

Analisis Sistem Kerja Termal *Heat Recovery Steam Generator* pada Gabungan Siklus Rankine Organik dan Siklus Minyak Termal

Dede Lia Zariatun¹, I Gede Eka Lesmana², Rovida Camalia Hartantrie³, Farid Setyo Raharjo⁴

^{1,2,3,4}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila
Jl. Raya Lenteng Agung, Srengseng Sawah, Jakarta, Indonesia
ridfarid98@gmail.com

Abstrak

Organic Rankine Cycle (ORC) merupakan pengembangan teknologi ramah lingkungan untuk memenuhi kebutuhan energi listrik. Salah satu modifikasi siklus ORC yaitu menggabungkannya dengan siklus minyak termal. *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) adalah komponen yang berhubungan langsung dengan siklus minyak termal. HRSG berfungsi sebagai tempat memanaskan fluida kerja R134A memanfaatkan panas yang dibawa oli termal sehingga mengubah R134A menjadi uap untuk memutar poros ekspander yang disambung dengan generator sehingga menghasilkan listrik. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh perbedaan temperatur terhadap kinerja termal HRSG dengan membandingkan antara hasil perhitungan simulasi CFD dengan perancangan desain HTRI. Pada simulasi CFD nilai beda temperatur oli termal sebesar 11,83 K dan R134A sebesar 46,13 K sedangkan pada perancangan HTRI nilai beda temperatur oli termal sebesar 33 K dan R134A sebesar 35,61 K. Hasil perhitungan simulasi CFD laju perpindahan panas oli termal sebesar 8,102 kJ/s dan R134A sebesar 8,062 kJ/s dengan efektivitas sebesar 55%. Pada perhitungan HTRI laju perpindahan panas oli termal sebesar 22,603 kJ/s dan R134A sebesar 6,225 kJ/s dengan efektivitas sebesar 42%. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa beda temperatur berpengaruh terhadap kinerja HRSG, semakin besar beda temperatur semakin besar nilai laju perpindahan panas, serta semakin besar pula efektivitas yang diperoleh.

Kata kunci: HRSG, Siklus Rankine Organik, Siklus Minyak termal, Beda Temperatur

I. PENDAHULUAN

Seiring perkembangan zaman, ketergantungan manusia terhadap energi sangat tinggi. Dilansir Outlook energi Indonesia 2019, penyaluran listrik dari PLN dan pembangkit non PLN kepada konsumen rumah tangga sebesar 42% atau 97,8 ribu GWh, industri 33% atau 76,9 ribu GWh dan komersial sebesar 25% atau 59,5 ribu GWh, sedangkan konsumsi listrik di sektor transportasi untuk pengoperasian kereta komuter konsumsinya sebesar 0,12% atau 274 GWh. [1]

Untuk memenuhi kebutuhan energi tersebut diperlukan upaya-upaya pengembangan teknologi yang mampu mensuplai kebutuhan energi pengganti dan mampu mengurangi masalah yang berkaitan dengan isu lingkungan, salah satu di antaranya sumber energi

terbarukan yang berasal dari rekayasa energi. Proses pirolisis adalah salah satu teknologi termokimia untuk mengubah biomassa menjadi produk energi dan kimia berbentuk cair, padat dan gas [2]. Penelitian hasil pirolisis plastik jenis LDPE dan PP menunjukkan bahwa nilai densitas minyak hasil pirolisis mendekati nilai densitas dari solar dan minyak tanah. Nilai viskositas minyak hasil pirolisis mendekati nilai viskositas bensin, sementara nilai kalor hasil pirolisis mendekati nilai kalor solar [3]. Hasil pirolisis tandan kosong kelapa sawit pada perlakuan suhu 200 - 450°C berupa gas (49,33% - 57,79%), berupa Padat (32,96% - 42,74%) dan berupa cairan (7,14% - 10,80%). [4]. Pada penelitian sistem PLTGU Biomassa menggunakan gabungan siklus Brayton dan siklus Rankine diperoleh efisiensi sebesar 58,197%. [5]

Aplikasi ORC untuk memproduksi listrik semakin meningkat karena dapat memanfaatkan sumber panas bertemperatur rendah untuk menghasilkan daya dari limbah panas yang tersedia dalam proses industri seperti Panas buang mesin-mesin industri, panas bumi, sinar matahari, biomassa dan lain-lain. [6]. Pada penelitian perancangan dan kaji eksperimen sistem ORC berkapasitas 1 kW menggunakan fluida kerja R245fa memanfaatkan panas uap sisa bertemperatur 120 °C, sistem ORC mampu menghasilkan energi listrik sebesar 1,02 kW dan efisiensi termal 5,64% [7]. Penggunaan minyak termal pada Siklus ORC memiliki efisiensi energi yang tinggi secara keseluruhan 98% dari daya termal masuk minyak termal berubah menjadi energi listrik (20%) dan panas (78%). [8]

Penelitian ini memanfaatkan Gabungan siklus Rankine Organik (ORC) dan siklus minyak termal dengan menggunakan Fluida kerja R134A. Salah satu komponen yang terdapat pada siklus kombinasi ini adalah *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) yang memanfaatkan energi panas yang dibawa oleh minyak termal untuk mengubah fluida kerja R134A menjadi uap yang akan menggerakkan turbin uap. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui kinerja termal HRSG yang digunakan pada gabungan siklus rankine organik dengan siklus minyak termal menggunakan fluida kerja R134A dengan membandingkan hasil perhitungan antara perancangan HTRI dengan simulasi CFD menggunakan *Software Solidworks Flow Simulation*.

II. METODE PENELITIAN

Tahapan- tahapan proses penelitian mengikuti alur seperti yang sudah direncanakan dalam diagram alir berikut ini :

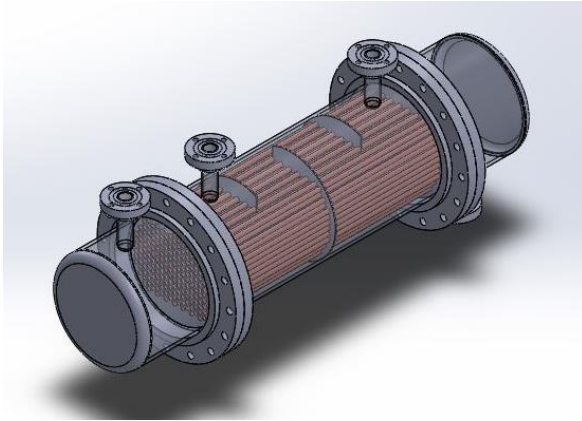


Gambar 1 Diagram Alir Penelitian

A. Desain HRSG

Desain HRSG yang digunakan dalam simulasi ini adalah jenis *Shell And Tube* tipe BEM dengan karakteristik :

- Panjang HRSG : 1676 mm
- Diameter *Shell* : 406 mm
- Panjang *Shell* : 1000 mm
- Jumlah *Tube* : 217 buah
- Diameter *Tube* : 15,875 mm
- Panjang *Tube* : 1000 mm
- Material *Shell* : *Carbon Steel*
- Material *Tube* : *Stainless Steel 316 L*



Gambar 2 Desain HRSG

B. Perhitungan HRSG

Perhitungan dilakukan menggunakan metode perhitungan manual dengan parameter yang diperoleh dari data perancangan HTRI dan hasil Simulasi dengan Software Solidworks Flow Simulation sebagai berikut.

Tabel 1 Data Perhitungan perancangan HTRI

No	Parameter	Nilai
1	Temperatur masuk Minyak Termal (T_{hi})	396,14K
2	Temperatur masuk R134A(T_{ci})	312,53 K
3	Temperatur Keluar Minyak Termal (T_{ho}) HTRI	363,14 K
4	Temperatur Keluar R134A (T_{co}) HTRI	348,14 K
5	Laju aliran massa Minyak Termal (\dot{m}_h)	0,343 kg/s
6	Laju aliran massa R134A (\dot{m}_c)	0,123 kg/s
7	Panas Jenis Fluida Minyak Termal (CP_h)	1,994 kJ/kg.K
8	Panas Jenis Fluida R134A (CP_c)	1,4209 kJ/kg.K
9	Koefisien Perpindahan Panas R 134 A (h_c)	516,64 W/m ² .K
10	Koefisien Perpindahan Panas Minyak Termal (h_h)	101,62 W/m ² .K

Tabel 2 Data Perhitungan Simulasi CFD

No	Parameter	Nilai
1	Temperatur masuk Minyak Termal (T_{hi})	396,14K
2	Temperatur masuk R134A(T_{ci})	312,53 K
3	Temperatur Keluar Minyak Termal (T_{ho}) CFD	384,31 K
4	Temperatur Keluar R134A (T_{co}) CFD	358,66 K

1) Perhitungan laju kapasitas panas

Untuk mempermudah menghitung laju perpindahan panas dibutuhkan laju kapasitas panas yang dapat dihitung dengan persamaan berikut :[9]

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \quad (1)$$

atau

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \quad (2)$$

dimana:

C_h = laju kapasitas panas fluida panas (W/K)

C_c = laju kapasitas panas fluida dingin (W/K)

\dot{m}_h = laju aliran massa fluida panas (kg/s)

\dot{m}_c = laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

C_{p_c} = Panas Jenis fluida dingin (kJ/kg.K)

C_{p_h} = Panas Jenis fluida panas (kJ/kg.K)

2) Perhitungan Mekanisme Perpindahan Panas Konduksi

Berikut Persamaan yang digunakan untuk menghitung perpindahan panas konduksi :[10]

$$Q_x = -kA \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (3)$$

3) Perhitungan Mekanisme Perpindahan Panas Konveksi

Berikut Persamaan yang digunakan dalam menghitung Perpindahan panas Konveksi : [10]

$$Q_c = hA \cdot T_{hi} - T_{ho} \quad (4)$$

atau

$$Q_c = hA \cdot T_{co} - T_{ci} \quad (5)$$

4) Perhitungan laju perpindahan panas aktual

Laju perpindahan panas aktual merupakan panas yang dilepaskan oleh fluida panas atau yang diserap oleh fluida dingin, yang dapat dihitung dengan persamaan berikut: [9]

$$Q_h = C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \quad (6)$$

atau

$$Q_c = C_c \cdot (T_{ci} - T_{co}) \quad (7)$$

dimana:

- Q_{act} = laju perpindahan panas aktual (W)
- C_h = laju kapasitas panas fluida panas (W/K)
- C_c = laju kapasitas panas fluida dingin (W/K)
- T_{hi} = temperatur fluida panas masuk heat exchanger (K)
- T_{ho} = temperatur fluida panas keluar heat exchanger (K)
- T_{ci} = temperatur fluida dingin masuk heat exchanger (K)
- T_{co} = temperatur fluida dingin keluar heat exchanger (K)

- 5) Perhitungan laju perpindahan panas maksimal
Laju perpindahan panas maksimal merupakan nilai perpindahan panas terbesar yang mungkin terjadi pada heat exchanger yang dapat dihitung dengan persamaan berikut : [9]

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \quad (8)$$

dimana:

- Q_{max} = laju perpindahan panas maksimal (W)
- C_{min} = nilai terkecil di antara nilai C_h dan C_c (W/K)
- T_{hi} = temperatur fluida panas masuk *heat exchanger* (K)
- T_{ci} = temperatur fluida dingin masuk *heat exchanger* (K)

- 6) Perhitungan Kesetimbangan Energi
Keseluruhan keseimbangan energi untuk setiap dua-fluida penukar panas dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini : [11]

$$\Delta E = Q_h - Q_c \quad (9)$$

- Q_h = laju perpindahan panas aktual fluida panas (W)
- Q_c = laju perpindahan panas aktual fluida dingin (W)

- 7) Perhitungan efektivitas
Untuk mengetahui kinerja *heat exchanger* maka dapat digunakan effectiveness. Untuk mencari hal tersebut maka harus diketahui nilai

perpindahan kalor maksimum (q_{max}) dari *heat exchanger* :

$$\varepsilon = \frac{C_c \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \cdot 100\% \quad (10)$$

dimana :

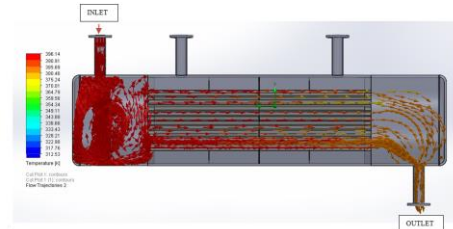
- ε = Efektivitas (%)
- Q = laju perpindahan panas aktual (W)
- Q_{max} = laju perpindahan maksimal (W)

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Hasil Simulasi Temperatur Fluida

Pada proses simulasi CFD menggunakan *Software Solidworks Flow Simulation* terhadap komponen HRSG dan dihasilkan distribusi temperatur yang terjadi pada fluida minyak termal pada *tube* dan R134A pada *Shell*.

1) Simulasi Temperatur *Tube*

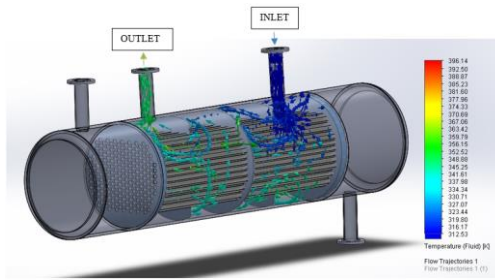


Gambar 3 Distribusi Temperatur *Tube*

Gambar 3 menunjukkan hasil simulasi pada *Tube* dimana temperatur minyak termal yang masuk ke dalam *nozzle inlet* sebesar 396,14 K ditunjukkan dengan warna merah. Kemudian secara perlahan terjadi penurunan temperatur di dalam *tube* ditunjukkan dengan perubahan warna pada aliran minyak termal akibat pertukaran panas yang terjadi di dalam HRSG. Setelah melalui *tube*, oli termal akan mengalir keluar pada bagian *nozzle outlet* yang berada di *rear end head* HRSG dengan temperatur keluaran sebesar 384,31 K. Semakin rendah temperatur maka warna akan semakin kuning tua dan semakin tinggi temperatur maka warna akan semakin merah.

Terjadi penurunan yang tidak merata pada beberapa *Tube*, hal ini disebabkan oleh banyaknya jumlah *tube* sehingga tidak semua *Tube* bersentuhan dengan aliran fluida dingin secara merata.

2) Simulasi Temperatur *Shell*

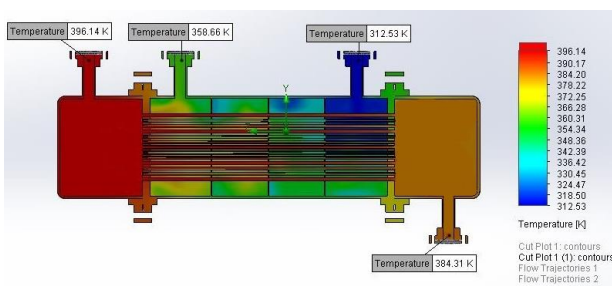


Gambar 4 Distribusi Temperatur Shell

Gambar 4 merupakan simulasi aliran yang terjadi pada *Shell*, R134A masuk melalui *nozzle inlet* HRSG dengan temperatur masuk sebesar 312,53 K. kemudian aliran R134A mengalir mengikuti arah sekat atau *Baffle* yang berada di dalam *Shell* dan keluar pada *nozzle outlet* yang berada pada sisi lain badan HRSG. Ketika melewati *baffle* terjadi kenaikan temperatur yang ditandai dengan perubahan warna pada aliran R134A. Temperatur terus mengalami kenaikan temperatur secara perlahan hingga keluar pada *outlet* yang berada pada HRSG dengan temperatur sebesar 358,66 K ditunjukkan pada warna hijau.

Hasil simulasi menunjukkan bahwa terdapat perubahan warna yang terjadi pada aliran R134A yang menunjukkan terjadinya kenaikan temperatur akibat pertukaran panas yang terjadi di dalam HRSG dimana semakin rendah temperatur maka warna akan semakin gelap (biru tua) dan semakin tinggi temperatur maka akan semakin mendekati hijau.

3) Simulasi Temperatur Keseluruhan



Gambar 5 Distribusi Temperatur Keseluruhan

Pada hasil simulasi HRSG dapat diketahui besarnya pertukaran temperatur pada fluida berdasarkan warna dan besarnya. Pada bagian tube, terjadi penurunan temperatur sebesar 11,61 K dimana temperatur fluida oli termal ketika masuk kedalam HRSG sebesar 396,14 K dan ketika keluar dari HRSG temperatur menjadi 384,31 K. Pada bagian Shell diketahui bahwa terjadi peningkatan temperatur sebesar 45,41 K sehingga temperatur

R134A ketika masuk kedalam shell sebesar 312,53 K menjadi 358,66 K ketika keluar dari *shell*.

Penurunan temperatur yang terjadi pada fluida oli termal yang berada di *tube* terjadi akibat adanya konduksi antara oli termal dan dinding *tube* sedangkan kenaikan temperatur yang terjadi pada R134A terjadi akibat adanya konveksi antara kedua fluida.

B. Perhitungan

1) Perhitungan Kapasitas Panas

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \cdot CP_h \\ &= 0,343 \text{ kg/s} \cdot 1,994 \text{ kJ/kg.K} \\ &= 0,684 \text{ kJ/sK} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \cdot CP_c \\ &= 0,123 \text{ kg/s} \cdot 1,4209 \text{ kJ/kg.K} \\ &= 0,175 \text{ kJ/sK} \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh bahwa R134A memiliki kapasitas minimum dan fluida oli termal memiliki kapasitas maksimum.

2) Perhitungan Mekanisme Laju Perpindahan

Panas Konduksi

$$\begin{aligned} Q_x &= -kA \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} \\ &= 17,864 \text{ W} \end{aligned}$$

total perpindahan panas konduksi pada seluruh tube adalah :

$$\begin{aligned} 217 \text{ Tube} &= 217 \cdot 17,864 \text{ W} \\ &= 3876,488 \text{ W} \\ &= 3,876 \text{ kW} \end{aligned}$$

3) Perhitungan Mekanisme Laju Perpindahan

Panas Konveksi

$$\begin{aligned} Q_{c\text{Tube}} &= hA \cdot T_{hi} - T_{ho} \\ &= 516,64 \text{ W/m}^2\text{k} \cdot 2,418 \text{ m}^2 \cdot (348,14 \text{ K} - \\ &\quad 312,53 \text{ K}) \\ &= 318,578 \text{ W} \\ &= 0,318 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{c\text{Shell}} &= hA \cdot T_{co} - T_{ci} \\ &= 516,64 \text{ W/m}^2\text{k} \cdot 2,418 \text{ m}^2 \cdot (348,14 \text{ K} - \\ &\quad 312,53 \text{ K}) \\ &= 44485,276 \text{ W} \end{aligned}$$

$$= 44,485 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_{c\text{Shell}} + Q_{c\text{Tube}} \\ &= 44,485 \text{ kW} + 0,318 \text{ kW} \\ &= 44,804 \text{ kW} \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh nilai laju perpindahan panas Konveksi sebesar 44,804 kW sedangkan laju perpindahan panas konduksi sebesar 3,876 kW sehingga menunjukkan bahwa laju perpindahan panas konveksi dominan dan memiliki pengaruh lebih besar dibandingkan dengan nilai laju perpindahan panas konduksi.

4) Perhitungan laju perpindahan panas maksimal

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= C_{\min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \\ &= 0,175 \text{ kJ/sK} \cdot (396,14 \text{ K} - 312,53 \text{ K}) \\ &= 14,6125 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

5) Perhitungan laju perpindahan panas HTRI

$$\begin{aligned} Q_h &= C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \\ &= 0,684 \text{ kJ/sK} \cdot (396,14 \text{ K} - 363,14 \text{ K}) \\ &= 22,603 \text{ kJ/s} \\ Q_c &= C_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \\ &= 0,175 \text{ kJ/sK} \cdot (348,14 \text{ K} - 312,53 \text{ K}) \\ &= 6,225 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

6) Kestimbangan Energi HTRI

$$\begin{aligned} \Delta E &= Q_h - Q_c \\ &= 22,603 \text{ kJ/s} - 6,225 \text{ kJ/s} \\ &= 16,378 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

7) Perhitungan efektivitas HTRI

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{C_c \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_{\min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \cdot 100\% \\ &= \frac{0,175 \text{ kJ/sK} \cdot (348,14 \text{ K} - 312,53 \text{ K})}{0,175 \text{ kJ/sK} \cdot (396,14 \text{ K} - 312,53 \text{ K})} \cdot 100\% \\ &= 42\% \end{aligned}$$

8) Perhitungan laju perpindahan panas Simulasi CFD

$$\begin{aligned} Q_h &= C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \\ &= 0,684 \text{ kJ/sK} \cdot (396,14 \text{ K} - 384,31 \text{ K}) \\ &= 8,102 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_c &= C_c \cdot (T_{co} - T_{ci}) \\ &= 0,175 \text{ kJ/sK} \cdot (358,66 \text{ K} - 312,53 \text{ K}) \\ &= 8,062 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

9) Kestimbangan Energi Simulasi CFD

$$\begin{aligned} \Delta E &= Q_h - Q_c \\ &= 8,102 \text{ kJ/s} - 8,062 \text{ kJ/s} \\ &= 0,04 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

10) Perhitungan efektivitas Hasil Simulasi CFD

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{C_c \cdot (T_{co} - T_{ci})}{C_{\min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \cdot 100\% \\ &= \frac{0,175 \text{ kJ/sK} \cdot (358,66 \text{ K} - 312,53 \text{ K})}{0,175 \text{ kJ/sK} \cdot (396,14 \text{ K} - 312,53 \text{ K})} \cdot 100\% \\ &= 55\% \end{aligned}$$

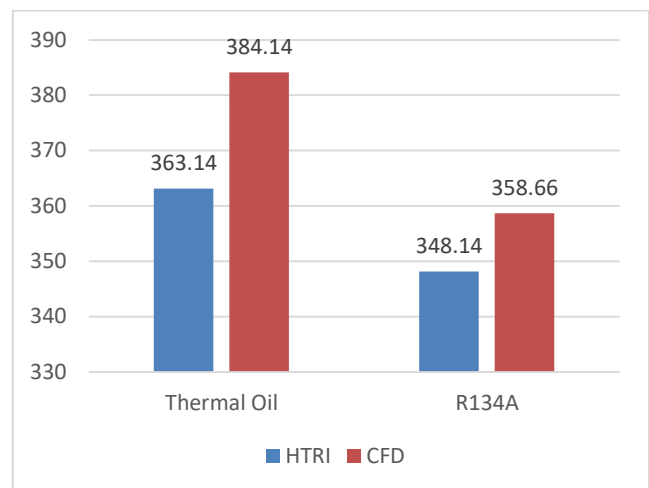
C. Perbandingan hasil simulasi CFD dan perancangan HTRI

Setelah dilakukan perhitungan diperoleh nilai hasil antara perhitungan perancangan HTRI dengan perhitungan simulasi CFD.

Tabel 3 Perbandingan Hasil Perhitungan

Perhitungan	HTRI	CFD
Q_h	22,603 kJ/s	8,102 kJ/s
Q_c	6,225 kJ/s	8,062 kJ/s
ΔE	16,378 kJ/s	0,04 kJ/s
ϵ	42 %	55 %

1) Perbandingan hasil temperatur

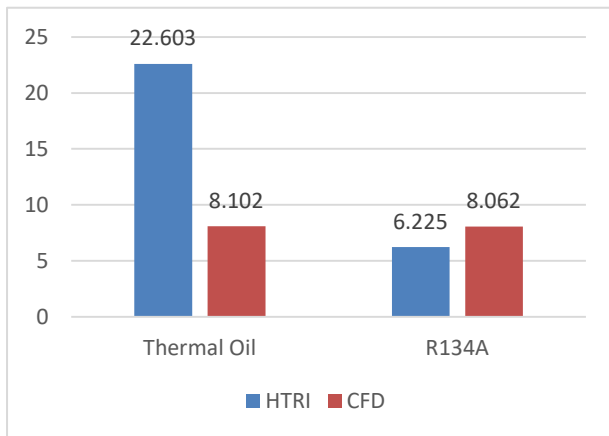


Gambar 6 Diagram Perbandingan Temperatur

Pada Gambar 6 dapat dilihat bahwa temperatur hasil simulasi CFD memiliki nilai lebih tinggi dibandingkan hasil pada HTRI. Pada fluida minyak termal temperatur hasil simulasi diperoleh sebesar 384,14 K sedangkan pada hasil HTRI sebesar 363,14 K. Lalu pada R134A temperatur hasil

simulasi sebesar 358,66 K dan pada HTRI sebesar 384,14 K. Perbedaan temperatur antara HTRI dan simulasi CFD berbeda karena adanya pengaruh faktor faktor koreksi seperti pressure drop yang terdapat pada sistem dalam software baik pada HTRI maupun simulasi CFD, dimana pada simulasi CFD tekanan berada pada kondisi konstan pada setiap fluida sedangkan pada HTRI pressure drop pada shell sebesar 0,045 kPa dan pada sisi tube sebesar 0,095 kPa.

2) Perbandingan Laju Perpindahan Panas

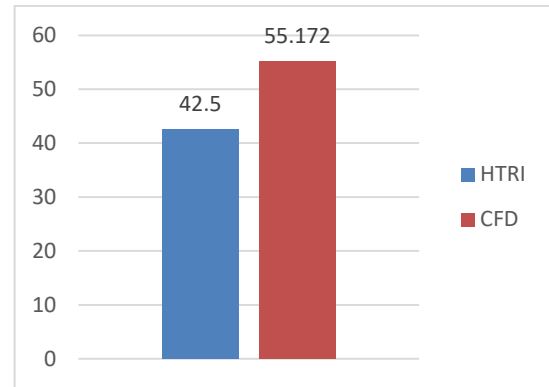


Gambar 7 Diagram Perbandingan Laju Perpindahan Panas

Berdasarkan Gambar 7 hasil perhitungan laju perpindahan panas oli termal yang terjadi di dalam HRSG lebih tinggi dibanding pada perhitungan simulasi CFD. Nilai yang diperoleh sebesar 22,603 kJ/s pada perhitungan HTRI, sedangkan pada perhitungan laju perpindahan panas oli termal hasil simulasi CFD diperoleh nilai yang lebih kecil yaitu sebesar 8,102 kJ/s. Hasil berbeda diperoleh pada perhitungan laju perpindahan panas R134A dimana hasil perhitungan simulasi CFD lebih tinggi dibandingkan perhitungan laju aliran panas R134A HTRI, dengan nilai sebesar 8,062 kJ/s, sedangkan pada perhitungan HTRI sebesar 6,225 kJ/s.

Perbedaan hasil perhitungan laju perpindahan panas antara perhitungan HTRI dan perhitungan simulasi CFD disebabkan oleh perbedaan perubahan temperatur antara temperatur masuk dan keluar yang diperoleh. Selisih perubahan temperatur pada fluida oli termal antara perhitungan HTRI dan simulasi sebesar 21,17 K sedangkan selisih perubahan temperatur R134A antara perhitungan HTRI dan simulasi sebesar 10,52 K.

3) Perbandingan Efektivitas



Gambar 8 Diagram Perbandingan Efektivitas

Pada perhitungan efektivitas, diperoleh hasil dimana efektivitas dari perhitungan Simulasi lebih tinggi dibandingkan dengan hasil perhitungan efektivitas pada HTRI. Besarnya nilai efektivitas dipengaruhi oleh laju perpindahan panas fluida dingin pada setiap perhitungan baik HTRI maupun simulasi CFD. Semakin tinggi laju perpindahan panas maka semakin tinggi efektivitas yang diperoleh, laju perpindahan panas pada Simulasi CFD lebih besar dibandingkan HTRI dengan selisih sebesar 1,837 kJ/s. Nilai efektivitas yang diperoleh pada perhitungan simulasi CFD yaitu sebesar 55 % lebih besar 13% dibandingkan dengan efektivitas HTRI yaitu sebesar 42 %.

IV. KESIMPULAN

Dari hasil simulasi dan perhitungan HRSG diperoleh hasil sebagai berikut:

Nilai Beda Temperatur mempengaruhi kinerja dari HRSG dimana pada hasil Simulasi CFD dengan nilai beda temperatur minyak termal dan R134A sebesar 11,83 K dan 46,13 K diperoleh nilai laju perpindahan panas fluida minyak termal sebesar 8,102 kJ/s dan pada R134A sebesar 8,062 kJ/s, serta nilai efektivitas dari HRSG diperoleh sebesar 55 %. Sementara saat menggunakan nilai beda temperatur pada hasil perancangan HTRI dengan minyak termal dan R134A sebesar 33 K dan 35,61 K, diperoleh nilai laju perpindahan panas fluida minyak termal sebesar 22,603 kJ/s dan laju perpindahan panas pada R134A sebesar 6,225 kJ/s serta efektivitas dari HRSG sebesar 42 %.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi nilai beda temperatur mengakibatkan semakin tinggi laju perpindahan panas dan efektivitas dari HRSG, sedangkan semakin rendah beda temperatur semakin rendah pula laju perpindahan panas dan efektivitas dari HRSG.

REFERENSI

- [1] Suharyati, J. L. Wibowo, S. H. Pambudi, and N. I. Pratiwi, *Indonesia Energy Outlook* 2019, vol. 53, no. 9. Dewan Energi Nasional, 2019.
- [2] T. B. Nur & A. W. Syahputra, “*Integrated biomass pyrolysis with organic Rankine cycle for power generation,*” in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 308, no. 1, pp. 0–6, 2018.
- [3] E. K, G. Mukhtar & A. Nego, “Pengolahan Sampah Plastik dengan Metoda Pirolisis menjadi Bahan Bakar Minyak,” Seminar Nasional Teknik Kimia Kejuangan, pp. 1–7, 2016.
- [4] Tambunan, A. H., Setiawan, R.P.A., & Ginting, A.S., “Karakteristik Gas-Gas Hasil Pirolisis Tandan Kosong Kelapa Sawit,” *Jurnal Teknologi Industri Pertanian*, vol. 25, no. 2, pp. 158–163, 2015.
- [5] I. B. Rahardja & W. Paryatmo, “Analisa Dan Optimasi Sistem Pltgu Biomassa Gas Metan Dengan Daya 20 Mw,” *Jurnal Teknologi*, vol. 9, no. 2, p. 65, 2017.
- [6] M. Arifin & A. D. Pasek, “Design of Radial Turbo-Expanders for Small Organic Rankine Cycle System Design of Radial Turbo-Expanders for Small Organic Rankine Cycle System,” in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, pp. 1–10, 2015.
- [7] U. Muhammad, M. Imran, D. H. Lee, & B. S. Park, “*Design and experimental investigation of a 1 kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam,*” *Energy Conversion and Management*, vol. 103, pp. 1089–1100, 2015.
- [8] Northern Innovation, “Technical Investigation into Thermal Oil Technology,” 2010.
- [9] J. Sudrajat, “Analisis Kinerja Heat Exchanger Shell & Tube Pada Sistem Cog Booster Di Integrated Steel Mill Krakatau,” *Jurnal Teknik Mesin*, vol. 6, no. 3, p. 174, 2017.
- [10] N. Putra, *Alat Penukar Kalor*. Jakarta: Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia, 2012.
- [11] T. Kuppan, *Heat Exchanger Design Handbook*. New York: Marcel Dekker, Inc., 2000.