

Techno-economic analysis of waste heat recovery on the organic Rankine cycle: a case study at Gunungsitoli gas engine power plant

Imansyah Ibnu Hakim^{a,1}, I Wayan Prastik Widitama^b, Dwika Budiarto^c

^aDepartemen Teknik Mesin, Universitas Indonesia, Depok 16424

^bPerusahaan Listrik Negara (PT. PLN Persero), Sumatera Utara, Medan 20111

^cPusat Riset Teknologi Konversi Energi, Badan Riset dan Inovasi Nasional (BRIN), KST BJ. Habibie Serpong 15314

¹Email korespondensi: imansyah@eng.ui.ac.id

Abstract. The Gunungsitoli gas engine power plant (PLTMG) has a waste-heat potential of 270 °C that remains unexploited. This study analyzes the techno-economic feasibility of implementing an ORC using the Aspen HYSYS simulation. Three configurations were evaluated: single ORC (SORC) with R134a, SORC with R245fa, and dual ORC (DORC) with R245fa/R134a. The DORC R245fa/R134a produces the highest net power output of 28,595 W from five PLTMG units. However, from a financial perspective, SORC-R245fa is the most viable configuration, with an IRR of 15.36%, an NPV of IDR 2,839.96 million, and a payback period of 8 years. This study concludes that, while DORC is technically superior, SORC-R245fa offers higher profitability for exhaust-gas heat recovery at the site.

Keywords: *Waste heat; Internal Rate of Return; Organic Rankine cycle; PLTMG;*

Received: 30 September 2025; **Presented:** 9 October 2025; **Publication:** 9 March 2026

DOI: <https://doi.org/10.71452/t6ewq657>

PENDAHULUAN

Pemanfaatan panas buang (*waste heat recovery*) merupakan strategi krusial untuk meningkatkan efisiensi termal pembangkit listrik sekaligus memitigasi dampak pemanasan global [22]. Pada Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas (PLTMG) di daerah terisolasi seperti Pulau Nias, efisiensi termal umumnya masih rendah dengan energi panas gas buang mencapai ± 270 °C yang terbuang ke atmosfer. Teknologi *Organic Rankine Cycle* (ORC) telah terbukti efektif mengonversi panas suhu rendah hingga menengah ini menjadi listrik tambahan tanpa menambah konsumsi bahan bakar [45-47].

Penelitian terdahulu telah mengeksplorasi berbagai aspek optimasi ORC, mulai dari penggunaan ekspander scroll [2-3, 8], penggunaan campuran zeotropik untuk meningkatkan kinerja termodinamika [4-5], hingga analisis pengaruh beban listrik dan rasio ekspansi terhadap efisiensi sistem [6-7, 9]. Meskipun kemajuan signifikan telah dicapai, sebagian besar studi masih berfokus pada skala kecil-menengah atau kondisi termal yang tidak spesifik pada suhu gas buang 270 °C. Terdapat kesenjangan literatur dalam simulasi sistematis yang membandingkan konfigurasi *Single ORC* (SORC) dan *Dual ORC* (DORC) menggunakan fluida kerja R245fa dan R134a pada parameter operasional mesin gas tertentu [12-16].

Penelitian ini bertujuan untuk mengisi kesenjangan tersebut melalui analisis tekno-ekonomi komprehensif implementasi ORC di PLTMG Gunungsitoli menggunakan simulasi Aspen HYSYS. Fokus utama penelitian meliputi:

1. Analisis Kinerja Teknis
Mengevaluasi pemanfaatan *waste heat* untuk menghasilkan *net power output* tertinggi. Temuan

2. bahwa DORC R245fa/R134a menghasilkan daya lebih tinggi dibandingkan dengan SORC sejalan dengan literatur yang menyatakan bahwa pengoptimalan kombinasi fluida kerja meningkatkan kinerja termodinamika. Hal ini dikarenakan DORC mampu mengekstraksi panas lebih baik pada rentang suhu yang berbeda dibandingkan dengan siklus tunggal.
2. Optimasi Konfigurasi & Pemilihan fluida kerja
Membandingkan sistem SORC dan DORC dengan fluida kerja R134a dan R245fa. Keunggulan R245fa dalam stabilitas termodinamika pada suhu tinggi dibandingkan dengan R134a dalam studi ini mengonfirmasi temuan Mustapic et al. [37], Budiarto et al [47] dan Peris et al. [35,43] yang menyoroti efisiensi R245fa untuk aplikasi pemulihan energi industri.
3. Evaluasi Ekonomi
Menilai kelayakan investasi melalui indikator *Internal Rate of Return* (IRR), *Net Present Value* (NPV), *Payback Period* (PP), dan *Levelized Cost of Energy* (LCOE). Meskipun DORC unggul secara daya, biaya investasi yang lebih tinggi membuat SORC-R245fa lebih layak secara ekonomi. Fenomena ini mendukung argumen bahwa dalam aplikasi praktis, kesederhanaan sistem seringkali memberikan *trade-off* finansial yang lebih baik daripada efisiensi maksimal namun kompleks

Hasil penelitian ini diharapkan memberikan kontribusi ilmiah dalam mengoptimalkan siklus termodinamika pada suhu operasional spesifik dan menjadi landasan kebijakan investasi teknologi energi berkelanjutan di Indonesia [17-19, 25].

METODE

Penelitian ini menggunakan pendekatan simulasi proses dengan perangkat lunak Aspen HYSYS untuk menganalisis kinerja sistem ORC. Setelah simulasi berhasil dilakukan, analisis ekonomi akan dilakukan menggunakan metode IRR, NPV, PP, dan LCOE untuk mengevaluasi kelayakan finansial proyek. Alur metode penelitian terdiri dari:

1. Studi literatur dan pengumpulan data operasional PLTMG Gunungsitoli
2. Validasi model menggunakan data eksperimen ORC
3. Simulasi dilakukan dengan 3 konfigurasi berbeda, konfigurasi pertama adalah *single organic rankine cycle* (SORC) dengan fluida R245FA, konfigurasi kedua adalah SORC dengan fluida R134a; dan *dual organic rankine cycle* (DORC) dengan fluida R245FA dan R134A.
4. Simulasi ORC dengan tiga konfigurasi:
 - SORC-R245fa
 - SORC-R134a
 - DORC-R245fa/R134a
5. Optimasi parameter operasi (tekanan, temperatur, laju alir, efisiensi isentropis).
6. Analisis ekonomi menggunakan indikator PP, IRR, NPV, dan LCOE.

Potensi Termal PLTMG

Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas terdiri dari lima unit mesin dengan kapasitas total 5×5 MW, di mana setiap mesin dilengkapi dengan cerobong asap (*stack*). Penelitian ini menggunakan hasil pengujian emisi dari salah satu unit pembangkit tanggal 5 Oktober 2023, dengan fokus khusus pada pengukuran suhu dan kecepatan gas buang [50]. Penelitian menunjukkan bahwa sifat termal gas buang merupakan faktor mendasar dalam meningkatkan efisiensi sistem pemulihan panas buang. Dalam penelitian ini, perilaku dinamis gas buang diilustrasikan, dengan fokus pada bagaimana parameter termal memengaruhi kinerja sistem pemulihan panas buang [27]. Selain itu, studi lain mengkaji perubahan karakteristik gas buang pada berbagai teknologi pembakaran, yang menekankan pentingnya mempertimbangkan variasi komposisi gas akibat perbedaan parameter operasional. Parameter-parameter tersebut berfungsi sebagai masukan utama untuk mengevaluasi energi panas yang tersedia dari gas buang satu unit mesin gas, yang merupakan faktor krusial dalam menilai kinerja dan kelayakan sistem ORC pada simulasi selanjutnya. Mengarakterisasi sifat-sifat sumber panas sangat penting untuk simulasi sistem ORC yang akurat. Proses ini melibatkan penentuan komposisi dan parameter termofisika dari gas buang yang dikeluarkan dari pembangkit listrik tenaga mesin gas, sebagaimana dirinci dalam Tabel 1.



Gambar 1. Potensi termal PLTMG Gunungsitoli

Model Termodinamika

Untuk melakukan simulasi sistem ORC secara akurat, penting untuk mempertimbangkan parameter termodinamika kunci. Di antara parameter tersebut, efisiensi isentropik pompa sebesar 80% dan efisiensi isentropik ekspander sebesar 24,69% untuk ORC A serta 37,725% untuk ORC B kemungkinan mencerminkan kerugian khas yang terjadi pada komponen-komponen dalam sistem semacam ini, meskipun nilai efisiensi tersebut dapat bervariasi tergantung pada desain spesifik dan kondisi operasional [30][31]. Sumber panas untuk simulasi ditentukan sebagai gas buang (*flue gas*) dengan suhu

270,5 °C dan tekanan 70 mbar, serta laju alir massa 0,6805 kg/s, kondisi yang representatif untuk skenario pemulihan panas buang industri. Penelitian menunjukkan bahwa efisiensi ekspander memainkan peran penting dalam kinerja sistem ORC. Efisiensi isentropik ekspander dalam proses dari gas ke cair memengaruhi secara signifikan keluaran daya keseluruhan [32][33]. Selain itu, mekanisme pemulihan panas dipengaruhi oleh penurunan tekanan yang melekat pada masing-masing komponen, yang harus dievaluasi secara cermat untuk memaksimalkan efisiensi dan potensi pemulihan energi dari sistem ORC [33][46].

Tabel 1. Parameter potensi termal pada gas buang PLTMG

Parameter gas buang		
Temperatur	$^{\circ}\text{C}$	270.5
Tekanan	mbar	70
<i>Specific enthalpy</i>	kJ/kg	430.29
Laju alir gas buang	Kg/s	0.6805
Total termal (Q_{in})	kW	336.23

Tabel 2. Parameter model simulasi

		ORC-R134a	ORC-R245fa
$\eta_{isentropic, exp}$	[%]	80	80
$\eta_{adiabatic, pump}$	[%]	24.5	37.725
$\Delta P_{evaporator (hot\ side)}$	[bar]	0.01	0.01
$\Delta P_{evaporator (cold\ side)}$	[bar]	0.39	0.16
$\Delta P_{recuperator (hot\ side)}$	[bar]	0.01	0.01
$\Delta P_{recuperator (cold\ side)}$	[bar]	0.0977	0.0165
$\Delta P_{condenser (hot\ side)}$	[bar]	0.1	0.2
$\Delta P_{condenser (cold\ side)}$	[bar]	0.2	0.2
$P_{out, exp}$	[bar]	2.59	10.18
<i>Pinch point HX</i>	$^{\circ}\text{C}$	5 [36]	5 [36]
Fluida kerja	-	R134a	R245fa
Media sumber termal	-	Gas buang	Gas buang

Tabel 3. Parameter sifat kritis fluida kerja

Jenis fluida	$P_{cr}(\text{bar})$	$T_{cr}(^{\circ}\text{C})$
R134a [40]	40.56	101.0
R245fa [41]	36.51	154.0

Seperti yang dijelaskan dalam literatur, integrasi komponen-komponen secara efektif dan penilaian parameter termodinamika yang akurat sangat penting untuk mengoptimalkan sistem ORC dalam aplikasi pemulihan panas buang. Penerapan simulasi terperinci, bersama dengan evaluasi ekonomi, dapat meningkatkan pemahaman terhadap karakteristik operasional ORC dan kelayakannya dalam kerangka sistem pemulihan energi [34][35]. Untuk menjaga kelayakan perpindahan panas secara praktis, titik *pinch point* pada penukar panas dibatasi pada nilai 5°C , sehingga menghindari dimensi penukar panas yang tidak realistis. Tabel 2 merangkum parameter termodinamika utama yang digunakan dalam simulasi sistem ORC.

Tabel 3 menampilkan karakteristik termodinamika utama dari dua fluida kerja yang diteliti dalam penelitian ini: R134a dan R245fa. Sifat-sifat ini, termasuk tekanan kritis (P_{cr}) dan suhu kritis (T_{cr}), sangat penting dalam menentukan efektivitasnya untuk aplikasi ORC bersuhu tinggi. R245fa dikenal memiliki karakteristik kinerja yang baik, menjadikannya refrigeran yang banyak diteliti, sehingga memberikan dasar yang kuat untuk analisis perbandingan dengan R134a mengingat tersedianya data kinerja yang telah mapan dalam literatur [37]. Penelitian menunjukkan bahwa R245fa memiliki sifat termodinamika yang menguntungkan untuk aplikasi ORC, terutama pada suhu tinggi di mana perubahan fasa yang efisien dapat secara signifikan meningkatkan kinerja sistem. Secara khusus, Talib et al. menyoroti keunggulan termodinamika R245fa dalam pembangkit listrik siklus

gabungan yang menggunakan ORC untuk integrasi termal, menegaskan superioritasnya dibandingkan dengan fluida alternatif seperti R134a dalam kondisi operasional tertentu [37]. Selain itu, Peris et al. melakukan evaluasi kinerja menggunakan R245fa dan menunjukkan efisiensi yang lebih tinggi untuk aplikasi pembangkitan listrik dari sumber panas bersuhu rendah, yang mengonfirmasi penerapannya dalam sistem ORC [38]. Selanjutnya, ditekankan bahwa pemilihan fluida kerja secara cermat dapat secara signifikan memengaruhi efisiensi sistem ORC. Penelitian tersebut menemukan bahwa meskipun R134a dapat layak secara ekonomi, R245fa menunjukkan metrik kinerja teknis yang lebih baik, sehingga mendukung penggunaannya dalam aplikasi ORC. Analisis perbandingan antara kedua refrigeran

ini sangat penting, mengingat R134a, meskipun merupakan refrigeran non-mudah terbakar yang banyak digunakan, memiliki keterbatasan terkait potensi pemanasan global (GWP) yang lebih tinggi dibandingkan R245fa [39]. Kedua fluida ini dipilih untuk mengevaluasi perilaku sistem ORC dalam berbagai kondisi termodinamika, sekaligus mengisi kesenjangan penelitian dalam pemulihan panas buang bersuhu tinggi. Analisis perbandingan ini akan mengungkap *trade-off* antara batas suhu, batas tekanan, dan keluaran daya.

Dalam penelitian ini, setiap komponen dipandang sebagai suatu volume kontrol. Sehingga, persamaan termodinamika dapat dinyatakan dalam bentuk sebagai berikut:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{W} + \dot{Q} = \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} \quad (2)$$

Di mana \dot{m} (kg/s) adalah laju alir massa fluida kerja, \dot{Q} (kW) dan \dot{W} (kW) masing-masing adalah laju perpindahan panas dan kerja, serta h (kJ/kg) adalah entalpi spesifik.

Pompa bertanggung jawab untuk meningkatkan tekanan fluida kerja. Kinerjanya ditentukan berdasarkan efisiensi isentropik.

Efisiensi Isentropik pompa (η_p):

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (3)$$

Di mana h_{2s} adalah entalpi pada sisi keluar pompa dalam kondisi isentropik, sedangkan h_1 dan h_2 adalah entalpi aktual pada sisi masuk dan keluar pompa.

Kerja Pompa (\dot{W}_p):

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_{wf} \cdot h_2 - h_1}{\eta_p} \quad (4)$$

Di mana \dot{m}_{wf} adalah laju alir massa (kg/s) dari fluida kerja (refrigeran).

Evaporator mentransfer panas dari sumber panas (gas buang) ke fluida kerja (refrigeran). Laju perpindahan panas \dot{Q}_{eva} dapat didefinisikan sebagai:

$$\dot{m}_{eva} = \dot{m}_{wf} (h_4 - h_3) \quad (5)$$

Di mana entalpi pada sisi masuk refrigeran dinyatakan sebagai h_3 dan entalpi pada sisi keluar dinyatakan sebagai h_4 . Titik *pinch point* untuk evaporator ditentukan melalui perhitungan [42]:

$$\Delta T_{pp} = T_{to\ stack} - T_4 \quad (6)$$

Ekspander mengubah energi termal menjadi kerja mekanik, dan kinerjanya didefinisikan sebagai berikut:

Efisiensi Isentropik ekspander (η_{exp}):

$$\eta_{exp} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (7)$$

Di mana h_{5s} adalah entalpi pada sisi keluar ekspander dalam kondisi isentropik, sedangkan h_4 dan h_5 adalah entalpi aktual pada sisi masuk dan keluar ekspander.

Kerja ekspander (W_{exp}):

$$\dot{W}_{exp} = \frac{\dot{m}_{wf} \cdot h_4 - h_5}{\eta_{exp}} \quad (8)$$

Rekuperator meningkatkan efisiensi dengan memanaskan awal (preheating) refrigeran sebelum menguap. Perpindahan panas oleh rekuperator dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{wf}(h_5 - h_6) \quad (9)$$

Kondensor membuang panas ke media air pendingin dan mengubah fasa fluida kerja menjadi cair. Jumlah panas yang dibuang dapat dihitung dengan persamaan [10]:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{wf}(h_6 - h_1) \quad (10)$$

Pemilihan fluida kerja dan penentuan parameter termodinamika yang digunakan memberikan dasar yang kuat untuk melakukan simulasi dan analisis kinerja sistem ORC dalam kondisi panas buang bersuhu tinggi, sehingga memungkinkan perbandingan yang akurat antara berbagai konfigurasi sistem.

Model Validasi

Model termodinamika telah divalidasi secara menyeluruh terhadap hasil eksperimental oleh Dwika et al. untuk dua fluida kerja, yaitu R134a dan R245fa [46],[47]. Tabel 4 menampilkan nilai validasi

perbandingan parameter-parameter utama sistem antara data acuan dan simulasi yang dilakukan dalam penelitian ini. Validasi ini menunjukkan kesesuaian yang kuat dengan data acuan, di mana semua deviasi parameter tetap berada di bawah 1%. Hal ini mengonfirmasi keandalan model untuk kedua konfigurasi fluida kerja tersebut. Perbedaan kecil yang terjadi kemungkinan berasal dari perbedaan basis data sifat fluida atau metode penyelesaian numerik, yang umumnya menghasilkan variasi di bawah satu persen dalam simulasi ORC.

Tabel 4. Validasi model simulasi terhadap hasil eksperimental ORC

Parameter	Dwika et al	Present work	$\Delta\%$	Dwika et al	Present work	$\Delta\%$
Fluid	R134a	R134a		R245fa	R245fa	
$P_{in,p}$ (bar)	9.87	9.97	0.95	2.47	2.48	0.40
$T_{in,p}$ ($^{\circ}C$)	38.50	38.51	0.01	36.97	36.97	0.00
$P_{out,p}$ (bar)	19.54	19.54	0.10	7.55	7.55	0.00
$T_{out,p}$ ($^{\circ}C$)	38.69	38.69	0.00	37.60	37.63	0.08
$P_{in,evap}$ (bar)	19.42	19.44	0.10	7.53	7.534	0.05
$T_{in,evap}$ ($^{\circ}C$)	54.49	54.19	0.64	49.14	49.59	0.91
$P_{out,evap}$ (bar)	18.95	19.05	0.49	7.35	7.373	0.31
$T_{out,evap}$ ($^{\circ}C$)	82.03	81.22	0.99	85.42	84.65	0.89
$P_{in,exp}$ (bar)	18.95	19.05	0.49	7.35	7.373	0.31
$T_{in,exp}$ ($^{\circ}C$)	82.03	81.22	0.99	85.42	84.65	0.89
$P_{out,exp}$ (bar)	10.18	10.18	0.00	2.59	2.59	0.00
$T_{out,exp}$ ($^{\circ}C$)	65.48	65.25	0.35	68.31	68.64	0.48
W_p (W)	405	405.1	0.02	245	245	0.00
W_{exp} (W)	1311.03	1318	0.05	748.67	748.0	0.08
W_{net} (W)	906.03	912.9	0.75	503.67	503	0.13

Analisis Tekno-Ekonomi

Kelayakan ekonomi biasanya dievaluasi menggunakan tingkat pengembalian internal (IRR), nilai sekarang bersih (NPV), dan periode pengembalian modal (PP).

Nilai sekarang bersih (NPV) adalah ukuran keuangan yang menentukan selisih antara nilai sekarang dari arus kas masuk dan arus kas keluar selama masa proyek. NPV dapat dihitung menggunakan persamaan berikut [43]:

$$NPV = \sum \frac{CF_t}{(1+r)^t} \quad (11)$$

Di mana *cash flow* (CF) adalah arus kas pada tahun t dan r adalah tingkat diskonto.

Tingkat pengembalian internal (IRR) adalah tingkat bunga tertinggi di mana nilai sekarang bersih (NPV) menjadi nol, sehingga terjadi keseimbangan antara pendapatan masuk dan pengeluaran keluar. IRR juga dapat dijelaskan sebagai tingkat diskonto yang menghasilkan nilai NPV sama dengan nol. IRR didefinisikan oleh persamaan berikut [43]:

$$\sum \frac{CF_t}{(1+IRR)^t} = 0 \quad (12)$$

Periode pengembalian modal (PP) dapat dinyatakan dengan persamaan berikut [44]:

$$PP = \frac{\ln \left(\frac{CF}{CF-CAPEX} \right)}{\ln(1+r)} \quad (13)$$

Di mana *annual income* (AI) adalah pendapatan tahunan, C_{min} adalah biaya pemeliharaan yang setara dengan 1,5% dari *Total Investment Cost* (TIC), dan r adalah tingkat diskonto (5,75%) sesuai dengan *BI rate* [48].

Keluaran daya dari simulasi siklus ORC akan dihitung untuk satu tahun penuh dengan mengalikan

$$AI = W_{net} \times Electricity\ Price \left(\frac{IDR}{kWh} \right) \times t \quad (14)$$

CAPEX (*Capital Expenditure*) adalah biaya investasi total (dalam IDR) yang dibutuhkan untuk membangun sistem ORC, dan dapat diperkirakan menggunakan biaya investasi spesifik sebesar 6.747 €/kW [46].

daya hasil simulasi dengan jumlah jam dalam satu tahun, yaitu 8.760 jam. Selanjutnya, total kWh dikalikan dengan harga listrik untuk golongan pelanggan PLN R-1/TR, yaitu 1.444,70 IDR/kWh [49].

Biaya energi pembangkitan (LCOE) dapat dihitung menggunakan persamaan berikut [47]:

$$LCOE = \frac{CRF \cdot CAPEX + C_{min}}{W_{net} t_{an}} \quad (15)$$

$$CRF = \frac{i(1+r)^{Ts}}{(1+r)^{Ts}-1} \quad (16)$$

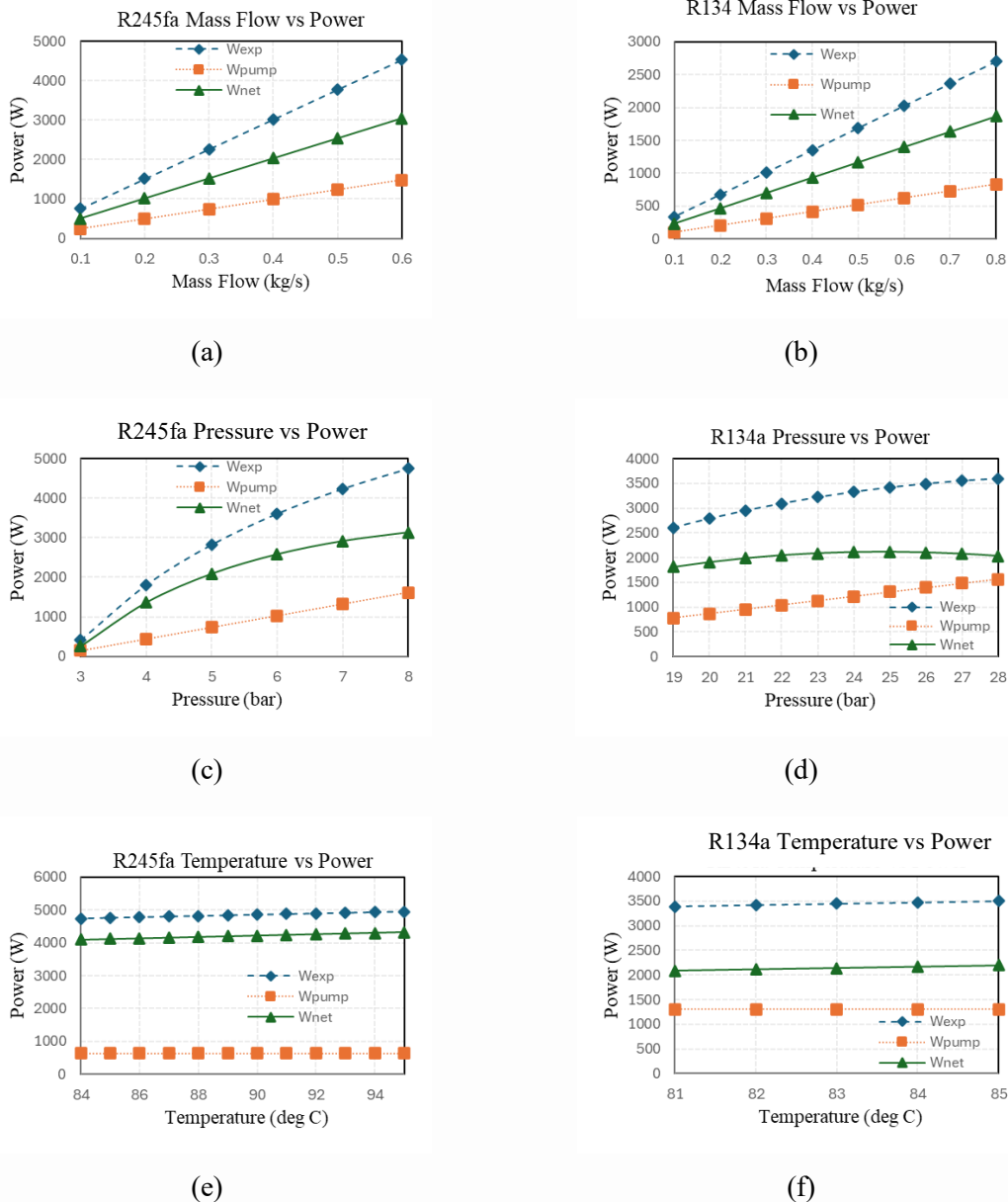
Indikator-indikator ekonomi ini menyoroti *trade-off* antara kompleksitas sistem dan imbal hasil finansial, yang memperkuat kelayakan secara tekno-ekonomi.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Analisis Kinerja Termodinamika

Bagian ini menyajikan dan menganalisis hasil simulasi sistem ORC, dengan fokus pada kinerja termodinamika dan kelayakan ekonomi dari berbagai konfigurasi yang menggunakan R245fa dan R134a sebagai fluida kerja. Temuan utama dibahas dalam kaitannya dengan keluaran daya dan matrik evaluasi finansial untuk menentukan konfigurasi yang paling optimal. Gambar 2 menunjukkan perbandingan perilaku antara fluida kerja R245fa dan R134a berdasarkan simulasi sumber panas gas buang menggunakan parameter eksperimental (Dwika et al.) dengan variasi laju alir massa. Gambar (a)

memperlihatkan bahwa sistem R245fa mencapai hubungan linier dalam skala daya, dengan keluaran daya bersih (W_{net}) meningkat dari 0 hingga 4 kW sepanjang rentang laju alir massa (0–0,6 kg/s). Daya bersih (W_{net}) tertinggi dicapai pada laju alir massa sebesar 0,6 kg/s. Ketika laju alir massa meningkat hingga 0,7 kg/s, titik *pinch point* suhu pada evaporator menjadi 0,56°C, yang tidak praktis karena dapat menyebabkan terjadinya *temperature cross* (persilangan suhu). Sebaliknya, Gambar (b) menunjukkan bahwa sistem R134a menghasilkan daya yang jauh lebih tinggi (0–2,5 kW) pada laju alir massa yang setara. Daya bersih maksimum dicapai pada laju alir massa sebesar 0,8 kg/s. Pada laju alir massa 0,9 kg/s, suhu *pinch point* evaporator mencapai -13,41°C, yang mengindikasikan adanya kondisi yang secara termodinamika tidak mungkin terjadi dan dapat menyebabkan terjadinya *temperature cross*.

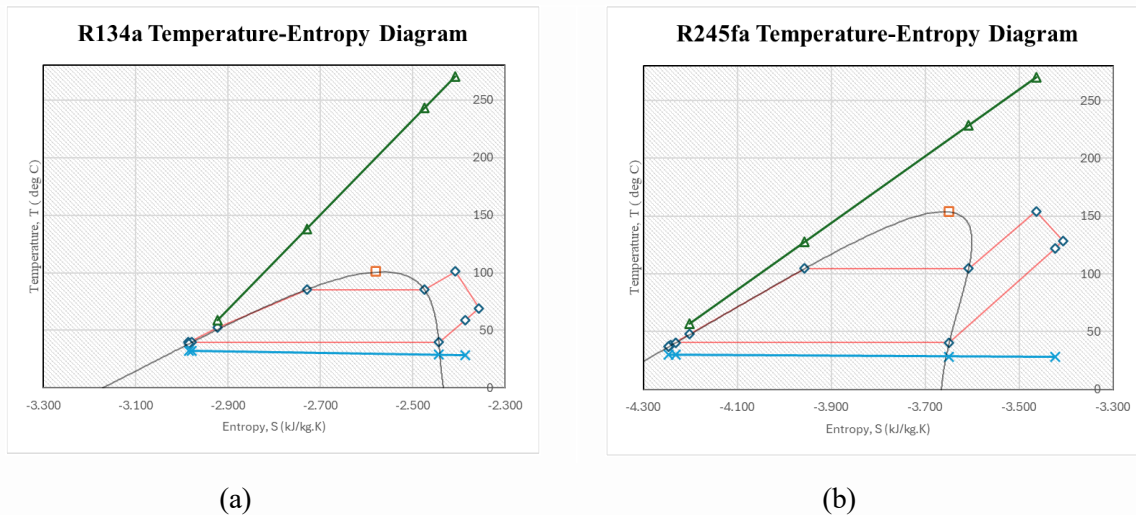


Gambar 2. Daya output bersih masing-masing terhadap (a) variasi laju alir fluida R245fa, (b) variasi laju alir fluida R134a, (c) variasi tekanan fluida R245fa, (d) variasi tekanan fluida R134a, (e) variasi temperatur inlet ekspander fluida R245fa, (f) variasi temperatur inlet ekspander fluida R134a.

Gambar (c) dan (d) memperlihatkan korelasi antara daya bersih (W_{net}) dan tekanan keluaran pompa (P_2) pada laju alir massa 0,6 kg/s untuk R245fa dan 0,8 kg/s untuk R134a. Sistem R245fa (Gambar c) menunjukkan peningkatan daya bersih (W_{net}) yang hampir linier sepanjang rentang tekanan. Sistem mencapai daya bersih maksimum pada tekanan operasi 8 bar. Pada tekanan yang lebih tinggi (9 bar), fluks panas yang tersedia dari gas buang menjadi tidak cukup untuk menaikkan suhu refrigeran dari 49,49 °C ke suhu yang diperlukan sebesar 84,66 °C. Sebaliknya, sistem R134a (Gambar d) menunjukkan profil parabolik, mencapai puncaknya pada sekitar 2200 W (pada 25 bar) sebelum menurun. Perilaku nonlinier ini menunjukkan bahwa

tekanan R134a semakin mendekati tekanan kritisnya ($P_{cr} = 40,6$ bar), menyebabkan kemiringan kurva daya bersih (W_{net}) terhadap tekanan menjadi melandai, sementara kebutuhan daya pompa tetap memiliki hubungan linier dengan tekanan.

Gambar (e) dan (f) menampilkan variasi suhu (T_4) dalam kondisi tekanan dan laju alir massa yang telah dioptimalkan. Sistem mencapai daya bersih maksimum pada suhu 85 °C untuk R245fa dan 95 °C untuk R134a. Suhu optimum ini mencerminkan kesetimbangan termodinamika yang dibatasi oleh: (1) *pinch point* minimum evaporator sebesar 5°C, dan (2) ketersediaan fluks panas dari sumber gas buang.



Gambar 3. Diagram T-s: (a) R134a, (b) R245fa

Gambar 3 menunjukkan diagram T-S untuk R245fa dan R134a pada kondisi parameter operasi optimum. Pada Gambar 3a, diagram T-s untuk R134a menunjukkan area yang relatif sempit antara garis penguapan dan pengembunan, yang mengindikasikan perbedaan entalpi yang lebih kecil sepanjang siklus. Masuknya fluida ke ekspander terjadi pada tekanan tinggi (~25 bar) dan suhu sedang (~85 °C), menghasilkan daya bersih yang lebih rendah (2,2 kW). Siklus ini juga menunjukkan kemiringan yang lebih curam pada proses ekspansi, yang mengindikasikan penurunan suhu dan tekanan secara cepat, kondisi yang khas untuk R134a dalam skenario ini.

Sebaliknya, Gambar 3b menunjukkan diagram T-s untuk R245fa dengan area siklus yang lebih luas, mengindikasikan peningkatan entalpi yang lebih besar selama proses penguapan. Dengan beroperasi pada tekanan lebih rendah (~8 bar) dan suhu lebih tinggi (~95 °C), R245fa menghasilkan daya bersih yang lebih besar (4,32 kW). Proses ekspansi berlangsung lebih bertahap, dan siklus menunjukkan pemanfaatan sumber panas yang lebih baik, yang berkontribusi terhadap efisiensi yang lebih tinggi dan kelayakan ekonomi yang lebih baik. Secara keseluruhan, perbandingan antara kedua diagram ini menyoroti kinerja termodinamika R245fa yang lebih unggul dibandingkan R134a untuk pemulihan panas buang bersuhu rendah, sebagaimana dibuktikan oleh *loop* siklus yang lebih lebar dan potensi konversi energi yang lebih besar pada Gambar 3b.

Tabel 5 menunjukkan parameter optimal masing-masing simulasi. Dari hasil simulasi terlihat bahwa metode SORC-R245fa menghasilkan W_{net} dan *efficiency* yang lebih tinggi dibandingkan dengan SORC-R134a. Dari segi desain, hal ini terjadi karena *pressure ratio* pada simulasi R245fa yang lebih besar. *Pressure ratio expander* pada parameter optimal R134a adalah 30/10,08, sedangkan *pressure ratio* pada parameter optimal R245fa adalah 14/2,59. Selain itu,

properti dari R245fa yang memiliki nilai temperatur kritis yang lebih tinggi memungkinkan untuk menyerap energi panas buang yang lebih besar. Meskipun setting *efficiency* mekanis *expander* dan *pump* R245fa lebih rendah dibanding setting *efficiency* mekanis *expander* dan *pump* R245fa, hal itu tetap tidak cukup untuk membuat SORC-R134 menghasilkan daya yang lebih besar. Konfigurasi DORC-R245fa/R134a menghasilkan *net power output* tertinggi karena pemanfaatan sisa panas dari siklus pertama oleh siklus kedua. Diagram T-s (gambar 3) menunjukkan area siklus R245fa lebih luas, mengindikasikan konversi energi yang lebih efisien.

Tabel 6 menunjukkan parameter optimal masing-masing konfigurasi dengan sumber termal gas buang dari 5 mesin PLTMG. Dapat terlihat bahwa daya yang dihasilkan menunjukkan pola yang sama dengan simulasi pada sumber termal dengan 1 unit mesin PLTMG dengan DORC tetap menjadi konfigurasi dengan *net output* tertinggi, yaitu 28.595 watt.

Temuan dalam penelitian ini menunjukkan bahwa R245fa mengungguli R134a dalam sistem ORC berbasis gas buang suhu rendah, baik dari segi keluaran daya maupun efisiensi termal. Hasil ini selaras dengan tren umum dalam literatur, namun juga menawarkan wawasan baru terkait batas operasional dan potensi konfigurasi ganda (DORC). Peningkatan kinerja R245fa dibandingkan dengan R134a sejalan dengan studi oleh Li et al. (2021) [1], yang melaporkan bahwa fluida kerja dengan titik didih lebih tinggi dan tekanan kritis lebih besar cenderung memberikan performa lebih baik pada sumber panas suhu menengah-rendah. Dalam kasus ini, R245fa memiliki temperatur kritis yang lebih tinggi (154°C) dibandingkan dengan R134a (101°C), memungkinkannya menyerap lebih banyak energi panas dari sumber gas buang sebelum mencapai kondisi kritis, sehingga meningkatkan entalpi spesifik dan luas area siklus pada diagram T-s (Gambar 3b). Hal ini secara langsung mendukung temuan kami

bahwa SORC-R245fa menghasilkan daya bersih hampir dua kali lipat dari SORC-R134a pada skala unit tunggal.

Tabel 5 konfigurasi ORC dengan 1 mesin PLTMG

Konfigurasi 1 mesin PLTMG	Fluida	Press. (bar)	Temp. (°C)	Flow (kg/s)	W_{net} (W)	Eff. (%)
SORC	R134a	30	101	0,9	3014	0,900
SORC	R245fa	14	154	0,6	5273	1,568
DORC	R245fa/ R134a	14/12	154/49	0,6/1,1	5727	1,703

Tabel 6. Optimal parameter dari masing-masing konfigurasi ORC dengan 5 mesin PLTMG

Konfigurasi 5 mesin PLTMG	Fluida	Press. (bar)	Temp. (°C)	Flow (kg/s)	W_{net} (W)	Eff. (%)
SORC	R134a	30	101	4,4	14.732	0,88
SORC	R245fa	14	154	3	26.370	1,57
DORC	R245fa/ R134a	14/11	154/44	3/4,2	28.595	1,70

Namun, penelitian oleh Quoilin et al. (2010) [2] dan Ziviani et al. (2018) [3] sering menyoroiti R134a sebagai fluida kerja yang stabil dan efisien untuk aplikasi skala kecil dengan *scroll expander*. Perbedaan hasil ini dapat dijelaskan oleh suhu sumber panas. Studi-studi tersebut umumnya beroperasi pada rentang suhu 70–90 °C, sedangkan dalam penelitian ini, suhu inlet evaporator mencapai hingga 154 °C untuk R245fa. Pada suhu yang lebih tinggi, keunggulan termofisik R245fa menjadi lebih dominan, sementara R134a mendekati batas kritisnya, mengakibatkan penurunan efisiensi ekspansi seperti yang ditunjukkan pada profil parabolik Gambar 2d.

Konfigurasi DORC (Dual ORC) yang diusulkan dalam penelitian ini berhasil meningkatkan keluaran daya secara signifikan, sesuai dengan prinsip rekuperasi energi yang telah banyak dikaji, misalnya oleh Liu et al. (2020) [26] dan Mustapić et al. (2024) [37]. Namun, pendekatan kami menggunakan pasangan fluida R245fa/R134a pada sistem berbasis PLTMG merupakan kombinasi yang relatif belum dieksplorasi secara luas. Kombinasi ini memanfaatkan kekuatan masing-masing fluida: R245fa sebagai *top cycle* untuk menyerap panas suhu tinggi, dan R134a sebagai *bottom cycle* yang efisien. Ini berbeda dengan studi yang menggunakan campuran zeotropik atau fluida ganda seperti R245fa/R1234ze(E) [5], karena solusi kami tetap menggunakan fluida kerja murni yang lebih mudah dikelola secara teknis dan tersedia secara komersial.

Secara keseluruhan, meskipun beberapa aspek kinerja fluida konsisten dengan literatur, kontribusi utama penelitian ini terletak pada validasi kinerja R245fa dalam konteks spesifik pemulihan panas buang PLTMG dengan suhu relatif tinggi, serta demonstrasi efektivitas konfigurasi DORC sederhana namun efektif menggunakan pasangan fluida murni.

Analisis Ekonomi

Optimasi parameter dengan mengubah efisiensi isentropik ekspander menjadi 70%, efisiensi adiabatik pompa menjadi 85%, dan efisiensi mekanikal menjadi 95% (Mustapić et al., 2024b) mampu meningkatkan kelayakan untuk 1 unit PLTMG (dalam Tabel 7), di mana hanya SORC-R245fa yang mencapai kriteria investasi dengan peningkatan IRR dan NPV serta penurunan PP dan LCOE. Berbeda dengan konfigurasi yang berasal dari gas buang 5 unit mesin PLTMG, dapat terlihat bahwa ketiga konfigurasi menunjukkan parameter ekonomi yang layak dengan IRR tertinggi 15,36%, NPV 2839,96 Juta Rupiah serta PP dan LCOE terendah yaitu 8 tahun dan 702,52 Rp/kWh (dalam Tabel 8). Nilai tersebut juga menunjukkan bahwa konfigurasi DORC memberikan daya lebih tinggi, namun dari segi ekonomi kurang memberikan benefit. Konfigurasi yang tidak layak secara ekonomi adalah yang memiliki nilai NPV negatif dan LCOE > harga jual listrik (Rp 1.699/kWh). Peningkatan efisiensi komponen membuat sistem layak secara ekonomi, terutama pada skala gabungan dari 5 unit PLTMG. SORC-R245fa menunjukkan performa terbaik karena

capex lebih rendah dibandingkan dengan DORC, meskipun *power output* sedikit lebih kecil.

Tabel 7. Analisis ekonomi dengan peningkatan Efisiensi *Expander* dan *Pump* untuk *heat source* 1 mesin PLTMG

Konfigurasi 1 Unit PLTMG	IRR (%)	NPV (Rp Juta)	PP (tahun)	LCOE (Rp/kWh)
SORC-R245fa	10,09	355,45	12	966,54
SORC-R134a	4,96	-64,59	23	1424,57
DORC R245fa/R134a	5,39	-39,94	21	1375,04

Tabel 8 Analisis ekonomi dengan peningkatan Efisiensi *Expander* dan *Pump* untuk *heat source* 5 mesin PLTMG

Konfigurasi 5 Unit PLTMG	IRR (%)	NPV (Rp Juta)	PP (tahun)	LCOE (Rp/kWh)
SORC-R245fa	15,36	2.839,96	8	702,52
SORC-R134a	10,09	1.253,86	12	977,32
DORC R245fa/R134a	9,06	1.369,40	13	1038,21

Hasil analisis ekonomi menunjukkan paradoks penting: meskipun konfigurasi DORC menghasilkan daya bersih tertinggi, konfigurasi SORC-R245fa justru menawarkan kelayakan ekonomi terbaik, terutama pada skala terpusat (5 unit PLTMG). Temuan ini sangat penting bagi pengambil keputusan dan menambah dimensi baru pada diskusi tekno-ekonomi sistem ORC. Beberapa studi, seperti Peris et al. (2015) [35] dan Lykas et al. (2024) [41], sering menekankan bahwa peningkatan kompleksitas sistem (seperti DORC) dapat meningkatkan efisiensi, tetapi juga secara signifikan meningkatkan biaya modal (*Capex*) dan biaya operasional (*Opex*). Hasil kami secara eksplisit mendukung argumen ini. Biaya tambahan untuk komponen dalam siklus DORC meningkatkan *Capex* secara proporsional lebih besar daripada peningkatan pendapatan dari daya tambahan yang dihasilkan. Akibatnya, meskipun NPV DORC masih positif pada skala 5 unit, IRR-nya lebih rendah (9,06%) dibandingkan dengan SORC-R245fa (15,36%), dan PP jauh lebih lama (13 tahun).

Temuan ini kontras dengan optimisme beberapa studi simulasi yang hanya fokus pada peningkatan efisiensi tanpa pertimbangan biaya yang realistis. Misalnya, Zhang et al. (2022) [20] melaporkan manfaat ekonomi dari sistem CHP yang kompleks, namun model mereka mungkin tidak sepenuhnya menangkap dampak kompleksitas terhadap biaya instalasi dan pemeliharaan. Penelitian kami menegaskan bahwa untuk proyek riil seperti integrasi

ORC di pembangkit PLTMG, faktor sederhana dan modularitas sering kali lebih bernilai daripada efisiensi maksimal.

Kelayakan ekonomi yang jauh lebih baik pada skala 5 unit (terpusat) juga sejalan dengan temuan Ng et al. (2022) [22] dan Alrbai et al. (2024) [34], yang menunjukkan bahwa skala ekonomi sangat krusial untuk proyek energi terbarukan skala kecil. Menggabungkan sumber panas dari beberapa unit PLTMG memungkinkan penggunaan satu unit ORC yang lebih besar dan efisien, mengurangi biaya per kWh (LCOE turun dari 966 Rp/kWh menjadi 702 Rp/kWh) dan mempercepat masa pengembalian investasi. Penelitian ini tidak hanya mengevaluasi kinerja teknis, tetapi juga memberikan panduan ekonomi yang realistis. Selain itu, menunjukkan bahwa SORC dengan R245fa adalah konfigurasi optimal secara teknonomi untuk integrasi dengan PLTMG, khususnya dalam skema terpusat, karena menyeimbangkan kinerja tinggi dengan kompleksitas rendah dan biaya modal yang lebih terjangkau. Konfigurasi DORC, meskipun secara teknis menarik, kurang kompetitif secara ekonomi dalam skenario ini.

KESIMPULAN

Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa implementasi ORC diintegrasikan dengan unit pembangkit PLTMG Gunungsitoli secara teknonomis layak dalam skala terpusat (multi-unit) dengan penggunaan komponen berkinerja tinggi untuk memaksimalkan kelayakan

ekonomi. Beberapa poin-poin dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Secara termodinamika, konfigurasi Dual ORC (DORC) dengan pasangan fluida R245fa/R134a memberikan daya bersih tertinggi: 5.727 watt untuk satu unit PLTMG dan 28.595 watt untuk lima unit tergabung. Hal ini disebabkan oleh luasnya area siklus pada diagram T-s untuk R245fa, yang memungkinkan konversi energi lebih efisien dibandingkan dengan R134a.
2. Dari aspek ekonomi, konfigurasi *Single* ORC dengan R245fa (SORC-R245fa) terbukti sebagai solusi optimal. Pada skala lima unit PLTMG, SORC-R245fa mencapai IRR tertinggi (15,36%), NPV positif tertinggi (Rp 2,84 miliar), masa pengembalian investasi tercepat (8 tahun), dan LCOE terendah (Rp 702,52/kWh). Meskipun dayanya sedikit lebih rendah dari DORC, kompleksitas dan biaya modal (*Capex*) SORC jauh lebih rendah.
3. Implementasi pada satu unit PLTMG hanya layak secara ekonomi untuk SORC-R245fa, dengan IRR 10,09% dan LCOE 966,54 Rp/kWh, setelah peningkatan efisiensi ekspander (70%) dan pompa (85%). Ini menegaskan bahwa efisiensi komponen dan skala ekonomi merupakan faktor kunci keberhasilan proyek ORC.

4. Implementasi ORC di PLTMG Gunungsitoli sebaiknya dimulai dengan konfigurasi SORC-R245fa dalam skema terpusat (multi-unit) untuk memaksimalkan kelayakan finansial, dengan strategi bertahap menuju integrasi sistem yang lebih kompleks seperti DORC di masa depan.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis dapat menuliskan ucapan terima kasih kepada Departemen Teknik Kimia atas penggunaan software lisensi ASPEN HYSIS, Pusat Riset Teknologi Konversi Energi, BRIN, khususnya pemanfaatan prototipe ORC skala 2 kW, dan PLN Persero wilayah kerja Sumatera Utara yang membawahi PLTMG Gunungsitoli yang telah mendukung penyediaan data operasi.

KONTRIBUSI PENULIS

Imansyah Ibnu Hakim: pengawasan, validasi, tinjauan kritis, penyempurnaan manuskrip. I Wayan Prastik Widitama: simulasi, analisis data. Dwika Budiarto: penulisan draf awal, konseptualisasi, metodologi, analisis data, revisi. Seluruh penulis telah menyetujui versi akhir manuskrip ini untuk publikasi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Y. M. Li, T. C. Hung, C. J. Wu, T. Y. Su, H. Xi, and C. C. Wang, "Experimental investigation of 3-kW organic Rankine cycle (ORC) system subject to heat source conditions: A new appraisal for assessment," *Energy*, vol. 217, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2020.119342.
- [2] S. Quoilin, V. Lemort, and J. Lebrun, "Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander," *Appl Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1260–1268, 2010, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.06.026.
- [3] D. Ziviani, N. A. James, F. A. Accorsi, J. E. Braun, and E. A. Groll, "Experimental and numerical analyses of a 5 kWe oil-free open-drive scroll expander for small-scale organic Rankine cycle (ORC) applications," *Appl Energy*, vol. 230, pp. 1140–1156, Nov. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.09.025.
- [4] H. C. Jung, L. Taylor, and S. Krumdieck, "An experimental and modeling study of a 1kW organic Rankine cycle unit with mixture working fluid," *Energy*, vol. 81, pp. 601–614, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.01.003.
- [5] Lu, P., et al., Experimental and simulation study on a zeotropic ORC system using R1234ze(E)/R245fa as working fluid. *Energy*, 2024. 292.
- [6] J. Zhu, Z. Chen, H. Huang, and Y. Yan, "Effect of resistive load on the performance of an organic Rankine cycle with a scroll expander," *Energy*, vol. 95, pp. 21–28, Jan. 2016, doi: 10.1016/j.energy.2015.11.048.
- [7] Campana, C., et al., Experimental analysis of a small-scale scroll expander for low-temperature waste heat recovery in Organic Rankine Cycle. *Energy*, 2019. 187.
- [8] Y. Qiang Feng *et al.*, "Experimental study on the performance of a great progress 10 kW organic Rankine cycle for low-grade heat source based on scroll-type expander," *Energy*, vol. 284, Dec. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.128627.
- [9] Jang, Y. and J. Lee, Influence of superheat and expansion ratio on performance of organic Rankine cycle-based combined heat and power (CHP) system. *Energy Conversion and Management*, 2018. 171: p. 82–97.
- [10] A. La Seta, A. Meroni, J. G. Andreasen, L. Pierobon, G. Persico, and F. Haglind, "Combined turbine and cycle optimization for organic rankine cycle power systems-part B: Application on a case study," *Energies (Basel)*, vol. 9, no. 6, May 2016, doi: 10.3390/en9060393.

- [11] O. A. Oyewunmi and C. N. Markides, "Thermo-economic and heat transfer optimization of working-fluid mixtures in a low-temperature organic Rankine cycle system," *Energies (Basel)*, vol. 9, no. 6, Jun. 2019, doi: 10.3390/en9060448.
- [12] B. R. Fu, S. W. Hsu, Y. R. Lee, J. C. Hsieh, C. M. Chang, and C. H. Liu, "Performance of a 250 kW organic rankine cycle system for off-design heat source conditions," *Energies (Basel)*, vol. 7, no. 6, pp. 3684–3694, 2014, doi: 10.3390/en7063684.
- [13] C. Liu, C. He, H. Gao, X. Xu, and J. Xu, "The optimal evaporation temperature of subcritical ORC based on second law efficiency for waste heat recovery," *Entropy*, vol. 14, no. 3, pp. 491–504, Mar. 2012, doi: 10.3390/e14030491.
- [14] M. Ren, M. Gong, M. Lin, and J. Zhang, "Generalized Correntropy Predictive Control for Waste Heat Recovery Systems Based on Organic Rankine Cycle," *IEEE Access*, vol. 7, pp. 151587–151594, 2019, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2948284.
- [15] H. Gao, C. Liu, C. He, X. Xu, S. Wu, and Y. Li, "Performance analysis and working fluid selection of a supercritical organic rankine cycle for low-grade waste heat recovery," *Energies (Basel)*, vol. 5, no. 9, pp. 3233–3247, 2012, doi: 10.3390/en5093233.
- [16] Z. Fergani and T. Morosuk, "Advanced Exergy-Based Analysis of an Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery," *Entropy*, vol. 25, no. 10, Oct. 2023, doi: 10.3390/e25101475.
- [17] S. Chen, X. Li, Z. Song, Y. Tan, Z. Wang, and L. Wang, "Thermodynamic performance analysis of a grade compression auto-cascade refrigeration cycle with multi-dephlegmation processes," *Energy*, vol. 325, Jun. 2025, doi: 10.1016/j.energy.2025.136147.
- [18] O. Aboelazayem, M. Gadalla, I. Alhajri, and B. Saha, "Advanced process integration for supercritical production of biodiesel: Residual waste heat recovery via organic Rankine cycle (ORC)," *Renew Energy*, vol. 164, pp. 433–443, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.renene.2020.09.058.
- [19] B. S. Park, M. Usman, M. Imran, and A. Pesyridis, "Review of Organic Rankine Cycle experimental data trends," Oct. 01, 2018, *Elsevier Ltd.* doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.097.
- [20] F. Yang Zhang, Y. Qiang Feng, Z. Xia He, J. Wei Xu, Q. Zhang, and K. Jing Xu, "Thermo-economic optimization of biomass-fired organic Rankine cycles combined heat and power system coupled CO₂ capture with a rated power of 30 kW," *Energy*, vol. 254, Sep. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.124433.
- [21] A. Akbarzadeh and A. Askarzadeh, "A techno-enviro-economic multi-objective framework for optimal sizing of a biomass/diesel generator-driven hybrid energy system," *IET Renewable Power Generation*, Dec. 2024, doi: 10.1049/rpg2.13157.
- [22] W. Z. Ng *et al.*, "Techno-economic analysis of enzymatic biodiesel co-produced in palm oil mills from sludge palm oil for improving renewable energy access in rural areas," *Energy*, vol. 243, Mar. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2021.122745.
- [23] L. Shi and B. Peng, "Optimization of Operating Parameters of a Scroll Expander Based on Response Surface and NSGA II," *International Journal of Engineering, Transactions A: Basics*, vol. 37, no. 1, pp. 136–150, Jan. 2024, doi: 10.5829/ije.2024.37.01a.13.
- [24] J. Liu and F. Sun, "Node temperature of the coupled high-low energy grade flues gas waste heat recovery system," *Energies (Basel)*, vol. 12, no. 2, Jan. 2019, doi: 10.3390/en12020248.
- [25] M. Li, G. Li, X. Lu, and M. Zhang, "Research on deep utilization technology of flue gas residual heat for large-capacity coal-fired units," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Institute of Physics, 2023, doi: 10.1088/1755-1315/1171/1/012001.
- [26] J. Liu, X. Gong, W. Zhang, F. Sun, and Q. Wang, "Experimental study on a flue gas waste heat cascade recovery system under variable working conditions," *Energies (Basel)*, vol. 13, no. 2, 2020, doi: 10.3390/en13020324.
- [27] M. S. Hossain, I. Sultan, T. Phung, and A. Kumar, "Performance Improvement of a Limaçon Gas Expander Using an Inlet Control Valve: Two Case Studies," *Energies*, vol. 17, no. 10, May 2024, doi: 10.3390/en17102427.
- [28] A. Naseri, R. Moradi, L. Cioccolanti, and A. Subiantoro, "Impact of the Lubricant on a Modified Revolving Vane Expander (M-RVE) in an Organic Rankine Cycle System," *Energies (Basel)*, vol. 16, no. 14, Jul. 2023, doi: 10.3390/en16145340.
- [29] L. Lefebvre, W. De Paepe, M. L. Ferrari, and A. Traverso, "Carnot cycle in practice: Compensating inefficiencies of ORC expanders through thermal regeneration," in *E3S Web of Conferences*, EDP Sciences, Feb. 2021. doi: 10.1051/e3sconf/202123810005.

- [30] M. A. Chatzopoulou, S. Lecompte, M. De Paepe, and C. N. Markides, "Off-design optimization of organic Rankine cycle (ORC) engines with different heat exchangers and volumetric expanders in waste heat recovery applications," *Appl Energy*, vol. 253, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113442.
- [31] Y. M. Kim, Y. D. Lee, and K. Y. Ahn, "Parametric study of a supercritical CO₂ power cycle for waste heat recovery with variation in cold temperature and heat source temperature," *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 20, Oct. 2021, doi: 10.3390/en14206648.
- [32] J. Schilling, M. Entrup, M. Hopp, J. Gross, and A. Bardow, "Towards optimal mixtures of working fluids: Integrated design of processes and mixtures for Organic Rankine Cycles," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 135, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.rser.2020.110179.
- [33] Mahdavi, N., et al., An innovative method for pinch point analysis of heat exchangers utilizing binary mixtures. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2025. 61.
- [34] M. Alrbai *et al.*, "Integration and Optimization of a Waste Heat Driven Organic Rankine Cycle for Power Generation in Wastewater Treatment Plants," *Energy*, vol. 308, Nov. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.132829.
- [35] B. Peris, J. Navarro-Esbrí, F. Molés, R. Collado, and A. Mota-Babiloni, "Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low-grade heat sources," *Appl Therm Eng*, vol. 75, pp. 763–769, Jan. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.10.034.
- [36] M. H. Kim, "Energy and Exergy Analysis of Solar Organic Rankine Cycle Coupled with Vapor Compression Refrigeration Cycle," *Energies (Basel)*, vol. 15, no. 15, Aug. 2022, doi: 10.3390/en15155603
- [37] N. Mustapić, T. Kralj, and M. Vujanović, "Split flow principle implementation for advanced subcritical double stage organic rankine cycle configuration for geothermal power production," *Energy*, vol. 303, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.131870.
- [38] Yang, M.H., M.C. Liu, and R.H. Yeh, Investigation of low-GWP working fluids as substitutes for R245fa in organic Rankine cycle application. *Heliyon*, 2024. 10(14): p. e34219.
- [39] Wu, D., et al., Heat exchanger design and performance evaluation for a high-temperature heat pump system under different two-phase correlations: 4E analysis. *Applied Energy*, 2025. 384.
- [40] Chen, X., et al., Synergistic solar energy integration for enhanced biomass chemical looping hydrogen production: Thermodynamics and techno-economic analyses. *Chemical Engineering Journal*, 2024. 485.
- [41] Lykas, P., et al., Energy, exergy, and economic comparison of ORC with quasi-isothermal expansion with other ORC designs for low-grade waste heat recovery. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2024. 55.
- [42] Wibawa, A., D. Ichسانی, and M.N. Yuniarto, Holistic Operation and Maintenance Excellence (HOME): Integrating Financial and Engineering Analysis to Determine Optimum O and M Strategies for a Power Plant during its Lifetime. *International Journal of Technology*, 2021. 12(4).
- [43] Peris, B., et al., Thermo-economic optimization of small-scale Organic Rankine Cycle: A case study for low-grade industrial waste heat recovery. *Energy*, 2020. 213.
- [44] Zhar, R., et al., A comparative study and sensitivity analysis of different ORC configurations for waste heat recovery. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021. 28.
- [45] Budianto, D., Ismoyo, B. Cahyadi., Djubaedah, E., Lubis, A., Alhamid, MI. "Small-Scale Organic Rankine Cycle Performance Using an Additional Heat Exchanger." *EVERGREEN Joint Journal of Novel Carbon Resource Sciences and Green Asia Strategy* Vol. 10 Issue 03. pp 1717-1725. September 2023, <https://doi.org/10.5109/7148431>.
- [46] Budianto, D., Cahyadi, Ismoyo, B., Lubis, A., Alhamid, MI, Modeling and Experimental Approach of an Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander." *EVERGREEN Joint Journal of Novel Carbon Resource Sciences and Green Asia Strategy* Vol. 11 Issue 03. pp 2526-2536. September 2024, <https://doi.org/10.5109/7236893>.
- [47] Budianto, D., Cahyadi, Lubis, A., Alhamid, MI., Hakim, II., Thermodynamic and Electrical output analysis of a small-scale organic Rankine cycle using R134a and a hermetic scroll expander. *Energy Conversion and Management* 344 (2025) 120278. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2025.120278>.

- [48] Bank Indonesia. (2025). *BI interest rate*. <https://www.bi.go.id>
- [49] PLN (2025). *Penetapan penyesuaian tarif tenaga listrik (tariff adjustment) april-juni 2025*. <https://web.pln.co.id>
- [50] PLTMG Gunungsitoli. (2024). *Data realisasi kinerja pltmg Gunungsitoli tahun 2024*.

NOMENKLATUR

η_{th}	Efisiensi termal	%
η_{net}	Efisiensi termal net	%
\dot{m}_{wf}	Laju alir fluida organik	kg/s
h	Spesifik <i>enthalpy</i>	kJ/kg
W_{exp}	Daya turbin ekspander	W
W_p	Kerja pompa sentrifugal	W
Q_{cond}	Kalor yang dibuang di kondenser	W
Q_{rec}	Kalor yang diserap rekuperator	W

Subscripts

p	pompa
exp	ekspander
eva	evaporator
$cond$	kondenser
wf	<i>Working fluid</i>
pp	<i>Pinch point</i>

Akronim

ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i>	
SORC	<i>Single Organic Rankine Cycle</i>	
DORC	<i>Dual Organic Rankine Cycle</i>	
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>	
GWP	<i>Global Warming Potential</i>	
LCOE	<i>Levelized Cost of Energy</i>	USD/kWh
CRF	<i>Capital Recovery Factor</i>	%
WHR	<i>Waste heat recovery</i>	
PP	<i>Payback Period</i>	tahun
NPV	<i>Net Present Value</i>	USD
IRR	<i>Internal Return of rate</i>	
O&M	<i>Operation and maintenance</i>	Rp, \$
AI	<i>Annual Income</i>	
TIC	<i>Total Investment Cost</i>	