

Investigasi Kinerja *Heat Exchanger* pada *Cooling Tank Section* Untai FASSIP-03 NT

Dedy Haryanto, Putut Hery Setiawan, Arif Adtyas Budiman, Muhamad Ganjar Putra, Andhika Enggar
Pamungkas, Mulya Juarsa

Pusat Riset dan Teknologi Reaktor Nuklir, Organisasi Riset Tenaga Nuklir,
Badan Riset dan Inovasi Nasional (BRIN)
Kawasan Sain dan Teknologi BJ. Habibie, Tangerang Selatan, 15314, Indonesia
* E-mail: dedy004@brin.go.id

Abstrak

Untai uji Fasilitas Simulasi Sistem Pasif (FASSIP) merupakan fasilitas uji eksperimen sistem pendingin pasif untuk pengambilan panas sisa hasil peluruhan yang dihasilkan oleh teras reaktor selama kondisi kecelakaan. Cooling tank Section (CTS) merupakan salah satu komponen dari fasilitas untai FASSIP 03 NT. Komponen ini dilengkapi dengan penukar kalor (heat exchanger), terdapat 3 jenis penukar kalor yang dapat diaplikasikan pada CTS. Yaitu penukar kalor tipe Straight Pipe Heat Exchanger (SPHE), tipe Straight Pipe Fins Heat Exchanger (SPFH) dan tipe Helical Pipe Heat Exchanger (HPHE). Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui kinerja tiga tipe penukar kalor dengan metode perhitungan menggunakan persamaan one-dimensional steady heat conduction. Proses perhitungannya menggunakan software Matlab. Penukar kalor tipe HPHE mempunyai panjang yang jauh lebih besar yaitu 5,176 m sehingga tahanan termalnya (R_{th}) sangat kecil yaitu sebesar $0.004171 \text{ }^\circ\text{C/W}$. Perubahan laju energi kalor pada CTS dengan penukar kalor HPHE sebesar 2397 watt. Untuk mencapai mencapai selisih temperatur air sekunder CTS (ΔT_2) sebesar $5 \text{ }^\circ\text{C}$, penukar kalor tipe HPHE membutuhkan waktu 3,464 jam.

Kata kunci: FASSIP 03 NT, *Cooling tank Section*, *Straight Pipe Heat Exchanger*, *Straight Pipe Fins Heat Exchanger*, *Helical Pipe Heat Exchanger*.

Abstract

The Facility for Passive System Simulation (FASSIP) test loop is an experimental facility for testing passive cooling systems for the removal of decay heat generated by the reactor core during accident conditions. The Cooling Tank Section (CTS) is one of the components of the FASSIP 03 NT facility. This component is equipped with a heat exchanger, and there are three types of heat exchangers that can be applied to the CTS: Straight Pipe Heat Exchanger (SPHE), Straight Pipe Fins Heat Exchanger (SPFH), and Helical Pipe Heat Exchanger (HPHE). The purpose of this research is to assess the performance of three types of heat exchangers using the one-dimensional steady heat conduction equation. The calculation process is carried out using Matlab software. The HPHE type heat exchanger has a significantly longer length of 5.176 meters, resulting in a very small thermal resistance (R_{th}) of $0.004171 \text{ }^\circ\text{C/W}$. The change in heat energy rate in the CTS with the HPHE heat exchanger is 2397 watts. To achieve a secondary CTS water temperature difference (ΔT_2) of $5 \text{ }^\circ\text{C}$, the HPHE heat exchanger requires 3,464 hours.

Keywords: FASSIP 03 NT, *Cooling tank Section*, *Straight Pipe Heat Exchanger*, *Straight Pipe Fins Heat Exchanger*, *Helical Pipe Heat Exchanger*.

PENDAHULUAN

Station Black Out (SBO) yang terjadi di instalasi reaktor nuklir Fukushima Jepang yang bermula karena adanya gempa dan disusul tsunami menjadikan sistem pendingin pasif pada instalasi reaktor sesuatu yang penting. Sistem pendingin pasif bekerja tanpa memerlukan energi listrik, sehingga sistem ini dapat beroperasi saat terjadi *Station Black Out* (SBO). Sistem pendingin pasif dapat digunakan berdampingan dengan sistem pendingin aktif sebagai sistem keselamatan reaktor nuklir. Untai uji Fasilitas Simulasi Sistem Pasif (FASSIP) merupakan fasilitas eksperimen sistem pendingin pasif untuk pengambilan panas sisa hasil peluruhan yang dihasilkan oleh teras reaktor selama kondisi kecelakaan. Salah satu fasilitas eksperimen sistem pendingin pasif tersebut adalah untai uji Fasilitas Simulasi Sistem Pasif-03 *Nanobubble Transparent* (FASSIP-03 NT). FASSIP-03 NT merupakan fasilitas eksperimen untai pendingin pasif berskala medium (Haryanto et al, 2021) (Sun et al, 2017) (Wang et al, 2013).

Cooling Tank Section (CTS) merupakan salah satu komponen dari fasilitas untai FASSIP-03 NT. *Cooling Tank Section* (CTS) berfungsi untuk melepaskan energi kalor dari fluida kerja ke air pendingin disisi sekunder sehingga densitas fluida kerja kembali meningkat. Pengaruh perubahan densitas fluida di daerah panas (pada *Heating Tank Section*) menimbulkan gaya apung (*buoyancy force*) dan pengaruh perubahan densitas fluida pada daerah dingin (pada *Cooling Tank Section*) menimbulkan gaya gravitasi (*gravitational force*) sehingga terjadi sirkulasi alam pada fluida kerja (air) di sepanjang untai (Haryanto et al, 2022a) (Juarsa et al, 2018). CTS didesain menggunakan penukar kalor (*heat exchanger*), dimana dalam aplikasinya pada CTS dapat dipasangkan 3 jenis penukar kalor. Tiga jenis penukar kalor tersebut adalah penukar kalor tipe *Straight Pipe Heat Exchanger* (SPHE), tipe *Straight Pipe Fins Heat Exchanger* (SPFHE) dan tipe *Helical Pipe Heat Exchanger* (HPHE). Penukar kalor *Straight Pipe Heat Exchanger* (SPHE) adalah penukar kalor berbentuk pipa lurus bermaterial tembaga. Penukar kalor *Straight Pipe Fins Heat Exchanger* (SPFHE) adalah penukar kalor berbentuk pipa lurus yang dilengkapi dengan sirip-sirip (*fins*) bermaterial tembaga. Sedangkan penukar kalor *Helical Pipe Heat Exchanger* (HPHE) adalah penukar kalor berbentuk *helical* (spiral) bermaterial SS 304.

Beberapa penelitian yang mempunyai hubungan dengan penelitian ini adalah; penelitian tentang efisiensi *Cooling Tank Section* (CTS) untai FASSIP-03 NT berdasarkan variasi daya pemanas *Heating Tank Section* (HTS) pada kondisi tunak. Dimana pada penelitian tersebut disimpulkan bahwa efisiensi yang tinggi di sisi primer CTS mengindikasikan perpindahan laju energi kalor yang baik pada fluida kerja disisi primer ke fluida sekunder disisi sekunder CTS. Sedangkan efisiensi disisi sekunder masih dibawah 50% mengindikasikan bahwa energi kalor belum banyak yang terlepas kelingkungan dan masih tersimpan di fluida sekunder CTS, sehingga dibutuhkan penambahan peralatan untuk memperbesar perpindahan kalor ke lingkungan (Haryanto et al, 2022a). Penelitian tentang kesetimbangan termal pada fasilitas untai FASSIP-03 NT berdasarkan perbedaan temperatur pada *Heating Tank Section* (HTS) dan *Cooling Tank Section* (CTS). Pada penelitian ini menyimpulkan prosentase perbedaan selisih temperatur di HTS (ΔT_{HTS}) dan di CTS (ΔT_{CTS}) pada rentang 7,61% - 15,14% dengan rata-rata 10,31%. Selisih temperatur antara HTS (ΔT_{HTS}) dan CTS (ΔT_{CTS}) tidak begitu besar mengindikasikan hampir tercapai kesetimbangan energi termal pada untai FASSIP-03 NT (Haryanto et al, 2022b).

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui kinerja tiga tipe penukar kalor seperti yang telah disebutkan diatas. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah perhitungan berdasarkan data-data ketiga penukar kalor, dimana data-data tersebut digunakan sebagai data input. Perhitungan dilakukan menggunakan persamaan *one-dimensional steady heat conduction*, sedangkan proses perhitungannya menggunakan *software* Matlab (Cengel, 1998) (Haryanto et al, 2023a). Berdasarkan hasil perhitungan dapat dibuat garfik sehingga lebih mempermudah dalam menganalisa hasil perhitungan tersebut.

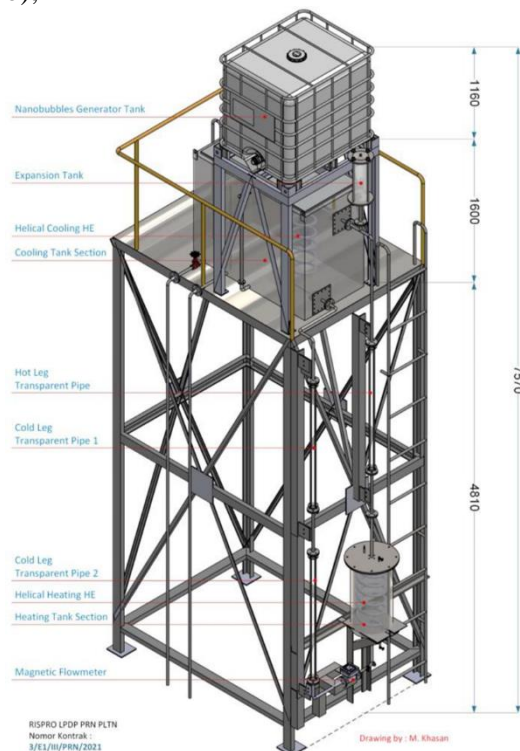
DESAIN COOLING TANK SECTION

Cooling Tank Section (CTS) merupakan salah satu komponen untai FASSIP 03 NT yang berfungsi sebagai pengambil kalor pada fluida kerja untai FASSIP-03 NT. Data tentang untai FASSIP 03 NT ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel. 1. Spesifikasi data untai FASSIP 03 NT

Komponen	Bentuk	Size/Material
<i>Cooler Tank Section</i>	<i>shape</i>	1 m x 2 m x 1.5 m (carbon steel, t= 5 mm)
<i>Heating Tank Section</i>	<i>cylinder</i>	Dia. 20 inch, Sch.40, h= 800 mm (SS 304)
<i>Pipe</i>	<i>cylinder</i>	Dia. 1 inch, Sch.40 (SS 304)
<i>Transparent pipe</i>	<i>cylinder</i>	Dia. 1 inch, Pyrex
<i>Heat exchanger tube</i>	<i>cylinder</i>	Outside Dia. 1 inch, (Cooper, SS 304)
<i>Heater (4 pieces)</i>	<i>immersion</i>	P=2 kW (total 8 kW)
<i>Height differences (H)</i>	-	3050 mm
<i>Total loop length (L)</i>	-	11710 mm
<i>Total loss coef. (K)</i>	-	8.4

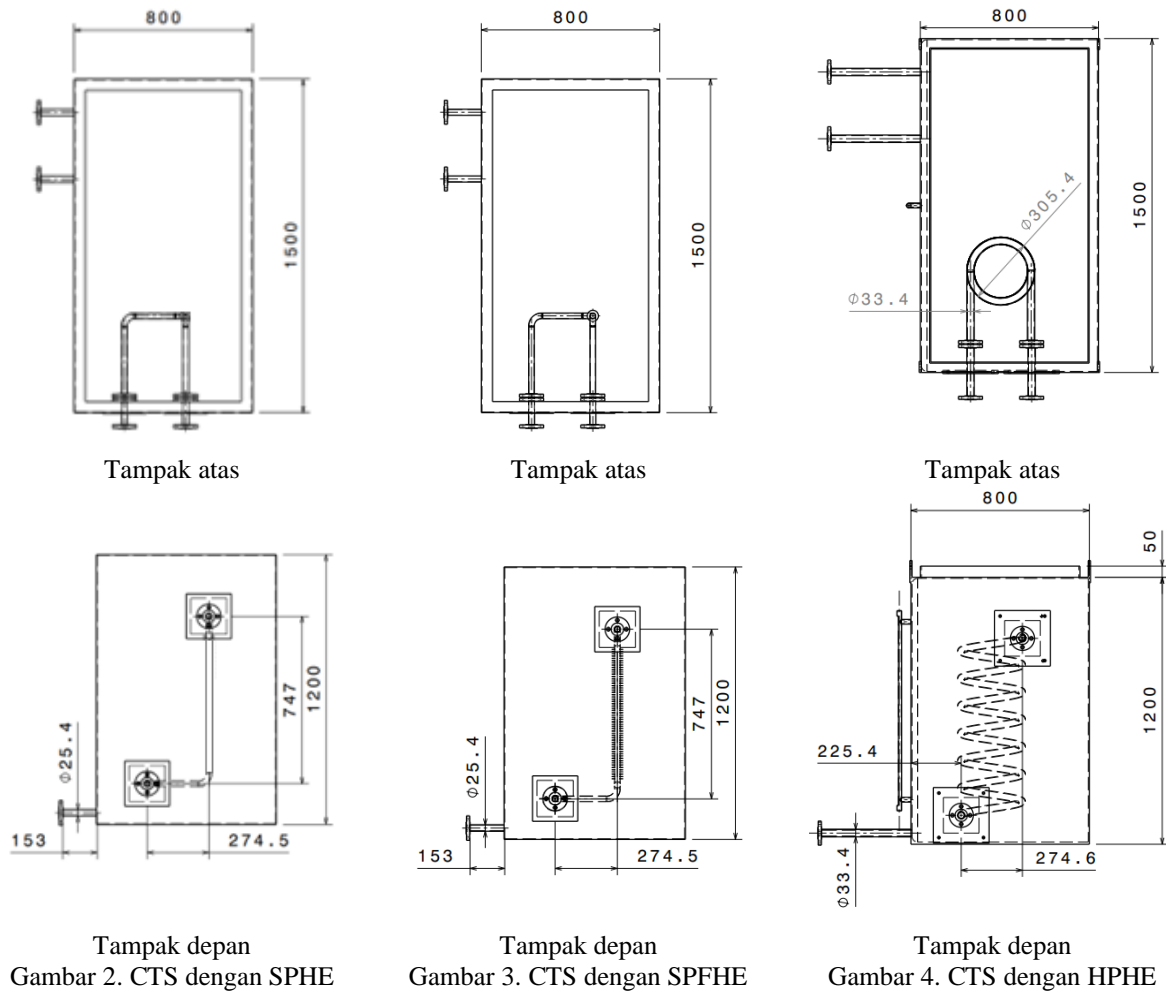
Untai FASSIP-03 NT merupakan salah satu fasilitas penelitian untuk mempelajari fenomena sistem pemdingin pasif berskala medium. Fasilitas ini mempunyai ketinggian total 7670 mm dari atas permukaan tanah. Posisi HTS sebagai sumber kalor berada pada bagian bawah, sedangkan posisi CTS sebagai pengambil kalor berada pada bagian atas. Pada sisi *hotleg* dan *coldleg* dilengkapi dengan pemipaan bermaterial gelas pyrex yang memungkinkan untuk memvisualkan laju alir fluida kerja, walaupun fasilitas ini juga dilengkapi dengan *flowmeter* yang berfungsi untuk mengukur kecepatan aliran fluida kerja. Pemipaan untai FASSIP-03 NT menggunakan pipa berdiameter 1 inchi dengan material *stainless steel* 304. Seluruh komponen untai FASSIP-03 NT disupport oleh struktur yang terbuat dari *carbon steel* AISI 1040. Desain untai FASSIP-03 NT ditunjukkan pada Gambar 1 sebagai berikut (Haryanto et al, 2023b);



Gambar 1. Fasilitas untai FASSIP-03 NT

Sebagai pengambil kalor pada fluida kerja untai FASSIP-03 NT, CTS dilengkapi dengan penukar kalor dan air sekunder yang berfungsi sebagai media untuk pengambilan kalor. Pengambilan kalor terjadi melalui proses konveksi dan konduksi yang mengakibatkan temperatur fluida kerja mengalami penurunan, sedangkan pada temperatur air sekunder mengalami peningkatan. CTS didesain dapat dipasangkan *heat exchanger* tipe *Straight Pipe Heat Exchanger* (SPHE), tipe *Straight Pipe Fins Heat*

Exchanger (SPFHE) dan tipe *Helical Pipe Heat Exchanger* (HPHE). Desain CTS diperlihatkan pada Gambar 2 sampai Gambar 4 berikut ini.



METODE PENELITIAN

Tahapan yang dilakukan untuk mengetahui kinerja *heat exchanger* pada CTS meliputi perhitungan perubahan laju energi kalor pada air sekunder dan perhitungan waktu yang dibutuhkan untuk mencapai selisih temperatur air sekunder sebesar maksimal 5 °C pada CTS FASSIP 03 NT adalah sebagai berikut :

Perhitungan perubahan laju energi kalor pada air sekunder CTS

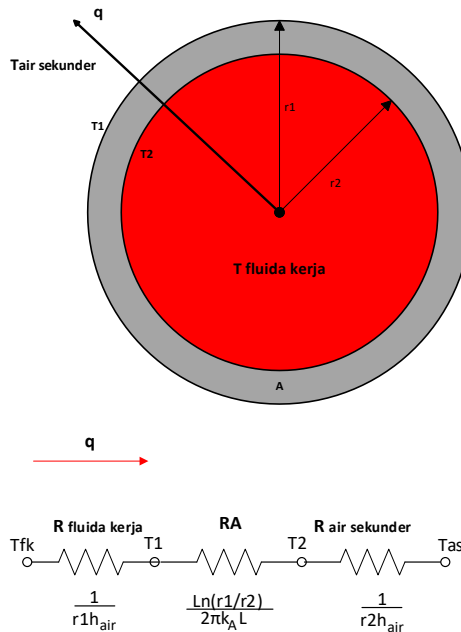
Tahap pertama yang dilakukan dalam kegiatan penelitian ini adalah melakukan perhitungan untuk mengetahui perubahan laju energi kalor pada air sekunder CTS dengan tiga tipe penukar kalor. Perhitungan menggunakan persamaan *one-dimensional steady heat conduction* dengan data konduktivitas termal dan konveksi alami seperti yang ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Konduktivitas termal dan konveksi alami beberapa material (Holman, 1997)

Material	Konduktivitas termal (k) (W/m °C)	Konveksi alami (h) (W/m ² °C)
<i>Logam</i>		
Aluminium murni	204	

Baja karbon	54	
Baja krom	15,1	
Tembaga murni	386	
<i>Non logam</i>		
Asbes lembaran	0,166	
Karton gelombang	0,064	
Glass Wool	0,038	
Rock Wool	0,040	
Kapuk	0,035	
Silika Aerogel	0,024	
Kayu Balsa	0,055	
Air		1000
Udara		6

Laju aliran kalor merambat secara konveksi dari fluida kerja (T_{fk}) ke dinding dalam pipa *heat exchanger* (SPHE, SPFHE dan HPHE) sehingga temperatur dinding dalam (T_2) meningkat. Selanjutnya secara konduksi kalor merambat didalam dinding pipa *heat exchanger* (bermaterial tembaga dan SS 304) sehingga temperatur dinding luar (T_1) pipa *heat exchanger* meningkat. Kalor merambat secara konveksi menaikkan temperatur air sekunder CTS (T_{as}). Perambatan kalor tersebut divisualisasikan pada Gambar 5 dibawah ini berikut dengan analogi listriknya.



Gambar 5. Aliran termal satu dimensi melalui penampang silinder dan analogi listriknya

Berdasarkan skema pada Gambar 5, maka persamaan untuk menghitung perubahan laju energi kalor pada air sekunder CTS adalah sebagai berikut (Incropera, 2006) (Cengel, 1998);

$$\frac{q}{L} = \frac{2\pi(T_{fk} - T_{as})}{\frac{1}{r_1 h_{air}} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{k} + \frac{1}{r_2 h_{air}}} \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{q}{L} \left(\frac{1}{r_1 h_{air}} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{k} + \frac{1}{r_2 h_{air}} \right) = 2\pi(T_{fk} - T_{as}) \dots \dots \dots (2)$$

$$\frac{q}{2\pi L} \left(\frac{1}{r_1 h_{air}} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{k} + \frac{1}{r_2 h_{air}} \right) = (T_{fk} - T_{as}) \dots \dots \dots (3)$$

$$q \left(\frac{1}{2\pi r_1 L h_{air}} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_{air}} \right) = (T_{fk} - T_{as}) \dots \dots \dots (4)$$

$$q = \frac{(T_{fk} - T_{as})}{\left(\frac{1}{2\pi r_1 L h_{air}} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_{air}} \right)} \dots\dots\dots (5)$$

$$q = \frac{(T_{fk} - T_{as})}{\left(\frac{1}{h_{air} A_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_{air} A_2} \right)} \dots\dots\dots (6)$$

$$q = \frac{(T_{fk} - T_{as})}{(R_{konveksi1} + R_{termal} + R_{konveksi2})} \dots\dots\dots (7)$$

$$q = \frac{(T_{fk} - T_{as})}{R_{termal\ total}} \dots\dots\dots (8)$$

$$q = \frac{\Delta T_1}{R_{termal\ total}} \dots\dots\dots (9)$$

dengan,

- q = Perubahan Laju Energi Kalor (W)
- L = Panjang pipa (m)
- T_{as} = Temperatur air sekunder (°C)
- T_{fk} = Temperatur fluida kerja (°C)
- r_1 = Jari-jari luar pipa (m)
- r_2 = Jari-jari dalam pipa (m)
- k = Konduktivitas pipa (W/m °C)
- h_{air} = Konveksi alami air (W/m² °C)
- A_1 = Luas permukaan luar pipa (m²)
- A_2 = Luas permukaan dalam pipa (m²)
- $R_{konveksi1}$ = Tahanan konveksi air sekunder CTS (°C/W)
- R_{termal} = Tahanan termal pipa (°C/W)
- $R_{konveksi2}$ = Tahanan konveksi fluida kerja CTS (°C/W)
- $R_{termal\ total}$ = Tahanan termal total (°C/W)
- ΔT_1 = Perbedaan temperatur fluida kerja dan air sekunder CTS (°C)

Data tentang dimensi pipa yang digunakan pada komponen CTS untai FASSIP 03 NT dan merupakan data input untuk perhitungan mengacu pada ASME B38.19/JIS G 3459 Sch.10S-Sch.40S seperti yang ditunjukkan pada Tabel 3.

Tabel 3. ASME B36.19 / JIS G 3459 Sch10S ~ Sch40S (agpindonesia.com, 2023)

Nominal Size		Outside Diameter		Sch5S		Sch10S		Sch20S		Sch40S	
A	B	JIS	ASTM	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m	mm	kg/m
6	1/8	10,5	10,3	1,0	0,234	1,2	0,275	1,5	0,333	1,7	0,369
8	1/4	13,8	13,7	1,2	0,373	1,65	0,494	2,0	0,582	2,2	0,629
10	3/8	17,3	17,1	1,2	0,476	1,65	0,637	2,0	0,755	2,3	0,854
15	1/2	21,7	21,3	1,65	0,816	2,1	1,02	2,5	1,18	2,8	1,31
20	3/4	27,2	26,7	1,65	1,04	2,1	1,30	2,5	1,52	2,9	1,74
25	1	34,0	33,4	1,65	1,32	2,8	2,15	3,0	2,29	3,4	2,57
32	1-1/4	42,7	42,2	1,65	1,67	2,8	2,76	3,0	2,94	3,6	3,47
40	1-1/2	48,6	48,3	1,65	1,91	2,8	3,16	3,0	3,37	3,7	4,10
50	2	60,5	60,3	1,65	2,39	2,8	3,98	3,5	4,92	3,9	5,44

Menggunakan Persamaan (5) perubahan laju energi kalor pada air sekunder CTS (q) dapat diketahui dengan menentukan besar selisih temperatur fluida kerja (T_{fk}) dan temperatur air sekunder (T_{as}) atau ΔT_1 . Perhitungan dilakukan menggunakan *software* Matlab sehingga diperoleh grafik perubahan laju energi kalor pada air sekunder CTS (q) versus selisih temperatur fluida kerja (T_{fk}) dan temperatur air sekunder (T_{as}). Berdasarkan grafik tersebut dapat diketahui nilai perubahan laju energi kalor pada air sekunder CTS (q) pada saat selisih temperatur fluida kerja (T_{fk}) dan temperatur air

sekunder (T_{as}) atau ΔT_1 dalam range 0-10 °C. Selanjutnya dapat dilakukan perhitungan untuk menentukan waktu yang dibutuhkan untuk mencapai selisih temperatur air sekunder sebesar maksimal 5 °C pada CTS menggunakan penukar kalor SPHE, SPFHE dan HPHE.

Perhitungan waktu yang dibutuhkan untuk mencapai selisih temperatur air sekunder CTS sebesar maksimal 5 °C

Pada tahap kedua, Langkah awalnya adalah menghitung volume material CTS, volume CTS dan volume air sekunder saat CTS dilengkapi dengan SPHE, SPFHE dan HPHE. Perhitungan untuk mengetahui masa CTS dan masa air sekunder saat CTS dilengkapi dengan SPHE, SPFHE dan HPHE menggunakan persamaan (Holman, 1997) ;

$$m = \rho V \dots \dots \dots (10)$$

Dengan masa jenis air ditunjukkan pada Tabel 4 dan masa jenis material stainless steel 304 sebesar 8000 kg/m³ (Holman, 1997)

Tabel 4. Massa jenis (density) air dari 0 °C sampai 100 °C (Holman, 1997)

Temperature °C	Density kg/m ³	Temperature °C	Density kg/m ³	Temperature °C	Density kg/m ³
0 (ice)	917.00	33	994.76	67	979.34
0	999.82	34	994.43	68	978.78
1	999.89	35	994.08	69	978.21
2	999.94	36	993.73	70	977.63
3	999.98	37	993.37	71	977.05
4	1000.00	38	993.00	72	976.47
5	1000.00	39	992.63	73	975.88
6	999.99	40	992.25	74	975.28
7	999.96	41	991.86	75	974.68
8	999.91	42	991.46	76	974.08
9	999.85	43	991.05	77	973.46
10	999.77	44	990.64	78	972.85
11	999.68	45	990.22	79	972.23
12	999.58	46	989.80	80	971.60
13	999.46	47	989.36	81	970.97
14	999.33	48	988.92	82	970.33
15	999.19	49	988.47	83	969.69
16	999.03	50	988.02	84	969.04
17	998.86	51	987.56	85	968.39
18	998.68	52	987.09	86	967.73
19	998.49	53	986.62	87	967.07
20	998.29	54	986.14	88	966.41
21	998.08	55	985.65	89	965.74
22	997.86	56	985.16	90	965.06
23	997.62	57	984.66	91	964.38
24	997.38	58	984.16	92	963.70
25	997.13	59	983.64	93	963.01
26	996.86	60	983.13	94	962.31
27	996.59	61	982.60	95	961.62
28	996.31	62	982.07	96	960.91
29	996.02	63	981.54	97	960.20
30	995.71	64	981.00	98	959.49
31	995.41	65	980.45	99	958.78
32	995.09	66	979.90	100	958.05

Perhitungan menentukan waktu yang dibutuhkan untuk mencapai selisih temperatur air sekunder sebesar maksimal 5 °C pada CTS dengan penukar kalor SPHE, SPFHE dan HPHE menggunakan Persamaan (11) sampai dengan Persamaan (14) (Cengel, 1998) ;

$$qt = Q_{as} + Q_{hts} \dots \dots \dots (11)$$

$$qt = (m_{as}c_{as}(T_2 - T_1)) + (m_{hts}c_{hts}(T_2 - T_1)) \dots \dots \dots (12)$$

$$t = \frac{(m_{as}c_{as}(T_2 - T_1)) + (m_{hts}c_{hts}(T_2 - T_1))}{q} \dots \dots \dots (13)$$

$$t = \frac{(m_{as}c_{as}\Delta T_2) + (m_{hts}c_{hts}\Delta T_2)}{q} \dots \dots \dots (14)$$

dengan,

- T = Waktu (detik)
- m_{as} = Masa air sekunder saat SPHE, SPFHE dan HPHE diaplikasikan (kg)
- c_{as} = Kalor jenis air (J/ (kg °C))
- m_{hts} = Masa CTS (kg)
- c_{hts} = Kalor jenis SS 034 (J/ (kg °C))
- Q = Perubahan Laju Energi Kalor (watt)

- Q_{as} = Energi kalor yang diserap oleh air sekunder CTS (J)
 Q_{hts} = Energi kalor yang diserap oleh CTS (J)
 T_1 = Temperatur awal air sekunder CTS (°C)
 T_2 = Temperatur akhir air sekunder CTS (°C)
 ΔT_1 = Perbedaan temperatur akhir dan awal air sekunder CTS (°C)

Perhitungan-perhitungan menggunakan persamaan-persamaan yang telah disebutkan diatas dilakukan menggunakan *software* Matlab. Sehingga Persamaan yang digunakan harus diubah menjadi bahasa pemrograman Matlab. Pemilihan penggunaan *software* Matlab dilakukan karena dengan menggunakan *software* tersebut perhitungan yang berulang dengan data perhitungan yang banyak dapat lebih cepat dilakukan dan mendapatkan hasil perhitungan dalam bentuk grafik (Kadir, 2019) (Suarga, 2005). Analisis dilakukan berdasarkan hasil perhitungan yang sudah diperoleh berupa grafik sehingga pada akhirnya dapat ditarik kesimpulan dari hasil penelitian. Pemrograman *software* Matlab untuk perhitungan-perhitungan yang dilakukan pada penelitian ini ditampilkan pada Lampiran 1.

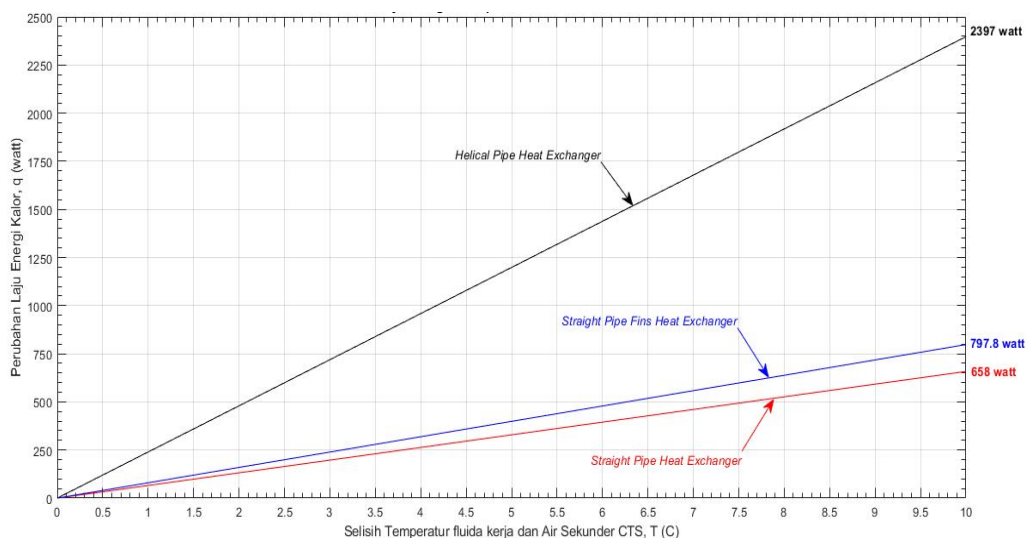
HASIL DAN PEMBAHASAN

Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan Persamaan (6) dan Persamaan (7) diperoleh tahanan termal (R_{th}) pipa penukar kalor tipe *Straight Pipe Heat Exchanger* (SPHE) dan *Straight Pipe Fins Heat Exchanger* (SPFHE) bermaterial tembaga dan tahanan termal (R_{th}) pipa *Helical Pipe Heat Exchanger* (HPHE) dengan material stainless steel 304. Hasil perhitungan menggunakan *software* Matlab adalah sebagai berikut:

Tabel 5. Tahanan termal *heat exchanger*

R_{th} SPHE (°C/W)	R_{th} SPFHE (°C/W)	R_{th} HPHE (°C/W)
0.015197	0.012535	0.004171

Berdasarkan hasil perhitungan tahanan termal (R_{th}) yang telah diperoleh, terlihat bahwa tahanan termal pipa penukar kalor SPHE, SPFHE dan HPHE pada CTS menunjukkan nilai yang kecil (kurang dari 1 °C/W). Semakin kecil nilai tahanan termal mengakibatkan *heat transfer* yang terjadi semakin besar. Berdasarkan hasil perhitungan nilai tahanan termal dari penukar kalor HPHE mempunyai nilai yang paling kecil yaitu sebesar 0.004171°C/W. Hal ini menunjukkan bahwa penukar kalor HPHE menghasilkan *heat transfer* yang terbesar dibandingkan dengan penukar kalor SPHE dan SPFHE. Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan *software* Matlab dan Persamaan (5) dengan nilai selisih temperatur fluida kerja dan air sekunder (ΔT_1) CTS pada rentang 0 – 10 °C diperoleh grafik yang ditampilkan pada Gambar 6 berikut ini.



Gambar 6. Grafik perubahan laju energi kalor pada air sekunder CTS FASSIP 03 NT

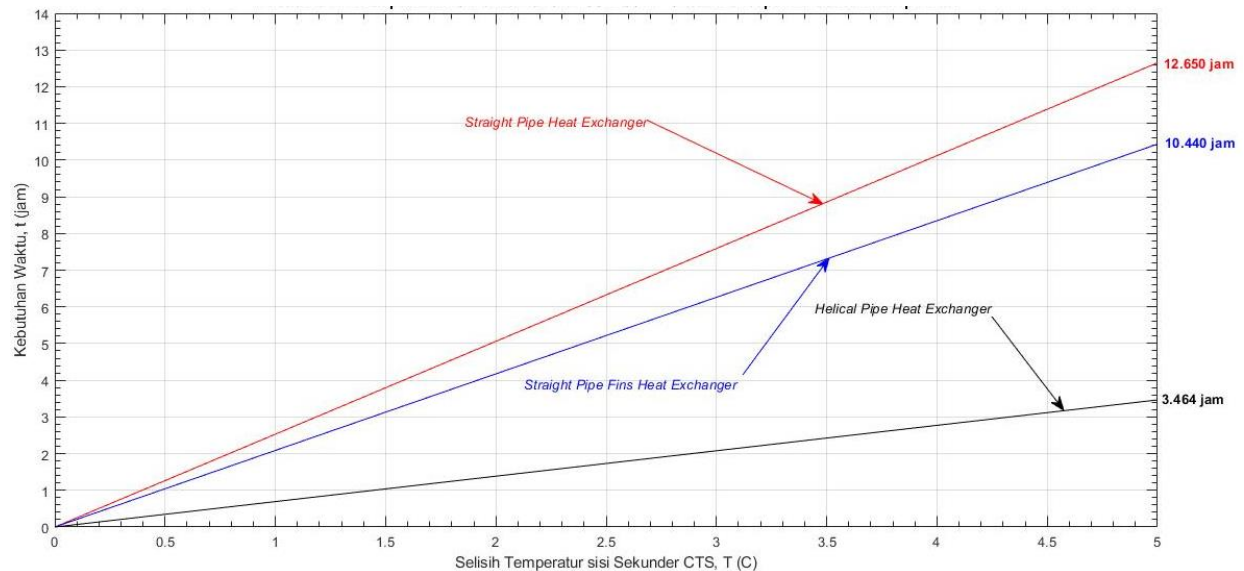
Berdasarkan Gambar 6, perubahan laju energi kalor yang terjadi pada CTS yang dilengkapi dengan penukar kalor SPHE, SPFHE dan HPHE meningkat secara linier sejalan dengan meningkatnya selisih temperatur fluida kerja dan air sekunder (ΔT_1). Kemiringan (*slope*) grafik penukar kalor HPHE lebih besar, disusul kemiringan grafik penukar kalor SPFHE, dan pada urutan terakhir kemiringan grafik penukar kalor SPHE. Kemiringan tersebut menunjukkan bahwa perubahan laju energi kalor yang terjadi pada CTS dengan penukar kalor HPHE lebih besar dibandingkan dengan perubahan laju energi kalor pada CTS dengan penukar kalor SPHE dan SPFHE. Pada ΔT_1 sebesar $10\text{ }^\circ\text{C}$ nilai perubahan laju energi kalor yang terjadi pada CTS dengan penukar kalor HPHE adalah 2397 watt, dengan penukar kalor SPFHE sebesar 797,8 watt sedangkan dengan penukar kalor SPHE nilai perubahan laju energi kalor sebesar 658 watt.

Selanjutnya dilakukan perhitungan waktu yang dibutuhkan untuk mencapai selisih temperatur air sekunder CTS sebesar maksimal $5\text{ }^\circ\text{C}$. Terlebih dulu dilakukan perhitungan untuk mengetahui volume air dan masa air pada CTS dan pada CTS yang dilengkapi dengan penukar kalor SPHE, SPFHE dan HPHE. Hasil perhitungannya adalah sebagai berikut ;

Tabel 6. Volume air dan masa air pada CTS dengan penukar kalor

Jenis Penukar Kalor	Volume air (m^3)	Masa air (kg)
<i>Straight Pipe Heat Exchanger</i> (SPHE)	1,406127	1401,712210
<i>Straight Pipe Fins Heat Exchanger</i> (SPFHE)	1,406097	1401,682216
<i>Helical Pipe Heat Exchanger</i> (HPHE)	1,402465	1398,061262

Data hasil perhitungan yang ditampilkan pada Tabel 6 digunakan pada Persamaan (14) untuk menghitung kebutuhan waktu operasional pada CTS dengan 3 jenis penukar kalor pada rentang selisih temperatur sisi sekunder CTS (ΔT_2) $0\text{-}5\text{ }^\circ\text{C}$. Perhitungan menggunakan *software* Matlab dengan hasil perhitungan ditampilkan dalam bentuk grafik pada Gambar 7 berikut ini.



Gambar 7. Grafik waktu yang dibutuhkan mencapai selisih temperatur air sekunder CTS FASSIP-03 NT

Pada Gambar 7, waktu yang dibutuhkan untuk mencapai selisih temperatur air sekunder CTS yang dilengkapi dengan penukar kalor SPHE, SPFHE dan HPHE meningkat secara linier sejalan dengan meningkatnya selisih temperatur air sekunder (ΔT_2). Kemiringan (*slope*) grafik penukar kalor SPHE lebih besar, disusul kemiringan grafik penukar kalor SPFHE, dan pada urutan terakhir kemiringan grafik penukar kalor HPHE. Kemiringan tersebut menunjukkan bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai selisih temperatur air sekunder CTS dengan penukar kalor HPHE lebih singkat dibandingkan dengan waktu yang dibutuhkan oleh CTS dengan penukar kalor SPHE dan SPFHE. Pada ΔT_2 sebesar $5\text{ }^\circ\text{C}$ nilai waktu yang dibutuhkan CTS dengan penukar kalor HPHE adalah 3,464 jam, dengan penukar kalor SPFHE sebesar 10,440 jam sedangkan dengan penukar kalor SPHE waktu yang diperlukan sebesar 12,650 jam. Data hasil perhitungan ditampilkan pada Tabel 7 berikut;

Tabel 7. Hasil perhitungan waktu yang dibutuhkan untuk mencapai selisih temperatur air sekunder CTS FASSIP 03 NT

Jenis Penukar Kalor	Selisih temperatur air sekunder (ΔT_2) ($^{\circ}\text{C}$)	Kebutuhan waktu maksimal (jam)
<i>Straight Pipe Heat Exchanger</i> (SPHE)	0– 5	12,650
<i>Straight Pipe Fins Heat Exchanger</i> (SPFHE)	0– 5	10,440
<i>Helical Pipe Heat Exchanger</i> (HPHE)	0– 5	3,464

Berdasarkan Tabel 7, terlihat bahwa penukar kalor *Helical Pipe Heat Exchanger* (HPHE) membutuhkan waktu lebih singkat untuk mencapai selisih temperatur air sekunder CTS (ΔT_2) pada rentang 0 – 5 $^{\circ}\text{C}$. Hal ini disebabkan karena HPHE mempunyai panjang yang jauh lebih besar yaitu 5,5 m dan akibatnya tahanan termal HPHE (R_{th}) sangat kecil yaitu sebesar 0.004171 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$. Dengan demikian *heat transfer* yang dihasilkan oleh penukar kalor HPHE lebih efisien dibandingkan dengan penukar kalor SPHE dan SPFHE. Akibatnya perubahan laju energi kalor pada CTS dengan penukar kalor HPHE lebih besar dan dalam waktu yang lebih singkat dapat mencapai selisih temperatur air sekunder CTS (ΔT_2) sebesar 5 $^{\circ}\text{C}$.

PENUTUP

Pada *Cooling tank Section* (HTS) dapat diaplikasikan 3 jenis *heat exchanger* (penukar kalor yaitu *Straight Pipe Heat Exchanger* (SPHE), *Straight Pipe Fins Heat Exchanger* (SPFHE) dan *Helical Pipe Heat Exchanger* (HPHE). Penukar kalor tipe HPHE lebih efisien dibandingkan dengan penukar kalor tipe SPHE dan tipe SPFHE walaupun penukar kalor tipe HPHE bermaterial stainless steel 304 yang konduktivitasnya lebih rendah daripada konduktivitas material tembaga. Hal ini disebabkan karena penukar kalor tipe HPHE mempunyai panjang yang jauh lebih besar yaitu 5,176 m sehingga tahanan termalnya (R_{th}) sangat kecil yaitu sebesar 0.004171 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$. Untuk mencapai selisih temperatur air sekunder CTS (ΔT_2) sebesar 5 $^{\circ}\text{C}$, penukar kalor tipe HPHE membutuhkan waktu 3,464 jam.

UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terima kasih disampaikan kepada Program Riset dan Inovasi untuk Indonesia Maju (RIIM) Gelombang 1 LPDP Mandatori KEMENKEU-BRIN periode 2022 – 2025 (3 tahun) dengan nomor kontrak: B-811/II.7.5/FR/6/2022 dan B-2103/III.2/HK.04.03/7/2022 dengan judul penelitian utama: *Inovasi Teknologi Pendingin Pasif Berbasis Fluida Nanobubbles Dan Nanofluids pada Aspek Manajemen Termal untuk Peningkatan Keselamatan PLTN Tipe Besar dan SMR*. Terima kasih kami sampaikan kepada Kepala Pusat Riset dan Teknologi Reaktor Nuklir, Kepala Kelompok Riset Sistem Termofluida Reaktor Nuklir dan teman-teman Peneliti dan Pengembang Teknologi Nuklir atas diskusi teknis.

DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Y. A., 1998, *Heat Transfer a Practical Approach Second Edition*, Published by McGraw-Hill, abusiness unit of The McGraw-Hill Companies, Inc., 1221 Avenue of America, New York, NY 10020
- Haryanto, D., Giarno, Kusnugroho, G.B.H., Rosidi, A., Juarsa, M., 2021, *Mechanical Strength Analysis on Heating Tank Section in The FASSIP-03 NT Loop Based on Computer-Aided Simulation*, AIP Conference Proceedings The 4th International Conference on Nuclear Energy Technologies and Sciences (ICoNETS) 2021, Volume 2501, Halaman 030008-1 s/d 030008-8, <https://doi.org/10.1063/5.0095608>

- Haryanto, D., Rosidi, A., Juarsa, M., Widodo, S., 2023a, Desain Isolator Termal pada Hotleg dan Coldleg FASSIP-02 Mod.01, Jurnal Teknik Mesin ROTASI, Vol. 25 No. 2 (April 2023) Hal. 70-76.
- Haryanto, D., Rosidi, A., Kusnugroho, G.B.H., Giarno, Juarsa, M., Dermawan, T., Wijaya, R.N., Yunus, Y., 2022b, Keseimbangan Termal pada Fasilitas Untai FASSIP-03 NT Berdasarkan Perbedaan Temperatur pada *Heating Tank Section* dan *Cooling Tank Section*, Prosiding Seminar Nasional Sains dan Teknologi Terapan X 2022 Institut Teknologi Adhi Tama Surabaya, Halaman 089|1-089|8.
- Haryanto, D., Rosidi, A., Setiawan, P.H., Giarno, Putra, M.G., Kusnugroho, G.B.H., Pamungkas, A.E., Juarsa, M., Dermawan, T., Wijaya, R.N., Yunus, Y., 2022a, Efisiensi Cooling Tank Section Untai FASSIP-03 NT Berdasarkan Variasi Daya Pemanas Heating Tank Section pada Kondisi Tunak, Prosiding Seminar Nasional TECHNOPEX 2022 Institut Teknologi Indonesia, Halaman 20-29.
- Haryanto, D., Rosidi, A., Setyawan, P. H., Juarsa, M., 2023b, Efisiensi Heating Tank Section pada Kondisi Tunak Berdasarkan Variasi Daya Pemanas, Prosiding Seminar Nasional Riset dan Inovasi Teknologi (SEMNAS RISTEK), Jakarta 18 Januari 2023, Halaman 0013 - 0019
- Holman, J. P., 1997. Perpindahan Kalor, Edisi Keenam. Jl. Baping Raya No. 100 Ciracas, Jakarta 13740 Penerbit Erlangga.
<https://www.agpindonesia.com/news/detail/2/8>, diunduh Juli 2023
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S., 2006, Fundamental of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc., 111 River Street, Hoboken, NJ 07030-5774, (201) 748-6011, fax (201) 748-6008, website [http://www. Wiley.com/go/permissions](http://www.Wiley.com/go/permissions).
- Juarsa, M., Antariksawan, A. R., Kusuma, M. H., Haryanto, D., and Putra, N., 2018, Estimation of Natural Circulation Flow Based on Temperature in The FASSIP-02 Large-Scale Test Loop Facility, in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 105
- Kadir, A., 2019, Dasar Pemrograman Matlab, Jl. Beo 38-40 Yogyakarta 55281: Penerbit ANDI.
- Suarga, 2005, Fisika Komputasi Solusi Problema Fisika dengan Matlab, Jl. Beo 38-40 Yogyakarta 55281: Penerbit ANDI.
- Sun, D. C., Li, Y., Xi, Z., Zan, Y. F., Li, P. Z., Zhou, W. B., 2017. Experimental Evaluation of Safety Performance of Emergency Passive Residual Heat Removal System in HPR1000, Nuclear Engineering Design 54-60.
- Wang, J. Y., Chuang, T. J., Ferng, Y. M., 2013, CFD Investigating Flow and Heat Transfer Characteristics in a Natural Circulation Loop, Annals of Nuclear Energy. 65-71.