

## Pengembangan Metoda Penentuan Temperatur dan Tekanan Optimum Masuk Turbin pada Siklus Rankine Organik Berdasarkan Temperatur *Brine* dan Tingkat Keadaan Kritik Fluida Kerja

Fitratul Qadri<sup>(1)</sup>, Abdurrachim<sup>(2)</sup>

<sup>1</sup>Mahasiswa Program Magister Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung

<sup>2</sup>Fakultas Teknik Mesin dan Dirgantara, Institut Teknologi Bandung

Jln. Ganesha no. 10 Bandung – 40135

E-mail: fitratul.qadri@yahoo.com

### Abstrak

Panas sisa pada *brine* yang ada di Pembangkit Listrik Tenaga Panas bumi (PLTP) berpotensi dimanfaatkan untuk membangkitkan tenaga listrik karena masih memiliki temperatur dan tekanan yang cukup tinggi. Salah satu cara pemanfaatan panas sisa dari *brine* tersebut adalah dengan teknologi siklus Rankine organik (*Organic Rankine Cycle-ORC*), yaitu teknologi yang biasa digunakan untuk memanfaatkan panas pada temperatur rendah. Siklus Rankine organik memiliki efisiensi termal yang rendah sehingga sangat penting dioperasikan pada kondisi optimumnya supaya daya yang dibangkitkan menjadi maksimal. Tujuan dari penelitian ini adalah memprediksi temperatur dan tekanan optimum masuk turbin pada siklus Rankine organik berdasarkan temperatur geothermal (*brine*) dan tingkat keadaan kritik fluida kerja. Untuk tujuan tersebut dilakukan pemodelan siklus dan dibuatkan program simulasi dengan bantuan Ms. Excel untuk perhitungan siklus Rankine organik sub-kritik dan super-kritik. Simulasi dilakukan terhadap lima fluida kerja: propana, butana, isobutana, pentana dan isobutana. Sejumlah asumsi dan batasan diterapkan pada proses simulasi ini. Kondisi optimum siklus dapat dihitung secara numerik dengan memvariasikan temperatur dan tekanan masuk turbin. Selanjutnya dipilih temperatur dan tekanan optimum masuk turbin berdasarkan daya netto dan efisiensi termal terbesar. Berdasarkan hasil penyelidikan hubungan antara titik optimum siklus, temperatur *brine* ( $T_g$ ) dan tingkat keadaan kritik fluida kerja ( $T_{crit}$  dan  $P_{crit}$ ) diperoleh korelasi sederhana untuk memprediksi temperatur ( $T_1$ ) dan tekanan ( $P_1$ ) optimum masuk turbin. Korelasi dengan pendekatan kuadratik tersebut telah diujikan pada 20 (dua puluh) fluida kerja organik pada temperatur *brine* 453,15K dan diperoleh hasil semua titik optimum siklus (temperatur dan tekanan optimum masuk turbin) tersebar disekitar garis korelasi dengan penyimpangan maksimum 5,1%. Korelasi ini sangat berguna pada tahap *pre-design* untuk memprediksi temperatur dan tekanan optimum masuk turbin pada siklus Rankine organik. Untuk pemanfaatan panas sisa pada *brine* yang ada di beberapa PLTP di Indonesia dengan temperatur *brine* rata-rata 453,15K jika menggunakan siklus Rankine organik dengan fluida kerja pentana maka kondisi optimum masuk turbin adalah pada temperatur ( $T_1$ ) = 434,15K dan tekanan ( $P_1$ ) = 1,9MPa serta efisiensi konversi energi yang dapat diperoleh adalah sebesar 15,5%.

**Keywords** panas bumi, siklus rankine organik, fluida kerja, temperatur dan tekanan optimum, temperatur *brine*

### Pendahuluan

Indonesia merupakan negara dengan potensi energi panas bumi terbesar di dunia (memiliki 40% cadangan geothermal dunia). Data Badan Geologi per Desember 2010, total potensi sumber daya panas bumi Indonesia adalah sebesar 29.038 MW yang tersebar di 276 lokasi panas bumi. Namun, dari total potensi tersebut baru 4,2% (1.226 MWe) yang sudah dimanfaatkan untuk Pembangkit Listrik Tenaga Panas bumi (PLTP). Berdasarkan data dari BPPT (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi), potensi panas yang belum dimanfaatkan dari *brine* sisa pada PLTP masih cukup besar. Bila panas spesifik rata-rata *brine*

dianggap sama dengan air, yaitu 4,2 kJ/kg.K dan temperatur injeksi minimum yang diizinkan adalah 433,15K, maka potensi panas yang dapat dimanfaatkan adalah 153 MWt seperti ditunjukkan pada Tabel 1.

Salah satu cara untuk pemanfaatan panas dari *brine* sisa pada PLTP tersebut adalah dengan sistem pembangkit *binary* (atau *Organic Rankine Cycle-ORC*), merupakan teknologi yang biasa digunakan untuk memanfaatkan panas pada temperatur rendah. Pada dasarnya siklus Rankine organik sama dengan siklus Rankine biasa tapi pada siklus Rankine organik, fluida kerja yang digunakan adalah fluida organik sebagai pengganti air karena

fluida organik yang digunakan memiliki titik uap lebih rendah dibanding air sehingga cocok digunakan untuk pemanfaatan panas pada temperatur rendah.

Tabel 1. Potensi energi dari *brine* sisa pada beberapa lokasi PLTP di Indonesia [1]

No	Lokasi	Power [Mwe]	Brine			
			Flowrate [t/hr]	T [K]	P [bar]	Heat [MWt]
1	W. Windu	2 x 110	540	453,15	11	12,6
2	Dieng	1 x 60	640	463,15	13	22,4
3	Lahendong	3 x 20	550	453,15	11	12,8
4	Gn. Salak	377	3483	446,55	8,5	54,5
5	Ulubelu	2 x 55	2900	448,15	8,5	50,8
Total						153,0

Untuk mengoptimalkan pemanfaatan panas sisa dari *brine* maka siklus harus dibuat pada kondisi yang optimum. Telah banyak dikaji cara penentuan kondisi optimum siklus. Wei [2] dalam penelitiannya menyatakan bahwa daya output maksimum dapat diperoleh dengan memanfaatkan panas sisa semaksimal mungkin. Kemudian He [3] juga melakukan penelitian untuk menentukan temperatur evaporator optimum untuk siklus sub-kritik. Kondisi fluida masuk turbin diasumsikan selalu pada kondisi uap jenuh. Titik optimum ditentukan dengan mengoptimasi persamaan luas kurva pada diagram T-s (daya netto) yang dilakukan secara iterasi pada EES (*Engineering Equation Solver*).

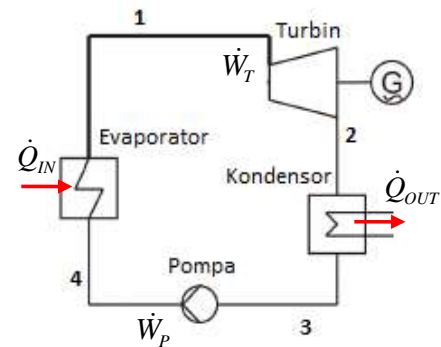
Vatter [4] juga telah mengembangkan program simulasi penentuan kondisi optimum secara numerik dengan melakukan variasi tekanan dan temperatur uap masuk turbin. Daya netto untuk setiap variasi temperatur dan tekanan dibandingkan dan dipilih kondisi optimum yaitu yang menghasilkan daya netto terbesar.

Parameter tekanan yang direduksi ( $P_r = P/P_{crit}$ ) dan temperatur yang direduksi ( $T_r = T/T_{crit}$ ) biasa digunakan dalam menyatakan hubungan yang bersifat umum seperti pada Diagram Kompresibilitas Umum (diagram Z vs.  $P_r$ ) yang berlaku untuk berbagai gas. Berdasarkan kondisi tersebut maka diperkirakan pada siklus Rankine organik juga ada suatu korelasi antara kondisi optimum masuk turbin (temperatur,  $T_1$  dan tekanan,  $P_1$ ) dan temperatur *brine* ( $T_g$ ). Maka pada penelitian ini akan diselidiki hubungan antara parameter tidak berdimensi  $P_1/P_{crit}$ ,  $T_1/T_{crit}$  dan  $T_g/T_{crit}$  sehingga dari hubungan tersebut, temperatur optimum masuk turbin ( $T_1$ ) dan tekanan optimum masuk turbin ( $P_1$ ) dapat ditentukan dengan mudah berdasarkan temperatur *brine* ( $T_g$ ) dan tingkat keadaan kritik fluida kerja ( $T_{crit}$  dan  $P_{crit}$ ).

## Siklus Rankine Organik

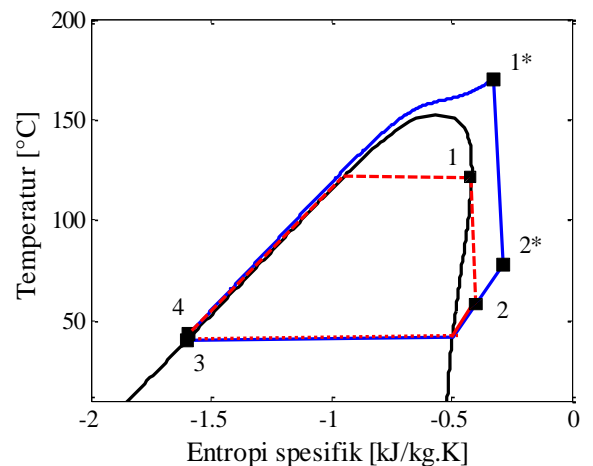
### Proses termodinamika

Pada Gambar 1 ditunjukkan skema siklus Rankine organik sederhana yang terdiri dari evaporator, turbin, kondensor dan pompa.



Gambar 1. Skema siklus Rankine organik sederhana

Jenis siklus yang terjadi tergantung pada tekanan fluida kerja saat panas diberikan di evaporator seperti ditunjukkan pada Gambar 2. Jika tekanan fluida lebih kecil dibanding tekanan kritiknya ( $P_1 < P_{crit}$ ) pada saat panas diberikan, maka fluida kerja akan mengalami penguapan dari fasa cair menjadi uap selama melalui daerah dua fasa sehingga terjadi proses yang disebut siklus sub-kritik (siklus dengan garis putus-putus pada Gambar 2: 1-2-3-4-1). Sedangkan pada siklus super-kritik (siklus: 1\*-2\*-3-4-1 pada Gambar 2), tekanan fluida kerja berada diatas tekanan kritiknya ( $P_1 > P_{crit}$ ) saat panas diberikan, sehingga fluida kerja tidak melewati daerah dua fasa tapi langsung melewati titik kritiknya.



Gambar 2. Siklus sub-kritik dan super-kritik fluida butana pada diagram T-s

Seperti halnya pada siklus Rankine biasa, hukum pertama dan kedua termodinamika dapat diterapkan untuk mengetahui performa dari siklus Rankine organik. Untuk mengetahui kerja yang dihasilkan dan panas yang ditambahkan ke sistem dapat ditentukan dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi. Berikut ini merupakan perhitungan siklus Rankine organik untuk tiap-tiap komponennya.

- a. Proses 1-2: proses ekspansi isentropik pada turbin. Daya maksimum yang dapat dihasilkan oleh turbin adalah:

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad \dots(1)$$

- b. Proses 2-3: proses pendinginan isobarik pada kondensor. Laju panas yang dibuang dari kondensor adalah:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad \dots(2)$$

- c. Proses 3-4: proses kompresi isentropik pada pompa. Daya yang dibutuhkan oleh pompa untuk menaikkan tekanan fluida kerja adalah:

$$\dot{W}_p = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \quad \dots(3)$$

- d. Proses 4-1: proses pemanasan isobarik pada evaporator. Laju panas yang diterima pada evaporator adalah:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad \dots(4)$$

- e. Daya netto ( $P_{net}$ )

$$P_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) \quad \dots(5)$$

- f. Efisiensi termal siklus

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{in}} \times 100\% \quad \dots(6)$$

Semua proses yang dijelaskan diatas adalah untuk proses yang ideal, dimana dianggap tidak ada rugi-rugi yang terjadi. Pada kondisi sebenarnya rugi-rugi tersebut selalu terjadi dan tidak dapat dihindari. Rugi-rugi tersebut menyebabkan peningkatan entropi dalam proses kompresi dan ekspansi. Karena adanya peningkatan entropi pada proses kompresi dan ekspansi maka efisiensi isentropik pompa dan efisiensi isentropik turbin dapat ditentukan dengan Persamaan (7) dan Persamaan (8).

$$\eta_{1,pompa} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \cong \frac{v_3 \cdot (P_4 - P_3)}{h_4 - h_3} \quad \dots(7)$$

$$\eta_{1,turbin} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad \dots(8)$$

### Fluida Kerja Organik

Pemilihan fluida kerja yang tepat merupakan faktor terpenting, supaya perpindahan panas pada temperatur rendah bisa efektif. Hal ini tergantung dari sifat termo-fisik fluida kerja.

Secara umum fluida kerja organik dikelompokkan berdasarkan kemiringan kurva uap jenuhnya ( $dT/ds$ ) pada diagram T-s [5]. Klasifikasi fluida kerja organik tersebut adalah sebagai berikut:

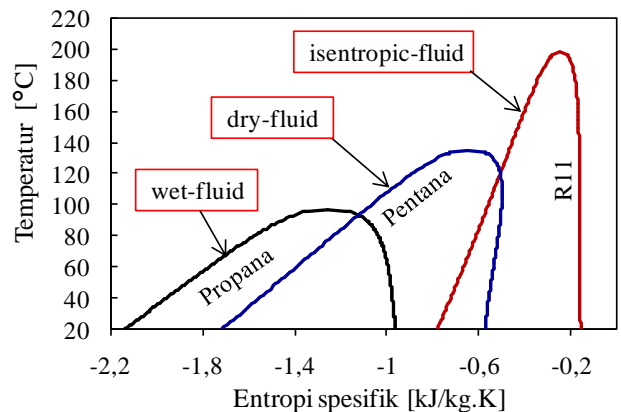
#### ❖ *Wet-fluid*

Fluida kerja jenis *wet-fluid*, memiliki kemiringan kurva uap jenuh negatif. Untuk siklus yang

menggunakan fluida kerja jenis *wet-fluid* maka kondisi uap sebelum masuk turbin harus *superheated* untuk menghindari kondensasi saat proses ekspansi pada turbin. Untuk memenuhi kondisi tersebut diperlukan temperatur masuk turbin yang tinggi sehingga *wet-fluid* kurang cocok digunakan sebagai fluida kerja pada siklus Rankine organik.

#### ❖ *Dry-fluid* dan *Isentropic-fluid*

Untuk fluida kerja jenis *isentropic-fluid* memiliki kurva uap jenuh lurus vertikal dan fluida kerja jenis *dry-fluid* memiliki kemiringan kurva uap jenuh positif. Bila dilihat dari Gambar 3, terlihat bahwa untuk *isentropic-fluid* dan *dry-fluid* tidak membutuhkan kondisi *superheated* yang tinggi sebelum masuk turbin, cukup sampai uap jenuh. Karena alasan inilah *isentropic-fluid* dan *dry-fluid* dianjurkan sebagai fluida kerja pada siklus Rankine organik.



Gambar 3. Tiga tipe fluida kerja: *wet*, *isentropic* dan *dry fluid*

Fluida kerja organik yang akan digunakan sebaiknya memiliki kriteria berikut:

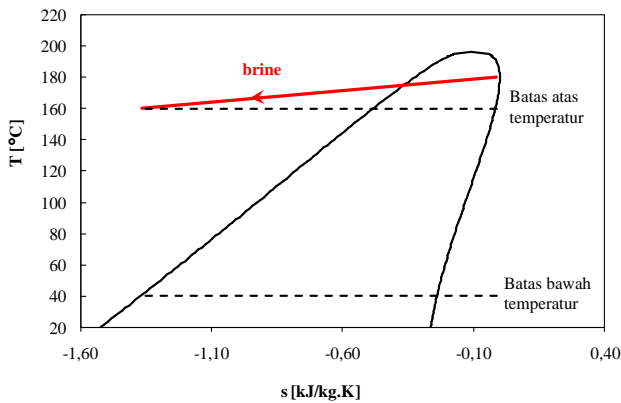
- Memiliki temperatur kritis dan tekanan kritis yang rendah. Hal ini merupakan faktor penting pada siklus Rankine organik supaya fluida kerja dapat diuapkan pada temperatur rendah.
- Memiliki volume spesifik kecil. Sifat ini akan berpengaruh pada dimensi peralatan siklus Rankine organik dimana bila volume spesifiknya besar maka dibutuhkan dimensi peralatan yang besar juga.
- Memiliki konduktivitas termal yang tinggi. Hal ini akan berpengaruh pada proses perpindahan panas pada evaporator dan kondensor.
- Memiliki stabilitas termal yang baik pada range temperatur yang digunakan.
- Tidak korosif, tidak beracun dan tidak mudah terbakar.

Selain itu, juga harus dipertimbangkan potensi penipisan ozon (*Ozone Depletion Potential-ODP*) dan potensi pemanasan global (*Global-Warming Potential-GWP*). ODP dan GWP yang rendah

merupakan prasyarat penting dalam pemilihan fluida kerja.

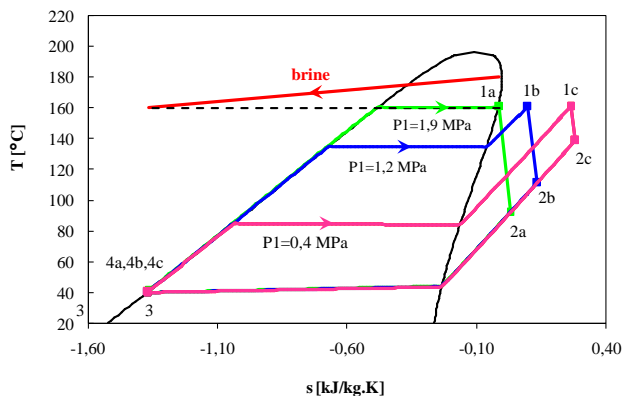
### Kondisi optimum siklus

Untuk pemanfaatan panas sisa dari *brine*, siklus yang dapat dibuat dibatasi oleh dua kondisi temperatur yaitu temperatur *brine* dan temperatur air pendingin seperti terlihat pada Gambar 4. Temperatur siklus tidak dapat dibuat melebihi temperatur sumber panas (*brine*) dan juga tidak bisa dibuat lebih rendah dari temperatur air pendingin. Selain itu untuk menghindari dimensi penukar panas yang terlalu besar maka juga diterapkan beda temperatur minimum (*pinch temperature*).



Gambar 4. Batasan temperatur siklus dalam pemanfaatan panas sisa dari *brine*

Dari batasan temperatur tersebut, ada banyak bentuk siklus yang dapat dibuat sesuai variasi tekanan evaporator. Pada Gambar 5 dapat dilihat tiga siklus yang dibentuk sesuai batasan temperatur dan variasi tekanan evaporator.



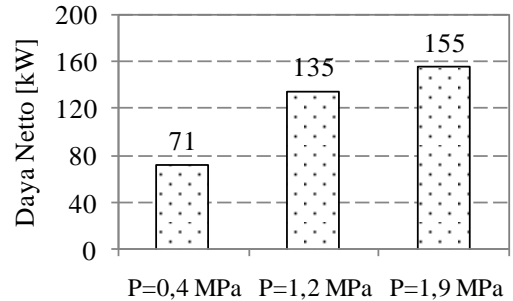
Gambar 5. Variasi siklus yang dapat dibentuk sesuai variasi tekanan evaporator

Siklus tersebut adalah:

- $P_1=1,9$  MPa: 1a – 2a – 3 – 4a
- $P_1=1,2$  MPa: 1b – 2b – 3 – 4b
- $P_1=0,4$  MPa: 1c – 2c – 3 – 4c

Ketiga siklus diatas dapat digunakan untuk pemanfaatan panas sisa dari *brine*, namun daya netto yang dihasilkan akan berbeda-beda. Siklus yang

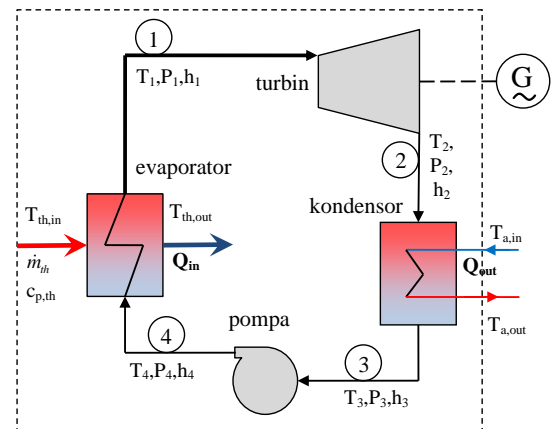
optimum adalah siklus yang menghasilkan daya netto paling besar. Kondisi optimum siklus ditentukan dengan membandingkan daya netto masing-masing. Pada Gambar 6 dapat dilihat bahwa daya netto terbesar diperoleh pada siklus dengan tekanan evaporator 1,9 MPa dan daya netto yang dihasilkan 155 kW.



Gambar 6. Perbandingan daya netto masing-masing siklus untuk menentukan kondisi optimum siklus

### Pemodelan dan Program Simulasi

Untuk proses simulasi, sistem yang digunakan adalah siklus Rankine sederhana seperti ditunjukkan pada Gambar 7. Komponen siklus terdiri dari turbin, kondensor, pompa dan evaporator.



Gambar 7. Konfigurasi Siklus Rankine Organik

Dalam proses simulasi, siklus yang terjadi bisa dalam bentuk siklus Rankine sub-kritik ataupun super-kritik tergantung kondisi dan jenis fluida kerja yang digunakan. Pada proses ideal, perhitungan parameter untuk setiap tingkat keadaan dilakukan sebagai berikut:

- Titik 1: ditentukan berdasarkan tekanan ( $P_1$ ) dan temperatur ( $T_1$ ) uap masuk turbin
- Titik 2s: ditentukan berdasarkan entropi dari titik 1 ( $s_2=s_1$ ) dan kondisi isobarik pada kondensor ( $P_2=P_3$ )
- Titik 3: ditentukan berdasarkan temperatur kondensasi ( $T_3$ ) dan kondisi fluida saat masuk pompa, yaitu cair jenuh ( $x_3=0$ )

- Titik 4s: ditentukan berdasarkan entropi dari titik 3 ( $s_4=s_3$ ) dan kondisi isobarik pada evaporator ( $P_4=P_1$ )

Sedangkan untuk kondisi realnya, dapat diperoleh dengan menerapkan persamaan efisiensi isentropik turbin dan efisiensi isentropik pompa, masing-masing pada Persamaan (7) dan Persamaan (8).

Untuk proses simulasi dipilih beberapa fluida organik yang memiliki temperatur kritis di sekitar temperatur *brine* serta memiliki efek kerusakan terhadap lingkungan yang kecil. Daftar fluida kerja yang digunakan pada proses simulasi dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Fluida kerja yang dipilih untuk proses simulasi

No	Fluida kerja	$P_{crit}$ [MPa]	$T_{crit}$ [K]	ODP <sup>a</sup>	GWP <sup>b</sup>
1	propana [R-290]	4,25	369,89	0	3,3
2	isobutana [R-600a]	3,63	407,81	0	3,3
3	butana [R-600]	3,80	425,13	0	3,3
4	isopentana [R-601a]	3,38	460,35	0	0
5	pentana [R-601]	3,37	469,70	0	0

<sup>a</sup> ODP (Ozone depleting potensial)

<sup>b</sup> GWP (Global warming potensial)

Data dan asumsi-asumsi yang digunakan dalam proses simulasi dapat dilihat pada Tabel 3.

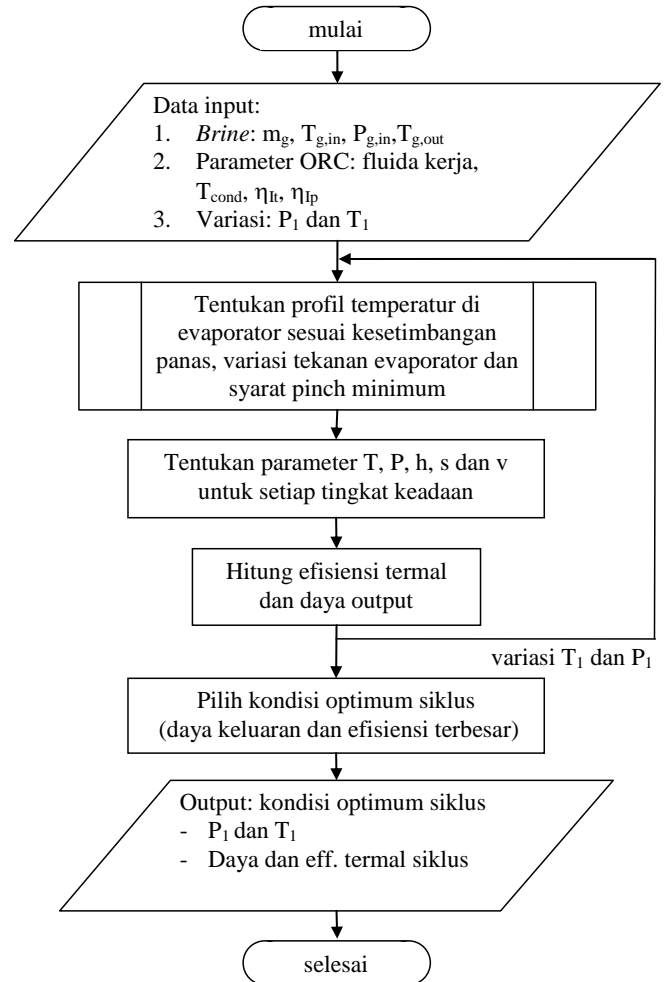
Tabel 3. Data dan asumsi yang digunakan untuk proses simulasi

Brine-Parameter	Nilai
Temperatur Inlet [K]	453,15
Temperatur Outlet [K]	433,15
Tekanan [MPa]	1,1
Flowrate [kg/s]	11,44
ORC-Parameter	
Temperatur kondensasi [K]	313,15
Temperatur air pendingin [K]	298,15
Efisiensi isentropik pompa [%]	70
Efisiensi isentropik turbin [%]	85
Minimum pinch point evaporator [K]	10
Minimum pinch point kondensator [K]	10
Pressure drop penukar panas [MPa]	0,02

Untuk simulasi, laju panas dari *brine* diasumsikan sebesar 1 MW<sub>th</sub> dengan temperatur masuk 453,15K. Sedangkan temperatur keluarannya dibatasi sampai 433,15K untuk menghindari terbentuknya kerak (*scaling*). Temperatur air pendingin masuk kondensator adalah 298,15K. Keadaan fluida kerja masuk pompa adalah cair jenuh (fraksi uap= 0). Hal ini sangat penting karena pompa dapat mengalami kerusakan

apabila kondisi fluida masuk masih mengandung udara/ uap.

Program simulasi dibuat pada Ms. Excel dimana flowchart proses perhitungannya dapat dilihat pada Gambar 8.



Gambar 8. Flowchart penentuan kondisi optimum siklus

## Hasil dan Pembahasan

### Hasil simulasi

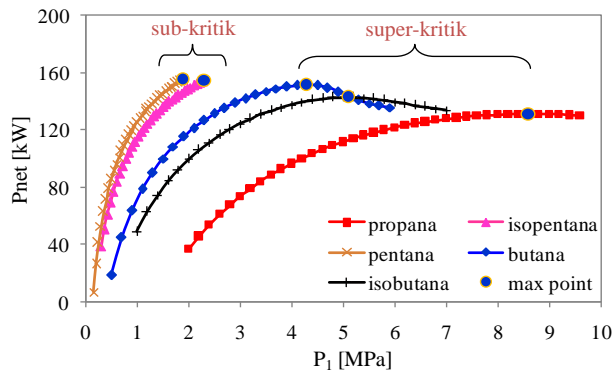
Dari simulasi diperoleh hasil temperatur dan tekanan optimum masuk turbin untuk masing-masing fluida kerja. Pada Tabel 4 terlihat bahwa isopentana dan pentana menghasilkan daya yang optimal pada siklus Rankine sub-kritik. Sedangkan propana, butana dan isobutana menghasilkan daya yang optimal pada siklus Rankine super-kritik. Untuk siklus Rankine sub-kritik, daya netto terbesar diperoleh dengan menggunakan fluida kerja pentana ( $P_{netto}=155,03$  kW) sedangkan pada siklus Rankine super-kritik daya netto terbesar diperoleh dengan menggunakan fluida kerja butana ( $P_{netto}=151,67$  kW). Dari hasil tersebut dapat dilihat bahwa siklus super-kritik tidak

selalu memberikan efisiensi dan daya netto yang lebih baik dibanding siklus sub-kritik.

Tabel 4. Hasil simulasi siklus Rankine organik dengan 5 (lima) fluida kerja berbeda

No	Fluida kerja	P <sub>1</sub> [MPa]	T <sub>1</sub> [K]	P <sub>net</sub> [kW]	Efisiensi [%]	Jenis Siklus
1	pentana	1,90	434,15	155,03	15,50	sub-
2	isopentana	2,30	436,15	154,15	15,42	sub-
3	butana	4,30	443,15	151,67	15,17	super-
4	isobutana	5,10	443,15	142,83	14,28	super-
5	propana	8,60	443,15	131,10	13,11	super-

Pada Gambar 9 dapat dilihat daya netto masing-masing fluida kerja sebagai fungsi tekanan uap masuk turbin (P<sub>1</sub>). Pada siklus Rankine super-kritik tekanan kerja siklus selalu diatas tekanan kritik fluida kerjanya sehingga tekanan optimum siklus Rankine super-kritik yang diperoleh cenderung tinggi.

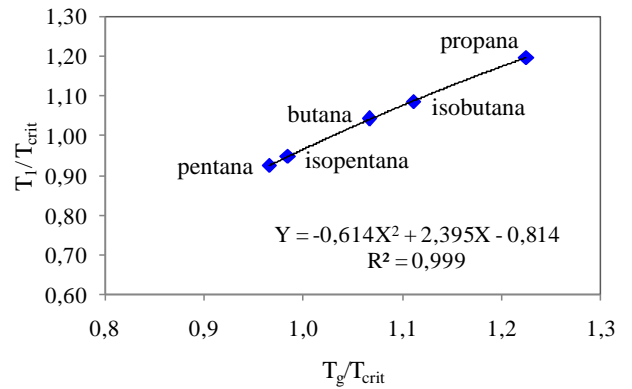


Gambar 9. Daya netto sebagai fungsi tekanan uap masuk turbin untuk beberapa fluida organik

*Hubungan Kondisi Optimum Siklus, Tingkat Keadaan Kritik Fluida Kerja dan Temperatur Brine*

Parameter utama untuk menentukan kondisi optimum siklus adalah tekanan dan temperatur uap masuk turbin. Berdasarkan kondisi optimum masing-masing fluida kerja yang diperoleh dari simulasi, maka dapat diselidiki karakteristik hubungan temperatur uap masuk turbin (T<sub>1</sub>), tekanan uap masuk turbin (P<sub>1</sub>), temperatur kritik (T<sub>crit</sub>), tekanan kritik (P<sub>crit</sub>) dan temperatur brine (T<sub>g</sub>). Dari hasil penyelidikan ditemukan bahwa pada kondisi optimum, parameter tidak berdimensi T<sub>1</sub>/T<sub>crit</sub> dan T<sub>g</sub>/T<sub>crit</sub> untuk semua fluida kerja tersebar pada suatu garis tertentu seperti terlihat pada Gambar 10. Dengan pendekatan persamaan kuadrat maka hubungan T<sub>1</sub>, T<sub>g</sub> dan T<sub>crit</sub> dapat dituliskan dalam bentuk korelasi berikut:

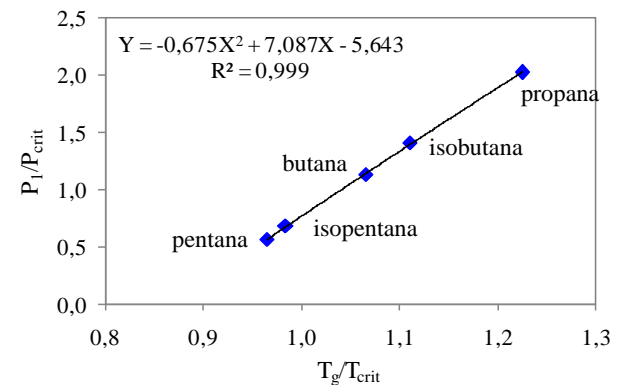
$$\frac{T_1}{T_{crit}} = -0,614 \left( \frac{T_g}{T_{crit}} \right)^2 + 2,395 \left( \frac{T_g}{T_{crit}} \right) - 0,814 \quad \dots(9)$$



Gambar 10. Karakteristik hubungan temperatur brine, temperatur kritik fluida kerja dan temperatur uap masuk turbin pada kondisi optimum

Hal serupa juga terjadi pada hubungan parameter tidak berdimensi P<sub>1</sub>/P<sub>crit</sub> dan T<sub>g</sub>/T<sub>crit</sub> seperti terlihat pada Gambar 11. Hubungan tersebut dapat dituliskan dalam bentuk korelasi berikut:

$$\frac{P_1}{P_{crit}} = -0,675 \left( \frac{T_g}{T_{crit}} \right)^2 + 7,087 \left( \frac{T_g}{T_{crit}} \right) - 5,643 \quad \dots(10)$$



Gambar 11. Karakteristik hubungan temperatur brine, temperatur kritik fluida kerja dan tekanan uap masuk turbin pada kondisi optimum

*Pembahasan*

Seperti telah disebutkan sebelumnya bahwa ada korelasi tertentu antara kondisi optimum (temperatur dan tekanan uap masuk turbin), tingkat keadaan kritik fluida kerja (temperatur kritik dan tekanan kritik) dan temperatur brine. Dengan korelasi tersebut dapat diprediksi temperatur dan tekanan uap masuk turbin yang optimal untuk kondisi yang dibahas pada penelitian ini.

Namun korelasi tersebut harus dibuktikan pada fluida kerja yang lain untuk mengetahui apakah korelasi tersebut berlaku umum. Untuk pembuktian korelasi tersebut telah dipilih 15 (lima belas) fluida kerja organik yang temperatur kritiknya juga berada disekitar temperatur brine.

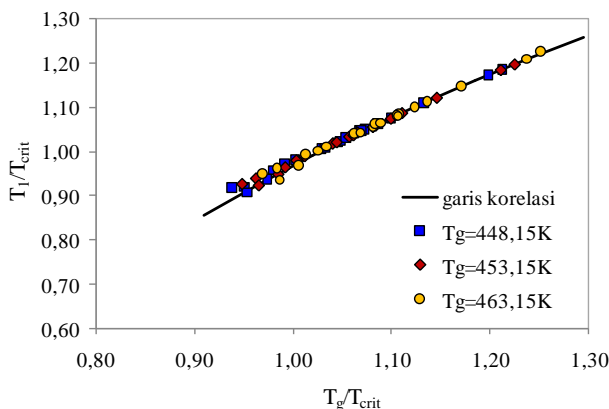
Hasil pembuktian untuk seluruh fluida kerja yang dipilih dapat dilihat pada Tabel 5. Hasil perbandingan kondisi optimum siklus yang diperoleh dari korelasi dan simulasi pada  $T_g=453,15K$  terlihat bahwa kondisi optimum siklus (temperatur dan tekanan uap masuk

turbin) yang diperoleh hampir sama. Penyimpangan maksimum yang diperoleh adalah 2,3% untuk perhitungan temperatur uap dan 5,1% untuk perhitungan tekanan uap optimum.

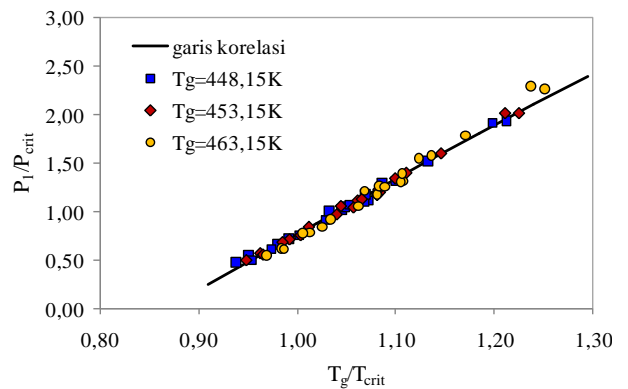
Tabel 5. Perbandingan hasil penentuan kondisi optimum dengan menggunakan korelasi dan simulasi pada  $T_g=453,15K$

No	Fluida kerja	Temperatur, $T_1$ (K)			Tekanan, $P_1$ (MPa)		
		korelasi	simulasi	deviasi	korelasi	simulasi	deviasi
1	R245fa	442	443	0,3%	4,1	4,1	0,0%
2	R124	445	443	0,3%	5,8	5,8	0,0%
3	isobutena	443	443	0,0%	5,0	4,8	4,2%
4	butene	443	443	0,0%	4,9	4,7	4,3%
5	trans-butena	442	443	0,3%	4,4	4,2	4,8%
6	R114	443	443	0,0%	4,0	4,0	0,0%
7	R236ea	444	443	0,2%	4,7	4,7	0,0%
8	cis-butena	441	443	0,5%	4,2	4,1	2,4%
9	R21	439	443	0,9%	4,1	3,9	5,1%
10	neopentana	442	443	0,3%	3,3	3,4	2,9%
11	R134a	444	443	0,2%	7,9	8,2	3,7%
12	R11	434	442	1,8%	2,4	2,5	4,0%
13	R245ca	439	443	0,9%	3,3	3,3	0,0%
14	R123	437	441	0,9%	2,6	2,6	0,0%
15	R141b	433	443	2,3%	2,0	2,1	4,8%

Bila titik optimum masing-masing fluida kerja diplot bersamaan dengan garis dari korelasi pada Persamaan (9) dan Persamaan (10) maka akan terlihat bahwa semua titik optimum tersebar disekitar garis korelasi, terutama daerah di sekitar  $T_g/T_{crit}=1$  seperti ditunjukkan pada Gambar 12 dan 13.

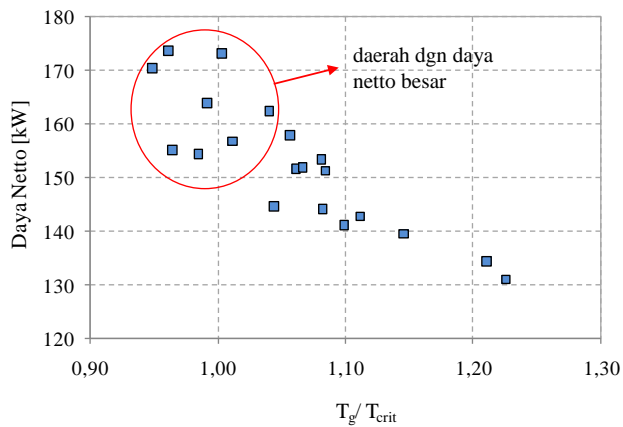


Gambar 12. Perbandingan temperatur optimum siklus dari hasil simulasi dengan garis korelasi untuk 20 fluida kerja berbeda pada  $T_g=448,15-463,15K$



Gambar 13. Perbandingan tekanan optimum siklus dari hasil simulasi dengan garis korelasi untuk 20 fluida kerja berbeda pada  $T_g=448,15-463,15K$

Bila ditinjau daya netto yang dihasilkan terhadap perbandingan  $T_g/T_{crit}$ , maka sangat jelas terlihat bahwa daya netto yang besar cenderung diperoleh dari fluida kerja yang temperatur kritiknya dekat dengan temperatur *brine* seperti ditunjukkan pada Gambar 14.



Gambar 14. Daya netto siklus pada kondisi optimum sebagai fungsi  $T_g/T_{crit}$  pada 20 fluida kerja berbeda

Berdasarkan hasil pembuktian diatas dapat disimpulkan bahwa korelasi pada persamaan (9) dan Persamaan (10) dapat digunakan untuk memprediksi temperatur dan tekanan optimum masuk turbin. Sedangkan untuk hasil yang lebih akurat perlu dilakukan pengecekan beberapa titik disekitar titik prediksi dengan program simulasi untuk memastikan hasil prediksi telah tepat.

### Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan pembahasan maka dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

1. Dari simulasi lima fluida kerja organik dengan sumber panas  $1MW_{th}$  pada temperatur *brine* 453,15K diketahui bahwa fluida kerja pentana dan isopentana optimum pada siklus sub-kritik sedangkan fluida kerja propana, butana dan isobutana optimum pada siklus super-kritik.
2. Telah diperoleh korelasi untuk memprediksi temperatur ( $T_1$ ) dan tekanan uap ( $P_1$ ) masuk turbin. Korelasi telah diujikan pada 20 (dua puluh) fluida kerja organik dengan rentang temperatur *brine* 448,15-463,15K dimana diperoleh hasil semua titik optimum siklus tersebar disekitar garis korelasi. Korelasi ini sangat berguna pada tahap *pre-design* untuk memprediksi temperatur dan tekanan optimum masuk turbin pada siklus Rankine organik.
3. Untuk temperatur *brine* 453,15K, kondisi optimum siklus dengan fluida kerja pentana diperoleh pada temperatur uap masuk turbin,  $T_1 = 434,15K$  dan tekanan uap masuk turbin,  $P_1 = 1,9MPa$ . Efisiensi termal ( $\eta_{th}$ ) yang diperoleh 15,5%.

### Nomenklatur

T	temperatur (K)
P	tekanan (MPa)
Z	faktor kompresibilitas (-)

s	entropi spesifik ( $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$ )
$\dot{W}$	daya (kW)
$\dot{Q}$	laju panas (kW)
h	entalpi spesifik ( $kJ\ kg^{-1}$ )
v	volume spesifik ( $m^3\ kg^{-1}$ )

### Greek letters

$\eta$	efisiensi termal (%)
--------	----------------------

### Subscripts

1	kondisi masuk turbin
2	kondisi keluar turbin
3	kondisi masuk pompa
4	kondisi keluar pompa
crit	kritik
s	proses isentropik
t	turbin
p	pompa
net	netto
in	inlet
out	outlet

### Referensi

- [1] Bambang dkk. (2006): Model of Binary Cycle Power Plant using Brine as Thermal Energy Sources and Development Potential in Sibayak, P3TPSE-BPPT, Jakarta.
- [2] Wei DH, Lu XS, Lu Z, Gu JM. (2007): Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery, Energy Conversion and Management 48(4):1113e9
- [3] He C., Liu C., Gao H. dkk (2011): The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle, Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technologies and Systems of Ministry of Education, College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China.
- [4] Vatter, C. (2012): Parameterstudie zur Simulation von Niedertemperatur-Kreisprozessen, Institute for Nuclear and Energy Technologies, KIT, Hermann-von-Helmholtz-Platz 1, 76344 Eggenstein-Leopoldshafen, Germany.
- [5] H. Chen, D Yogi Goswami, EK Stefanakos (2010): A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, Clean Energy Research Center, College of Engineering, ENB 118, University of South Florida, 4202 E. Fowler Avenue, Tampa, FL 33620, USA.