toleran pada kondisi 2 fase
Skrol expander	1-10	<6000	Rendah	Efisiensi tinggi, konstruksi lebih simpel, ringan, rpm rendah, dan cukup toleran pada kondisi 2 fase	Kapasitas rendah, butuh pelumas
Screw expander	15-200	<6000	Medium	Efisiensi tinggi, rpm rendah, dan cukup toleran pada kondisi 2 fase	Butuh pelumas, sulit dalam pabrikan dan proses <i>sealing</i>
Reciprocating piston expander	20-100	-	Medium	Pressure ratio yang tinggi, sudah dipabrikasi secara luas, cocok untuk kebanyakan fluida kerja, dan cukup toleran pada kondisi 2 fase	Bobot berat, banyak bagian - bagian yang bergerak, perlu valve dan impulse torsi
Rotary vane expander	1-10	<6000	Rendah	Cukup toleran pada kondisi 2 fase, torsi stabil, struktur sederhana, murah dan tidak bising	Perlu pelumas dan kapasitasnya rendah

2.4 Hukum Kedua Termodinamika

Hukum kedua termodinamika merupakan salah satu perangkat yang penting dalam melakukan desain, analisis, dan evaluasi performa sebuah sistem termal. Hal ini menyebabkan analisis hukum kedua (eksergi) telah digunakan secara luas untuk menginvestigasi penyebab dari ketidak-sempurnaan suatu proses termodinamika (Hepbasli 2008). Beberapa hal yang menjadi perhatian dalam hukum termodinamika kedua ini antara lain:

a. Iriversibilitas

Iriversibilitas atau ketamampu-balikan didefinisikan sebagai kerja yang hilang, dengan kata lain merupakan selisih antara *reversible work* dan kerja nyata (Bejan *et al.* 1996). Dirumuskan sebagaimana pada Persamaan (1).

$$\dot{I} = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{act} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad (1)$$

Yang mana \dot{I} , \dot{W} , T , \dot{S} berturut-turut merupakan irreversibilitas (*exergy destruction*) (\dot{W}), kerja (\dot{W}), suhu (K), entropi (W/K). Subkrip *rev*, *act*, *0*, *gen* berturut-turut merupakan reversibel, aktual, kondisi *dead state*, *generation*. Berdasarkan Persamaan (1) diatas, dapat dilihat bahwa kerja keluaran maksimum hanya bisa dicapai pada sebuah sistem yang *reversible* yang mana tingkat ketak-mampubalikannya diminimalkan.

b. Pembangkitan Entropi

Minimisasi Pembangkitan Entropi (MPE) merupakan sebuah metode optimisasi termodinamika dari suatu sistem karena adanya fenomena ketak-mampu-balikan. Langkah utama yang penting adalah membangun sebuah model sistem yang tidak hanya memperhatikan ranah ilmu termodinamika teknik (sistem, hukum, siklus, proses, interaksi), tetapi juga prinsip dasar dari mekanika fluida, pindah panas dan masa. Kombinasi ini menjadikan sebuah model yang lebih “nyata” dalam memperhitungkan ketak-mampu-balikan dari suatu sistem. Pembangkitan entropi yang didefinisikan oleh Bejan *et al.* (1996) menggambarkan sebuah ukuran dari ketidaksempurnaan. Oleh karena itu, meminimumkan pembangkitan entropi akan menghasilkan *yield* maksimum dari sebuah sistem energi sesuai dengan hubungan Gouy-Stodola. Pada kondisi *steady state*, laju dari pembangkitan entropi berkaitan erat terhadap laju perpindahan entropi (Sonntag *et al.* 2003) sebagaimana ditunjukkan pada Persamaan (2).

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{gen} \quad (2)$$

Dimana \dot{m} ialah laju aliran massa (kg/s), s ialah spesifik entropi (J/kg.K). Subkrip i , dan e berturut-turut ialah inlet dan outlet. Perhitungan laju pembangkitan entropi untuk pindah panas dan gesekan fluida yang tak mampu balik pada sistem yang terbatas diekspresikan pada persamaan (3).

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{gen,\Delta T} + \dot{S}_{gen,\Delta P} = 0 \quad (3)$$

Yang mana $\dot{S}_{gen,AT}$ pada persamaan diatas menunjukkan laju pembangkitan entropi per satuan panjang karena ireversibilitas dari pindah panas, sedangkan $\dot{S}_{gen,AP}$ menunjukkan ireversibilitas akibat gesekan fluida.

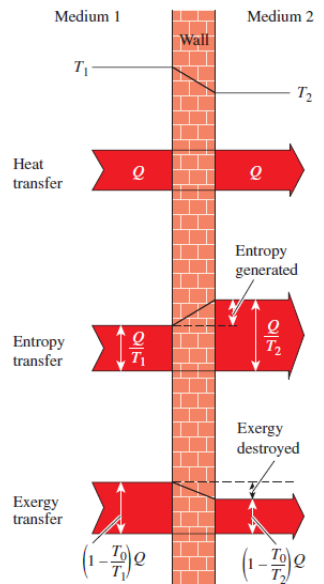
Beberapa penelitian yang berkaitan dengan minimisasi pembangkitan entropi telah dilakukan. Singh dan Radermacher (2008) menjelaskan kegunaan Minimisasi Pembangkitan Entropi (MPE) sebagai *modelling tool* untuk mengoptimisasi rancangan penukar panas *air-conditioning*. Guo *et al.* (2009) melakukan optimisasi rancangan penukar panas tipe *shell and tube* berdasarkan prinsip MPE, didapatkan bahwa terjadi peningkatan derajat *effectiveness* secara signifikan pada hasil optimisasi rancangan penukar panas. Selain itu dihasilkan pula bahwa terjadi penurunan konsumsi daya pompa secara dramatis. Stewart *et al.* (2010) menggunakan MPE sebagai metode untuk mengoptimisasi rancangan kondensor *air-conditioning*. Walaupun tidak dijelaskan begitu detil tentang MPEnya, namun dengan metode ini dapat ditunjukkan bahwa dengan MPE mempunyai hasil yang mirip dengan metode COP. Maheshkumar dan Muraleedharan (2011) menggunakan MPE pada *heat pipe* tipe flat untuk mendapatkan desain yang optimal, didapatkan bahwa penyumbang pembangkitan entropi lebih besar karena *heat load* dari pada panjang pipa adiabatik.

Satu – satunya penelitian yang memanfaatkan metode MPE berkaitan dengan analisis turbin dilakukan oleh Shehata *et al.* (2016). Pada penelitian tersebut menggunakan MPE sebagai metode untuk menganalisis performansi turbin tipe *well* pada siklus pembangkit daya bertenaga gelombang laut. Dari penelitian tersebut diketahui bahwa parameter yang paling sensitif terhadap perubahan pembangkitan entropi adalah *viscous dissipation*. Penelitian – penelitian tentang penggunaan metode MPE banyak diaplikasikan pada desain penukar panas *air-conditioning*, *refrigeration*, dan *heat pipe*. Sejauh ini masih belum ada penelitian yang berkaitan dengan penggunaan metode MPE untuk mendapatkan rancangan komponen SRO dan fluida kerja yang optimal.

c. Eksergi

Pada suatu sistem yang *steady state* seperti pada Gambar 11, jumlah aliran energi masuk sama dengan energi keluar hal ini sesuai hukum termodinamika I. Jumlah entropi keluar lebih besar dari entropi masuk menurut hukum termodinamika kedua. Pada proses tersebut terjadi pembangkitan entropi. Jumlah aliran eksergi keluar lebih kecil dari pada eksergi masuk, eksergi terkonsumsi didalam sistem untuk memproduksi entropi. Terdapat perbedaan antara analisis energi dan eksergi. Energi adalah nilai maksimum absolut sampai 0 K yang mengikuti kaidah *Clasius*. Sementara eksergi adalah nilai energi aktual yang bisa dimanfaatkan hingga mencapai suhu lingkungan/ setimbang dengan lingkungan yang tidak sama dengan 0 K. Selisih antara energi dan eksergi disebut sebagai anergi. Selama belum mencapai kesetimbangan dengan lingkungan maka masih terdapat eksergi yang dapat digunakan. Eksergi suatu sumber daya memberikan indikasi seberapa besar kerja yang dapat dilakukan oleh sumber daya tersebut pada suatu lingkungan tertentu. Konsep eksergi secara eksplisit memperlihatkan kegunaan (kualitas) suatu energi. Salah satu kegunaan utama dari konsep eksergi adalah kesetimbangan eksergi dalam analisis sistem termal. Analisis eksergi adalah alat untuk mengidentifikasi jenis, lokasi dan besarnya kerugian termal. Identifikasi dan kualifikasi kerugian ini memungkinkan untuk evaluasi dan perbaikan desain

sistem termal (Sonntag *et al.* 2003). Analisis eksergi merupakan alat yang telah banyak digunakan untuk menilai status energi dari proses termal dari sudut pandang termodinamika (Tambunan *et al.* 2010).



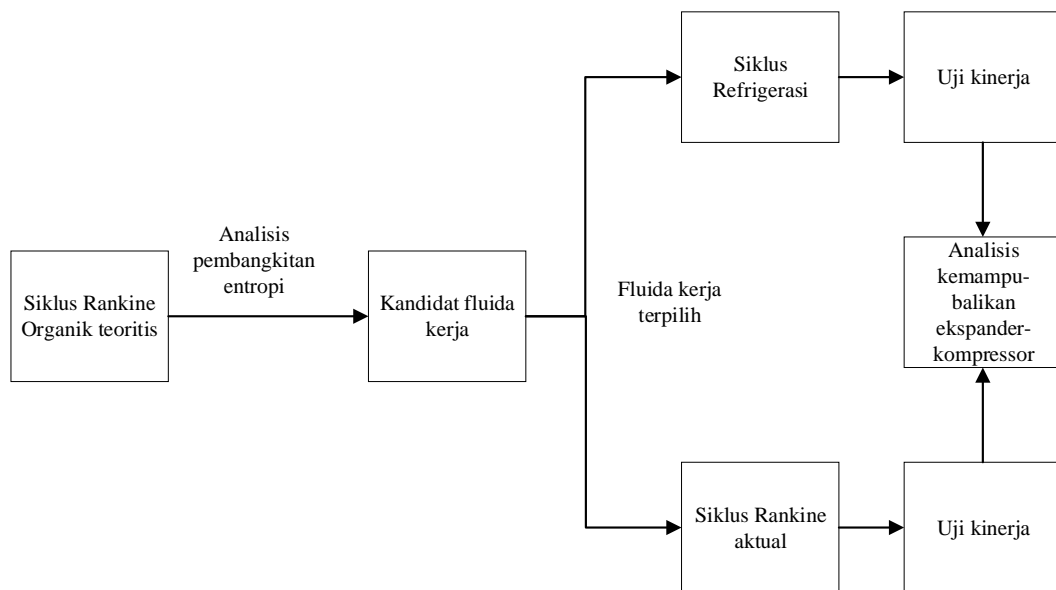
(Sumber: Cengel dan Boles 2015)

Gambar 11 Ilustrasi Energi, Entropi, dan Eksergi

III METODE PENELITIAN

3.1 Kerangka Pikir Penelitian

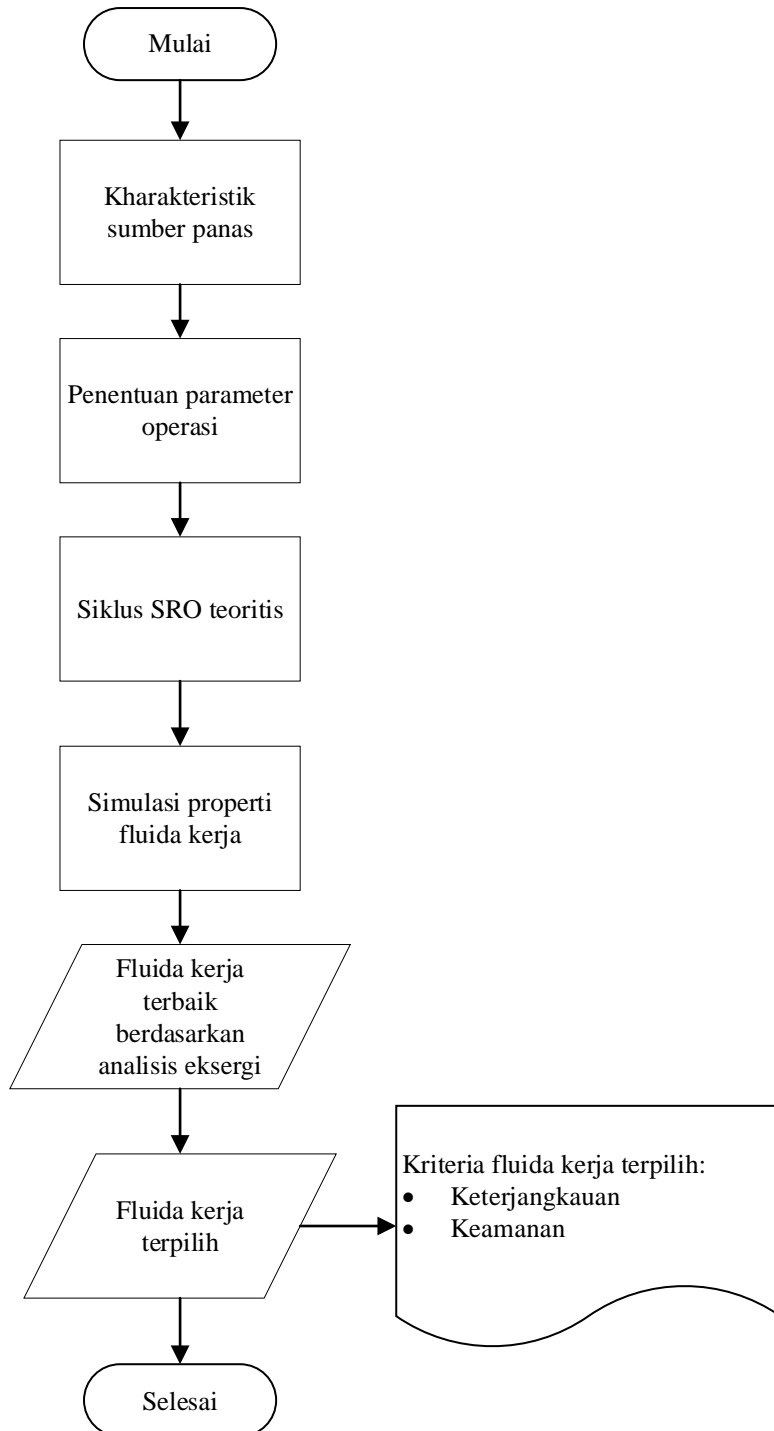
Kerangka pikir penelitian ini dimulai dengan menurunkan model teoritis SRO. Model ini digunakan untuk melakukan simulasi dalam menentukan fluida kerja berdasarkan analisis pembangkitan entropi. Dari berbagai macam fluida organik akan dikerucutkan menjadi beberapa kandidat fluida kerja dan dipilih satu fluida kerja sebagai dasar penentuan komponen SRO aktual. Setelah SRO aktual berhasil dipabrikan, selanjutnya dilakukan uji kinerja untuk mengevaluasi performa ekspander. Dalam rangka mengevaluasi kinerja termodinamika ekspander yang berasal dari pembalikan kompresor, maka perlu dipabrikan siklus refrigerasi. Uji kinerja kompresor dilakukan berdasarkan beberapa skenario suhu keluar evaporator sehingga didapatkan kinerja termodinamika kompresor. Langkah selanjutnya ialah menganalisis kinerja ekspander-kompresor berdasarkan skenario-skenario tertentu. Kerangka pikir penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12 Kerangka Pikir Penelitian

3.2 Penentuan Fluida Kerja

Langkah pertama dalam tahap ini ialah pembuatan model matematika SRO teoritis berdasarkan analisis energi dan eksergi. Model matematika ini digunakan untuk simulasi dalam rangka menentukan jenis fluida kerja yang tepat berdasarkan minimisasi pembangkitan entropi. Pada tahap akhir akan dikerucutkan menjadi satu fluida kerja yang menjadi acuan dalam rancang bangun SRO aktual. Diagram alir penentuan fluida kerja SRO disajikan pada Gambar 13.



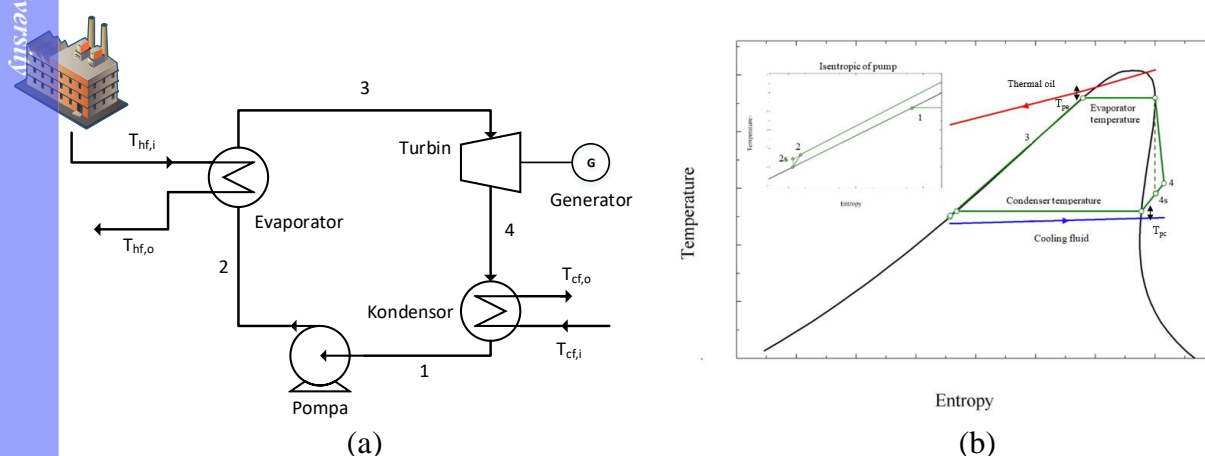
Gambar 13 Diagram Alir Penentuan Fluida Kerja

3.2.1 Parameter operasi penentuan fluida kerja

Berdasarkan studi literatur didapatkan bahwa panas buang yang cukup konstan dan bisa dimanfaatkan untuk SRO ialah terletak pada *flue gas* keluaran boiler pada industri kelapa sawit. Pada bagian ini panas yang terbuang berkisar antar suhu 120 – 290 °C (Situmorang 2007). Penetapan suhu fluida kerja organik pada evaporator yang sebesar 60 °C masih pada batasan suhu *flue gas* tersebut. Beberapa asumsi

yang digunakan pada tahap pemilihan fluida kerja secara teoritis berdasarkan Gambar 14 ialah sebagai berikut:

- Proses 1–2: Kompresi pada pompa berlangsung dengan efisiensi isentropik sebesar 70%
- Proses 2–3: Berlangsung pada tekanan tetap
- Proses 3–4: Ekspansi dengan efisiensi isentropik sebesar 80%
- Proses 4–1: Berlangsung pada tekanan tetap
- Penurunan tekanan pada tiap-tiap komponen diabaikan (tidak ada *pressure drop*)
- Jenis *fluegass* pada simulasi ini ditetapkan sebagai udara panas campuran (udara, nitrogen, argon dan oksigen).
- Fluida pendingin pada kondensor ialah air
- Fluida kerja pada saat masuk ekspander seluruhnya dalam bentuk uap



Gambar 14 Skema SRO untuk Simulasi Pemilihan Fluida Kerja (a); Diagram T-S SRO Teoritis (b)

Parameter operasi SRO pada tahap pemilihan fluida kerja secara teoritis ini dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4 Parameter Operasi

Parameter	Nilai	Parameter	Nilai
Tekanan lingkungan [kPa]	101.3	<i>Pinch point</i> kondensor [K]	6
Suhu lingkungan [°C]	25	Laju massa fluida pendingin [kg/s]	5
Laju massa fluida kerja [kg/s]	0.5	Derajat <i>Sub cooled</i> [°C]	5
Laju masa limbah panas [kg/s]	2.57	Efisiensi isentropik pompa [%]	70
Suhu keluar evaporator [°C]	60	Efisiensi isentropik ekspander [%]	70
Suhu masuk kondensor [°C]	25	Efisiensi generator [%]	90
Suhu masuk limbah panas [°C]	100	Suhu masuk fluida pendingin [°C]	15
Ke-efektifan evaporator dan kondensor [%]	80	<i>Pinch point</i> evaporator [K]	6

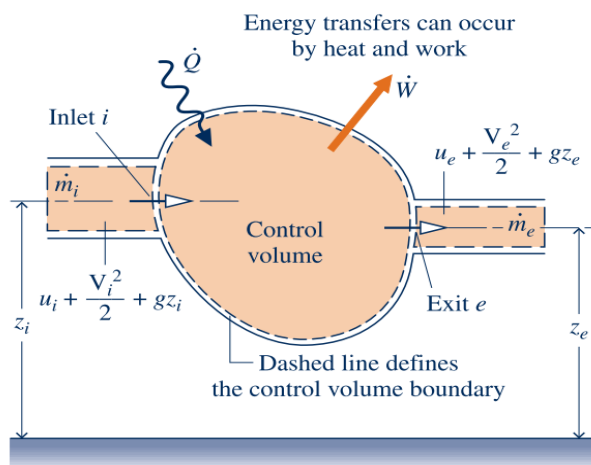
Beberapa fluida kerja hasil simulasi properti yang digunakan dalam penelitian ini dan sesuai dengan sumber panas pada evaporator ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5 Kandidat Fluida Kerja

Nama Fluida Kerja	Suhu kritis (°C)	Tekanan kritis (Bar)	Nama Fluida Kerja	Suhu kritis (°C)	Tekanan kritis (Bar)
Benzene	288.90	48.94	N-octane	296.20	24.97
Cis-2-butene	162.60	42.26	N-pentane	196.50	33.64
Cyclohexane	280.50	40.81	R11	198.00	44.08
Diethyl ether	193.60	36.44	R113	214.10	33.92
Dimethyl carbonate	284.20	49.09	R114	145.70	32.89
HFE7100	195.30	22.29	R123	183.70	36.68
HFE7200	209.80	20.06	R1233ZD(E)	165.60	35.73
Isobutene	146.10	40.05	R141B	204.20	42.49
Isopentane	187.20	33.70	R134a	101.00	40.59
MM	245.50	19.39	R236EA	139.30	34.29
M-xylene	343.70	35.35	R245Fa	154.00	36.51
N-butane	152.00	37.96	R365MFC	186.90	32.66
N-heptane	267.00	27.27	R600A	134.70	36.40
N-hexane	234.70	30.58	Toluene	318.60	41.26
N-nonane	321.40	22.81	Trans-2-butene	155.50	40.27

3.2.2 Model matematika analisis SRO teoritis

Sebuah sistem kontrol volum digunakan untuk melakukan analisis energi dan eksergi pada setiap komponen SRO. Perubahan energi kinetik dan potensial yang relatif sangat kecil terhadap kerja diabaikan. Setiap komponen dianggap beroperasi pada kondisi tunak (*steady*). Dengan menggunakan prinsip konservasi massa dan konservasi energi maka dikembangkan persamaan keseimbangan eksergi yang mengacu pada Gambar 15.



(sumber: Moran *et al.* 2014)

Gambar 15 Sistem Kontrol Volume

Kesetimbangan masa aliran masuk dan keluar disajikan pada Persamaan (4).

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (4)$$

Sehingga kesetimbangan energinya seperti disajikan pada Persamaan (5).

$$\dot{Q} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) = \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (5)$$

Dengan mengabaikan besar energi potensial dan kinetik serta laju aliran masuk dan keluar dianggap sama, maka didapatkan persamaan (6).

$$\dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(h_i - h_e) = 0 \quad (6)$$

Kesetimbangan entropi ditunjukkan pada persamaan (7).

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_i \dot{m}_i s_i - \sum_e \dot{m}_e s_e + \dot{S}_{gen} \quad (7)$$

Pada suatu sistem kontrol volume yang mempunyai *single input – single output*, kesetimbangan eksnerginya dapat dituliskan pada Persamaan (8), (9).

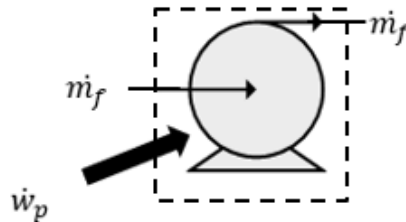
$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} + \dot{m} (e_{f1} - e_{f2}) - \dot{I} \quad (8)$$

$$e_{f1} - e_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (9)$$

Yang mana h, V, g, Z, ef berturut – turut merupakan entalpi (kJ/kg), kecepatan (m/s), percepatan gravitasi (m/s²), ketinggian (m), kerja (W), kerja dalam bentuk panas (W), entropi spesifik (kJ/kg.K), aliran eksnergi (kJ/kg). Subkrip $j, 1, 2$ berturut – berturut merupakan kondisi/ *state* ke $j, 1, 2$.

Besar energi dan kehilangan eksnergi pada tiap komponen SRO ialah sebagai berikut:

1. Pompa (proses 1 – 2)



Gambar 16 Diagram Alur Massa pada Pompa

Berdasarkan Gambar 16 di atas kerja yang diberikan oleh pompa dinyatakan sebagaimana pada persamaan (10).

$$w_p = \frac{\dot{m}_f (h_{2s} - h_1)}{\eta_p} \quad (10)$$

Persamaan ketidak-mampubalikan dari suatu aliran seragam disajikan pada persamaan (11).

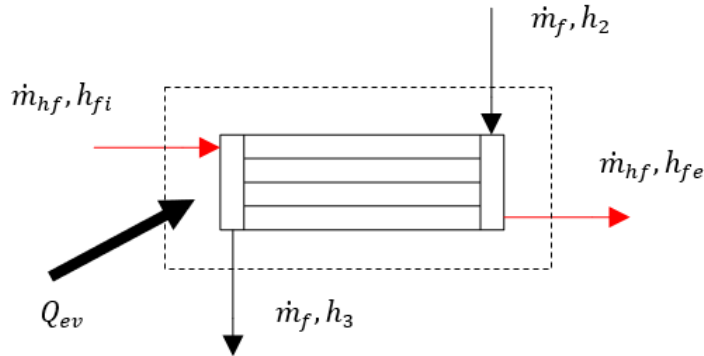
$$\dot{I} = T_0 \frac{d\dot{S}_{gen}}{dt} = T_0 \dot{m}_f \left[\sum s_e - \sum s_i + \left(\frac{ds}{dt} \right) + \sum_j \left(\frac{\dot{Q}_j}{T_j} \right) \right] \quad (11)$$

Yang mana nilai $\frac{ds}{dt} = 0$ untuk keadaan tunak. Sehingga besar kehilangan eksergi pada pompa disajikan pada persamaan (12).

$$\dot{I}_p = T_0 \dot{m}_f (s_2 - s_1) \quad (12)$$

2. Evaporator (proses 2 – 3)

Pindah panas yang diberikan pada evaporator berdasarkan Gambar 17, dinyatakan sebagaimana pada persamaan (13).



Gambar 17 Diagram Energi pada Evaporator

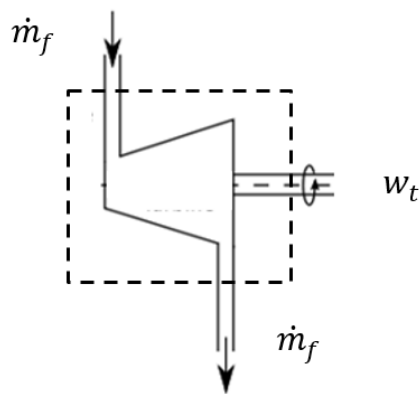
$$Q_{ev} = \dot{m}_f (h_3 - h_2) \quad (13)$$

Berdasarkan persamaan (11), maka kehilangan eksergi pada evaporator dapat disajikan pada persamaan (14).

$$\dot{I}_{ev} = T_0 [\dot{m}_f (s_3 - s_2) - \dot{m}_{hf} (s_{hf,e} - s_{hf,i})] \quad (14)$$

3. Ekspander (proses 3 – 4)

Kerja keluaran yang dihasilkan oleh ekspander berdasarkan Gambar 18, dinyatakan sebagaimana pada persamaan (15).



Gambar 18. Diagram Alur Massa pada Ekspander

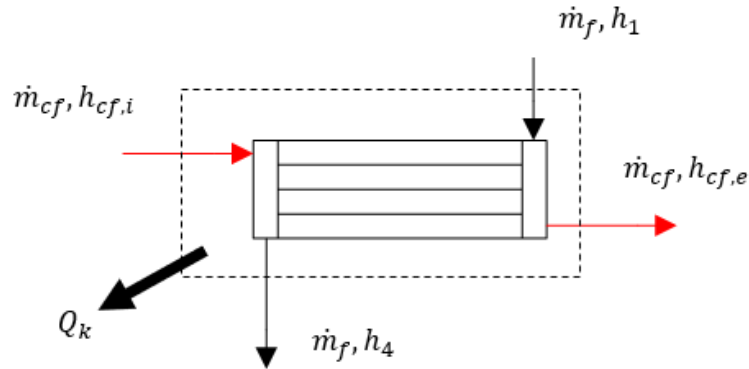
$$w_{ex} = \dot{m}_f (h_3 - h_{4s}) \eta_t \quad (15)$$

Persamaan kehilangan eksergi pada turbin ditulis sebagaimana pada persamaan (16).

$$\dot{I}_{ex} = \dot{m}_f T_0 (s_4 - s_3) \quad (16)$$

4. Kondensor (proses 4 – 1)

Panas yang dibuang pada kondensor berdasarkan Gambar 19, dinyatakan sebagaimana pada persamaan (17).



Gambar 19 Diagram Alur Energi pada Kondensor

$$Q_k = \dot{m}_f (h_4 - h_1) \quad (17)$$

Persamaan kehilangan eksergi pada kondensor disajikan pada persamaan (18).

$$\dot{I}_k = T_0 [\dot{m}_f (s_4 - s_1) - \dot{m}_{cf} (s_{cf,e} - s_{cf,i})] \quad (18)$$

Oleh karena itu eksergi musnah total didefinisikan pada persamaan (19).

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_p + \dot{I}_{ev} + \dot{I}_{ex} + \dot{I}_k \quad (19)$$

Daya keluaran bersih yang dihasilkan pada SRO disajikan pada persamaan (20).

$$w_{net} = (w_{ex} - w_p) \quad (20)$$

Besarnya efisiensi termal dari siklus Rankine sebagaimana pada persamaan (21).

$$\eta_{th} = \frac{w_{ex} - w_p}{Q_{ev}} \quad (21)$$

Persamaan efisiensi ekserginya didefinisikan sebagaimana pada persamaan (22).

$$\eta_{ex} = \frac{w_{ex} - w_p}{Ex_{hf,i}} \quad (22)$$

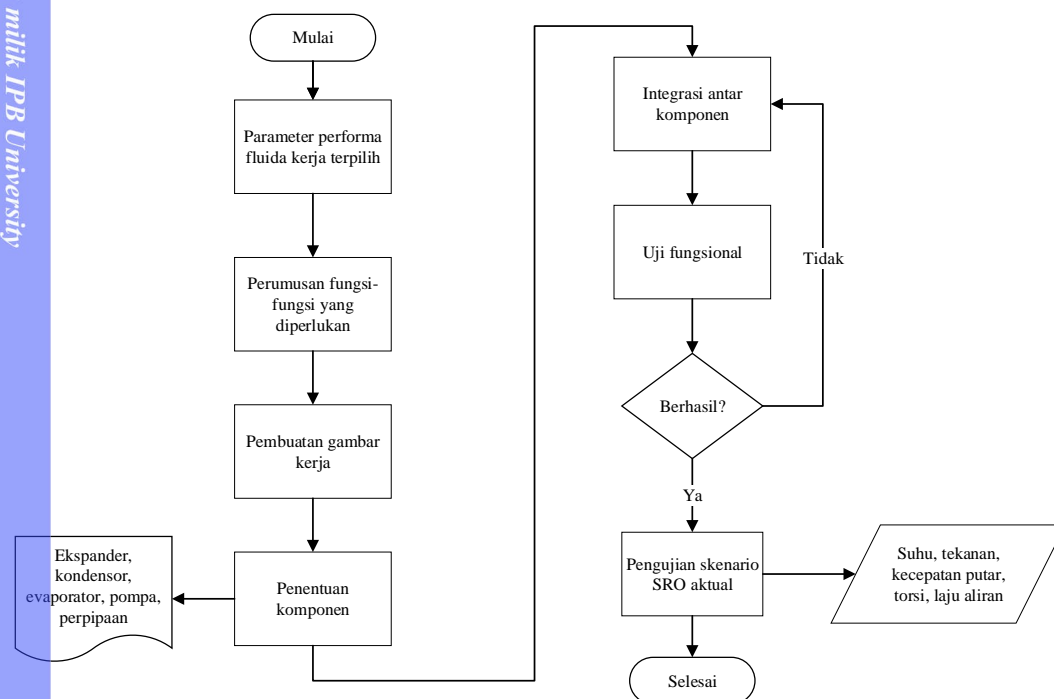
Besar eksergi masuk dari sumber panas ditunjukkan pada persamaan (23).

$$Ex_{hf,i} = \dot{m}_{hf} [(h_{hf,i} - h_o) - T_0 (s_{hf,i} - s_o)] \quad (23)$$

Keterangan: η , Ex berturut – turut merupakan efisiensi (%), dan eksergi (W). Subkrip $p, ev, t, k, f, hf, cf, th, s, 1, 2, 3, 4, 0$ berturut-turut menyatakan pompa, evaporator, ekspander, kondensor, fluida kerja, limbah panas, fluida pendingin, termal, isentropis, state 1, state 2, state 3, state 4, kondisi *dead state*.

3.3 Penentuan Komponen dan Uji Kinerja SRO

Karakteristik performa termodinamika fluida kerja terpilih yaitu suhu dan tekanan digunakan sebagai dasar pemilihan komponen SRO. Sebagaimana tujuan awalnya, SRO diharapkan dapat mengonversi energi termal yang bersuhu 60 °C menjadi energi mekanik. Pemilihan komponen SRO dilakukan melalui pendekatan fungsional dan ketersediaan di pasar. Tahapan proses pemodifikasian SRO dilakukan sebagaimana disajikan pada Gambar 20.



Gambar 20 Diagram Alir Rancang Bangun SRO Aktual

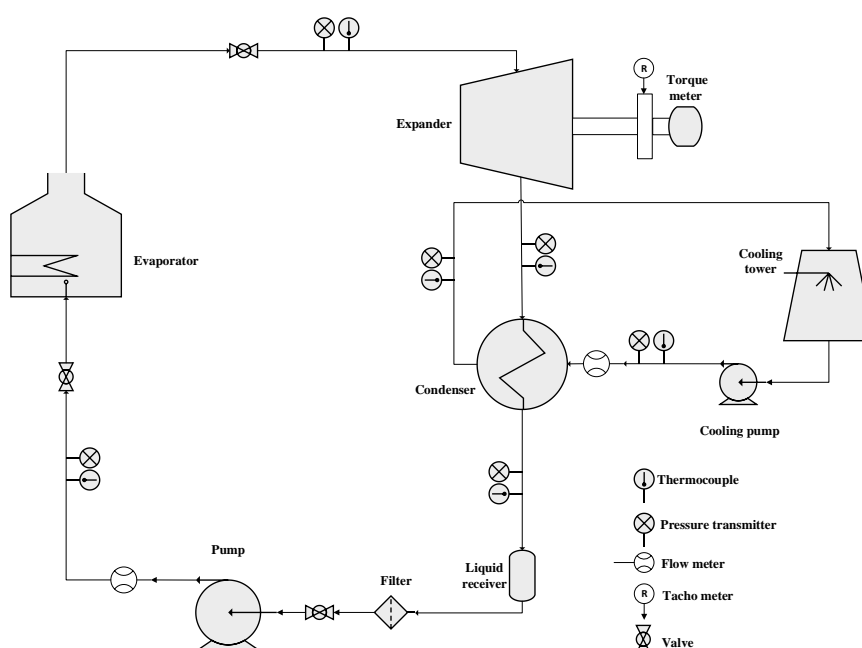
3.3.1 Penentuan struktural dan fungsional SRO

Pemilihan struktur dan fungsional SRO didasarkan pada suhu operasi dan tekanan saturasi pada suhu lingkungan fluida kerja. SRO merupakan sebuah siklus tertutup yang mana setiap kinerja komponen akan berpengaruh terhadap performa komponen lainnya. Komponen yang melakukan kerja sesuai dengan fungsi dan struktural dari SRO yang dianalisis adalah sebagai berikut:

1. Pompa fluida kerja organik, berfungsi untuk mengalirkan fluida kerja menuju setiap komponen hingga kembali ke pompa lagi. Hal kritis yang perlu dijadikan pertimbangan dalam pemilihan pompa ialah kemampuan tekanannya dalam melawan tekanan saturasi fluida kerja pada suhu lingkungan dan *pressure drop* pada setiap komponen. Selain itu pompa juga harus mempunyai struktur yang kuat dalam menahan kebocoran akibat tekanan tinggi.
2. Evaporator, berfungsi sebagai penyuplai panas sehingga fluida kerja mengalami perubahan fase dari cair jenuh menuju setidaknya uap jenuh. Pada tahap desain ini, evaporator direncanakan menggunakan *heater* sebagai sumber panasnya. Hal ini dimaksudkan agar pemenuhan panas berlangsung stabil.

3. Ekspander, berfungsi untuk mengubah energi termal yang dibawa fluida kerja dari evaporator menjadi energi mekanik dalam hal ini berupa putaran. Pada ekspander fluida kerja akan berekspansi sehingga suhu dan tekanannya turun.
4. Kondensor, berfungsi untuk mengubah fase fluida kerja organik yang keluar dari ekspander menjadi fase cair jenuh. Hal ini diperlukan agar pompa mampu untuk mengalirkan dan meningkatkan tekanan fluida kerja tersebut.
5. *Stop valve*, berfungsi untuk mengatur laju fluida kerja serta menghentikan aliran fluida kerja.
6. Tangki penampung cairan (*liquid receiver*), berfungsi sebagai penampung fase cair fluida kerja yang keluar kondensor. Hal ini untuk memastikan fluida kerja yang terhisap oleh pompa berada pada fase cair jenuh.
7. Perpipaan, berfungsi sebagai jalan aliran fluida menuju setiap komponen. Hal kritis yang perlu ditekankan dalam pemilihan pipa ialah kemampuan untuk menahan tekanan serta penentuan laju fluida kerja.
8. Pompa fluida pendingin kondensor (pompa sekunder), berfungsi untuk mengalirkan fluida pendingin (air) menuju kondensor agar pindah panas dari fluida kerja organik ke fluida pendingin terjadi.
9. Kontrol panel, berfungsi sebagai unit pengatur penyalan dan *set point* suhu *heater*, pompa fluida kerja, pompa fluida pendingin, serta sebagai tempat indikator voltase dan arus komponen pompa fluida kerja, *heater*, dan pompa pendingin.
10. Rangka, berfungsi untuk menopang dan tempat melekatnya setiap komponen SRO.

Pada dasarnya SRO hanya terdiri dari empat komponen utama yaitu ekspander, kondensor, pompa, dan evaporator, sementara itu komponen lainnya hanya sebagai pendukung. Artinya tanpa adanya komponen pendukung, SRO akan tetap berjalan hanya saja tidak optimal. Skema SRO yang dirancang sebagaimana disajikan pada Gambar 21.



Gambar 21 Diagram SRO dan Peletakan Alat Ukur

3.3.2 Teknik Pengukuran Kinerja SRO

Dalam rangka mengevaluasi performa SRO, maka perlu dilakukan pengukuran yang sebagian besar merupakan parameter termodinamika seperti suhu, tekanan, laju aliran, serta keluaran kerja mekaniknya yang berupa putaran, dan torsi. Pengukuran besaran – besaran tersebut dilakukan pada saat sistem dalam keadaan tunak. Peletakan alat ukur untuk mengukur besaran – besaran tersebut disajikan pada Gambar 21. Penjelasan mengenai masing – masing besaran dan cara pengukurannya ialah sebagai berikut:

a. Suhu

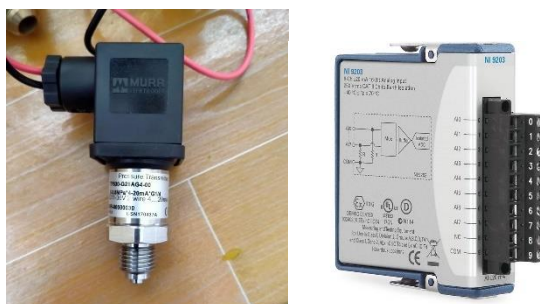
Pengukuran suhu dilakukan di antara setiap komponen dengan menggunakan termokopel tipe T. Pengukuran suhu menggunakan termokopel tipe T karena suhu yang diukur mempunyai rentang 10 – 100 °C. Peletakan sensor termokopel tepat pada fluida kerja. Hasil pengukuran suhu oleh termokopel akan terkoneksi oleh modul NI9214 dengan 16 chanel input serta tingkat akurasi pengukuran 0.45 °C. Modul Ni 9214 merupakan antarmuka untuk sensor termokopel yang mempunyai channel sebanyak 16. Modul ini menerima masukan yang berasal dari sensor termokopel tipe T yang mempunyai jangkauan pengukuran -200 °C sampai dengan 1250 °C. Bentuk modul ini dapat dilihat seperti pada Gambar 22.



Gambar 22 Penkondisi sinyal termokopel tipe T

b. Tekanan

Pengukuran tekanan dilakukan dengan menggunakan *pressure transmitter* tipe TPS30-G28AG4-00 yang ditempatkan pada masing-masing komponen. Sensor tekanan tipe ini mempunyai spesifikasi mampu mengukur tekanan 0-3.5 MPa, dengan keluaran berupa arus dengan rentang 4-20 mA, *error accuracy max* $\pm 5\%$. Keluaran sensor kemudian dikoneksikan dengan pengkondisi sinyal modul NI 9203 yang merupakan modul input analog 16 Bit, ± 20 ma yang terdiri dari 8 channel. Sinyal yang masuk harus memenuhi spesifikasi tertentu yaitu mempunyai besaran analog dalam bentuk arus dari -20 sampai dengan 20 ma. Bentuk dari *pressure transmitter* dan modul Ni 9203 dapat dilihat pada Gambar 23.

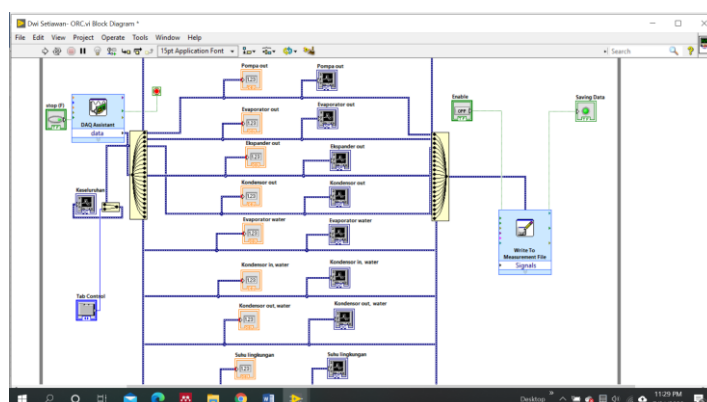


(a)

(b)

Gambar 23 Pressure transmitter (a); pengkondisi sinyal (b)

Pengukuran suhu dan tekanan dilakukan dengan menggunakan sistem data terakuisisi (DAQ). Hal ini disebabkan penggunaan alat ukur terlalu banyak, dan dibutuhkan tingkat ketelitian tinggi pencuplikan datanya. NI CDAQ 9188 dipilih sebagai modul akuisisi buatan National Instrument yang berbasis USB, sedangkan *interface*-nya digunakan LabView untuk membangun block diagramnya sebagaimana disajikan pada Gambar 24. Kenampakan dari modul NI CDAQ 9188 dan *interface*-nya berturut-turut ditunjukkan oleh Gambar 25.



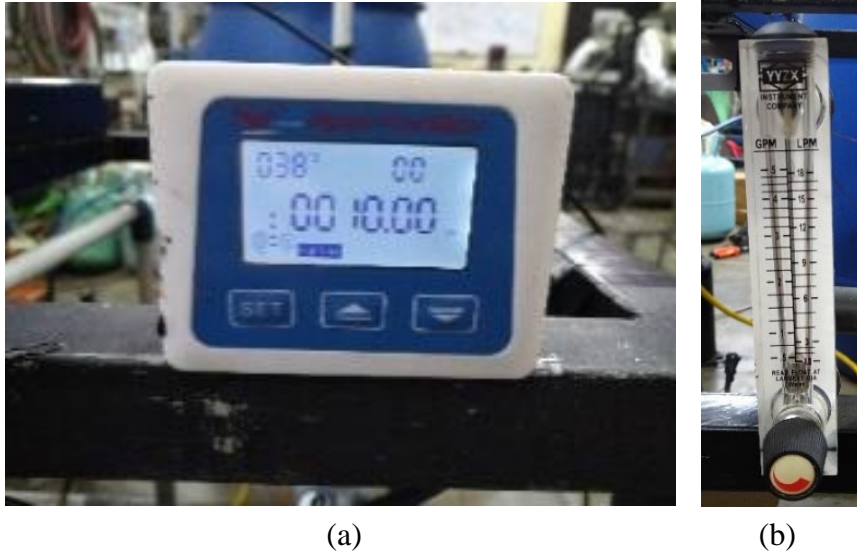
Gambar 24 Interface Lab View



Gambar 25 Data akuisisi tipe NI CDAQ 9188

c. Laju aliran

Pengukuran laju aliran dilakukan dengan menggunakan flowmeter digital yang diletakan di antara pompa dan evaporator. Dalam rangka untuk mengukur laju aliran fluida pendingin digunakan flowmeter analog. Kenampakan kedua flowmeter tersebut disajikan pada Gambar 26.



Gambar 26 Flowmeter digital (a); flow meter analog (b)

d. Kecepatan putar

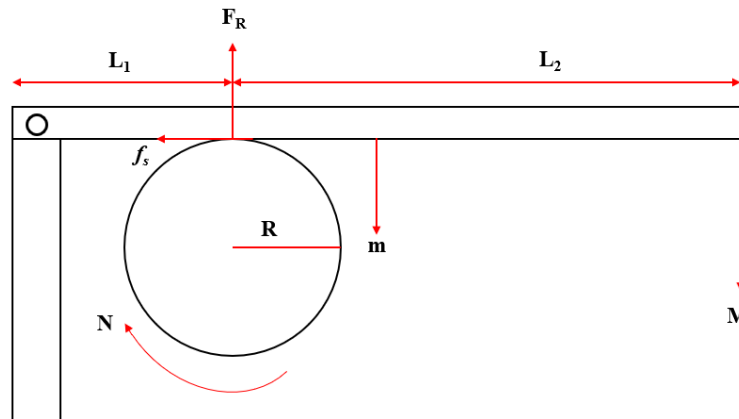
Untuk mengetahui besar putaran dari *shaft* ekspander digunakan tachometer sebagai pengukurnya. Pada penelitian ini digunakan tachometer infrared Sanfix GM8905 dengan resolusi 0.1 RPM. Cara pengukurannya ialah dengan menandai bagian *shaft* dengan tanda warna putih. Pada saat *shaft* ekspander berputar, tachometer dinyalakan dan didekatkan/ disorotkan (bagian yang bercahaya) pada *shaft* yang berputar tersebut. Pengulangan sampling data sebanyak tiga kali. Kenampakan tachometer yang digunakan dalam penelitian ini disajikan pada Gambar 27.



Gambar 27 Tachometer yang digunakan dalam penelitian

e. Torsi

Pada pengujian siklus ekspansi, kerja mekanik yang dihasilkan berupa putaran diukur dengan menggunakan prinsip pengereman. Mekanisme pengukuran torsi sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 28. Data yang terukur adalah kecepatan putar dan bobot pembebanan.



Gambar 28 Mekanisme pengukuran torsi

Berdasarkan Gambar 28, kerja mekanik yang dihasilkan dari siklus ekspansi dapat dituliskan pada persamaan (24).

$$W_m = \tau \cdot N \left(\frac{2\pi}{60} \right) = \mu \left(\frac{L_1 + L_2}{L_1} \right) \left(M + \frac{m}{2} \right) g \cdot R \cdot N \left(\frac{2\pi}{60} \right) \quad (24)$$

Yang mana, τ : torque (N.m), N : kecepatan putar (RPM), L : panjang lengan (m), M : berat beban (kg), m : berat lengan (kg), g : percepatan gravitasi (9.8 m/s^2), μ : koefisien gesek (kayu dan besi cor: 0.6), R : jari – jari poros ekspander (m).

1.4 Analisis Kinerja Termodinamika Siklus Kompresi dan SRO

Pada bagian ini dijelaskan perhitungan untuk mengetahui karakteristik dan kinerja termodinamika kompresor dan ekspander pada beberapa skenario yang ditentukan. Pada pengujian kompresor, daya listrik motor dan kerja yang dibutuhkan oleh kompresor dihitung dengan persamaan (25) dan (26), berturut-turut.

$$w_{mo} = \sqrt{3} \times V \times A \times \cos \varphi \quad (25)$$

$$w_{in} = w_{mo} \times \eta_b \quad (26)$$

Yang mana V : tegangan (V), A : arus (A), $\cos \varphi$: faktor daya listrik 3 phase, w_{in} : daya input kompresor (W), w_{mo} : daya input motor (W), η_b : efisiensi belt. Kerja teoritis kompresor dihitung dengan persamaan (27).

$$W_c = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (27)$$

Kerja isentropis kompresor didefinisikan oleh persamaan (28).

$$W_{s,c} = \dot{m}(h_{o,s} - h_i) \quad (28)$$

Efisiensi isentropisnya dihitung dengan persamaan (29).

$$\eta_s = \frac{W_{s,c}}{W_c} \times 100\% \quad (29)$$

Efektivitas isentropis dihitung dengan persamaan (30).

$$\eta_{v,c} = \frac{W_{s,c}}{W_{mo}} \times 100\% \quad (30)$$

Yang mana subkrip c, v berturut-turut merupakan kompressor, efektivitas. Kerja teoritis ekspander dihitung dengan persamaan (31).

$$W_e = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (31)$$

Kerja isentropis ekspander didefinisikan pada persamaan (32).

$$W_{s,e} = \dot{m}(h_i - h_{o,s}) \quad (32)$$

Efisiensi isentropis ekspander dihitung dengan persamaan (33).

$$\eta_s = \frac{W_e}{W_{s,e}} \times 100\% \quad (33)$$

Efektivitas isentropis dihitung dengan persamaan (34).

$$\eta_{f,e} = \frac{W_m}{W_{s,e}} \times 100\% \quad (34)$$

Besar daya yang dikonsumsi pompa, panas yang diserap evaporator, dan panas yang dilepas kondensor berturut-turut dihitung menggunakan persamaan (35), (36), dan (37).

$$W_{pump} = \dot{m} (h_{o,p} - h_{i,p}) \quad (35)$$

$$Q_{evap} = \dot{m} (h_{o,ev} - h_{i,ev}) \quad (36)$$

$$Q_{cond} = \dot{m} (h_{i,co} - h_{o,co}) \quad (37)$$

Rasio tekanan kompressor dan ekspander dihitung dengan menggunakan persamaan (38).

$$P_r = \frac{P_{max}}{P_{min}} \quad (38)$$

Yang mana, P_{max} dan P_{min} merupakan tekanan maksimum dan minimum (bar) komponen kompressor atau ekspander. Laju produksi entropi dihitung berdasarkan selisih nilai entropi dan laju pindah panas yang hilang ke lingkungan. Secara matematis, laju produksi entropi dapat dituliskan dalam persamaan (39).

$$\dot{\sigma} = -\left(\frac{\dot{Q}_h}{T_b}\right) + \dot{m}(s_o - s_i) \quad (39)$$

Pindah panas ke lingkungan dihitung dengan persamaan (40).

$$\dot{Q}_h = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (40)$$

Yang mana koefisien pindah panas konveksi dihitung dengan persamaan (41).

$$h = \frac{Nu k}{L_c} \quad (41)$$

Angka Nusselt dihitung berdasarkan persamaan (42).

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0.559/P_r)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (42)$$

Angka Rayleigh dihitung berdasarkan persamaan (43).

$$Ra_L = Gr_L P_r = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} P_r \quad (43)$$

Yang mana, $\dot{\sigma}$ merupakan pembangkitan entropi (W/K), \dot{Q}_h is pindah panas ke lingkungan (W), A_s merupakan luas permukaan kompresor atau ekspander (m^2), $T_{c,e}$ merupakan suhu permukaan kompresor atau ekspander (K), T_∞ :suhu lingkungan (K), Gr_L : angka Grashof, D : diameter kompresor atau ekspander (m), k konduktivitas termal udara (W/m.K), P_r : angka Prandtl (-), ν is viskositas kinematis udara (m^2/s). β is the koefisien ekspansi panas (setara dengan $1/T$, untuk gas ideal, sementara T : suhu mutlak).





IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemilihan Fluida Kerja

Pada subbab ini akan dibagi beberapa pembahasan antara lain analisis kinerja fluida kerja, pengaruh perubahan parameter operasi terhadap performa termodinamika, dan analisis sensitivitas properti termodinamika terhadap efisiensi eksergi. Analisis kinerja fluida kerja diharapkan dapat memberikan gambaran mengenai kinerja termodinamika (kebutuhan daya pompa, daya bersih yang dihasilkan, efisiensi siklus, dsb) pada masing-masing fluida kerja organik. Simulasi variasi suhu inlet ekspander terhadap perubahan performa termodinamika perlu dilakukan untuk memberikan gambaran mengenai skenario pada pengujian SRO aktual nantinya. Analisis sensitivitas dimaksudkan untuk memudahkan dalam penentuan fluida kerja organik yang didasarkan pada analisis eksergi dengan hanya melihat dari properti termodinamikanya. Hal ini diharapkan bisa menjadi pedoman dalam pemilihan fluida kerja organik secara ringkas.

4.1.1 Analisis Kinerja Fluida Kerja

Berdasarkan parameter kerja yang telah ditentukan pada Tabel 4, terutama pada suhu evaporator yang ditetapkan sebesar 60 °C, berakibat tidak semua fluida kerja organik mampu bekerja pada kondisi tersebut. Hal ini dibatasi oleh suhu dan tekanan kritis dari fluida kerja organik. Oleh karena itu dalam rangka memenuhi tujuan dari penelitian ini performa termodinamika dari 30 fluida kerja organik dibandingkan. Hasil simulasi kinerja termodinamika fluida kerja organik SRO disajikan pada Tabel 6, sedangkan *coding* untuk simulasi dengan menggunakan EES disajikan pada Lampiran 1. Berdasarkan parameter kebutuhan daya pompa, fluida kerja organik jenis N-nonane merupakan fluida kerja yang membutuhkan daya pompa terkecil yaitu 2.99 W. Isobutane merupakan fluida kerja yang membutuhkan daya pompa tertinggi yaitu sebesar 581.9 W. Hal ini disebabkan volume jenis dan beda tekanan evaporator terhadap kondensor fluida N-nonane lebih kecil dari pada isobutane. Volume jenis N-nonane pada kondisi masuk pompa ialah sebesar 0.00139 m³/kg sedangkan isobutane mempunyai volume jenis sebesar 0.00179 m³/kg. Jika ditinjau dari kenaikan tekanan oleh pompa, pompa harus menaikkan tekanan sebesar 3430.7 Pa untuk fluida kerja jenis N-nonane dan 517991 Pa untuk fluida kerja jenis isobutene. Hal demikian juga berlaku pada fluida kerja yang lain, yang mana kebutuhan daya pompa tergantung pada beda tekanan kondensor terhadap evaporator dan volume jenisnya.

Jika ditinjau dari daya keluarannya, fluida kerja jenis Benzene menghasilkan kerja bersih terbesar yaitu 18525 W dibandingkan HFE7200 yang menghasilkan kerja bersih sebesar 5258 W. Variatifnya daya keluaran yang dihasilkan dari simulasi disebabkan oleh sifat termofisik fluida kerja. Jika ditelisik lebih jauh sifat termofisiknya, ternyata ada hubungan yang menarik antara daya bersih dengan panas laten penguapan fluida kerja pada suhu kerja evaporator. Sebagaimana disajikan pada Gambar 29, hubungan daya bersih terhadap panas laten ialah berbanding lurus dengan nilai koefisiens korelasi 0.99. Menurut Maizza dan Maizza (1996), fluida kerja organik yang mempunyai panas laten dan densitas tinggi mampu menyerap energi dari sumber panas lebih banyak, ini

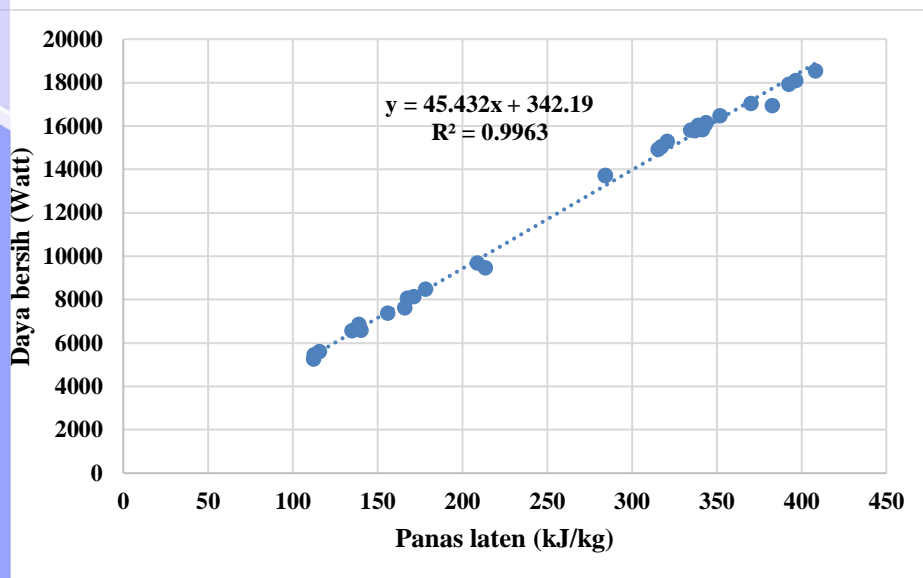
memungkinkan kerja keluaran juga semakin tinggi. Secara matematis, hal ini juga bisa dijelaskan hubungan panas laten dengan daya keluaran ekspander. Penurunan ini dimulai dari perubahan phase suatu fluida kerja yang dideskripsikan oleh persamaan Clausius-Clapayron pada persamaan (44).

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T\Delta V} \quad (44)$$

Yang mana $\frac{dP}{dT}$ merupakan kemiringan garis pada diagram P-T fluida kerja, L merupakan panas laten, ΔV merupakan perubahan volume selama perubahan fase.

Tabel 6 Hasil simulasi kinerja fluida kerja SRO

Fluida kerja	W_{ex} (W)	W_p (W)	W_{net} (W)	η_{th} (%)	η_{ex} (%)	\dot{I}_{total} (W)	P_{cd} (Bar)	P_{ev} (Bar)	dS/dT	Tipe
Benzene	18554	28.13	18525	7.73	6.41	43383	0.13	0.52	-0.87	wet
Cis-2-butene	16823	367.60	16456	7.41	6.27	39936	2.14	5.79	-0.11	wet
Cyclohexane	17068	31.23	17037	7.62	6.29	39725	0.13	0.52	0.28	dry
Diethylether	15931	140.30	15791	7.34	6.21	38006	0.72	2.32	1.19	dry
Dimethylcarbonate	18101	15.99	18085	7.72	6.38	42199	0.07	0.35	-0.30	wet
HFE7100	5625	29.62	5596	6.86	3.68	14471	0.25	0.98	1.39	dry
HFE7200	5278	19.65	5258	6.94	3.50	13367	0.16	0.61	1.66	dry
Isobutane	14286	581.90	13704	7.11	5.94	34387	3.50	8.68	0.94	dry
Isobutene	15523	488.40	15035	7.29	6.11	37022	2.97	7.61	0.25	dry
Isopentane	15107	182.60	14925	7.30	6.09	36080	0.92	2.73	1.49	dry
mm	9464	16.20	9447	6.49	4.78	25709	0.06	0.26	2.47	dry
M-Xylene	16944	3.77	16941	7.48	6.12	40401	0.01	0.06	-0.03	wet
N-butane	15704	427.2	15276	7.25	6.16	37431	2.44	6.39	0.95	dry
N-heptane	16072	20.06	16052	7.38	6.22	38210	0.06	0.28	1.75	dry
N-hexane	15869	52.06	15817	7.28	6.14	38197	0.20	0.75	1.69	dry
N-nonane	16024	2.98	16021	7.39	6.21	38010	0.01	0.04	1.85	dry
N-octane	16157	7.69	16149	7.42	6.25	38196	0.02	0.10	1.81	dry
N-pentane	15933	145.70	15787	7.30	6.18	38121	0.69	2.15	1.44	dry
R11	7706	86.29	7620	7.58	4.35	18448	1.06	3.11	-0.22	wet
R113	6621	41.83	6579	7.42	4.03	15922	0.45	1.50	0.49	dry
R114	5599	154.50	5445	7.06	3.62	13799	2.13	5.77	0.68	dry
R123	7446	82.44	7363	7.43	4.32	17880	0.91	2.86	0.26	dry
R134a	7362	518.50	6844	6.91	4.20	18555	6.66	16.83	-0.40	wet
R1233ZD(E)	8252	128.10	8124	7.33	4.57	20012	1.30	3.91	0.32	dry
R141B	9755	84.38	9670	7.55	4.95	23256	0.78	2.46	-0.04	wet
R236EA	6735	172.40	6562	7.05	4.08	16670	2.06	6.04	0.73	dry
R245Fa	8192	145.20	8047	7.25	4.57	19971	1.48	4.62	0.45	dry
R365MFC	8537	68.88	8468	7.23	4.68	20862	0.57	1.97	1.04	dry
Toluene	17930	10.70	17919	7.75	6.37	41377	0.04	0.19	-0.32	wet
Trans-2-butene	16429	401.80	16027	7.35	6.25	39057	2.34	6.23	0.29	dry



Gambar 29 Hubungan daya bersih terhadap panas laten

Jika perubahan volume ini menuju kondisi gas, maka dapat dikatakan bahwa $\Delta V = V_{gas}$ karena volume jenis gas lebih tinggi berkali-kali lipat dari kondisi awalnya. Dalam rangka menyederhanakan penurunan, maka uap diasumsikan mengikuti sifat gas ideal yang mana persamaannya disajikan oleh persamaan (45).

$$V_{gas} = \frac{RT}{p} \quad (45)$$

Selanjutnya persamaan (44) disubstitusikan ke persamaan (45), dan mengintegrasikannya maka diperoleh persamaan (46). Terlihat bahwa rasio tekanan merupakan fungsi dari panas laten jika parameter suhu ditetapkan.

$$\ln \frac{P_2}{P_1} = \frac{L}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad (46)$$

Entalpi drop kondisi isentropik pada ekspander bisa dihitung melalui persamaan (47) (Logan 1994).

$$\Delta h_{isentropik} = C_p T_{in} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\gamma-1/\gamma} \right] \quad (47)$$

Yang mana $\gamma = C_p / C_v$ merupakan rasio kapasitas panas, T_{in} ialah suhu masuk ekspander, P_2 dan P_1 merupakan tekanan keluar dan masuk ekspander. Persamaan tersebut banyak digunakan oleh peneliti meski diturunkan dengan asumsi mengikuti gas ideal dengan nilai spesifik panas yang konstan (Logan 1994; Logan 1993). Selanjutnya, dengan mensubstitusikan persamaan (46) ke dalam persamaan (47) maka didapatkan persamaan (48).

$$\Delta h_{isentropik} = C_p T_{in} \left[1 - e^{L(1/T_1 - 1/T_2)/C_p} \right] \quad (48)$$

Pada persamaan (48) terlihat bahwa semakin besar panas laten maka kerja keluaran ekspander juga semakin besar jika suhu ditetapkan. T_1 dan T_2 ialah suhu saturasi evaporator dan kondensor. Dalam simulasi ini $T_1 = T_{in}$, karena tidak ada derajat *superheated*.

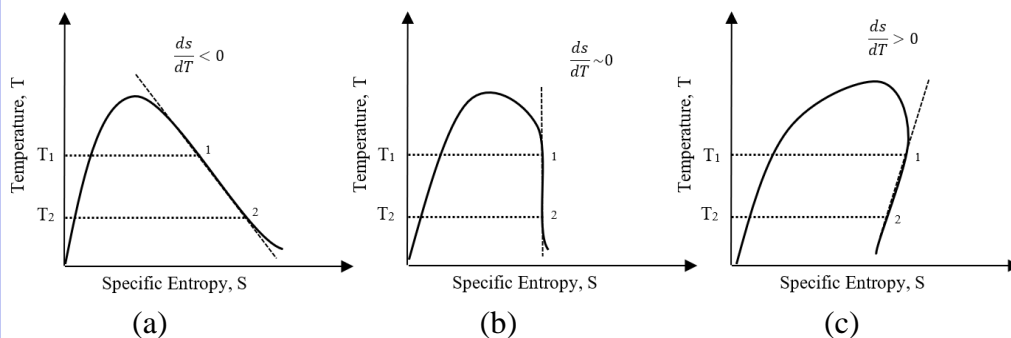
Berdasarkan parameter efisiensi energi fluida kerja jenis MM mempunyai efisiensi energi terendah yaitu 6.49%, sedangkan Toluene menjadi fluida kerja organik yang mempunyai efisiensi energi tertinggi yaitu 7.75%. Fluida golongan hidrokarbon cenderung mempunyai efisiensi energi yang tinggi dibandingkan hidrofluorokarbon. Padahal kebanyakan fluida golongan hidrokarbon rentan untuk terbakar jika terjadi kebocoran. Fluida kerja seperti R123, R141b, R113 yang mempunyai efisien energi relatif tinggi merupakan golongan fluida kerja yang tidak boleh dipakai lagi pada tahun 2030 (Chen *et al.* 2010). Berdasarkan sifat termofisiknya, tidak ada hubungan yang signifikan antara efisiensi energi terhadap suhu kritis, tekanan kritis, panas laten, maupun panas spesifik fluida kerja.

Efisiensi eksergi terendah dicapai oleh HFE7200 yaitu sebesar 3.50%, sementara itu Benzene menjadi fluida kerja dengan tingkat efisiensi eksergi tertinggi yaitu sebesar 6.41%. Namun demikian terlepas dari nilai efisiensi ekserginya yang tinggi, Benzene mempunyai sifat sangat mudah terbakar karena *fire point*-nya rendah (Kumar dan Shukla 2016). Ada kecenderungan bahwa fluida kerja golongan hidrokarbon (HCs) seperti Benzene, Toluene, Cyclohexane, N-octane, N-heptane, N-pentane, N-hexane, N-butane, Isobutane, Isopentane, Isobutene mempunyai efisiensi eksergi lebih tinggi dari pada fluida kerja golongan hidrofluorokarbon (HFCs) seperti R245fa, R134a, maupun klorofluorokarbon (CFCs) seperti R11, serta fluida kerja golongan hidroklorofluorokarbon (HCFCs) seperti R123.

Parameter teknis dalam perancangan SRO seperti tekanan fluida kerja pada evaporator maupun kondensor merupakan hal yang cukup serius menjadi perhatian para peneliti. Hal ini disebabkan semakin tinggi rasio tekanan antara evaporator dan kondensor maka akan mengakibatkan semakin tinggi pula kerja yang dihasilkan (Bao dan Zhao 2013). Namun demikian selalu ada faktor pembatas dalam implementasinya (Rayegan 2011, Bao dan Zhao 2013). Beberapa literatur menyebutkan bahwa faktor pembatas tekanan yang diizinkan minimum ialah 0.5 bar untuk tekanan kondensor, dan maksimum ialah 20 bar untuk tekanan evaporator (49, 58, 66, 69, Bao dan Zhao 2013). Batas maksimum 20 bar pada tekanan evaporator didasarkan pada aturan yang telah disepakati untuk boiler yang dikenal dengan “Dampfkesselverordnung” (kode boiler uap) (Lai *et al.* 2011). Penentuan tekanan kondensor yang lebih tinggi dari pada tekanan atmosfer beralasan agar tidak adanya udara yang masuk ke dalam sistem, yang mana hal ini akan berdampak pada penurunan efisiensi. Tekanan kondensor terendah yang pernah digunakan ialah sebesar 0.05 bar (Katsanos *et al.* 2012). Jika dilihat pada tekanan kondensor dan evaporator fluida kerja hasil simulasi, hanya beberapa fluida kerja yang memenuhi kriteria yaitu R11, R1233ZD(E), R245fa, R236EA, R114, Cis-2-butene, N-butane, Isobutene, Isobutane, dan R134a.

Pada dasarnya fluida kerja organik digolongkan menjadi tiga yaitu *wet*, *dry*, dan isentropik berdasarkan kemiringan garis saturasi uap pada diagram T-S sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 30. Penggolongan ini tergantung dari parameter operasi yang digunakan karena pada kondisi yang berbeda nilai dari perubahan entropi terhadap perubahan suhu juga akan berbeda. Sehingga suatu

fluida kerja bertipe *wet* bisa menjadi *dry* pada kondisi operasi tertentu yang berbeda. Fluida kerja jenis *wet* disarankan perlu sebuah super *heater* agar proses ekspansi terjadi sepenuhnya pada kondisi uap kering. Hal ini berlaku jika jenis ekspander yang digunakan tidak toleran terhadap adanya droplet. Fluida kerja tipe isentropik dan *dry* merupakan fluida kerja yang sesuai untuk SRO. Namun demikian jika terlalu kering, maka akan mengakibatkan uap yang meninggalkan ekspander masih dalam kondisi uap kering, dan ini akan menjadi beban pada kondensor. Hasil simulasi dari beberapa fluida kerja menunjukkan bahwa fluida kerja jenis *wet* cenderung mempunyai efisiensi eksergi yang tinggi.



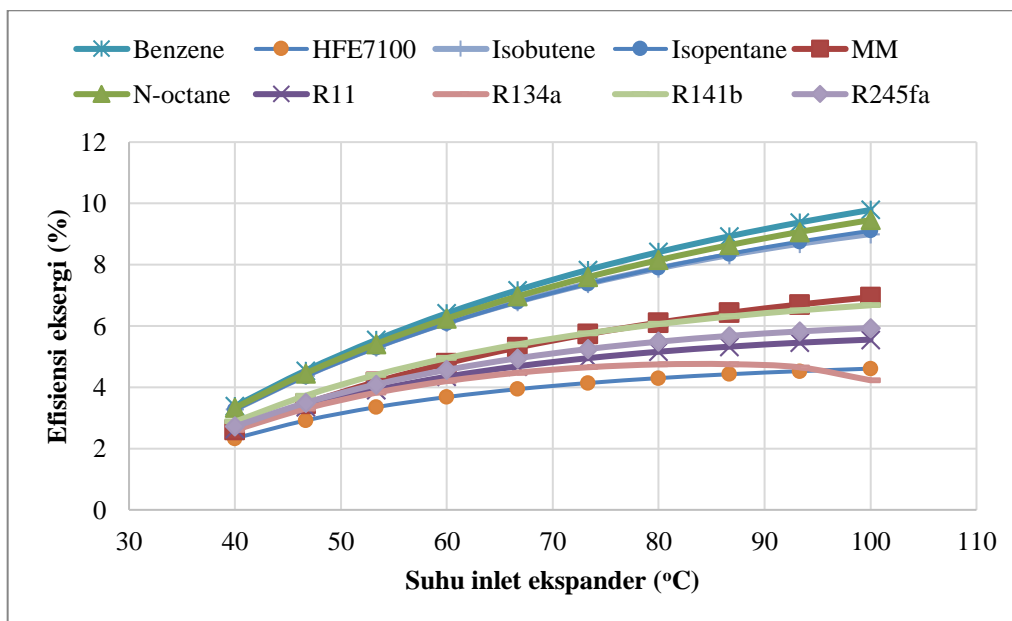
Gambar 30 Diagram T-S fluida kerja tipe (a) *wet*, (b) isentropik, (c) *dry*

4.1.2 Pengaruh Suhu Inlet Ekspander terhadap Performa Termodinamika

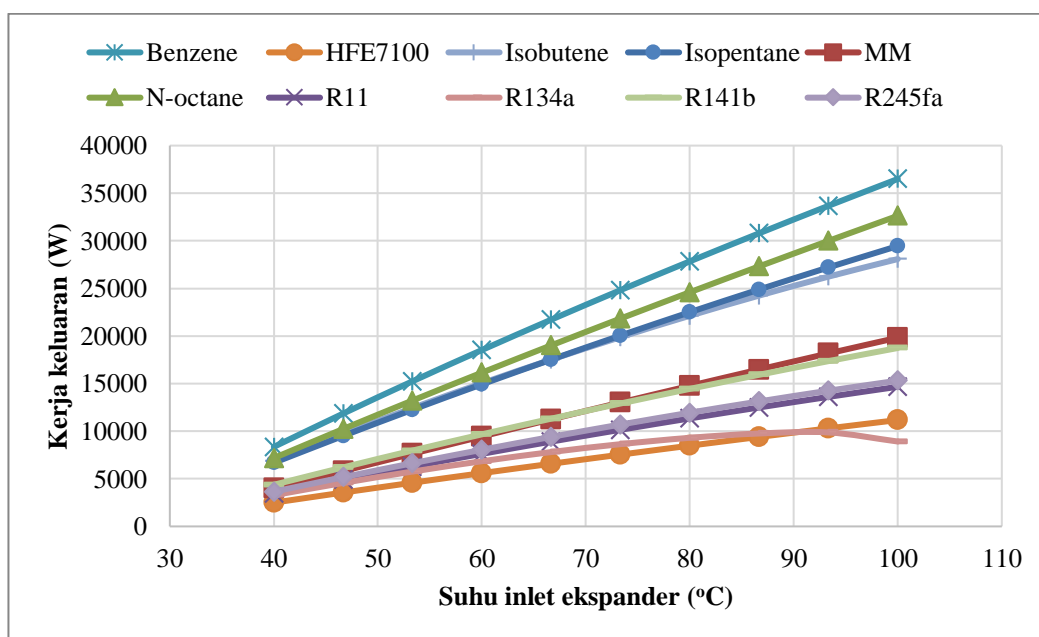
Hubungan pengaruh suhu inlet ekspander terhadap efisiensi eksergi pada beberapa fluida kerja organik yang mewakili tipe *wet* dan *dry* disajikan pada Gambar 31. Dari Gambar tersebut dapat dijelaskan bahwa semua fluida kerja organik mengalami kenaikan efisiensi eksergi sejalan dengan kenaikan suhu inlet ekspander dengan hubungan polinomial derajat dua. Namun jika dicermati lebih lanjut, pada fluida kerja yang mempunyai suhu kritis mendekati suhu inlet ekspander seperti R134a tidak mengalami kenaikan efisiensi eksergi bahkan cenderung menurun. Dari fenomena ini bisa dikatakan bahwa dalam pemilihan fluida kerja organik untuk SRO sebaiknya suhu kritis tidak terlalu dekat dengan suhu inlet ekspander. Disisi lain, kondisi operasi yang terlalu dekat dengan suhu kritis dikhawatirkan akan membuat fluida kerja berada pada daerah superkritis yang mana tekanannya akan naik secara signifikan (Algieri dan Morrone 2012).

Pengaruh kenaikan suhu inlet ekspander terhadap kerja keluarannya pada beberapa fluida kerja disajikan pada Gambar 32. Semakin meningkat suhu inlet ekspander maka kerja keluarannya pun semakin meningkat secara linear. Rata-rata perubahan kenaikan kerja keluaran ialah sebesar tiga kali lipat dari suhu 40-100 °C kecuali pada fluida R134a. Perubahan kenaikan kerja keluaran terbesar ialah pada fluida kerja jenis MM. Namun demikian fluida kerja jenis MM mempunyai masalah terkait dengan stabilitas panas (*thermal stability*) pada suhu tinggi (Dai et al. 2019). Meski benzene menghasilkan kerja keluaran tertinggi, namun fluida kerja ini mempunyai *flammable point* yang rendah, serta bersifat beracun. Fluida kerja R11, R141b telah dilarang peredarannya sejak Montreal Protocol ditetapkan karena nilai ODP yang tinggi. Isobutene merupakan salah satu dari *flammable gas*. Oleh karena

itu fluida kerja yang cukup ideal ialah R134a, hanya saja nilai kerja keluarannya akan turun jika mendekati titik kritisnya.



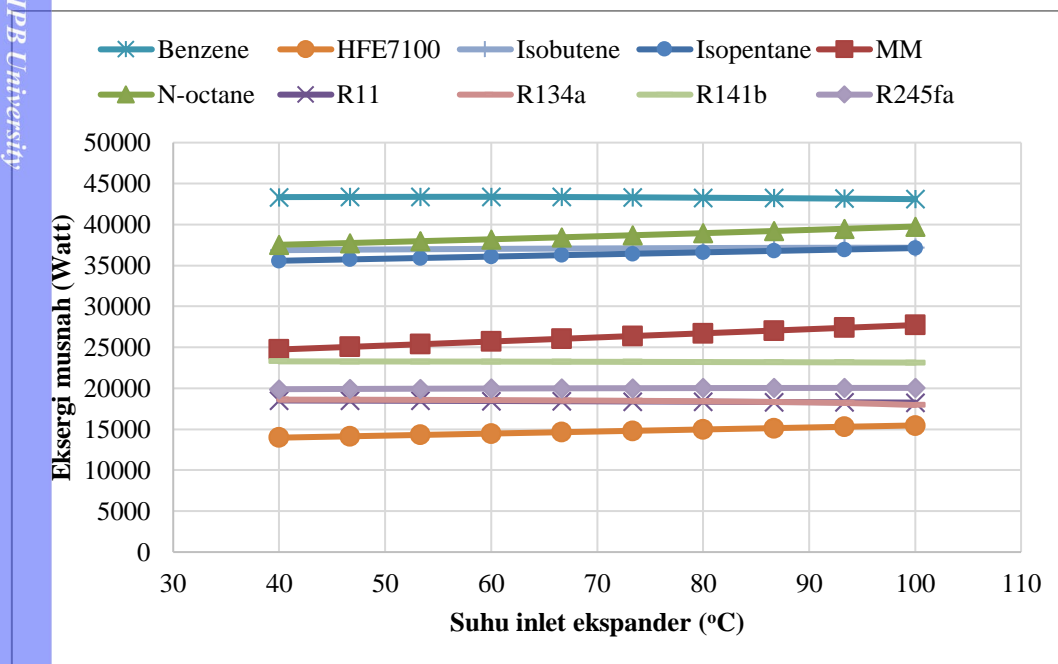
Gambar 31 Hubungan suhu inlet ekspander dengan efisiensi eksergi



Gambar 32 Hubungan suhu inlet ekspander dengan kerja keluaran

Pada Gambar 33 menunjukkan pengaruh suhu inlet ekspander terhadap eksergi musnah (*destruction*). Jika dicermati bahwa eksergi musnah akibat dari efisiensi komponen pada beberapa fluida kerja organik memiliki kecenderungan yang berbeda-beda sejalan dengan meningkatnya suhu inlet ekspander. Pada fluida kerja HFE7100, Isopentane, MM, N-octane, menunjukkan bahwa eksergi musnah naik secara linear terhadap kenaikan suhu inlet ekspander. Pada fluida kerja

Isobutene, dan R245fa, hubungan eksergi musnah terhadap kenaikan suhu inlet ekspander ialah membentuk garis eksponensial positif, sedangkan pada fluida kerja organik seperti R11, R134a, R141b ialah turun secara eksponensial sejalan dengan kenaikan suhu inlet ekspander. Pada fluida kerja jenis Benzena, eksergi musnah akan naik sampai suhu 60 °C, kemudian turun sampai suhu 100 °C. Ternyata, respon yang ditunjukkan masing-masing fluida kerja organik terhadap kenaikan suhu inlet ekspander cukup variatif. Hal ini disebabkan karakteristik sifat termofisik dari fluida kerja organik berbeda-beda. Perlu dilakukan penelitian lain yang berkenaan pada tingkat molekul untuk menjawab parameter termofisik apa yang menyebabkan hasil simulasi demikian.

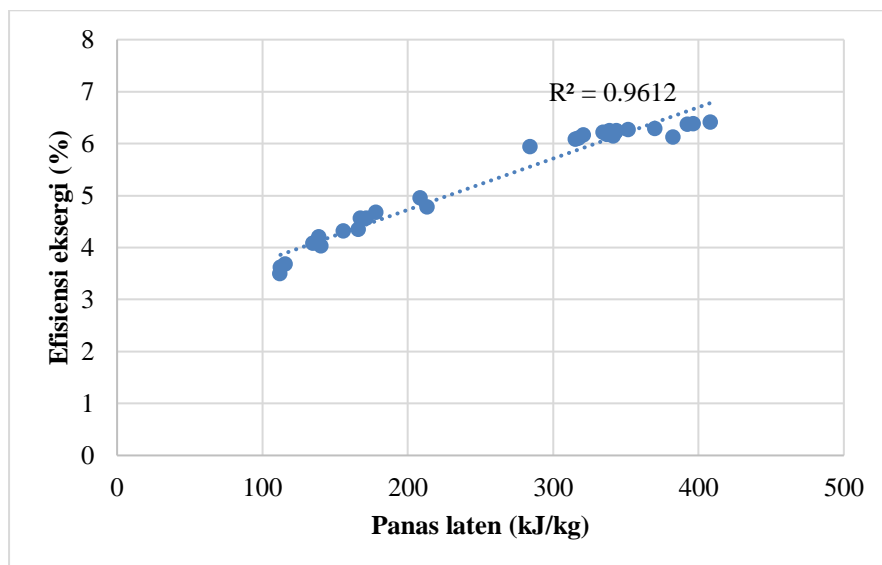


Gambar 33 Hubungan suhu inlet ekspander dengan eksergi musnah

4.1.3 Analisis sensitivitas properti termodinamika fluida kerja organik terhadap efisiensi eksergi

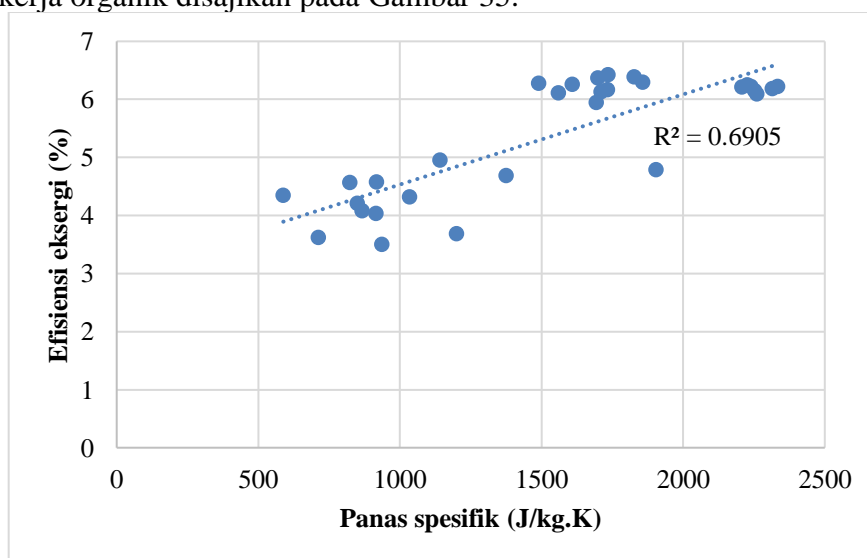
Fluida kerja organik yang mempunyai panas laten dan densitas tinggi mampu menyerap energi dari sumber panas lebih banyak, sehingga menurunkan kebutuhan laju aliran, daya pompa, dan instalasi komponen SRO (Maizza dan Maizza 1996). Hal ini juga akan berdampak pada kebutuhan tingkat ukuran komponen SRO yang relatif terlalu besar. Jika dilihat dari sisi kerja keluaran yang dihasilkan, semakin tinggi panas laten maka semakin besar pula kerja keluaran yang dihasilkan oleh SRO (Chen *et al.* 2010). Namun demikian, kajian yang dilakukan oleh Yamamoto *et al.* (2001) menyatakan bahwa panas laten yang rendah memberikan performa yang lebih baik karena fluida kerja berada pada kondisi *superheating* saat masuk ekspander. Jika ditinjau dari sisi efisiensi eksergi, panas laten penguapan pada kondisi operasi yang telah ditentukan sebelumnya, mempunyai hubungan yang relatif signifikan terhadap efisiensi eksergi. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 34.

Semakin tinggi panas penguapan dari fluida kerja organik maka efisiensi eksnerginya juga meningkat dengan koefisien korelasi $R^2 = 0.96$.



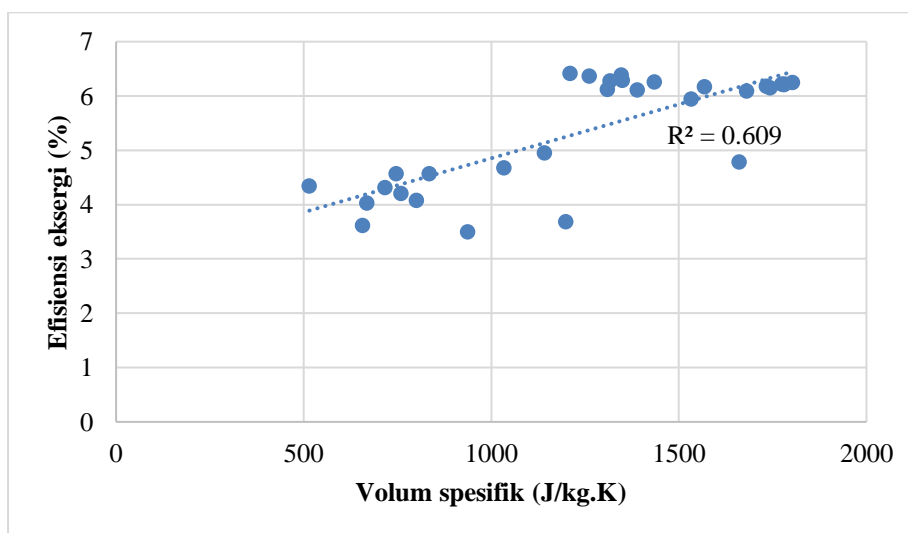
Gambar 34 Hubungan panas laten dengan efisiensi eksergi

Menurut penelitian Chen *et al.* (2010) dan Roy *et al.* (2010), panas jenis cair fluida kerja harus serendah mungkin sehingga kebutuhan daya pompa juga rendah, dan menghasilkan peningkatan kerja bersih keluarannya. Menurut kajian dari Bao dan Zhao (2013) tidak ada hubungan secara langsung antara panas spesifik cair fluida kerja terhadap kerja pompa. Hal ini didasarkan pada persamaan termodinamika kerja pompa yang mana hanya merupakan fungsi kenaikan tekanan dan volume spesifiknya. Jika dilihat dari tingkat sensitivitas panas jenis pada kondisi STP fluida kerja organik terhadap efisiensi eksnerginya mempunyai koefisien korelasi, $R^2 = 0.69$. Hubungan efisiensi eksergi terhadap panas spesifik fluida kerja organik disajikan pada Gambar 35.



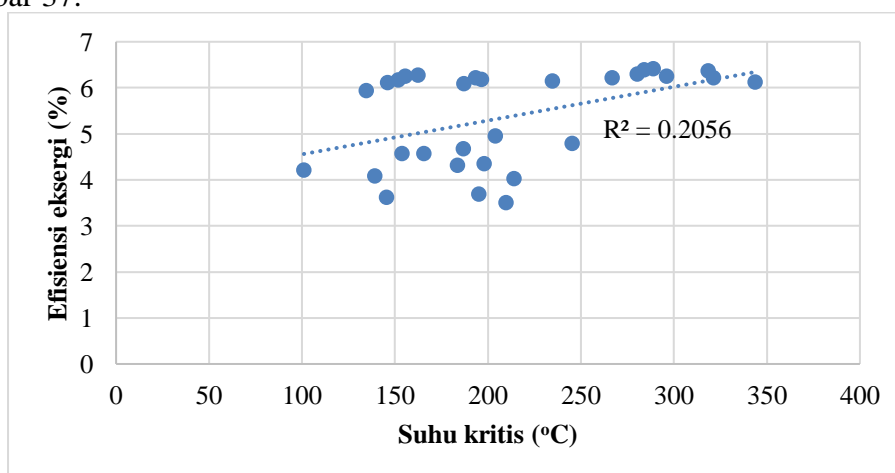
Gambar 35 Hubungan panas spesifik dengan efisiensi eksergi

Fluida kerja dengan volum spesifik rendah berdampak pada kebutuhan laju aliran yang rendah. Hal ini akan mengakibatkan tingkat ukuran penukar panas (evaporator dan kondensor) dan ekspander (volume uap rendah pada *outlet*) yang tidak memerlukan ukuran besar. Jika dilihat dari tingkat sensitivitas volum spesifik pada kondisi STP fluida kerja organik terhadap esifisiensi eksergi mempunyai koefisien korelasi, $R^2 = 0.61$. Hubungan efisiensi eksergi terhadap volum spesifik fluida kerja organik disajikan pada Gambar 35.



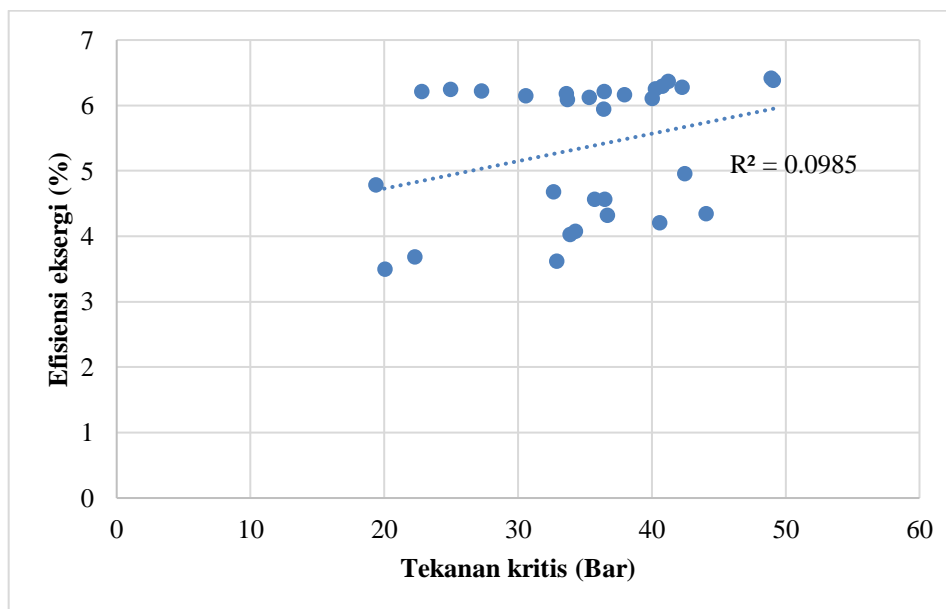
Gambar 36 Hubungan volum spesifik dengan efisiensi eksergi

Tingkat sensitivitas suhu kritis fluida kerja organik terhadap esifisiensi eksergi mempunyai koefisien korelasi, $R^2 = 0.21$. Artinya efisiensi eksergi tidak begitu tergantung dari parameter suhu kritis pada fluida kerja organik. Invernizzi *et al* (2007) menyatakan bahwa rasio tekanan ekspander berhubungan erat dengan faktor eksentrik dan suhu kritis fluida kerja. Bruno *et al* (2008) menyatakan bahwa semakin tinggi suhu kritis fluida kerja maka efisiensi energinya juga semakin tinggi. Hubungan suhu kritis terhadap efisiensi eksergi pada penelitian ini disajikan pada Gambar 37.



Gambar 37 Hubungan suhu kritis dengan efisiensi eksergi

Jika dilihat hubungan tekanan kritis terhadap efisiensi eksergi hanya memberikan koefisien korelasi, $R^2=0.09$. Hal ini berarti tidak ada hubungan sama sekali antara efisiensi eksergi terhadap tekanan kritis pada masing-masing fluida kerja. Hubungan efisiensi eksergi terhadap tekanan kritis fluida kerja organik disajikan pada Gambar 38.



Gambar 38 Hubungan tekanan kritis dengan efisiensi eksergi

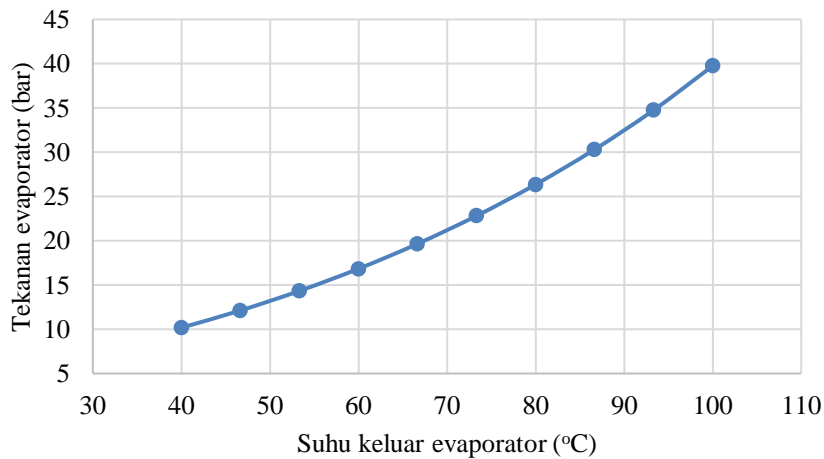
4.2 Penentuan Komponen dan Uji Kinerja SRO

4.2.1 Fluida kerja R134a

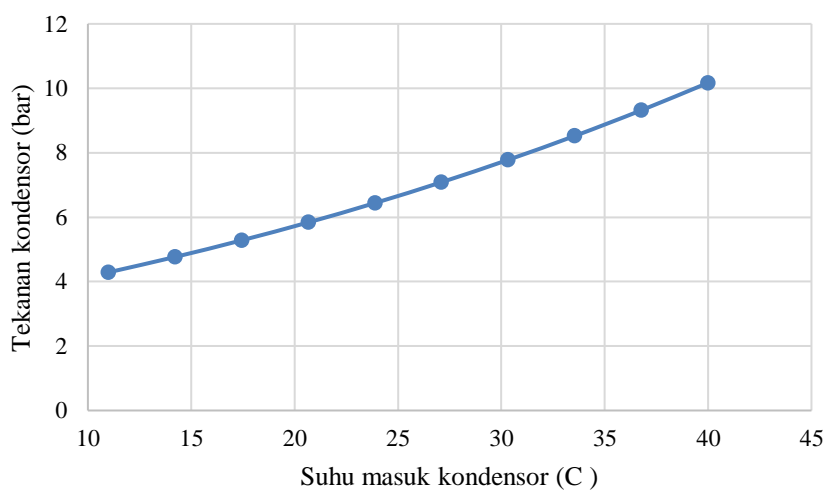
Berdasarkan aspek parameter operasi, keamanan, dan ketersediaan di pasar maka dikerucutkan fluida kerja R134a sebagai pilihan utamanya. Dengan menggunakan standar ASHRAE, fluida kerja R134a masuk dalam tingkat keamanan A1. Hal ini berarti R134a tidak mempunyai sifat yang mudah terbakar. Berdasarkan sisi keamanan terhadap lingkungan, R134a tidak beracun, tingkat penyumbang kerusakan ozon bernilai nol, serta nilai GWP (*Global Warming Potential*) yang relatif rendah yaitu 1300 dalam 100 tahun. Kondisi operasi tekanan evaporator merupakan salah satu parameter yang menjadi perhatian dalam pabrikasi SRO. Pada suhu keluar evaporator 60 °C, tekanan di evaporator ialah 16.83 bar. Tekanan ini masih di bawah batas ambang tekanan yang diijinkan <20 bar. Dengan menggunakan parameter operasi pada Tabel 4 maka dilakukan kajian simulatif untuk menentukan komponen SRO berdasarkan fluida R134a. Berdasarkan hasil simulasi diketahui bahwa semakin tinggi suhu evaporator mengakibatkan kenaikan tekanan pada evaporator juga semakin tinggi sebagaimana terlihat pada Gambar 39. Berdasarkan kondisi tersebut dan batasan tekanan evaporator, maka suhu evaporator SRO yang dipabrikasi harus kurang dari 68 °C. Dari sisi tekanan kondensor diharapkan lebih dari 1 bar. Hal ini bermaksud untuk menghindari masuknya udara luar ke dalam sistem. Pada suhu kondensor 25 °C, tekanan fluida kerja pada kondensor ialah sebesar 6.66 bar. Semakin tinggi suhu kondensor maka tekanan pada kondensor juga semakin tinggi sebagaimana terlihat pada Gambar 40.

Dengan memperhatikan sisi keteknikannya pada tekanan evaporator dan kondensor, maka R134a sangat memungkinkan untuk dipilih dan menjadi dasar dalam penentuan komponen SRO pada penelitian ini.

@Hak cipta milik IPB University



Gambar 39 Hubungan tekanan dengan suhu keluar evaporator

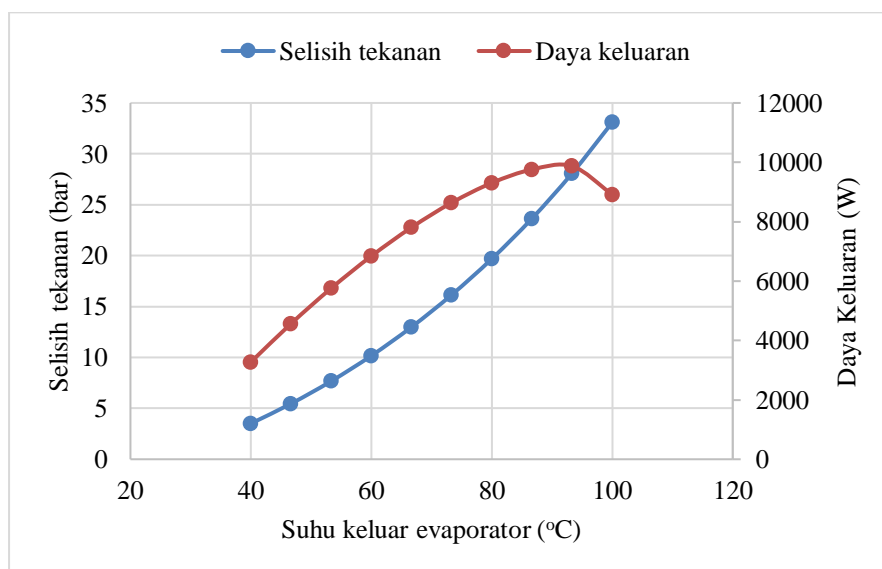


Gambar 40 Hubungan tekanan dengan suhu masuk kondensor

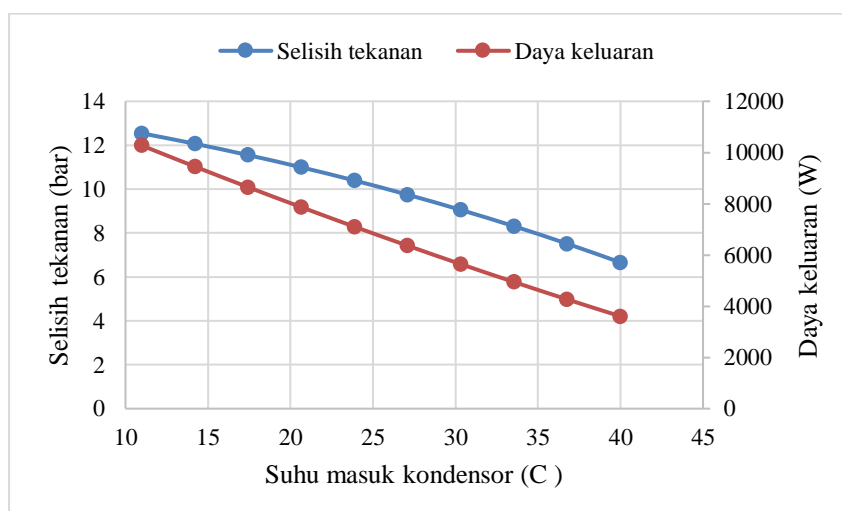
4.2.2 Pompa

Pompa untuk fluida organik belum banyak tersedia di pasar karena SRO merupakan sistem yang belum *establish*. Kendala utama dalam pemilihan pompa yang digunakan untuk SRO ialah kebutuhan laju aliran kecil namun mempunyai tekanan besar. Laju aliran yang relatif kecil disebabkan SRO yang notabene memang untuk skala kecil, sedangkan tekanan pompa besar diperlukan untuk melawan tekanan saturasi fluida kerja dan mengalirkannya ke seluruh sistem. Selain itu, pompa juga harus *compatible* dengan karakteristik fluida organik karena beberapa fluida organik bersifat reaktif terhadap material tertentu. Jika dilihat dari sisi daya yang dibutuhkan pompa, kebanyakan daya yang dihasilkan ekspander tidak mampu memenuhi kebutuhan pompa (Declay et al. 2013). Dari sisi tekanan,

pemilihan pompa SRO ditentukan dari selisih antara tekanan evaporator terhadap tekanan kondensor. Semakin rendah selisih tekanan tersebut mengakibatkan daya yang dibutuhkan pompa juga semakin rendah. Hal ini bisa dicapai dengan cara menurunkan suhu evaporator ataupun menaikkan suhu kondensor. Namun demikian penurunan suhu evaporator akan mengakibatkan kerja keluaran SRO semakin rendah. Pada kondisi suhu kondensor tetap (25 °C), hubungan variasi suhu evaporator dengan selisih tekanan pada evaporator terhadap kondensor dan daya keluarannya disajikan pada Gambar 41. Hal ini dapat dilihat bahwa pada suhu evaporator 60 °C, pompa hanya bekerja menaikkan tekanan sebesar 10.17 bar dan SRO menghasilkan daya keluaran 6843.5 W. Jika suhu evaporator dinaikan sampai 80 °C, maka pompa harus menaikkan tekanan sebesar 19.69 bar dan SRO menghasilkan daya keluaran sebesar 9307 W.



Gambar 41 Hubungan suhu keluar evaporator dengan selisih tekanan evaporator-kondensor dan daya keluaran



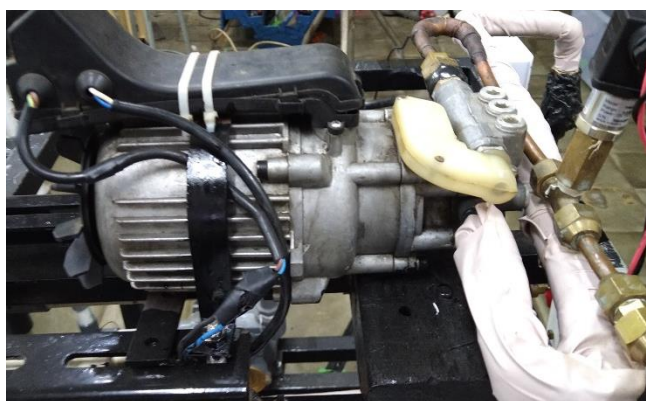
Gambar 42 Hubungan suhu masuk kondensor dengan selisih tekanan evaporator-kondensor dan daya keluaran

Selain dari sisi evaporator, strategi penentuan kapasitas pompa juga bisa disesuaikan dengan memperhatikan tekanan kondensor. Apabila suhu evaporator tetap, kenaikan suhu kondensor akan berdampak pada selisih tekanan evaporator terhadap kondensor semakin rendah, yang mana ini akan mengakibatkan kebutuhan daya pompa yang rendah pula. Namun kondisi ini akan berdampak pada daya keluaran SRO yang semakin menurun. Pada kondisi suhu evaporator tetap (60°C), hubungan variasi suhu kondensor dengan selisih tekanan pada evaporator terhadap kondensor dan daya keluarannya disajikan pada Gambar 42. Dengan memperhatikan kondisi-kondisi tersebut, maka setidaknya pompa SRO harus mampu menaikkan tekanan minimal sebesar 10.17 bar, yang mana angka ini diperoleh dari beda tekanan kondensor 6.65 bar dengan tekanan evaporator 16.83 bar berdasarkan parameter operasi pada Tabel 4. Pompa jenis piston yang merupakan komponen *jet cleaner* digunakan sebagai pompa SRO pada penelitian ini. Pompa jenis ini tidak mempunyai material penyusun berupa karet (*seal*) yang mana keberadaan *seal* karet dapat bereaksi dengan fluida R134a. Spesifikasi pompa SRO yang digunakan pada penelitian ini disajikan pada Tabel 7.

Tabel 7 Spesifikasi pompa SRO

Tekanan maksimum (Bar)	40
Kapasitas maksimum (Liter/menit)	4.6
Daya motor (W)	650

Kenampakan pompa utama SRO disajikan pada Gambar 43.



Gambar 43 Pompa SRO

4.2.3 Ekspander

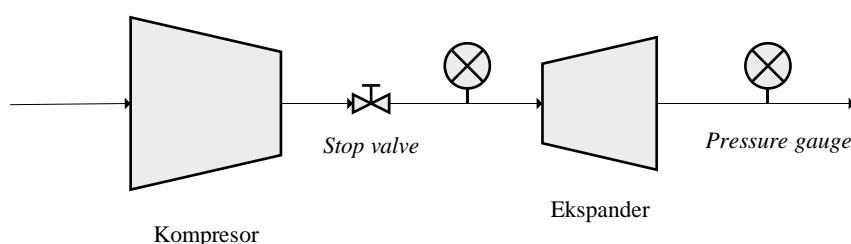
Eskpander merupakan komponen yang paling krusial pada SRO karena tingkat energi mekanik yang dihasilkan secara langsung ditentukan oleh kemampuan ekspander. Ekspander SRO harus kuat menahan tekanan fluida kerja yang tinggi selain agar proses berlangsung optimal juga disebabkan agar fluida kerja yang kemungkinan bersifat beracun dan mudah terbakar tidak bocor. Dalam penelitian ini ekspander tidak mampu dirancang bangun karena fasilitas desain dan pabrikasinya belum tersedia di Indonesia. Oleh karena itu ekspander diadopsi dari kompresor pada sektor otomotif yang merupakan salah satu komponen utama siklus pendinginan. Ekspander hasil modifikasi kompresor merupakan ekspander tipe skrol. Hal ini berkaitan juga dengan kajian literatur yang sudah dilakukan bahwa

ekspander jenis skrol merupakan yang paling sesuai pada penelitian ini yaitu rentang kapasitas 1-10 kW, toleran terhadap kondisi 2 fase. Kenampakan ekspander tipe skrol yang digunakan dalam penelitian ini disajikan pada Gambar 44. Karakteristik teknis sebagai kompresor antara lain: fluida kerja R134a, *built-in volume ratio* 1.9.



Gambar 44 Ekspander Tipe Skrol

Dalam rangka memastikan bahwa kompresor dapat digunakan sebagai ekspander maka perlu dilakukan uji fungsionalnya. Dengan menggunakan udara tertekan dari kompresor, uji fungsional kompresor sebagai ekspander dilakukan. Skema uji fungsional ekspander dari kompresor tersebut disajikan pada Gambar 45.

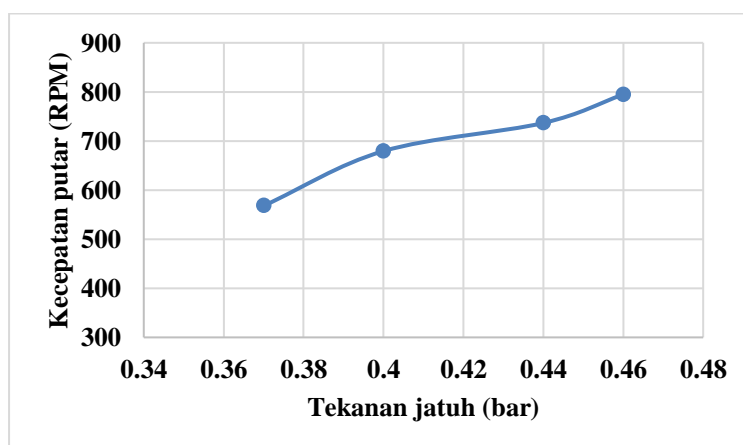


Gambar 45 Skema Uji Fungsional Kompresor sebagai Ekspander

Dengan mengatur bukaan *stop valve* maka tekanan masuk ekspander divariasikan. Oleh karena itu pada bagian poros disiapkan alat pengukur kecepatan putar. Data hasil uji fungsional kompresor menjadi ekspander disajikan pada Tabel 8. Berdasarkan data hasil uji fungsional kompresor menjadi ekspander, bahwa ekspander mempunyai rata-rata rasio tekanan, tekanan jatuh, dan kecepatan putar berturut-turut sebesar 1.19, 0.417 bar, 694.7 rpm. Semakin tinggi tekanan jatuh, kecepatan putarnya juga turut meningkat sebagaimana disajikan pada Gambar 46. Meski kinerja fluida kerja pada ekspander tidak hanya berkaitan tentang tekanan jatuh tetapi juga suhu jatuh, namun metode uji fungsional ini dapat memperkirakan bahwa kompresor dapat difungsikan sebagai ekspander. Karakteristik termodinamika kompresor yang digunakan sebagai ekspander akan dibahas pada bab selanjutnya.

Tabel 8 Uji fungsional kompresor sebagai ekspander

P_in_ekspander (Bar)	P_out_ekspander (Bar)	Kecepatan putar (rpm)		
		Max.	Min.	Avg.
1.62	1.16	801.5	788.7	795.1
1.62	1.16	785.2	772.8	779.0
1.62	1.16	800.9	792.0	802.0
1.62	1.16	810.9	794.9	802.8
1.58	1.14	736.9	735.1	736.0
1.58	1.14	741.0	735.2	738.1
1.58	1.14	741.3	731.0	736.1
1.52	1.12	681.3	675.7	678.5
1.52	1.12	696.6	671.5	684.0
1.52	1.12	681.8	669.8	675.8
1.46	1.09	575.8	572.2	574.0
1.46	1.09	577.3	572.6	574.9
1.46	1.09	559.3	551.1	555.1

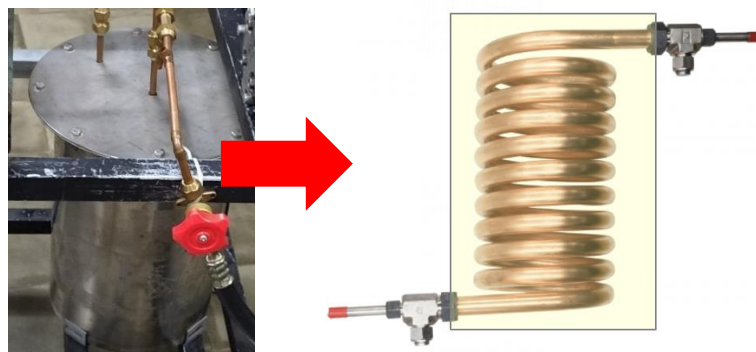


Gambar 46 Hubungan tekanan jatuh dengan kecepatan putar ekspander dengan menggunakan udara tertekan

4.2.4 Evaporator

Komponen evaporator yang dirancang pada penelitian ini ialah tipe spiral satu fase. Sumber panas berasal dari pemanas listrik (*heater*) dengan kapasitas 1.5 kW. Penggunaan *heater* sebagai sumber panas dimaksudkan agar pemenuhan panas dapat berlangsung stabil. Fluida yang digunakan untuk meneruskan panas dari pemanas listrik ialah air. Pemilihan air sebagai penerus panas ialah disebabkan temperatur kerja evaporator kurang dari 100 °C, sehingga tidak akan mengalami perubahan fase. Fluida kerja dialirkan pada sisi spiral yang mana direndam oleh air yang dipanaskan. Berdasarkan perencanaan tekanan pompa yaitu 16.83 bar, maka evaporator harus dirancang agar tidak terjadi kebocoran. Oleh karena itu bagian spiral dibuat dengan menggunakan pipa tembaga berdiameter 9.525 mm dengan ketebalan 1 mm serta panjang 695 cm. Tekanan kerja pipa tembaga dengan spesifikasi ini ialah 18.89 bar. Bagian tabung evaporator mempunyai diameter,

panjang dan tebal berturut-turut sebesar 25 cm, 40 cm, dan 2 mm. Tingkat kebutuhan panas pada *heater* diatur dengan menggunakan kontrol panel yang disesuaikan dengan kebutuhan suhu evaporator (sekitar 60 °C). Kenampakan evaporator yang digunakan dalam penelitian ini disajikan pada Gambar 47.



Gambar 47 Evaporator Spiral Satu Fase

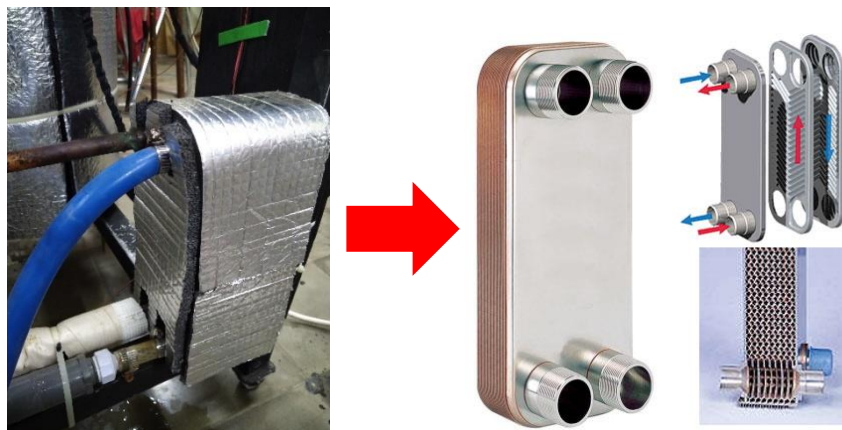
4.2.5 Kondensor

Tekanan kerja kondensor tergantung dari tekanan keluar ekspander. Berdasarkan uji udara tertekan, rata-rata tekanan jatuh ekspander ialah sebesar 0.417 bar. Jadi jika tekanan masuk ekspander berdasarkan simulasi ialah 16.83 bar maka tekanan keluar ekspander ialah sebesar 16.43 bar. Meski karakteristik fluida kerja R134a tidak sama dengan udara, namun nilai ini bisa menjadi perkiraan kasar untuk menentukan perkiraan tekanan pada kondensor. Oleh karena itu kondensor yang digunakan dalam penelitian ini ialah penukar panas tipe *plate heat exchanger* (PHE). Pemilihan penukar panas tipe PHE ini didasarkan pada tingkat keefektifan yang tinggi dibandingkan jenis penukar panas lainnya. Meski kelemahan penukar panas tipe PHE ialah dibutuhkan tingkat tekanan yang tinggi untuk mengalirkan fluida, namun secara kasar pada sistem ini masih ada tekanan sebesar 16.43 bar yang keluar dari ekspander. Spesifikasi kondensor yang digunakan dalam penelitian ini disajikan pada Tabel 9.

Tabel 9. Spesifikasi Kondensor

Kapasitas pendinginan (kW)	1
Tekanan maks (Bar)	45
Desain suhu operasi (°C)	-196 s.d. 200
Luas permukaan penukar panas (m ²)	0.532
Jarak antar port (m)	0.172
Jumlah <i>plate</i>	40
Lebar <i>plate</i> (m)	0.073
Jarak antar <i>plate</i> (m)	0.0035
Diameter <i>port</i> (m)	0.01905

Kondensor tipe PHE yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 48.



Gambar 48 Kondensor tipe PHE

Dalam rangka mengubah fase fluida kerja organik pada kondensor, digunakan air sebagai fluida sekundernya. Pemenuhan kebutuhan laju aliran, idealnya bisa dihitung dari seberapa banyak panas yang ingin dilepas berdasarkan kesetimbangan energi. Namun demikian, hal ini tidak bisa dilakukan karena masih belum diketahuinya kondisi fluida organik keluar ekspander. Oleh karena itu dalam penentuan pompa fluida sekunder dilengkapi dengan pengatur laju aliran agar bisa disesuaikan dengan tingkat pembuangan panasnya. Pompa air dipilih sebagai pompa sekunder SRO yang mana spesifikasinya disajikan pada Tabel 10.

Tabel 10 Spesifikasi pompa kondensor

Daya listrik (W)	125
Daya hisap maksimum (m)	9
Daya dorong (m)	21
Debit air (liter/menit)	32
Diameter inlet (in)	1
Diameter Outlet (in)	1

Kenampakan pompa sekunder SRO disajikan pada Gambar 49.



Gambar 49 Pompa sekunder SRO

4.2.6 Unit Pelengkap SRO

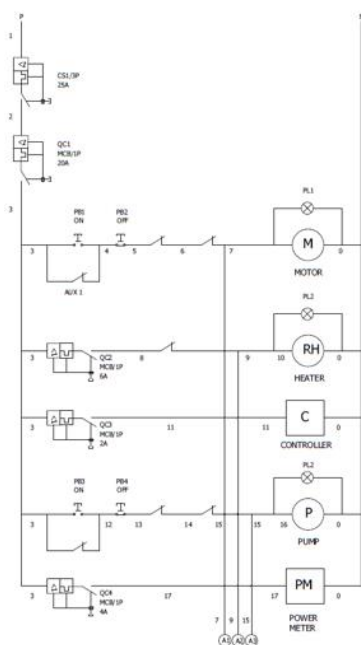
Selain komponen utama, dalam penelitian ini SRO perlu dilengkapi komponen tambahan. Hal ini untuk memastikan kinerja SRO berjalan lancar dan optimal. Beberapa komponen tambahan SRO pada penelitian ini ialah sebagai berikut:

a. Tangki penampung cairan (*Liquid receiver*)

Tangki ini diletakan setelah kondensor, fungsinya sebagai penampung fase cair fluida kerja yang keluar kondensor. Hal ini untuk memastikan fluida kerja yang terhisap oleh pompa berada pada fase cair jenuh. Pada penelitian ini dipilih tangki penampung cairan dengan kapasitas maksimum 3.17 kg dan tekanan operasi maksimum sebesar 31 bar. Tangki ini mempunyai diameter dan tinggi berturut-turut sebesar 12.7 dan 27.94 cm. Serta koneksi perpipaan dengan diameter 3/8 inci yang mana disesuaikan dengan ukuran pipa SRO.

b. Kontrol panel

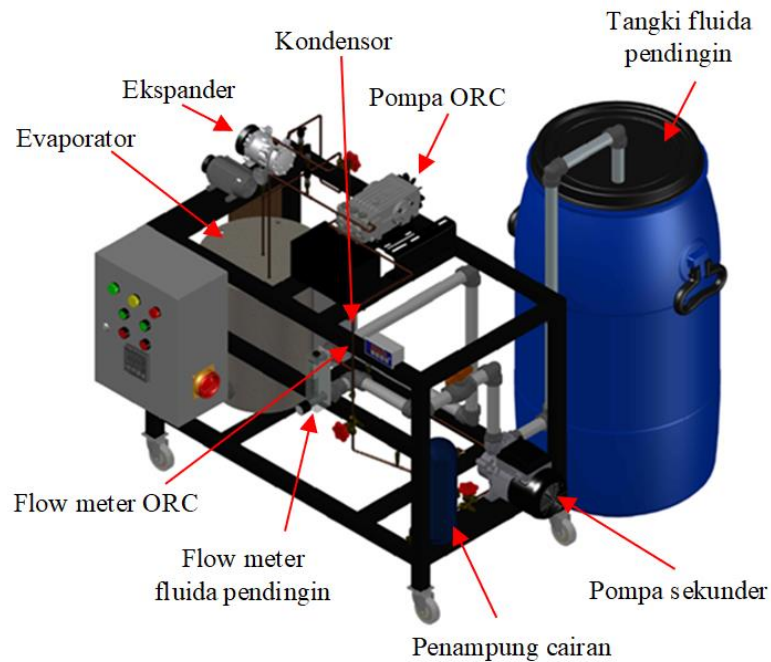
Kontrol panel berisi sistem kelistrikan untuk mengatur kerja setiap komponen SRO khususnya pompa dan evaporator. Adapun perencanaan pembagian daya listrik yang ditangani kontrol panel yaitu *heater* listrik 1500 W, pompa SRO 650 W, pompa sekunder 125 W. Oleh karena itu masing-masing komponen yang membutuhkan daya listrik disesuaikan dengan spesifikasi MCB-nya (*Miniature Circuit Breaker*). Adapun skema kelistrikan dan kenampakan kontrol panel hasil perancangan disajikan pada Gambar 50.



Gambar 50 Sitem kelistrikan pada kontrol panel SRO

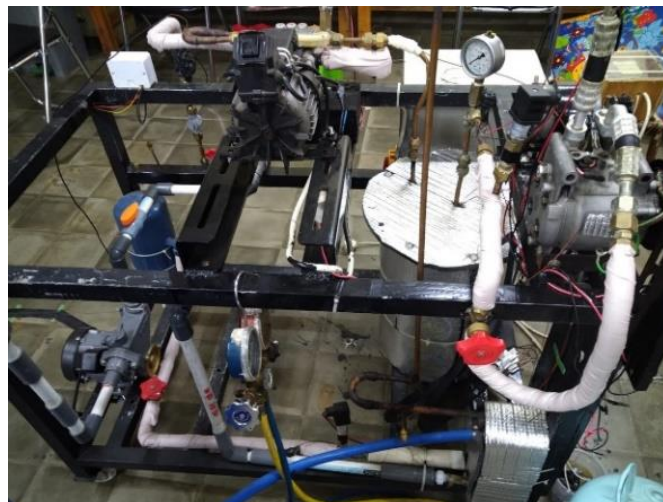
4.2.7 Hasil pabrikasi dan uji kinerja SRO

Konstruksi SRO telah berhasil dipabrikasi sebagaimana disajikan pada Gambar 51. Rangka utama tempat melekatnya komponen penyusun SRO menggunakan besi kotak dengan ketebalan 2 mm. Dimensi rangka ini adalah $600 \times 1000 \times 700$ mm. Rangka SRO didesain agar mudah untuk mobilisasi sehingga dilengkapi dengan roda penggerak. Las listrik digunakan untuk menyambungkan besi kotak dalam proses perakitan. Sebagai perantara antar komponen digunakan pipa tembaga ukuran 3/8 inc. Pemilihan ini didasarkan pada konduktivitas termal tembaga yang relatif tinggi yaitu 3.85 W/mK.



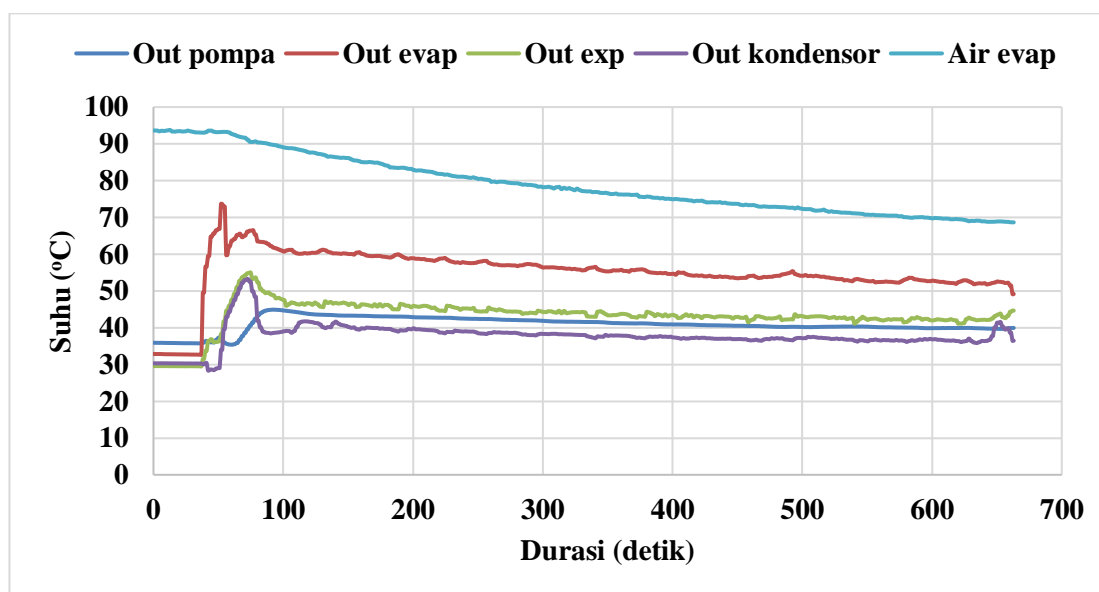
Gambar 51 Konstruksi SRO hasil rancangan

Gambar teknik dari SRO pada penelitian ini disajikan pada Lampiran 6. Pada Gambar 52 disajikan hasil pabrikasi SRO pada penelitian ini.

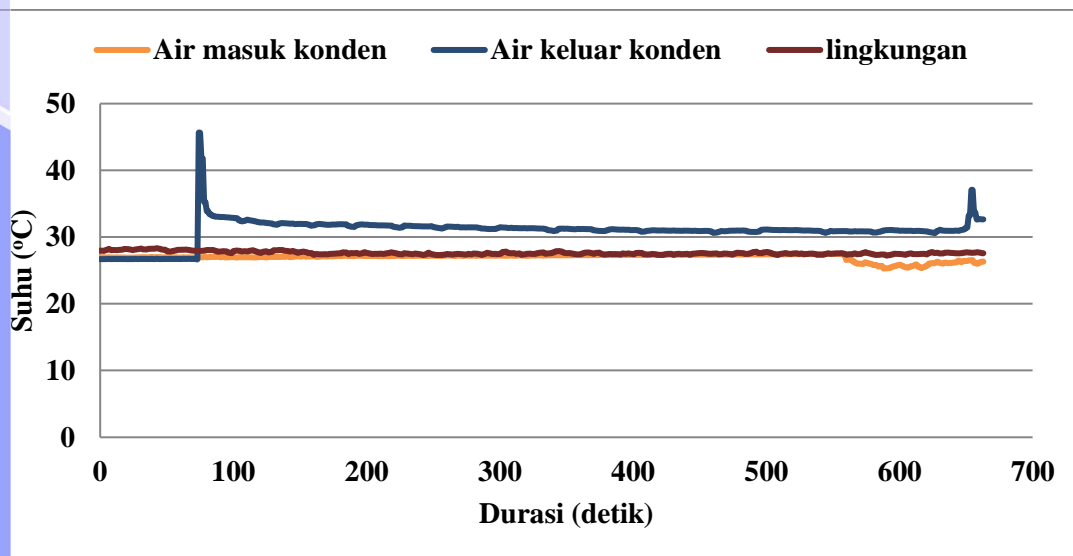


Gambar 52 Pabrikasi SRO hasil rancangan

Uji kinerja SRO dilakukan untuk mengetahui apakah SRO hasil rancangan dapat bekerja sebagaimana mestinya. Tekanan sistem akibat pengisian fluida kerja R134-a sebanyak 1.9 kg meningkat menjadi 7.2 bar. Saat uji fungsional SRO, pompa refrigerant mampu mengalirkan fluida kerja R134a dengan debit berkisar antara 1.2 – 3.9 liter/ menit. Pengaliran ini membuat suhu dan tekanan fluida kerja meningkat saat keluar dari evaporator. Secara hirarki, hasil uji fungsional SRO dari sisi suhu tertinggi ke terendah berturut-turut ialah suhu keluar evaporator, suhu keluar ekspander, suhu keluar pompa, dan terendah suhu keluar kondensor. Hirarki suhu yang demikian sesuai dengan kondisi teoritis SRO. Secara lebih detil, profil suhu pada SRO hasil uji fungsional disajikan pada Gambar 53. Berdasarkan gambar tersebut, dapat dijelaskan bahwa profil suhu sebelum detik 150 berada pada kondisi tidak tunak, pada kondisi ini data tidak bisa digunakan untuk pengolahan data. Suhu air evaporator semakin lama akan menurun mulai dari 93.63 sampai 68.93 °C, sehingga mengakibatkan suhu fluida kerja juga semakin turun. Kondisi ini diakibatkan oleh pemenuhan panas pada evaporator yang kurang karena efektivitas penukar panas yang rendah. Oleh karena itu dalam skenario pengujian SRO variasi suhu ditetapkan kurang dari 60 °C. Pada fluida pendingin suhu rata-rata masuk kondensor ialah sebesar 27.04 °C, dan keluar kondensor bersuhu 30.91 °C dengan laju aliran sebesar 15.5 liter/ menit. Profil suhu fluida pendingin pada kondensor dapat dilihat pada Gambar 54.



Gambar 53 Profil suhu fluida kerja keluar komponen SRO

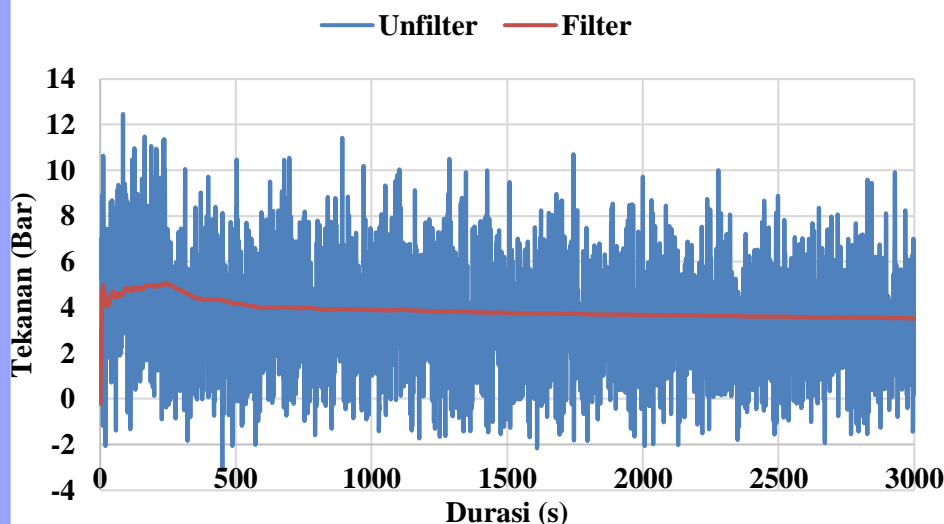


Gambar 54 Profil suhu fluida pendingin pada kondensor

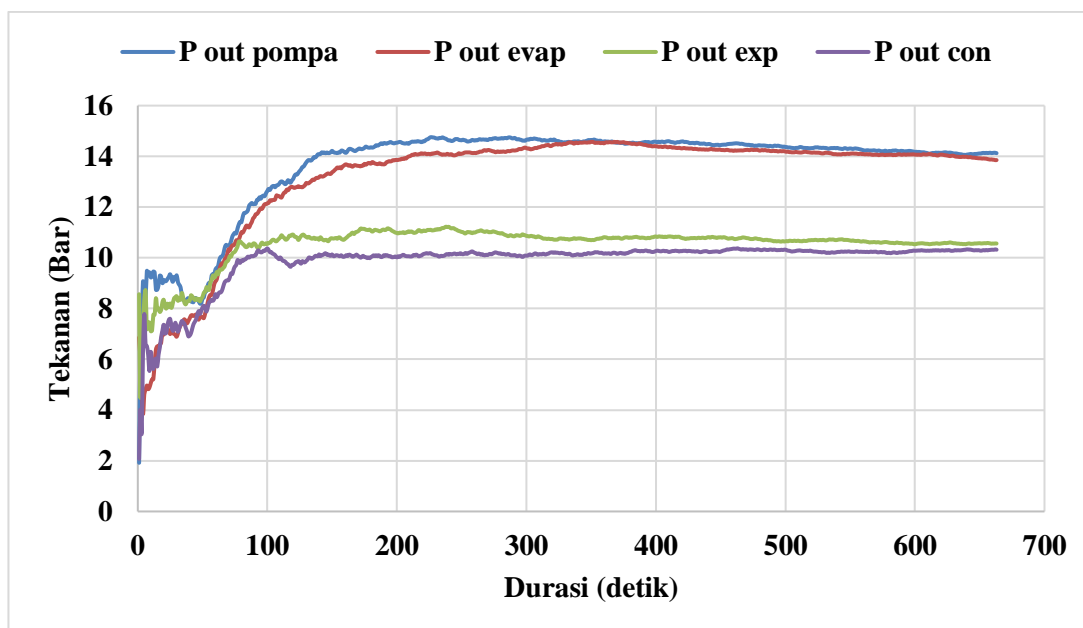
Dari sisi tekanan, data hasil pengukuran oleh sensor *pressure transmitter* tidak bisa digunakan begitu saja. Perlu penanganan lebih dulu terkait dengan penghilangan *noise* selama pengukuran. Dalam rangka mengatasi hal ini, maka dilakukan filterisasi data tekanan dengan menggunakan Kalman filter. Persamaan filter dengan menggunakan Kalman filter satu dimensi tersaji pada Persamaan (49).

$$\hat{x}_{n,n} = \hat{x}_{n,n-1} + K_n(Z_n - \hat{x}_{n,n-1}) \quad (49)$$

Yang mana, $\hat{x}_{n,n}$: data yang diestimasi pada kondisi ke n , $\hat{x}_{n,n-1}$: data hasil prediksi pada kondisi ke $n-1$, K_n : Kalman gain, nilainya sebesar $\frac{1}{n}$, sedangkan Z_n : data hasil pengukuran sensor. Data sebelum dan sesudah di-filter disajikan pada Gambar 55. Terlihat bahwa kefluktuatifan data yang ditunjukkan oleh garis warna merah yang berawal dari garis warna biru semakin berkurang signifikan. Hasil ini tidak jauh berbeda dengan data ukur yang dihasilkan oleh *pressure gauge*.

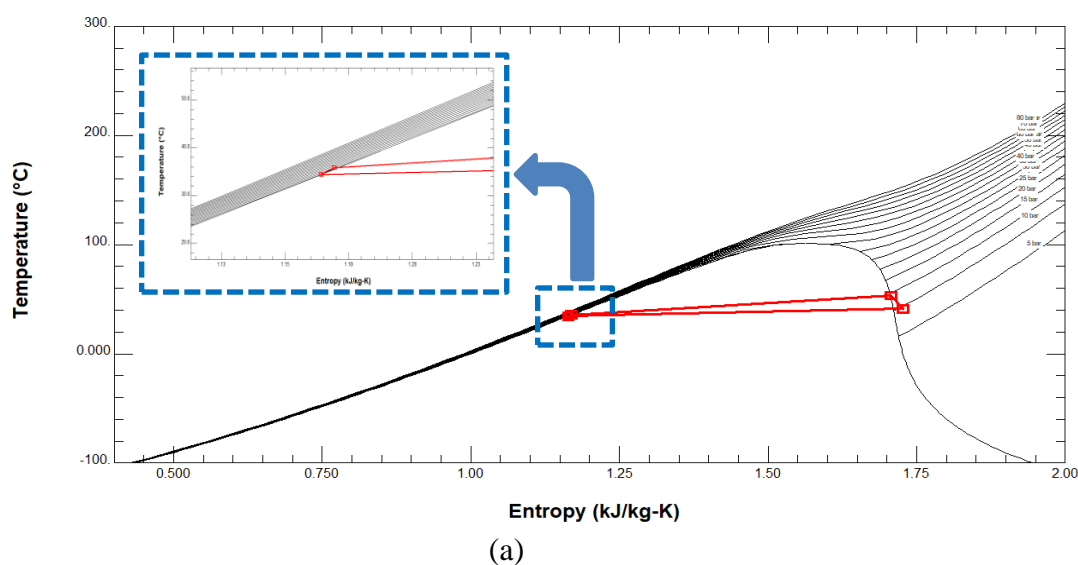


Gambar 55 Penangan awal data tekanan hasil pengukuran

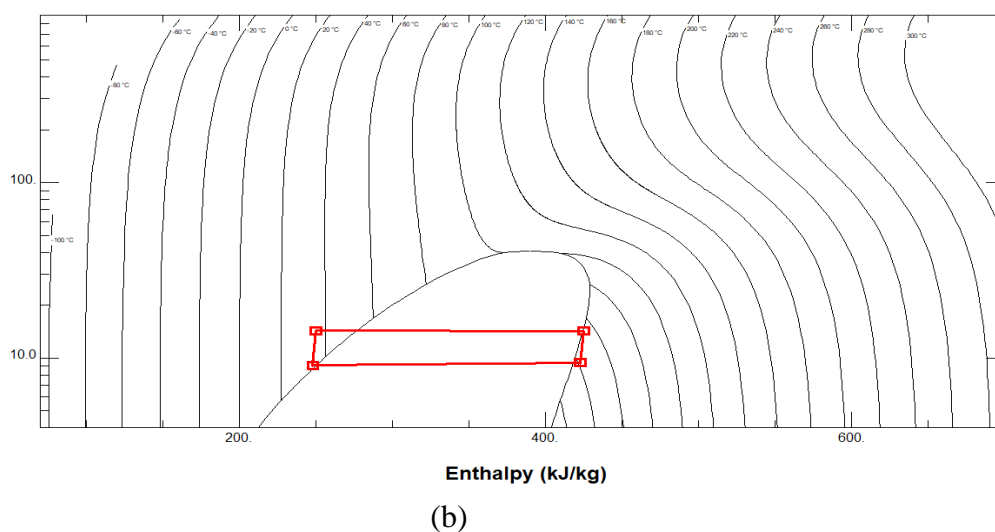


Gambar 56 Profil tekanan fluida kerja keluar komponen SRO

Pada kondisi suhu evaporator 60 °C, pompa SRO berhasil menaikkan tekanan fluida kerja dari 7.2 bar menjadi rata-rata sekitar 14.38 bar. Saat keluar dari evaporator rata-rata tekanan fluida kerja jatuh menjadi 13.71 bar, begitu pula pada keluaran komponen ekspander dan kondensor berturut-turut sekitar 11.04 bar dan 10.06 bar. Hirarki tekanan tersebut mengindikasikan bahwa SRO mampu bekerja sesuai tekanan pada kondisi SRO teoritis. Pada ekspander yang digunakan pada penelitian ini mempunyai *pressure drop* rata-rata sebesar 2.67 bar, sedangkan suhu drop rata-rata ialah 11.63 °C. Karakteristik ini penting sebagai bahan kajian/desain SRO yang menggunakan ekspander dengan tipe yang sama. Profil tekanan kerja keluar komponen SRO ditunjukkan pada Gambar 56. Pada Gambar tersebut terlihat bahwa kondisi tunak tercapai pada detik ke 150-an. Artinya proses pengolahan data dapat dilakukan setelah detik ke 150-an.



(a)



Gambar 57 (a) Diagram T-S, (b) Diagram P-h SRO hasil rancangan

Dalam rangka mengetahui proses kerja SRO maka perlu digambarkan diagram suhu-entropi (T-S) dan tekanan-entalpi (P-h). Dengan menggunakan database NIST Refprop, kondisi fluida kerja R134a digambarkan pada diagram T-S dan P-h pada Gambar 57 (a) dan (b). Hal ini dapat dijelaskan bahwa fluida kerja keluar dari kondensor berada pada kondisi cairan terkompresi, kemudian dialirkan oleh pompa untuk menaikkan tekanannya pada daerah cair terkompresi. Evaporator memberikan panas, sampai fluida kerja menuju daerah panas lanjut, kemudian terekspansi dan keluar masih dalam kondisi panas lanjut. Diagram T-S dan P-h pada beberapa kondisi selengkapnya disajikan pada Lampiran 5. Data hasil pengukuran dan kondisi refrigerant keluar dari setiap komponen SRO disajikan pada Tabel 11. Secara keseluruhan sistem SRO hasil pabrikasi berdasarkan kondisi-kondisi tersebut sudah mendekati proses SRO dalam kondisi ideal (sesuai Gambar 14 b). Namun demikian berdasarkan analisis properti termodinamikanya yang disajikan pada Tabel 12, terlihat bahwa sebagian besar nilai daya ekspander lebih kecil dari pada daya pompa. Selain itu panas yang di lepas kondensor lebih besar dari pada panas yang di terima evaporator pada sebagian besar data. Hal ini menunjukkan bahwa SRO yang dirancang bangun tidak menghasilkan daya mekanik dari konversi panas, namun berasal dari aliran pompa. Hal ini disebabkan tingkat kesesuaian ekspander dan pompa sangat rendah.

Dengan kondisi yang sedemikian rupa, SRO yang dirancang mampu menghasilkan daya mekanik hasil pengukuran tertinggi sebesar 28.99 W. Kondisi ini dicapai saat suhu evaporator sebesar 56.6 °C. Semakin tinggi suhu evaporator ada kecenderungan daya mekaniknya juga semakin tinggi sebagaimana terlihat pada Gambar 58. Rata-rata rasio suhu dan tekanan pada ekspander ialah sebesar 1.26 dan 1.33. Sebagai ekspander tipe skrol yang notabene berasal dari modifikasi kompressor, nilai tersebut relatif kecil jika dibandingkan beberapa penelitian lain yaitu sekitar 2 - 7.4 (Lemort *et al.* 2009, Declaye *et al.* 2013, Lemort *et al.* 2011, Chang *et al.* 2014, Chang *et al.* 2015). Semakin besar rasio tekanan ekspander maka akan semakin besar kerja yang dihasilkan. Hal ini diperkuat dengan hasil penelitian Lemort *et al.* (2009) yang melaporkan bahwa dengan menggunakan rasio tekanan ekspander 2.70-5.40 didapatkan daya keluaran sebesar 1.8-0.4 kW. Lemort *et al.*

(2013) juga melaporkan bahwa penggunaan ekspander dengan rasio tekanan 2-5.98 dapat menghasilkan daya 0.45-2.2 kW.

Tabel 11 Data hasil uji kinerja SRO

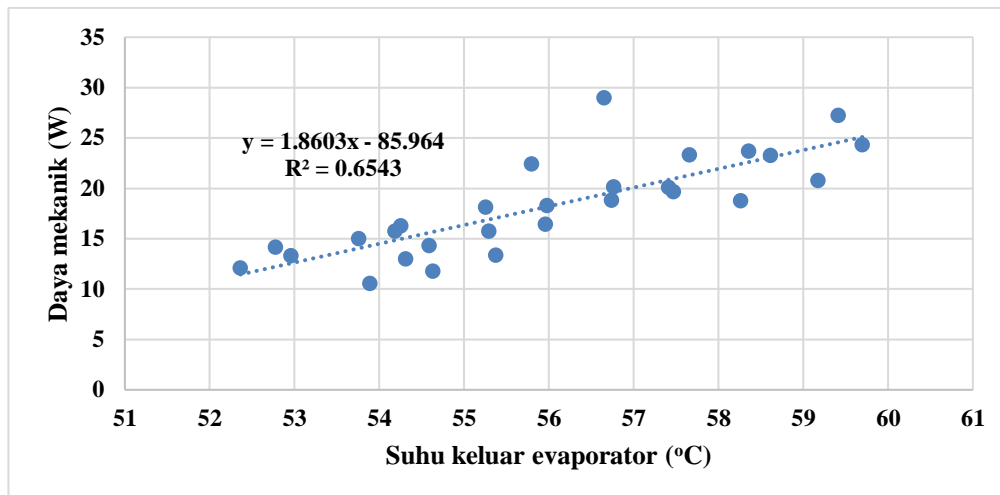
	Suhu (°C)			Tekanan (Bar)				Laju Massa (LPM)	Kecepatan rot. (RPM)	Berat beban pengereman (gram)
	Out Evap	Out Pompa	Out Expan	Out Kond	Out Evap	Out Pompa	Out Expan	Out Kond		
15.80	41.48	43.76	37.81	14.52	14.60	10.74	10.17	1.9	275.3	585
15.26	41.09	43.41	37.53	14.50	14.55	10.79	10.22	2.0	261.6	488
14.26	40.76	43.09	37.14	14.33	14.55	10.80	10.26	2.0	254.4	447
13.76	40.46	42.68	36.84	14.25	14.46	10.78	10.31	1.9	240.7	433
12.96	40.28	42.45	36.71	14.11	14.31	10.69	10.23	1.8	216.8	425
11.17	42.90	45.98	39.48	13.70	13.79	9.69	10.14	3.1	311.8	467
8.26	42.82	45.52	39.20	13.98	14.00	9.96	10.24	2.8	285.9	460
5.29	41.58	43.80	37.98	14.06	14.36	10.46	10.20	2.8	233.1	474
4.59	41.27	43.35	37.60	14.05	14.35	10.51	10.06	2.7	216.7	462
4.31	40.95	43.24	37.86	14.00	14.35	10.49	10.00	2.7	205.8	439
5.96	41.93	43.90	38.16	14.63	14.17	10.31	9.97	2.8	214.60	547
5.37	41.52	43.46	37.81	14.49	14.19	10.32	10.01	2.7	212.60	437
4.63	41.18	43.13	37.52	14.31	14.20	10.29	9.90	2.7	188.10	436
4.19	40.85	42.78	37.25	14.12	14.25	10.28	9.90	2.6	251.00	436
3.89	40.59	42.68	37.37	13.95	14.29	10.32	9.85	2.5	175.50	416

Keterangan warna:

: Subcooled
 : Superheated

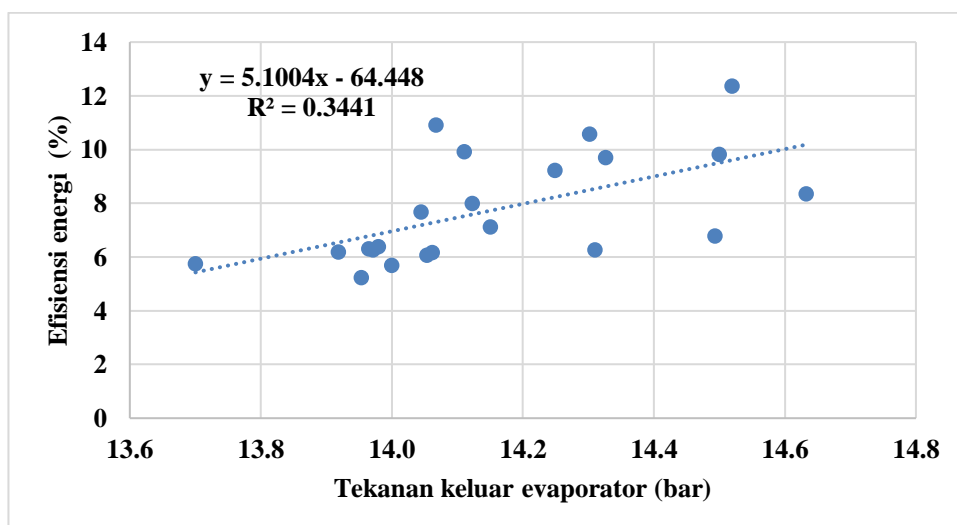
Tabel 12 Hasil perhitungan properti termonimaika Tabel 11

Massa jenis (kg/m ³)	Daya pompa (watt)	Panas masuk ke evaporator (W)	Daya Ekspander (watt)	Panas terbuang dari kondensor (W)
1156.4	197.74	6177.32	181.63	6193.43
1157.7	198.80	6409.82	184.35	6424.26
1159.4	202.14	6406.67	167.88	6440.93
1160.7	195.54	6186.69	162.46	6219.77
1161.2	184.57	5915.36	133.85	5966.08
1149	300.39	10246.99	361.53	10185.85
1150.4	287.75	9180.73	294.20	9174.29
1155.7	286.38	9117.32	255.64	9148.06
1157.2	281.20	8783.32	235.37	8829.15
1156.1	235.67	8788.50	227.87	8796.30
1154.7	299.07	9049.08	197.22	9150.92
1156.3	284.10	8749.43	197.21	8836.33
1157.5	280.23	8760.08	188.04	8852.27
1158.6	265.09	8465.74	196.81	8534.02
1158.1	228.24	8157.85	202.18	8183.91



Gambar 58 Hubungan suhu keluar evaporator terhadap daya mekanik ekspander

Jika dilihat dari efisiensi energi ekspander menunjukkan bahwa semakin tinggi tekanan keluar evaporator maka ada kecenderungan efisiensi energinya juga semakin naik sebagaimana disajikan pada Gambar 59. Kecenderungan demikian juga disampaikan oleh Campana *et al.*, 2019 yang menggunakan R245fa sebagai fluida kerjanya. Efisiensi energi ekspander terbesar pada penelitian ini ialah sebesar 12.34%. Nilai ini cukup kecil jika dibandingkan penelitian Quoilin *et al.* 2010 yaitu sebesar 42-68% yang mana menggunakan fluida kerja R123 dan ekspander jenis skrol. Beberapa penelitian lain yang menggunakan ekspander tipe skrol juga menyatakan bahwa efisiensi ekspander berkisar antara 27-75.7 % dengan R245fa sebagai fluida kerjanya (Declaye *et al.* 2013), 30-50% dengan R134a sebagai fluida kerjanya (Manolakos *et al.* 2009). Efisiensi energi ekspander yang relatif kecil ini kemungkinan disebabkan oleh keausan pada bagian dalam skrol akibat pembalikan fungsi kompresor menjadi ekspander. Hal ini akan memicu beberapa kehilangan tenaga seperti kebocoran radial dan aksial, *pressure drop* pada port inlet, friksi antara skrol yang diam dan berputar, serta kehilangan kerja pada *bearing*.



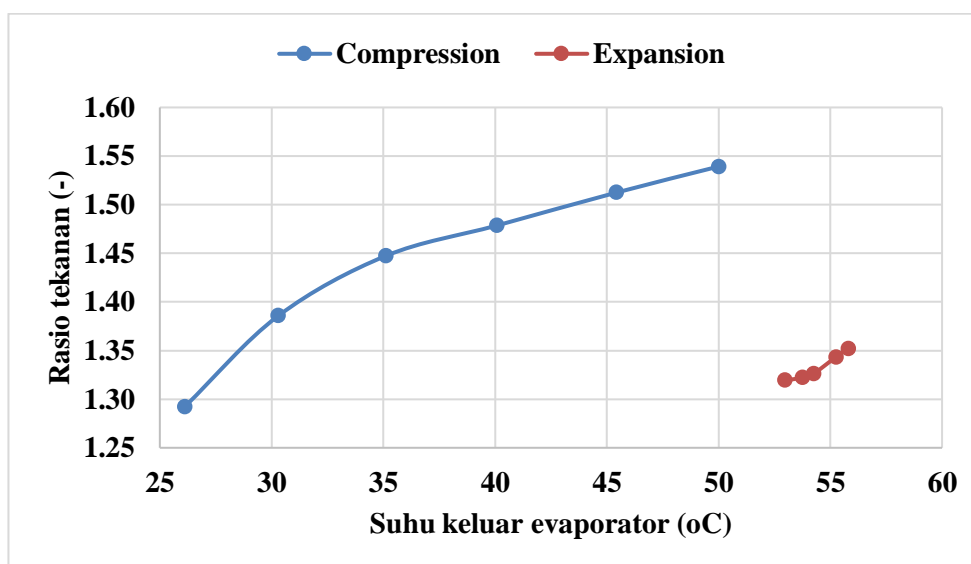
Gambar 59 Hubungan suhu keluar evaporator terhadap efisiensi energi ekspander

4.3 Analisis Pembangkitan Entropi Kompresor-Ekspander

Proses kompresi dan ekspansi kompresor tipe skrol telah diuji dalam beberapa kondisi pengoperasian yang berbeda untuk menilai kinerjanya. Tingkat kemampu-balikan dari fungsi kompresor menjadi ekspander dapat diketahui berdasarkan parameter yang diperoleh dari analisis lebih lanjut sebagai berikut. Pada sub bab ini pengertian rasio tekanan dihitung dengan persamaan (38), hal ini dimaksudkan untuk membandingkan kinerja termodinamika komponen ekspander dan kompresor.

4.3.1 Rasio tekanan proses kompresi dan ekspansi

Pembalikan kompresor skrol menjadi ekspander berdampak pada penurunan rasio tekanan. Jika proses kompresi pada skenario yang telah ditentukan mempunyai rata-rata rasio tekanan sebesar 1.44, maka pada proses ekspansi mempunyai rata-rata rasio tekanan sebesar 1.33. Sebagai ekspander, rasio tekanan ini termasuk relatif kecil. Beberapa peneliti menyebutkan rasio tekanan ekspander tipe skrol yang berasal dari modifikasi kompresor yaitu sekitar 2-7.4 (Lemort *et al.* 2009, Declaye *et al.* 2013, Lemort *et al.* 2011, Chang *et al.* 2014, Chang *et al.* 2015). Baik pada proses kompresi dan ekspansi, hubungan rasio tekanan dengan kenaikan suhu masuk sistem ialah berbanding lurus. Meski demikian, rasio tekanan pada proses kompresi membutuhkan daya kompresor rata-rata sebesar 993.35 W, sedangkan pada proses ekspansi menghasilkan daya mekanik maksimum ekspander sebesar 28.99 W. Ini berarti setiap satu W daya yang dibutuhkan kompresor hanya mampu menghasilkan rasio tekanan 0.00145, lebih kecil dari proses ekspansi yang satu W-nya membutuhkan rasio tekanan 0.0562. Secara sekilas justru komponen yang dikaji lebih cocok untuk digunakan sebagai ekspander daripada kompresor. Hubungan suhu keluar evaporator dengan rasio tekanan pada proses kompresi dan ekspansi disajikan pada Gambar 60.



Gambar 60 Hubungan suhu keluar evaporator dengan rasio tekanan

4.3.2 Kerja teoritis proses kompresi dan ekspansi

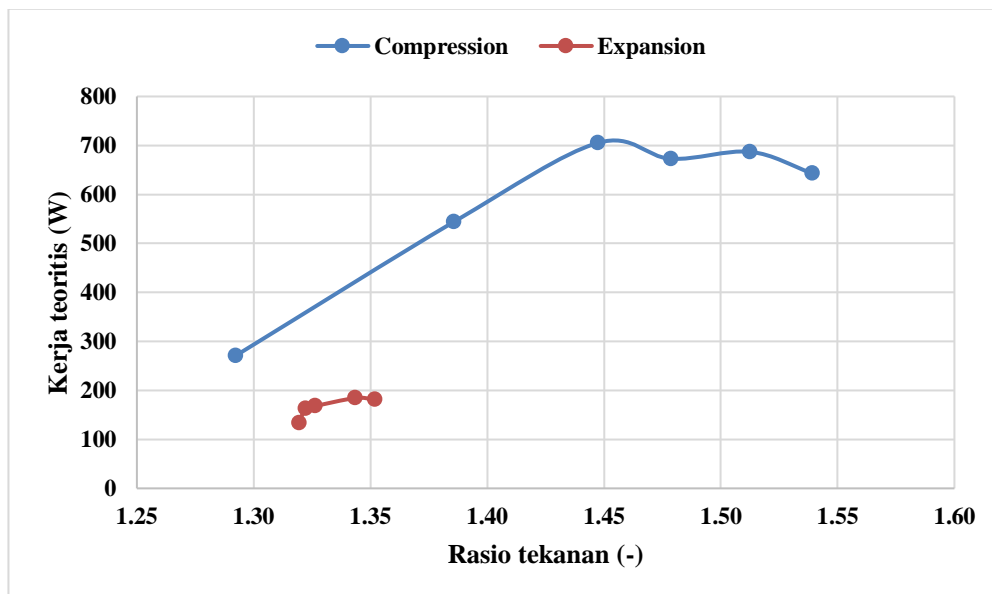
Kerja teoritis merupakan kerja yang diperlukan atau dihasilkan oleh sistem untuk mengubah kondisi refrigerant dari satu keadaan ke keadaan yang lain. Kerja

ini dievaluasi berdasarkan selisih entalpi sebagaimana dijelaskan pada persamaan 34. Properti termodinamika hasil pengukuran pada penelitian ini disajikan pada Tabel 13, sedangkan versi lengkapnya saat pengukuran berserta pengulangannya tersaji pada Lampiran 2, 3, dan 4.

Tabel 13 Suhu dan tekanan hasil pengukuran

Proses ekspansi					Proses kompresi				
Mass flow. (kg/s)	Suhu Evap. Out (°C)	Suhu Eksp. Out (°C)	Tekanan Evap. Out (bar)	Tekanan Eksp. Out (bar)	Mass flow. (kg/s)	Suhu Evap. Out (°C)	Suhu Kompres. Out (°C)	Tekanan Evap. Out (bar)	Tekanan Kompresor Out. (bar)
0.037	55.80	43.76	14.52	10.74	0.020	26.11	43.07	4.71	6.08
0.038	55.26	43.41	14.50	10.79	0.020	30.30	61.69	4.46	6.18
0.038	54.26	43.09	14.33	10.80	0.022	35.11	71.69	4.32	6.25
0.037	53.76	42.68	14.25	10.78	0.022	40.08	75.02	4.22	6.24
0.035	52.96	42.45	14.11	10.69	0.022	45.44	80.83	4.10	6.21
					0.022	50.00	83.17	4.03	6.21

Pada rasio tekanan yang sama yaitu 1.34, kerja teoritis proses ekspansi lebih rendah 223.59 W daripada kerja teoritis proses kompresi. Hubungan kerja teoritis proses kompresi dan ekspansi terhadap rasio tekanan disajikan pada Gambar 61. Seiring meningkatnya rasio tekanan yang dihasilkan proses kompresi dan ekspansi maka dibutuhkan kerja teoritis yang semakin besar pula. Namun jika dicermati lebih dalam bahwa pada rasio tekanan di atas 1.45, kerja teoritis yang dibutuhkan kompresor cenderung konstan. Hal ini juga berlaku pada kerja teoritis proses ekspansi, hanya saja kecenderungan konstan terjadi pada rasio tekanan di atas 1.33.



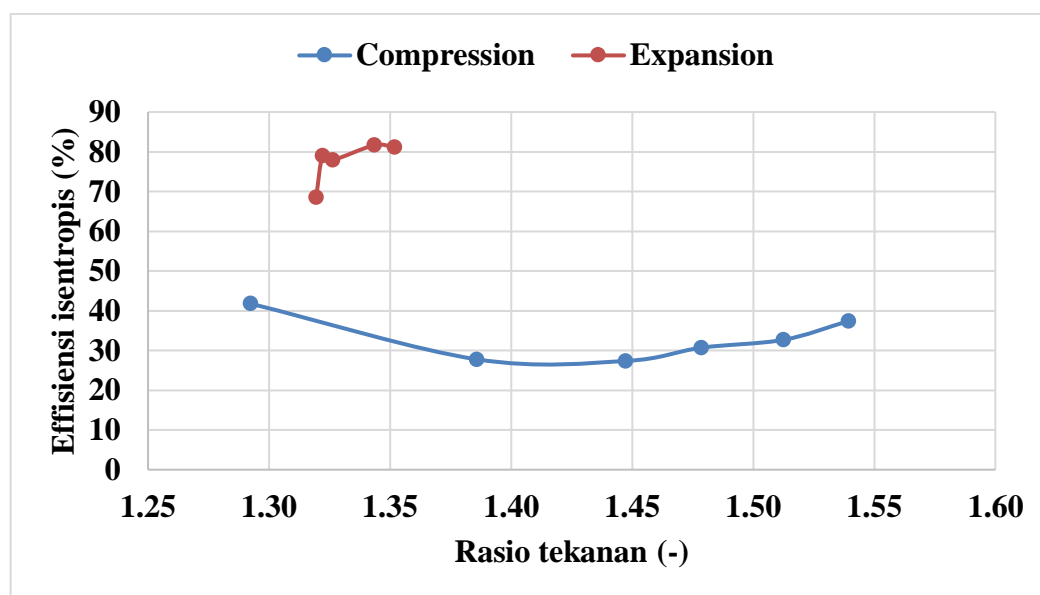
Gambar 61 Hubungan rasio tekanan dengan kerja teoritis

4.3.3 Efisiensi isentropis proses kompresi dan ekspansi

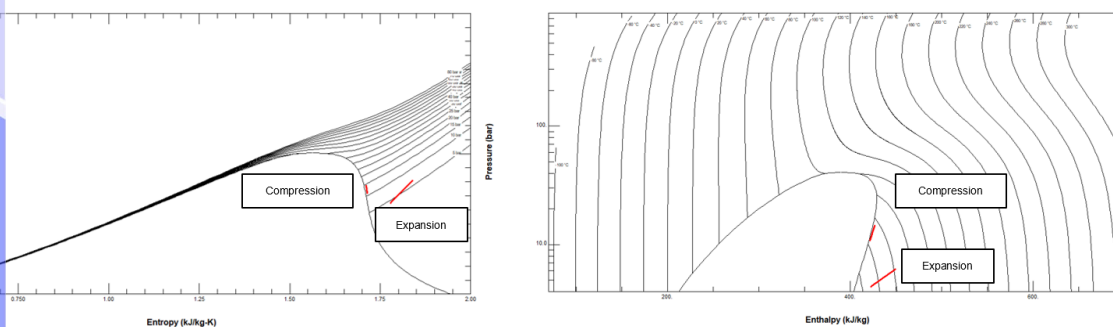
Efisiensi isentropik menunjukkan seberapa jauh kinerja suatu komponen terhadap kondisi idealnya. Efisiensi isentropik kompresor dihitung dengan persamaan 6, yaitu rasio antara kerja isentropik (kerja paling minimum) dengan kerja aktual (kerja nyata kompresor dan daya mekanik ekspander). Efisiensi

isentropik rata-rata siklus kompresi dari kompresor tipe skrol pada penelitian ini diperoleh sebesar 30.34%. Hasil ini masih lebih kecil jika dibandingkan dengan penelitian Sun *et al* (2020) yang melaporkan bahwa efisiensi isentropik siklus kompresi dari kompresor tipe skrol adalah 53.30%. Efisiensi isentropik siklus kompresi yang relatif kecil menunjukkan bahwa dibutuhkan kerja yang relatif besar untuk mengubah status fluida kerja dari tekanan rendah ke tekanan tinggi, sedangkan kondisi yang diharapkan pada siklus kompresi adalah dibutuhkan kerja sekecil mungkin untuk melakukan proses kompresi.

Berdasarkan Gambar 62, efisiensi isentropik siklus ekspansi menunjukkan peningkatan seiring dengan kenaikan rasio tekanan. Kenaikan efisiensi isentropik siklus ekspansi terhadap suhu evaporator tidak begitu signifikan, hal ini disebabkan saat dilakukan pengujian siklus ekspansi, evaporator tidak mampu menyuplai panas hingga suhu yang tinggi. Efisiensi isentropik siklus ekspansi rata-rata yang diperoleh yaitu sebesar 77.66%. Hasil ini masih dapat diterima karena berdasarkan penelitian Gao *et al* (2014) diperoleh efisiensi isentropik proses ekspansi yaitu sebesar 70%. Wu *et al* (2015) juga melaporkan bahwa efisiensi isentropik maksimum proses ekspansi yang diperoleh pada penelitiannya adalah sebesar 86%. Efisiensi isentropik proses ekspansi yang relatif besar menunjukkan bahwa kerja ekspansi yang dihasilkan mendekati nilai kerja ekspansi pada kondisi ideal (isentropik). Berdasarkan analisis terhadap efisiensi isentropik, dapat dikatakan bahwa pembalikan fungsi siklus kompresi menjadi siklus ekspansi pada kompresor tipe skrol sangat efektif untuk dilakukan. Diagram hubungan Suhu-Entropi (T-S) dan Tekanan-Entalpi (P-h) pada proses ekspansi dan kompresi disajikan pada Gambar 63.



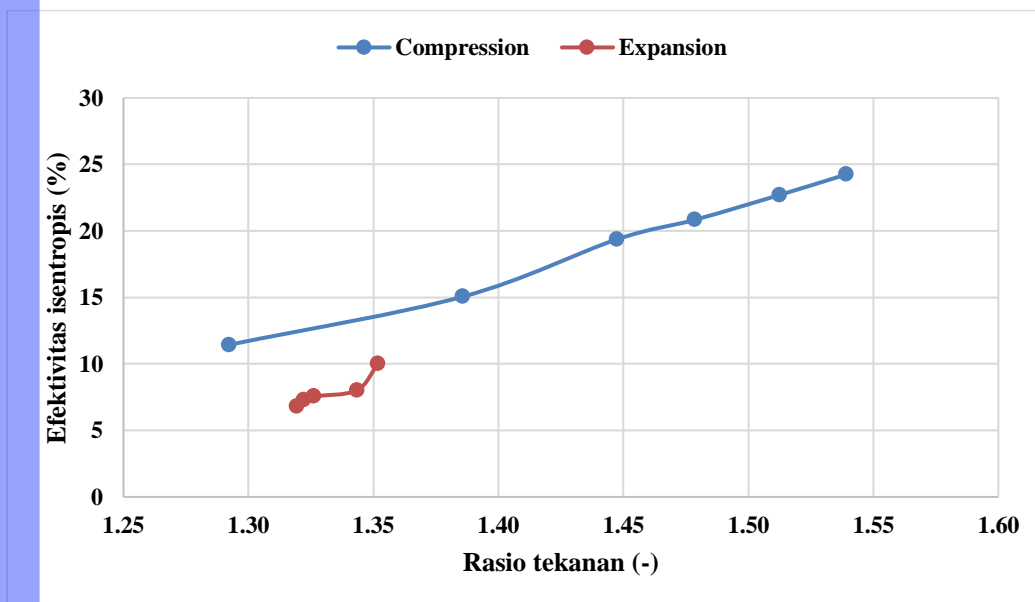
Gambar 62 Hubungan rasio tekanan terhadap efisiensi isentropik



Gambar 63 (a) Diagram Suhu-Entropi, (b) Diagram Tekanan-Entalpi pada proses ekspansi dan kompresi

4.3.4 Efektivitas isentropis proses kompresi dan ekspansi

Berdasarkan Gambar 64, efektivitas isentropik berbanding lurus dengan rasio tekanan. Semakin besar rasio tekanan, akan semakin besar pula efektivitas isentropik yang dihasilkan, baik pada siklus kompresi maupun pada siklus ekspansi. Pada siklus kompresi, efektivitas isentropik paling kecil adalah 11.44% yang dicapai pada rasio tekanan 1.29 dan yang terbesar 24.25% yang dicapai pada rasio tekanan 1.54. Pada siklus ekspansi, efektivitas isentropik paling kecil adalah 6.79% yang dicapai pada rasio tekanan 1.32 dan yang terbesar 12.34% yang dicapai pada rasio tekanan 1.35 atau pada suhu masuk ekspander 55.8 °C. Efektivitas isentropik siklus ekspansi yang diperoleh masih cukup kecil jika dibandingkan dengan penelitian Lemort *et al* (2009) yang memperoleh nilai efektivitas isentropik sebesar 42.4-68.0% yang dicapai pada suhu evaporator sebesar 101.7-165.2 °C.

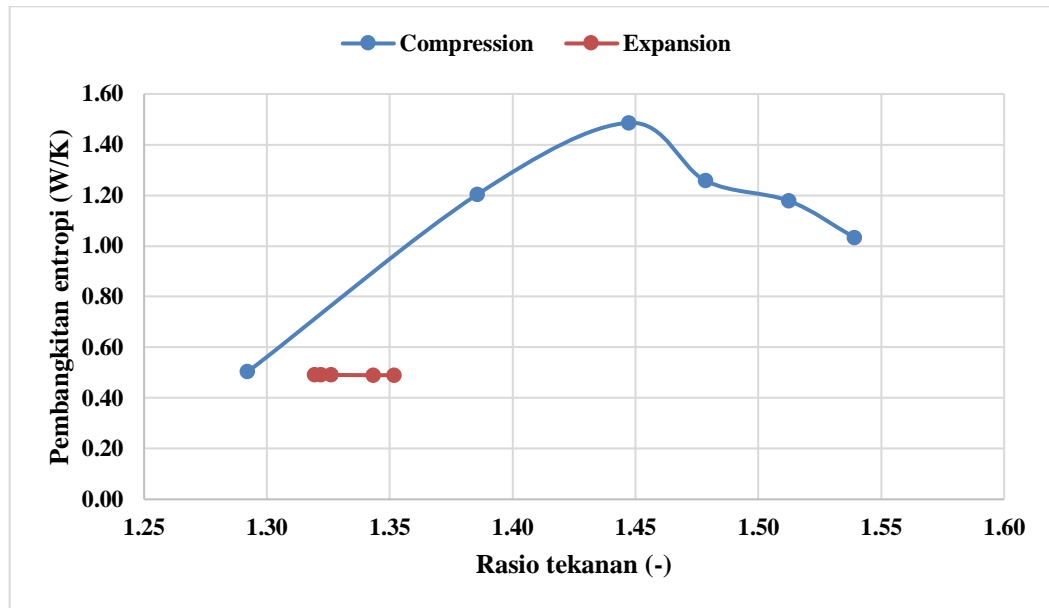


Gambar 64 Hubungan rasio tekanan terhadap evektifitas isentropik

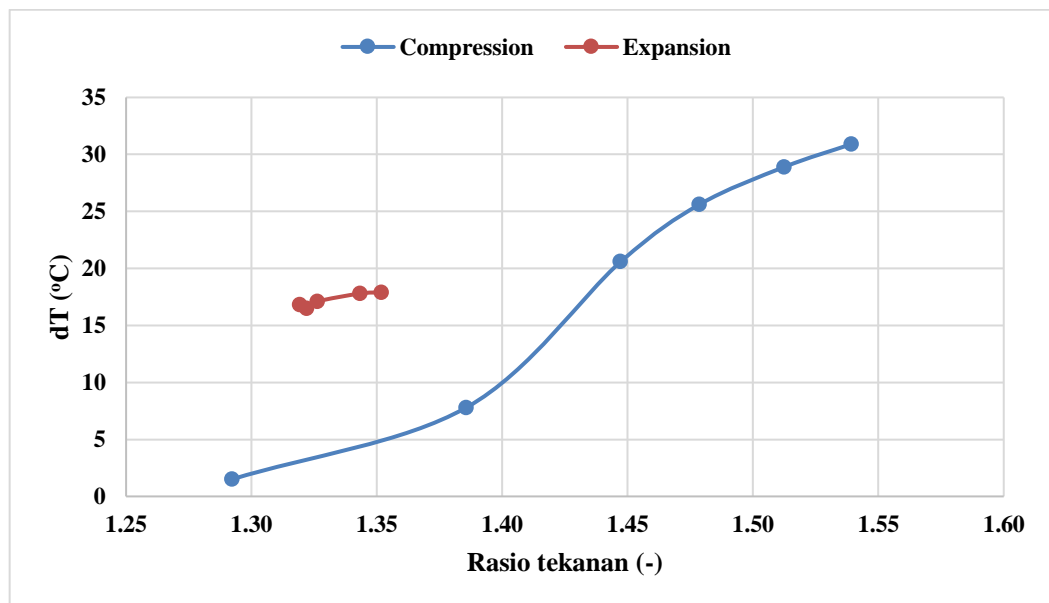
4.3.5 Laju pembangkitan entropi proses kompresi dan ekspansi

Pembalikan siklus kompresi menjadi siklus ekspansi selanjutnya dapat dilihat dari laju produksi entropi. Semakin besar laju produksi entropi, dapat

dikatakan bahwa suatu proses semakin tidak mampu balik (*irreversible*). Berdasarkan Gambar 65, sangat jelas terlihat perbedaan laju produksi entropi untuk proses kompresi dan ekspansi.



Gambar 65 Hubungan rasio tekanan terhadap pembangkitan entropi



Gambar 66 Hubungan rasio tekanan terhadap beda suhu permukaan ekspander dengan lingkungan

Laju produksi entropi proses kompresi akan meningkat seiring peningkatan rasio tekanan hingga 1.44. Laju produksi entropi kemudian akan turun secara perlahan. Laju produksi entropi pada proses ekspansi nilainya konstan meskipun rasio tekanannya meningkat. Rata-rata laju produksi entropi yang diperoleh dari proses kompresi adalah sebesar 1.11 W/K, sedangkan pada proses ekspansi laju produksi

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber :
 - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah
 - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar IPB University.
2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin IPB University.

entropi rata-rata yang diperoleh sebesar 0.49 W/K. Hasil tersebut menunjukkan bahwa pada siklus kompresi terjadi ketakmampubalikan yang lebih tinggi dibandingkan siklus ekspansi, atau dengan kata lain siklus ekspansi lebih *reversible* dari siklus kompresi. Hal ini disebabkan terjadinya kehilangan panas yang lebih besar terjadi pada siklus kompresi. Kehilangan akibat panas pada proses kompresi dan ekspansi dapat dilihat dari beda suhu antara permukaan kompresor dengan suhu lingkungan, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 66. Beda suhu antara permukaan kompresor dengan lingkungan pada siklus kompresi akan terus meningkat, sementara pada siklus ekspansi perbedaan suhu yang terjadi cenderung konstan. Ini membuktikan bahwa kerja kompressor pada penelitian ini banyak hilang dalam bentuk panas. Nilai pembangkitan entropi yang sedemikian rupa, bersesuaian dengan nilai efisiensi isentropiknya, yang mana dihasilkan efisiensi isentropik yang lebih besar pada siklus ekspansi.

V SIMPULAN DAN SARAN

5.1 Simpulan

Analisis eksergi telah dilakukan untuk menyaring 30 fluida kerja organik pada suhu keluar evaporator 60 °C. Berdasarkan analisis tersebut didapatkan bahwa fluida kerja terbaik berdasarkan efisiensi eksergi ialah Benzene yaitu sebesar 6.41%. Toluene menjadi fluida kerja organik yang mempunyai efisiensi energi tertinggi sebesar 7.75%. Dengan memvariasikan suhu inlet ekspander, fluida kerja organik mengalami kenaikan efisiensi eksergi dengan tingkat kenaikan yang variatif membentuk hubungan polinomial derajat dua. Dari sisi kerja keluarannya, mengalami kenaikan secara linier sejalan dengan kenaikan suhu inlet ekspander. Berdasarkan analisis sensitivitas terhadap efisiensi eksergi, didapatkan bahwa panas laten fluida kerja merupakan parameter yang mempunyai tingkat korelasi positif terbesar $R^2=0.96$, dibandingkan parameter panas spesifik ($R^2=0.69$), volume spesifik (0.61), suhu kritis ($R^2=0.20$), dan tekanan kritis ($R^2=0.1$). Kendati Benzene mempunyai efisiensi eksergi tertinggi, namun juga mempunyai sifat yang mudah terbakar dan mempunyai tekanan operasi pada evaporator dan kondensor sangat rendah. Oleh karena itu pada tahap rancang bangun dan pengujiannya digunakan fluida kerja R134a berdasarkan pertimbangan keamanan dan ketersediaan di pasar.

Siklus Rankine Organik berhasil dipabrikasi dengan membalik kinerja kompressor menjadi ekspander. Berdasarkan uji karakteristiknya, kompressor mempunyai nilai rata-rata rasio suhu 1.84 dan rasio tekanan 1.44. Berdasarkan uji kinerja SRO, ekspander hasil pembalikan kompressor mempunyai rata-rata rasio tekanan dan rasio suhu berturut-turut ialah sebesar 1.33 dan 1.26. Dengan kondisi yang sedemikian rupa, SRO yang dipabrikasi mampu menghasilkan daya mekanik hasil pengukuran tertinggi sebesar 28.99 W pada laju aliran 0.038 kg/s. Kondisi ini dicapai saat suhu evaporator sebesar 56.6 °C. Semakin tinggi suhu evaporator ada kecenderungan daya mekaniknya juga semakin tinggi. Efisiensi energi ekspander terbesar pada penelitian ini ialah sebesar 12.34%.

Berdasarkan evaluasi pembangkitan entropinya, kenaikan suhu keluaran evaporator ternyata berakibat pada kenaikan rasio tekanan baik pada kompressor maupun ekspander. Pada rasio tekanan yang sama yaitu 1.34, kerja teoritis proses ekspansi ialah 223.59 W lebih rendah daripada proses kompresi. Efisiensi isentropik siklus ekspansi rata-rata ialah sebesar 77.66% dengan tingkat pembangkitan entropi sebesar 0.06 W/K. Pada siklus kompresi, efisiensi isentropiknya ialah sebesar 13.74% dengan tingkat pembangkitan entropi 1.11 W/K. Jika ditinjau dari efektivitas isentropiknya, nilai efektivitas isentropik maksimum siklus ekspansi ialah 10.02%. Hal ini menunjukkan bahwa pembalikan kompressor menjadi ekspander mampu merubah 10.02% dari energi maksimum yang bisa dihasilkan siklus ekspansi menjadi kerja mekanik. Berdasarkan analisis tersebut didapatkan bahwa kompresor masih cukup efektif digunakan sebagai ekspander.

Hak Cipta Dilindungi Undang-undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan sumber :
a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah
b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar IPB University.
2. Dilarang mengumunkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin IPB University.

5.1 Saran

Saran yang dapat diberikan berdasarkan penelitian yang telah dilakukan ialah perlu dilakukan variasi suhu keluar evaporator yang lebih tinggi dari 60 °C agar dapat dipastikan bahwa kerja mekanik yang didapat merupakan hasil konversi dari panas bukan karena aliran pompa. Kedua, perancangan evaporator sebaiknya menggunakan tipe *shell and tube* agar suhu keluar evaporator lebih stabil. Sekalipun menggunakan evaporator tipe spiral satu phase seperti yang dilakukan pada penelitian ini, sebaiknya bagian yang bersentuhan dengan *heater* merupakan fluida kerja organik bukan media *heat transfer* (minyak atau air) agar terjamin bahwa fluida kerja benar-benar teruapkan. Ketiga, agar daya yang didapat maksimum maka perlu dilakukan variasi suhu kondensor yang lebih rendah dari 37.75 °C. Terakhir, jika ekspander maupun pompa tidak mampu dirancang bangun maka perlu mencari kesesuaian antar komponen terutama kesesuaian pompa dan ekspander. Meskipun mencari komponen tersebut baik pompa maupun ekspander di Indonesia juga tidak mudah.

Hak Cipta Dilindungi Undang-undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber :
 - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah
 - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar IPB University.
2. Dilarang mengumunkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin IPB University.

DAFTAR PUSTAKA

- Algieri A, Morrone P. 2012. Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (SRO). A Biomass Application in the Sibari District. *Applied Thermal Engineering*. 36(1): 236–44.
- Andreasen JG, Larsen U, Knudsen T, Haglind F. 2015. Design and optimization of a novel Organic Rankine Cycle with improved boiling process. *Energy*. 91: 48–59.
- Anonimous. 2018. Sentry DTC dual tube coil heat exchanger. Sumber: <https://sentry-equip.com/sentry-dtc-heat-exchanger.html>. Diakses pada tanggal 28 Februari 2018.
- Bachtiyar C, Ambarita H. 2010. Identifikasi dan analisa refrigerant sebagai fluida kerja siklus rankine organik untuk aplikasi di Indonesia. *Jurnal Riset Industri*. 4(2):19-28
- Baik Y, Kim M, Chang K, Lee Y, Yoon H. 2013. A comparative study of power optimization in low-temperature geothermal heat source driven R125 transcritical cycle and HFC Organic Rankine Cycles. *Renewable Energy*. 54: 78–84.
- Bajaj SS, Harshal BP, Gorakh BK, Shisode SP. 2016. Organic Rankine Cycle and its working fluid selection - a review. *International Journal of Current Engineering and Technology*. 4(4): 20–26.
- Bao J, Zhao L. 2013. A review of working fluid and expander selections for Organic Rankine Cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 24: 325–42.
- BCS Inc. 2008. Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry. (US)
- Bejan A, Tsatsaronis G dan Moran M. 1996. *Thermal Design and Optimization*. Wiley. New York.
- Blaney BL. 1984. Industrial Waste Heat Recovery and the Potential for Emissions Reduction. Environmental Protection Agency - Industrial Environmental Research Laboratory. (US)
- Bruno JC, López-Villada J, Letelier E, Romera S, Coronas A. 2008. Modelling and optimisation of solar organic Rankine cycle engines for reverse osmosis desalination. *Applied Thermal Engineering*. 28(17–18):2212–26
- Cengel YA, Boles MA. 2015. *Thermodynamics: An Engineering Approach 8th Edition*. New York (US): McGraw-Hill
- Chang JC, Hung TC, He YL, Zhang W. 2015. Experimental study on low-temperature organic rankine cycle utilizing scroll type expander. *Appl Energy*. 155:150–9.
- Chen H, Goswami DY, Stefanakos, EK. 2010. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 14(9): 3059–3067.
- Chys M, Broek MVD, Vanslambrouck B, Paepe MD. 2012. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles. *Energy*. 44(1): 623–32.

- Dai Y, Wang J, Gao L. 2009. Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine Cycle (SRO) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 50(3):576–82
- Declaye S, Quoilin S, Guillaume L, Lemort V. 2013. Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an SRO (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid. *Energy*. 55:173–83.
- Drescher U, Bruggemann D. 2007. Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (SRO) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering*. 27: 223–28.
- Gnutek Z, Kolasinski P. 2013. The application of rotary vane expanders in Organic Rankine Cycle Systems - thermodynamic description and experimental results. *J Eng Gas Turbines Power*. 135:061901
- Guo J, Cheng L, Xu M. 2009. Optimization design of shell-and-tube heat exchanger by entropy generation minimization and genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*. 29(14–15), 2954–2960
- He C, Liu C, Gao H, Xie H, Li Y, Wu S, Xu J. 2012. The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical Organic Rankine Cycle. *Energy*. 38(1):136–43
- Hepbasli A. 2008. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 12: 593 - 661
- Hung TC, Shai TY, Wang SK. 1997. A review of Organic Rankine Cycles (SROs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*. 22(7): 661–7
- Hung TC. 2001. Waste heat recovery of Organic Rankine Cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management*. 42(5):539–53
- Hung TC, Wang SK, Kuo CH, Pei BS, Tsai KF. 2010. A study of organic working fluids on system efficiency of an SRO using low-grade energy sources. *Energy*. 35(3): 1403–11.
- Invernizzi C, Iora P, Silva P. 2007. Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines. *Applied Thermal Engineering*. 27(1):100–10
- Katsanos CO, Hountalas DT, Pariotis EG. 2012. Thermodynamic analysis of a Rankine cycle applied on a diesel truck engine using steam and organic medium. *Energy Conversion and Management*. 60:68–76.
- Kim D, Kim Y. 2017. Preliminary Design and Performance Analysis of a Radial Inflow Turbine for Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*. 120:549–59.
- Lai NA, Wendland M, Fischer J. 2011. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. *Energy*. 36(1):199–211
- Lakew AA, Bolland O. 2010. Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*. 30(10): 1262–68.
- Lemort V, Quoilin S, Cuevas C, Lebrun J. 2009. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Appl Therm Eng*. 29:3094–102.
- Li, M, Lai ACK. 2013. Thermodynamic optimization of ground heat exchangers with single u-tube by entropy generation minimization method. *Energy Conversion and Management*. 65:133–139.

- Li Y, Wang J, Du M. 2012. Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of Organic Rankine Cycle. *Energy*. 42(1):503–9.
- Li G. 2016. Organic Rankine Cycle performance evaluation and thermoeconomic assessment with various applications part I : energy and exergy performance evaluation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 53: 477–99.
- Liu H, Shao Y, Li J. 2011. A biomass-fired micro-scale CHP system with Organic Rankine Cycle (SRO) - thermodynamic modelling studies. *Biomass and Bioenergy*. 35(9): 3985–94.
- Logan E. 1994. Handbook of turbomachinery. CRC
- Logan E. 1993. Turbomachinery. CRC Press.
- Mago PJ, Chamra LM, Srinivasan K, Somayaji C. 2008. An examination of regenerative Organic Rankine Cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*. 28(8–9): 998–1007
- Maheshkumar P, Muraleedharan C. 2011. Minimization of entropy generation in flat heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 54(1–3): pp.645–648
- Maizza V, Maizza A. 2001. Unconventional working fluids in Organic Rankine Cycles for waste energy recovery systems. *Applied Thermal Engineering*; 21(3):381–90.
- Moran MJ, Shapiro HN. 2004. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 3rd ed. Chichester: Wiley
- Nguyen TQ, Slawwhite JD, Boulama KG. 2010. Power generation from residual industrial heat. *Energy Conversion and Management*. 51(11):2220–9
- Pan L, Wang H. 2013. Improved Analysis of Organic Rankine Cycle Based on Radial Flow Turbine. *Applied Thermal Engineering*. 61(2):606–15.
- Pellegrino JL, Margolis N, Justiniano M, Miller M, Thedki A. 2004. *Energy Use, Loss and Opportunities Analysis*. Manufacturing & mining (US). hlm 17.
- Qiu G, Liu H, Riffat S. 2011. Expanders for micro-CHP systems with Organic Rankine Cycle. *Appl Thermal Eng*. 31:3301–7.
- Roy JP, Mishra MK, Misra A. 2010. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. *Energy*. 35(12):5049–62
- Roy JP, Mishra MK, Misra A. 2011. Performance analysis of an organic rankine cycle with superheating under different heat source temperature conditions. *Applied Energy*. 88(9):2995–3004.
- Shehata AS, Saqr KM, Xiao Q, Shehadeh MF, Day A. 2016. Performance analysis of wells turbine blades using the entropy generation minimization method. *Renewable Energy*. 86, 1123–1133.
- Siddiqi MA, Atakan B. 2012. Alkanes as fluids in rankine cycles in comparison to water, benzene and toluene. *Energy*. 45(1):256–63
- Singh V. Radermacher R. 2008. Usefulness of Entropy Generation Minimization Through a Heat Exchanger Modeling Tool. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 1-2119
- Situmorang H 2007 Utilization of exhaust gas from palm oil mill as heating feedwater with shell and tube heat exchanger (Medan: North Sumatera University).

- Soerawidjaja TH. 2011. Why Bioenergy?. Presented at Diskusi BKKPII: Peran dan Makna Strategis Bioenergi bagi Indonesia, Jakarta.
- Song P, Wei M, Shi L, Danish SN, Ma C. 2014. A review of scroll expanders for Organic Rankine Cycle systems. *Appl Therm Eng.* 75:54–64.
- Sonntag RE, Borgnakke C, Wylen VGJ. 2003. *Fundamentals of Thermodynamics*. John Wiley, New York (US).
- Stewart SW, Shelton SV. 2010. Finned-tube condenser design optimization using thermoeconomic isolation. *Applied Thermal Engineering.* 30(14–15), 2096–2102.
- Tambunan AH, Manalu LP, Abdullah K. 2010. Exergy analysis on simultaneous charging and discharging of solar thermal storage for drying application. *Drying Technology.* 28: 1107–1112.
- Theresa W, Heberle F, Preißinger M, Brüggemann D. 2014. Performance of Siloxane Mixtures in a High-Temperature Organic Rankine Cycle Considering the Heat Transfer Characteristics during Evaporation. *Energies.* 7(9):5548–65.
- Vaja I, Gambarotta A. 2010. Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (SROs). *Energy.* 35(2):1084–93
- Vélez F, Segovia JJ, Martin MC, Antolin G, Chejne F, Quijano A. 2012. A technical, economical and market review of Organic Rankine Cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 16(6): 4175–89.
- Viswanathan VV, Davies RW, Holbery JD. 2006. Opportunity Analysis for Recovering Energy from Industrial Waste Heat and Emissions. Prepared for the U.S. Department of Energy: (US).
- Wang D, Ling X, Peng H. 2012. Performance analysis of double Organic Rankine Cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering.* 48:63–71
- Wang EH, Zhang HG, Fan BY, Ouyang MG, Zhao Y, Mu QH. 2011. Study of working fluid selection of Organic Rankine cycle (SRO) for engine waste heat recovery. *Energy.* 36(5):3406–18.
- Wang ZQ, Zhou NJ, Guo J, Wang XY. 2012. Fluid selection and parametric optimization of Organic Rankine Cycle using low temperature waste heat. *Energy.* 40(1):107–15
- Weith T, Heberle F, Preißinger M, Brüggemann D. 2014. Performance of siloxane mixtures in a high-temperature Organic Rankine Cycle considering the heat transfer characteristics during evaporation. *Energies.* 7(9): 5548–65.
- Zhao P, Wang J, Gao L, Dai Y. 2012. Parametric analysis of a hybrid power system using Organic Rankine Cycle to recover waste heat from proton exchange membrane fuel cell. *International Journal of Hydrogen Energy.* 37(4):3382–9

RIWAYAT HIDUP

Penulis dilahirkan di Madiun, Oktober 1991. Pendidikan S1 ditempuh di Universitas Brawijaya pada Jurusan Keteknikan Pertanian dibawah bimbingan Dr. Bambang Dwi Argo dan Prof. Sumardi. Tahun 2015, penulis melanjutkan jenjang pascasarjana S2-S3 dibawah bimbingan Prof. Armansyah H. Tambunan, Prof. Y. Aris Purwanto, dan Dr. I Dewa Made Subrata melalui beasiswa PMDSU (Program Magister Doktor Sarjana Unggul). Selama mengikuti pendidikan pascasarjana IPB tersebut, penulis telah mengikuti beberapa *International Conference* dan memublikasikan sebagian disertasinya pada beberapa tulisan ilmiah antara lain: 1) *Evaluation of Working Fluids for Organic Rankine Cycle Based on Exergy Analysis*, 2) *Thermodynamic Analysis on the Reversibility of Compressor-Expander*, 3) *Technical Feasibility to Utilize Wasted Empty Fruit Bunch from Small Scale Farms for Simultaneous Production of Biochar and Electricity*.

- Hak Cipta Dilindungi Undang-undang
1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan dan menyebutkan sumber :
 - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya ilmiah, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah
 - b. Pengutipan tidak merugikan kepentingan yang wajar IPB University.
 2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa izin IPB University.