

Optimasi Performa Sistem Organic Rankine Cycle dengan Variasi Fluida Kerja Menggunakan Software Aspen Plus V.10

Rasyidah Fadhlillah dan Prabowo

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111

e-mail: prabowokiyo@yahoo.com

Abstrak—Pada industri Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) di Indonesia umumnya menggunakan air sebagai fluida kerja yang harus dikondisikan hingga tekanan 60 bar dan mencapai temperatur 360°C menggunakan uap hasil pembakaran di dalam boiler, uap ini selanjutnya akan dibuang ke udara bebas dikarenakan memiliki temperatur yang cukup rendah yaitu 95°C-180°C dan tidak dapat dimanfaatkan kembali dalam sistem PLTU tersebut. Sumber panas bertemperatur rendah (*waste heat recovery*) ini masih berpotensi untuk dikonversikan menjadi energi listrik dengan teknologi *Organic Rankine Cycle* (ORC).

Pada penelitian ini dilakukan simulasi menggunakan Software Aspen Plus V.10 dengan variasi 7 *refrigerant* yaitu R123, R245fa, R141b, R142b, R134a, R152a, dan R143a dengan Batasan temperatur sumber panas sebesar 105°C dan temperatur udara pendingin kondensor sebesar 33°C. Selain itu tekanan inlet turbin juga divariasikan untuk mengetahui hubungan antara *properties* berbagai macam *refrigerant* terhadap daya keluaran turbin dan efisiensi termal sistem ORC.

Hasil simulasi menunjukkan untuk *refrigerant* kering, R123 menghasilkan performa paling baik dengan daya output 0.898 kW dan efisiensi 7.035%. Untuk *refrigerant* isentropic, R141b menghasilkan performa paling baik dengan daya output 1.154kW dan efisiensi 7.071% dan untuk *refrigerant* basah, R152a menghasilkan performa terbaik dengan daya output 0.673 kW dan efisiensi 1.879% Selain itu didapatkan gap minimum tekanan antara kondensor dan evaporator untuk *refrigerant* kering sebesar 1 bar, untuk *refrigerant* isentropic 4.5 bar dan untuk *refrigerant* basah sebesar 9.5 bar agar menghasilkan efisiensi termal sistem yang positif. Apabila ditinjau dari hasil simulasi ketiga kategori *refrigerant*, maka *refrigerant* isentropic yaitu R141b merupakan pilihan terbaik karena selain dapat menghasilkan daya *output* serta efisiensi yang cukup tinggi dengan tekanan yang *relative* rendah tetapi juga mudah ditemukan di pasaran.

Kata Kunci—Aspen Plus V.10, *Organic Rankine Cycle*, *Refrigerant*, *Waste Heat Recovery*.

I. PENDAHULUAN

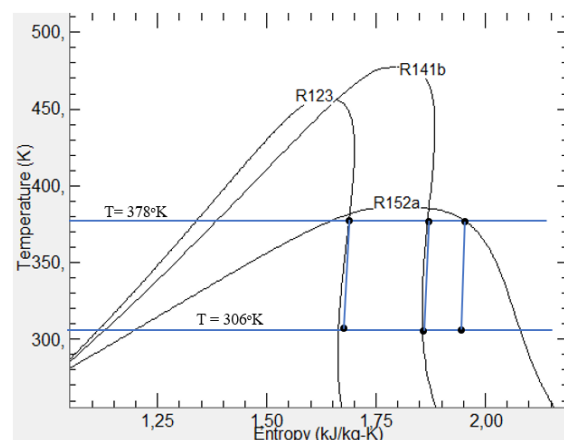
SUMBER energi yang bersih dan berkelanjutan sedang gencar-gencarnya digunakan di Indonesia, salah satu yang dimanfaatkan adalah gas bumi. Sektor industri merupakan sektor pengguna gas bumi terbanyak mencakup 90% terhadap kebutuhan gas bumi, sisanya untuk sektor komersial, rumah tangga, dan transportasi[1]. Penggunaan gas bumi di industri sebagian besar diperlukan sebagai bahan bakar dan sisanya untuk bahan baku industri pupuk.

Namun, sektor industri hanya dapat menggunakan 30% total energi yang diproduksi diakibatkan adanya *inefficiency*

sehingga hampir 20 – 50% energi ini menjadi gas buang. Pada industri PLTU di Indonesia umumnya menggunakan air sebagai fluida kerja yang harus dikondisikan hingga tekanan 60 bar dan mencapai temperatur 360°C menggunakan uap hasil pembakaran pada boiler yang selanjutnya akan dibuang ke udara bebas dikarenakan temperaturnya yang cukup rendah yaitu sekitar 95°C-180 °C yang tidak dapat dimanfaatkan kembali dalam sistem tersebut.

Siklus Rankine merupakan siklus termodinamika yang mengubah energi panas menjadi kerja. Pada siklus ini terdapat empat komponen utama diantaranya boiler berfungsi untuk memanaskan fluida kerja ke tingkat keadaan tertentu, turbin berfungsi dalam proses ekspansi dimana terjadi penurunan tekanan fluida kerja sehingga menghasilkan daya, kondensor berfungsi untuk mengubah fase fluida menjadi cair jenuh serta pompa berfungsi untuk menaikkan tekanan fluida kerja sebelum dipanaskan.[2]

Organic Rankine Cycle (ORC) merupakan pengembangan dari siklus Rankine. ORC menggunakan fluida kerja *organic* yang memiliki titik didih lebih rendah seperti *silicone oil*, *hydrocarbon*, dan *fluorocarbon* sehingga dapat digunakan untuk mengekstrak energi dari sumber panas bertekanan rendah. Perbedaan lainnya yaitu ORC menggunakan evaporator sebagai tempat penyerapan panas. evaporator berfungsi untuk mengevaporasi fluida kerja dari *liquid* menjadi uap *superheated* sebelum masuk kedalam turbin. Sehingga dalam siklus ini tidak terjadi proses pembakaran sehingga tidak akan ada emisi gas buang yang dapat menyebabkan polusi udara[3]. Penambahan komponen



Gambar 1. Diagram T-s ketiga kategori *refrigerant*

Tabel 1.

Thermophysical Data Refrigerant

Jenis Refrigerants	Kategori Fluida Kerja	Thermophysical Data				
		Mr (kg/kmol)	Boiling Temp. (C)	Density (kg/m ³)	Critical Temp. (C)	Critical Pres. (bar)
R123	Kering	152.93	27.97	550	183.83	36.62
R – 134a	Isentropik	102.03	-26.07	511.9	101.06	40.59
R – 141b	Isentropik	116.95	32.05	458.56	204.35	42.12
R – 142b	Isentropik	100.5	-8.97	446	137.26	40.55
R – 143a	Basah	84.041	-47.09	431	72.86	37.61
R – 152a	Basah	66.051	-23.87	368	113.41	45.17
R – 245fa	Kering	134.05	15.14	516.08	154.01	36.51

recuperator juga dinilai dapat meningkatkan performa sistem ORC. *Recuperator* bertindak sebagai *heat exchanger* yang berfungsi menaikkan temperatur fluida kerja keluaran kondensor melalui transfer panas dari uap keluaran turbin sebelum *refrigerant* memasuki evaporator sehingga kalor yang dibutuhkan akan lebih kecil.

Refrigerant tersebut harus memiliki sifat termofisik maupun *environmental data* yang baik seperti yang ditunjukkan pada table 1 dan 2[4]. Selain itu umumnya fluida dikategorikan dalam tiga kelompok berdasarkan pada kemiringan kurva uap jenuh mereka dalam diagram T-s. Kurva uap jenuh adalah kurva yang memisahkan antara kondisi dua fase dan kondisi fase uap super panas pada diagram T-s [5]. Tiga kategori tersebut ditunjukkan oleh gambar 1 yaitu :

- 1) *Refrigerant* kering apabila kemiringan kurva uap jenuhnya positif ($dT/ds > 0$). Fluida akan berada dalam keadaan uap kering di ujung ekspansi.
- 2) *Refrigerant* isentropik apabila kemiringan kurva uap jenuhnya vertikal. Garis tersebut tetap berada sangat dekat dengan keadaan uap jenuh setelah proses ekspansi terjadi
- 3) *Refrigerant* basah apabila kemiringan kurva uap jenuhnya negative ($dT/ds < 0$), jika terlalu panas sebelum batas ekspansi maka keadaan dua fasa akan diperoleh diakhir proses

Dengan semakin berkembangnya pembangkit listrik menggunakan sistem ORC serta potensi sumber energi dengan *waste heat recovery* maka sistem ORC ini merupakan salah satu solusi pemanfaatan energi baru terbarukan yang prospektif di masa yang akan datang. Pengembangan siklus ORC sangat dipengaruhi oleh penggunaan fluida kerja serta unit operasi yang digunakan. Fluida kerja yang digunakan merupakan 7 jenis *refrigerant* yang terdapat dalam 3 kelompok yaitu fluida kering yang diwakilkan oleh R123 dan R245fa, untuk fluida isentropik diwakilkan oleh R134a,

Tabel 2.

Environmental Data Refrigerant

Jenis Refrigerants	Kategori Refrigerant	Safety Data	Environmental Data		
			Ozon Depleted Pot.	Global Warming Pot.	Atm. Lifetime (yr)
R123	Kering	B1	0.02	77	1.3
R – 134a	Isentropik	A1	0	1430	14
R – 141b	Isentropik	n.a.	0.12	725	9.3
R – 142b	Isentropik	A2	0.065	2270	17.9
R – 143a	Basah	A2	0	4400	52
R – 152a	Basah	A2	0	122	1.4
R – 245fa	Kering	A1	0	1030	7.6

R141b dan R142b dan untuk fluida basah diwakili oleh R152a dan R143a dikarenakan semua fluida tersebut memiliki performa terbaik pada kelompok masing masing. Selain itu semua fluida tersebut memiliki *Environmental Data* yang cukup baik dibanding *refrigerant* lainnya. Siklus ORC berjalan dengan 4 komponen utama yakni evaporator, *Kondensor*, turbin/ekspander dan pompa, namun untuk meningkatkan performanya kita dapat menambahkan juga satu komponen tambahan yaitu *recuperator*. Oleh karenanya dilakukan suatu penelitian untuk menyimulasikan serta mempelajari karakteristik siklus *Organic Rankine Cycle* tipe regeneratif.

II. URAIAN PENELITIAN

Pada penelitian ini dilakukan simulasi menggunakan Software Aspen Plus V.10 dengan memodelkan sistem ORC tipe regeneratif seperti gambar 2. Terdapat 5 komponen yang digunakan yaitu evaporator, kondensor tipe *air cooled condenser* dengan *induce draft fan*, *gear pump*, turbin dan *recuperator* dengan tipe *cross shell and tube*.

Temperatur keluar evaporator dibatasi sebesar 105°C dan temperature udara pendingin pada kondensor dibatasi sebesar 33°C. Tekanan kondensasi ditetapkan konstan pada $P_{sat}(33^\circ\text{C}) + 0.5$ bar, laju aliran massa *refrigerant* sebesar 0.05 kg/s dan laju aliran massa udara sebesar 1.96 kg/s. Tekanan *inlet* turbin divariasikan mulai dari ($P_{cond} + 0.5$ bar) hingga eror. Kurva performa *gear pump* yang digunakan ditunjukkan oleh gambar 4 pada kecepatan 300 rpm dengan *flow* 3 l/m hingga 8 l/m.

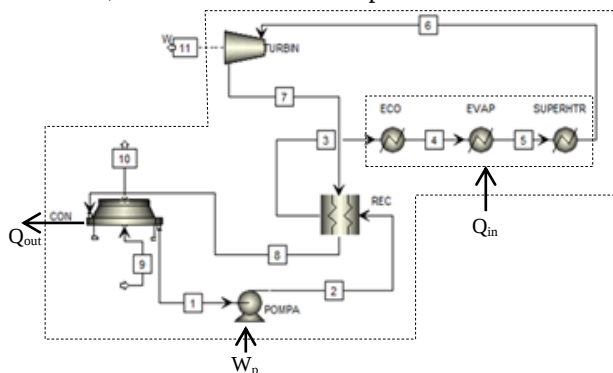
Analisa pada sistem *Organic Rankine Cycle* dilakukan dengan mengadopsi konsep Hukum I Termodinamika, analisa *control volume* digunakan untuk menganalisa setiap peralatan utama yang digunakan dengan notasi *in* menandakan kalor maupun kerja yang dibutuhkan sistem dan notasi *out* menandakan kalor maupun kerja yang dilepaskan ke lingkungan, yaitu

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (1)$$

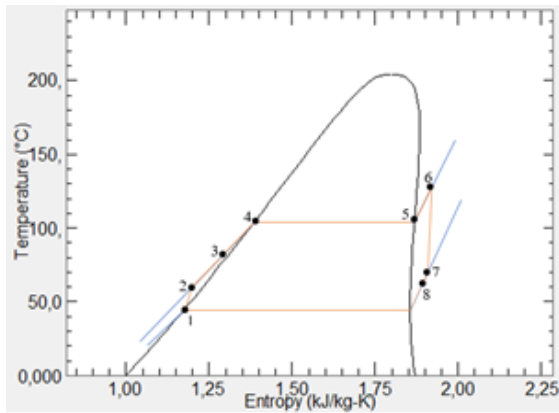
Dengan mengasumsikan:

1. Keadaan tunak / *steady state*
2. Kondisi adiabatik
3. Kecepatan sisi *inlet* sama dengan kecepatan sisi *outlet*
4. Elevasi antara *inlet* dan *outlet* sama

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}(h_i - h_e) \quad (2)$$



Gambar 2. Model sistem ORC



Gambar 3 Diagram T-s Sistem ORC

Dimana :

Q = Kalor sistem (kW)

W = Kerja sistem (kW)

$\dot{m}$: laju aliran massa *refrigerant* (kg/h)

h = entalpi sistem (kJ/kg)

Energi panas fluida diubah menjadi energi mekanik berupa gerakan poros turbin yang dihubungkan dengan generator untuk menghasilkan listrik

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_i - h_e) \quad (3)$$

Pompa berfungsi untuk menaikkan tekanan *refrigerant* sebelum memasuki evaporator untuk mengalami perubahan fase

$$\dot{W}_P = \dot{m}(h_e - h_i) \quad (4)$$

Pada evaporator terjadi perpindahan panas dimana *refrigerant* menerima energi panas sehingga terevaporasi dari kondensat menjadi uap

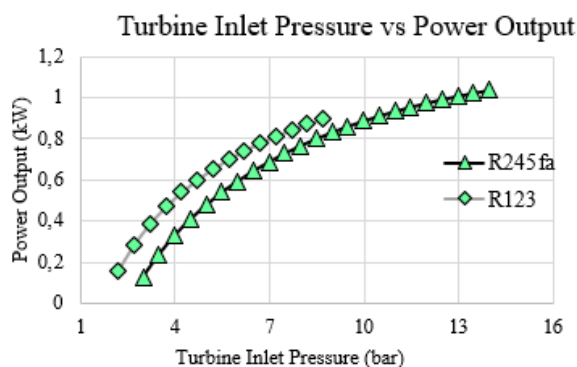
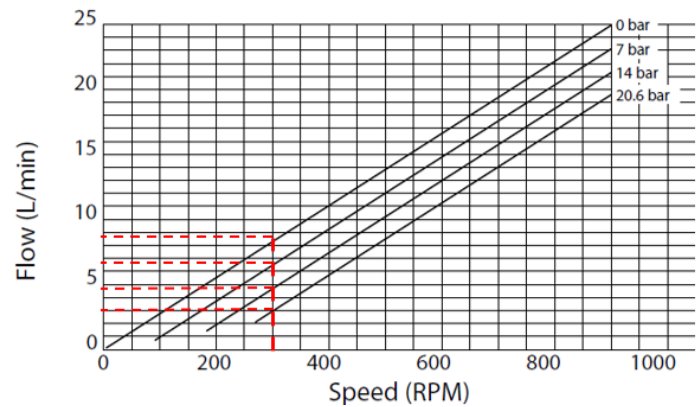
$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_e - h_i) \quad (5)$$

Kinerja suatu sistem dapat dideskripsikan dengan sejauh mana energi panas yang ditambahkan ($\dot{Q}_{in}$) akan dikonversikan menjadi kerja ($\dot{W}_{netto}$). Tingkat konversi energi panas ke kerja yang dinyatakan dalam rasio disebut efisiensi.

$$\eta = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_{in}} \times 100 \quad (6)$$

III. HASIL DAN ANALISA DATA

Gambar 5 menunjukkan hubungan antara tekanan *inlet* turbin dengan daya *output* turbin pada *refrigerant* kering.

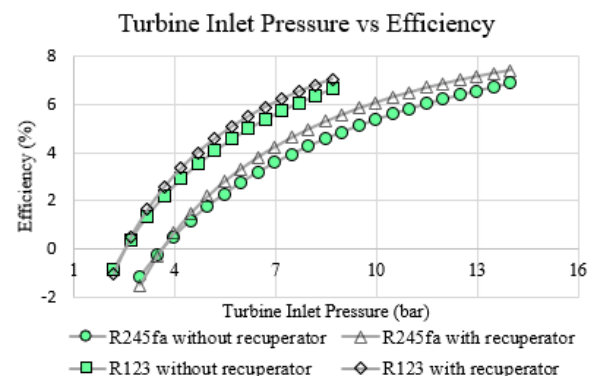
Gambar 5. Pengaruh Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Daya *Output Refrigerant* Kering

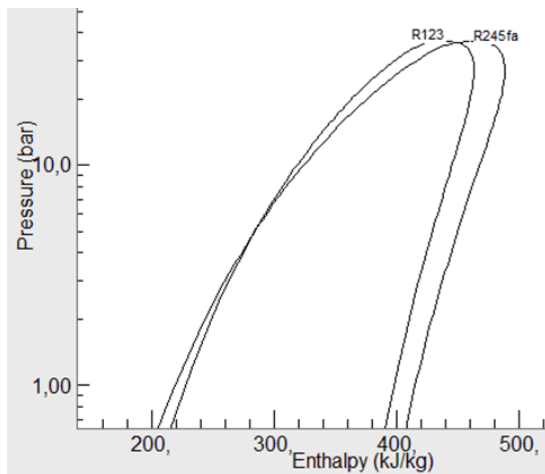
Gambar 4. Kurva Performa Gear Pump

Refrigerant R123 dapat beroperasi pada tekanan kondensor 1.7 bar dan tekanan *inlet* turbin mulai 2.2 bar hingga 8.7 bar. Nilai daya *output* maksimum yang dihasilkan sebesar 0.898 kW. *Refrigerant* R245fa membutuhkan tekanan kerja yang lebih tinggi dibandingkan R123. Tekanan operasional kondensor yaitu 2.48 bar dan tekanan *inlet* turbin divariasikan mulai 2.98 bar hingga 13.98 bar. Nilai daya *output* maksimum yang dihasilkan sebesar 1.037 kW.

Komponen *recuperator* tidak mempengaruhi daya *output* yang dihasilkan dikarenakan komponen *recuperator* berada sebelum komponen evaporator dan setelah komponen turbin serta batasan masalah pada penelitian ini berupa temperatur *outlet* dari evaporator. Besarnya daya yang dihasilkan sangat dipengaruhi oleh panjang garis ekspansi turbin jika dianalisa dengan T – s diagram. Semakin panjang garis ekspansi pada diagram T – s menunjukkan perubahan entalpi yang semakin besar. Untuk laju aliran massa fluida yang sama, semakin besarnya perubahan entalpi mengakibatkan daya keluaran yang dihasilkan semakin besar.

Gambar 6 menunjukkan hubungan antara tekanan *inlet* turbin dengan efisiensi termal sistem pada *refrigerant* kering. Efisiensi yang dihasilkan oleh *refrigerant* R123 pada sistem yang menggunakan *recuperator* memiliki nilai maksimum 7.035%. Sedangkan untuk sistem tanpa *recuperator*, efisiensi maksimum bernilai 6.657%. Untuk hasil efisiensi pada *refrigerant* R245fa dengan sistem *recuperator*, nilai maksimumnya sebesar 7.419%. Sedangkan untuk sistem tanpa *recuperator*, efisiensi maksimum sebesar 6.877%. Nilai efisiensi termal sistem sangat dipengaruhi oleh besarnya kalor *input* evaporator, daya *output* turbin serta besarnya daya *input*

Gambar 6. Pengaruh Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Efisiensi *Refrigerant* Kering

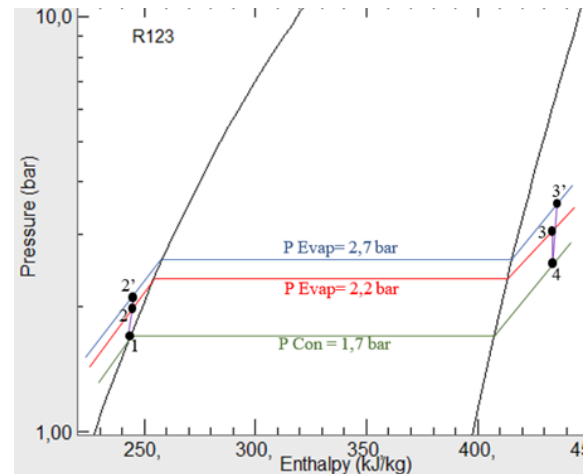


Gambar 7. a) Diagram P-h Refrigerant Kering

pompa dimana mengikuti persamaan (6). Jika dianalisa dengan $T - s$ diagram, garis ekspansi yang semakin panjang menunjukkan daya turbin yang semakin besar sedangkan ditinjau dari $P - h$ diagram, semakin ramping bentuk diagram menunjukkan kalor evaporasi yang kecil.

Gambar 7.a menunjukkan *refrigerant* R245fa memiliki bentuk grafik yang lebih lebar dibandingkan R123 yang menandakan kalor evaporasi yang besar. Pada gambar sebelumnya terlihat bahwa R245fa dapat menghasilkan daya *output* yang sama dengan R123 namun pada tekanan yang lebih tinggi yaitu 10.48 bar, sementara berdasarkan $P - h$ diagram, kalor evaporasinya juga besar dibandingkan dengan R123. Hal ini yang menyebabkan efisiensi sistem menggunakan R245fa lebih rendah.

Selanjutnya gambar 7.b menjelaskan mengapa efisiensi negatif dijumpai dalam sistem yang diwakilkan oleh *refrigerant* R123. Pada daerah kompresi (titik 1-2) memiliki selisih entalpi (Δh) sebesar 4.917 kJ/kg dan daerah ekspansi (titik 3-4) sebesar 4.042 kJ/kg sehingga apabila kita menghitung besar efisiensi termal sesuai persamaan yang telah dicantumkan maka akan menghasilkan efisiensi sistem yang negatif. Selanjutnya dianalisa pada tekanan yang lebih tinggi, pada daerah kompresi (1-2') memiliki selisih entalpi (Δh) sebesar 4.917 kJ/kg dan daerah ekspansi (titik 3'-4) sebesar 7.155 kJ/kg sehingga apabila kita menghitung besar efisiensi termal sesuai persamaan yang telah dicantumkan maka akan menghasilkan efisiensi yang positif. Oleh karena itu

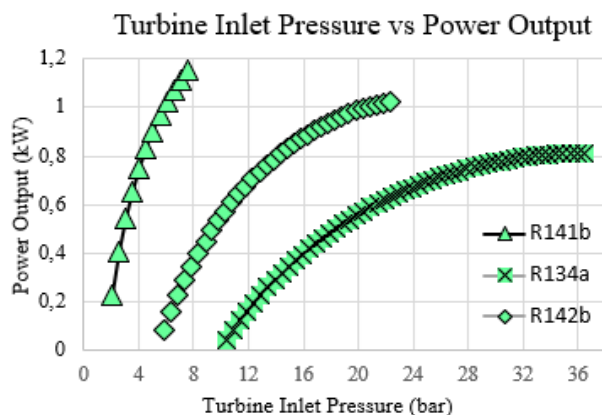
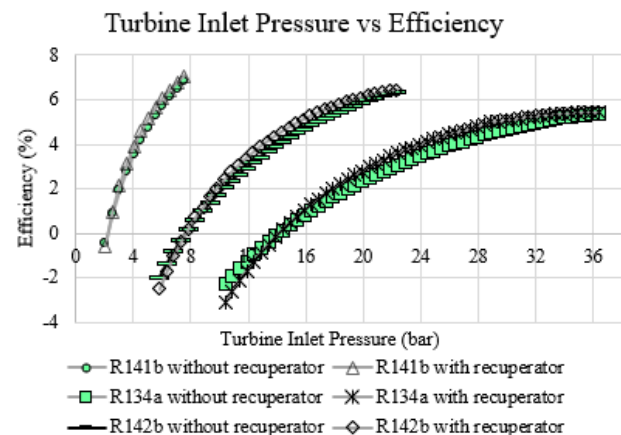


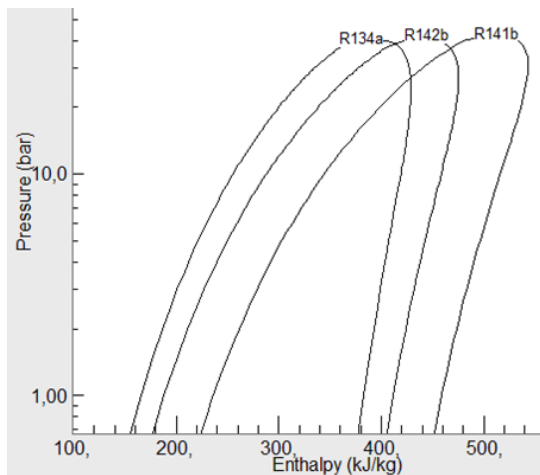
Gambar 7. b) Diagram P-h Refrigerant Kering R123

didapatkan perbedaan tekanan minimum antara kondensor dan evaporator sistem ORC menggunakan *refrigerant* kering untuk memiliki efisiensi positif adalah 1 bar.

Gambar 8 menunjukkan hubungan antara tekanan *inlet* turbin dengan daya *output* turbin pada *refrigerant* isentropik. *Refrigerant* R141b dapat beroperasi pada tekanan kondensor 1.55 bar dan tekanan *inlet* turbin mulai 2.05 bar hingga 7.55 bar. Nilai daya *output* maksimum yang dihasilkan yaitu 1.154 kW. Untuk *refrigerant* R142b membutuhkan tekanan operasional yang lebih tinggi dibandingkan R141b. Tekanan operasional kondensor yaitu 5.3 bar dan tekanan *inlet* turbin divariasikan mulai 5.8 bar hingga 22.3 bar. Nilai daya *output* maksimumnya adalah 1.026 kW. Dan *refrigerant* terakhir yaitu R134a memiliki tekanan operasional yang tertinggi dimana tekanan kondensor sebesar 9.9 bar dan tekanan *inlet* turbin divariasikan mulai 10.4 bar hingga 36.4 bar. Daya *output* yang dihasilkan memiliki nilai maksimum sebesar 0.809 kW.

Komponen *recuperator* tidak mempengaruhi daya *output* yang dihasilkan dikarenakan komponen *recuperator* berada sebelum komponen evaporator dan setelah komponen turbin serta batasan masalah pada penelitian ini berupa temperatur *outlet* dari evaporator. Besarnya daya yang dihasilkan sangat dipengaruhi oleh panjang garis ekspansi turbin jika dianalisa dengan $T - s$ diagram. Semakin panjang garis ekspansi pada

Gambar 8. Pengaruh Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Daya *Output* *Refrigerant* IsentropikGambar 9. Pengaruh Tekanan *Inlet* Turbin terhadap Efisiensi *Refrigerant* Isentropik

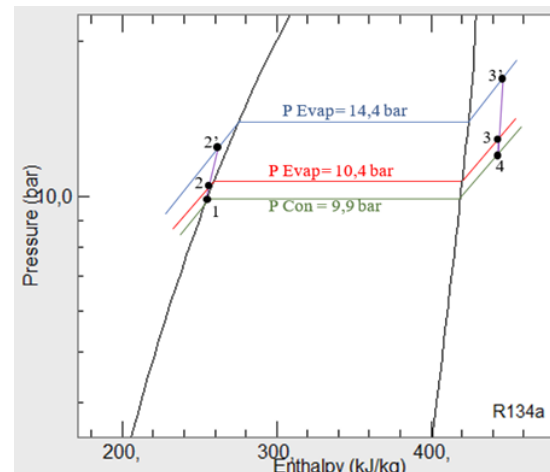


Gambar 10. a) Diagram P-h Refrigerant Isentropik

diagram $T - s$ menunjukkan perubahan entalpi yang semakin besar. Untuk laju aliran massa fluida yang sama, semakin besarnya perubahan entalpi mengakibatkan daya keluaran yang dihasilkan semakin besar.

Gambar 9 menunjukkan hubungan antara tekanan inlet turbin dengan efisiensi pada *refrigerant* isentropik, Efisiensi yang dihasilkan oleh *refrigerant* R141b pada sistem yang menggunakan *recuperator* memiliki nilai maksimum 7.071%. Sedangkan untuk sistem tanpa *recuperator*, efisiensi maksimum bernilai 6.845%. Untuk hasil efisiensi pada *refrigerant* R142b dengan sistem *recuperator*, nilai maksimumnya sebesar 6.441%. Sedangkan untuk sistem tanpa *recuperator*, efisiensi maksimum sebesar 6.377%. Dan untuk hasil efisiensi pada *refrigerant* R134a dengan sistem *recuperator*, nilai maksimumnya sebesar 5.415%. Sedangkan untuk sistem tanpa *recuperator*, efisiensi maksimum sebesar 5.401%. Nilai efisiensi termal sistem sangat dipengaruhi oleh besarnya kalor input evaporator, daya output turbin serta besarnya daya input pompa dimana mengikuti persamaan (6). Jika dianalisa dengan $T - s$ diagram, garis ekspansi yang semakin panjang menunjukkan daya turbin yang semakin besar sedangkan ditinjau dari P - h diagram, semakin ramping bentuk diagram menunjukkan kalor evaporasi yang kecil.

Gambar 10.a menunjukkan ketiga *refrigerant* isentropik memiliki bentuk grafis P-h diagram yang hampir serupa hal tersebut menandakan jika besar kalor evaporasi ketiganya juga hampir sama. Akan tetapi dapat kita amati pula bahwa *refrigerant* R141b memiliki ujung yang lebih runcing

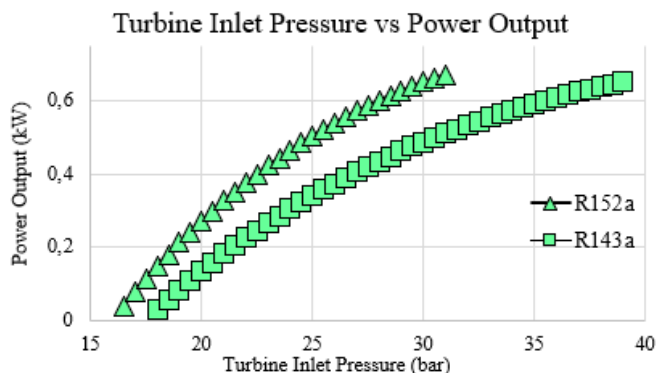


Gambar 10. b) Diagram P-h Refrigerant Isentropik R134a

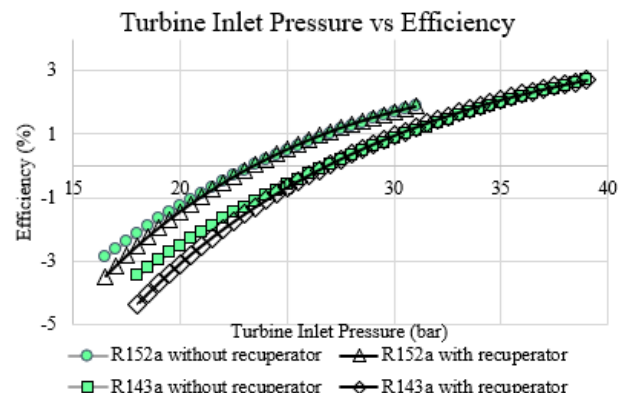
dibandingkan dengan yang lain sehingga jika dibandingkan dengan *refrigerant* lain, R141b dapat mencapai efisiensi sedikit lebih tinggi dibandingkan yang lainnya.

Selanjutnya gambar 10.b menjelaskan mengapa efisiensi negatif dijumpai dalam sistem yang diwakilkan oleh *refrigerant* R134a. Pada daerah kompresi (titik 1-2) memiliki selisih entalpi (Δh) sebesar 6.069 kJ/kg dan daerah ekspansi (titik 3-4) sebesar 1.094 kJ/kg sehingga apabila kita menghitung besar efisiensi termal sesuai persamaan yang telah dicantumkan maka akan menghasilkan efisiensi yang negatif. Selanjutnya dianalisa pada tekanan yang lebih tinggi, pada daerah kompresi (titik 1-2') memiliki selisih entalpi (Δh) sebesar 6.069 kJ/kg dan daerah ekspansi (titik 3'-4) sebesar 7.942 kJ/kg sehingga apabila kita menghitung besar efisiensi termal sesuai persamaan yang telah dicantumkan maka akan menghasilkan efisiensi termal yang positif. Oleh karena itu didapatkan perbedaan tekanan minimum antara kondensor dan evaporator sistem ORC menggunakan *refrigerant* isentropik untuk memiliki efisiensi positif adalah 4.5 bar.

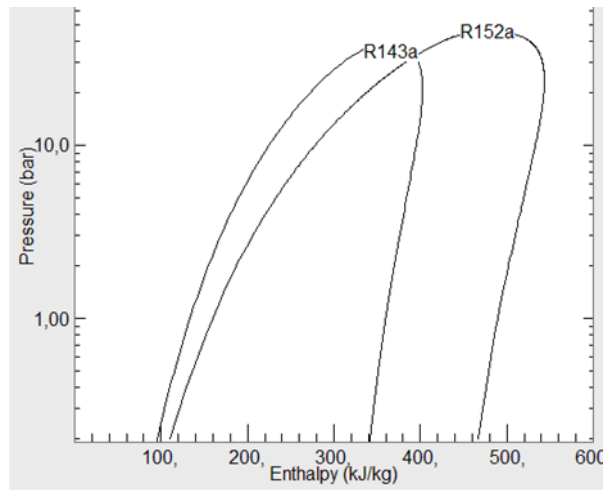
Gambar 11 menunjukkan hubungan antara tekanan inlet turbin dengan daya output turbin pada *refrigerant* basah. *Refrigerant* R152a dapat beroperasi pada tekanan kondensor 16 bar dan tekanan inlet turbin mulai 16.5 bar hingga 31 bar. Nilai daya output maksimum yang dihasilkan sebesar 0.673 kW. *Refrigerant* R143a membutuhkan tekanan kerja yang lebih tinggi dibandingkan R152a. Tekanan operasional kondensor yaitu 17.5 bar dan tekanan inlet turbin divariasikan mulai 18 bar hingga 39 bar. Nilai daya output maksimumnya



Gambar 11. Pengaruh Tekanan Inlet Turbin terhadap Daya Output Refrigerant Basah



Gambar 12. Pengaruh Tekanan Inlet Turbin terhadap Efisiensi Refrigerant Basah



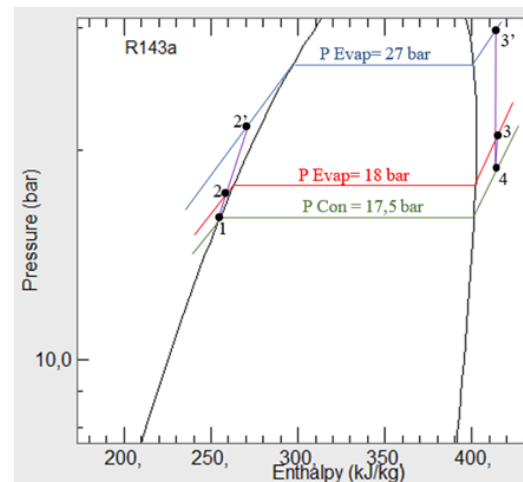
Gambar 13. a) Diagram P-h Refrigerant Basah yaitu 0.653 kW.

Komponen *recuperator* tidak mempengaruhi daya *output* yang dihasilkan dikarenakan komponen *recuperator* berada sebelum komponen evaporator dan setelah komponen turbin serta batasan masalah pada penelitian ini berupa temperatur *outlet* dari evaporator. Besarnya daya yang dihasilkan sangat dipengaruhi oleh panjang garis ekspansi turbin jika dianalisa dengan T – s diagram. Semakin panjang garis ekspansi pada diagram T – s menunjukkan perubahan entalpi yang semakin besar. Untuk laju aliran massa fluida yang sama, semakin besarnya perubahan entalpi mengakibatkan daya keluaran yang dihasilkan semakin besar.

Gambar 12 menunjukkan hubungan antara tekanan *inlet* turbin dengan efisiensi pada *refrigerant* basah.. Efisiensi yang dihasilkan oleh *refrigerant* R143a pada sistem yang menggunakan *recuperator* memiliki nilai maksimum 2.711%. Sedangkan untuk sistem tanpa *recuperator*, efisiensi maksimum bernilai 2.698%. Untuk hasil efisiensi pada *refrigerant* R152a dengan sistem *recuperator*, nilai maksimumnya sebesar 1.879%. Sedangkan untuk sistem tanpa *recuperator*, efisiensi maksimum sebesar 1.873%. Nilai efisiensi termal sistem sangat dipengaruhi oleh besarnya kalor *input* evaporator, daya *output* turbin serta besarnya daya *input* pompa dimana mengikuti persamaan (6). Jika dianalisa dengan T – s diagram, garis ekspansi yang semakin panjang menunjukkan daya turbin yang semakin besar sedangkan ditinjau dari P - h diagram, semakin ramping bentuk diagram menunjukkan kalor evaporasi yang kecil.

Gambar 13.a menunjukkan *refrigerant* R152a memiliki bentuk grafik yang lebih lebar dibandingkan R143a yang menandakan kalor evaporasi yang besar. Pada pembahasan sebelumnya dijelaskan bahwa R152a memang dapat menghasilkan daya *output* yang lebih besar akan tetapi, berdasarkan P – h diagram, kalor evaporasinya juga besar dibandingkan dengan R143a. Hal ini menyebabkan efisiensi sistem dari fluida kerja R143a dapat lebih tinggi pada tekanan yang lebih besar pula.

Selanjutnya gambar 13.b menjelaskan mengapa efisiensi negatif dijumpai dalam sistem yang diwakilkan oleh *refrigerant* R143a ketika efisiensi bernilai negatif daerah kompresi (titik 1-2) memiliki selisih entalpi (Δh) sebesar 8.019



Gambar 13. b) Diagram P-h Refrigerant Basah R143a

kJ/kg dan daerah ekspansi (titik 3-4) sebesar 0.722 kJ/kg dan ketika efisiensi termal bernilai positif daerah kompresi (titik 1-2') memiliki selisih entalpi (Δh) sebesar 8.019 kJ/kg dan daerah ekspansi (titik 3'-4) sebesar 10.145 kJ/kg. Oleh karena itu didapatkan perbedaan tekanan minimum antara kondensor dan evaporator sistem ORC menggunakan *refrigerant* isentropik untuk memiliki efisiensi positif adalah 9.5 bar.

IV. KESIMPULAN/RINGKASAN

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilaksanakan, diperoleh beberapa kesimpulan diantaranya sebagai berikut:

1. Berdasarkan pemodelan sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) dengan *Software Aspen Plus* untuk *refrigerant* kering, R123 menghasilkan performa yang lebih baik dengan daya *output* dan efisiensi yang dihasilkan yaitu 0.898 kW dan 7.035% pada tekanan 8.7 bar. Komponen *recuperator* mempengaruhi besar efisiensi termal sistem, untuk *refrigerant* R123, efisiensi termal sistem meningkat sebesar 0.378% dan untuk R245fa efisiensi termal sistem meningkat sebesar 0.542%. Selain itu didapatkan pula kesimpulan bahwa perbedaan tekanan minimum antara kondensor dan evaporator sistem ORC menggunakan *refrigerant* kering untuk memiliki efisiensi positif adalah 1 bar.

2. Untuk *refrigerant* isentropik R141b menghasilkan performa yang lebih baik karena dapat menghasilkan daya *output* dan efisiensi yang paling tinggi sebesar 1.154kW dan 7.071% pada tekanan 7.55 bar. Komponen *recuperator* mempengaruhi besar efisiensi termal sistem, untuk *refrigerant* R141b, efisiensi termal sistem meningkat sebesar 0.226%, untuk R142b efisiensi termal sistem meningkat sebesar 0.064% dan untuk R134a efisiensi termal sistem meningkat sebesar 0.014%. Selain itu didapatkan pula kesimpulan bahwa perbedaan tekanan minimum antara kondensor dan evaporator sistem ORC menggunakan *refrigerant* isentropik untuk memiliki efisiensi positif adalah 4.5 bar.

3. Untuk *refrigerant* basah, R152a menghasilkan performa yang lebih baik dalam segi daya *output* dan efisiensi yang dihasilkan yaitu sebesar 0.673kW dan 1.879% pada tekanan 31 bar. Komponen *recuperator* mempengaruhi besar efisiensi termal sistem, untuk *refrigerant* R152a, efisiensi termal sistem meningkat sebesar 0.006% dan untuk R143a efisiensi termal sistem meningkat sebesar 0.013%. Selain itu didapatkan pula kesimpulan bahwa perbedaan tekanan minimum antara

kondensor dan evaporator sistem ORC menggunakan *refrigerant* basah untuk memiliki efisiensi positif adalah 9.5 bar.

4. Apabila ditinjau dari hasil simulasi ketiga kategori *refrigerant* maka *refrigerant* isentropik yaitu R141b merupakan pilihan terbaik karena selain dapat menghasilkan daya *output* serta efisiensi yang cukup tinggi dengan tekanan yang relatif rendah tetapi juga mudah ditemukan di pasaran.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] (BPPT), B. P. dan P. T. (2018). *Outlook Energi Indonesia 2018*. (Yusartono, Ed.). Pusat Pengkajian Industri Proses dan Energi (PPIPE).
- [2] Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th Edition*. Nature (Vol. 181). <https://doi.org/10.1038/1811028b0>
- [3] Firdaus, A. N., & Bachtiar, A. (n.d.). “*Studi Variasi Laju Pendinginan Cooling Tower Terhadap Sistem ORC dengan Fluida Kerja R-123*”. Retrieved from <http://digilib.its.ac.id/public/ITS-paper-33477-2110106008-Paper.pdf>
- [4] Szymurski, S. R., Doerr William F Walter, R. G., Dugard, P. H., Gilbert, B. E., Goetzler, W. J., Bivens, D. B., ... Sundaresan Thomas Dekleva Mahesh Valiya-Naduvath Robert G Doerr David P Wilson, G. W. (2000). *ASHRAE Standing Standard Project Committee 34 (Addenda 34h, 34j, and 34k) Cognizant TC: TC 3.1, Refrigerants and Secondary Coolants SPLS Liaison: Davor Novosel (Addenda 34a through 34f) Cognizant TC: TC 3.1 Refrigerants and Brines SPLS Liaison: Davor Novo*. Retrieved from www.ashrae.org
- [5] Douvartzides, S., & Karmalis, I. (2016). Working fluid selection for the *Organic Rankine Cycle (ORC)* exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 161(1). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/161/1/012087>