

Pengaruh Geometri Terhadap Performa *Latent Heat Thermal Energy Storage (Lh-Tes)* Jenis Anulus Dengan Lilin Parafin Sebagai *Phase Change Material (PCM)*

Chaidier Ismail H.^{1*}

¹Teknik Mesin Universitas Pertamina

*E-mail: chdierismail@gmail.com (corresponding author)

ABSTRACT

A simulation-based study was conducted to model the transient phenomenon of heat transfer on Latent Heat Thermal Energy Storage (LH-TES) annular type with Phase Change Material (PCM) on the inner side and uses water as Heat Transfer Fluid (HTF) circulating on the outer side. A computational fluid dynamics model is developed to observe that phenomenon and validated with experimental data. The model is used to analyze the effect of geometry on improving LH-TES performances. An enthalpy-porosity formulation is adopted to model the melting process of the PCM. Geometry variation was done by enlarging the diameter of the pipe used both inside and outside. A value obtained by comparing the enthalpy value of fully melted PCM with the time take to reach that phase is used to quantify the performance of LH-TES. The result shows that the diameter enlargement of the inner pipe does increase LH-TES heat transfer performance up to 7.74%, while diameter enlargement of the outer pipe does decrease LH-TES heat transfer performance up to 1.04%.

Keywords: Heat Transfer, Computational Fluid Dynamics, LH-TES

ABSTRAK

Sebuah penelitian berbasis simulasi dilakukan untuk memodelkan fenomena transien perpindahan panas pada Latent Heat Thermal Energy Storage (LH-TES) jenis anulus dengan Phase Change Material (PCM) berada pada pipa bagian dalam dan menggunakan air sebagai Heat Transfer Fluid (HTF) yang dialirkan pada pipa bagian luar. Model komputasi dinamika fluida dikembangkan untuk mengamati fenomena tersebut dan divalidasi dengan data eksperimen. Model tersebut digunakan untuk menganalisis pengaruh geometri terhadap peningkatan performa dari LH-TES. Formulasi enthalpy-porosity digunakan untuk memodelkan proses pelelehan pada PCM. Variasi geometri dilakukan dengan cara memperbesar diameter pipa yang digunakan baik bagian dalam, maupun bagian luar. Sebuah nilai yang didapatkan dari membandingkan nilai entalpi pada PCM saat berfasa cair dengan waktu yang dibutuhkan untuk mencapai fasa tersebut digunakan untuk mengkuantifikasi performa dari LH-TES. Hasil penelitian menunjukkan pembesaran diameter pipa bagian dalam yang digunakan dapat meningkatkan performa perpindahan panas LH-TES hingga 7.74%, sedangkan perbesaran diameter pipa bagian luar dapat menurunkan performa perpindahan panas hingga 1.04%.

Kata kunci: Perpindahan Panas, Komputasi Dinamika Fluida, LH-TES

1. PENDAHULUAN

Energi panas surya adalah salah satu sumber energi yang memanfaatkan energi panas yang dihasilkan oleh matahari. Energi panas tersebut dapat dimanfaatkan untuk memanaskan air/udara atau untuk pengondisi udara. Pada 2030, European Solar Thermal Technology Platform (ESTTP) mengungkapkan energi panas surya dapat memenuhi 50% dari total kebutuhan panas dengan efisiensi energi yang terukur [1]. Keuntungan dari penggunaan teknologi penyimpanan panas adalah peningkatan dalam total efisiensi dan reliabilitas yang lebih baik [2]. Terdapat beberapa jenis teknologi penyimpanan energi panas yang sudah digunakan saat ini. Berdasarkan jenis panasnya, teknologi penyimpanan energi panas terbagi menjadi dua, yaitu: *sensible heat* dan *latent heat*. Pada *sensible heat* medium yang digunakan untuk menyimpan energi adalah material satu fasa, sedangkan pada *latent heat* medium yang digunakan adalah *phase change material* (PCM). Pemilihan dari jenis teknologi penyimpanan energi panas yang digunakan tergantung pada pemanfaatannya. Sebagai contoh, ketika memanaskan air *sensible heat* lebih cocok digunakan jika dibandingkan dengan *latent heat*.

Penggunaan teknologi penyimpanan energi akan sangat berdampak karena dapat menjembatani ketidakcocokan pada kebutuhan dan suplai energi. Dari semua jenis teknologi penyimpanan energi panas, jenis *latent heat* lebih banyak diinvestigasi karena kemampuannya yang dapat menyimpan energi dalam jumlah besar. Kemampuan ini disebabkan karena penggunaan PCM yang memiliki nilai *latent heat of fusion* yang besar sebagai media penyimpanan panas. Beberapa investigasi telah dilakukan untuk meningkatkan performa perpindahan panas yang terjadi pada *latent heat*. Salah satu cara yang digunakan untuk meningkatkan performa perpindahan panas adalah dengan menambah luas permukaan bidang perpindahan panas. Peningkatan perpindahan panas dengan cara menambahkan permukaan bidang dengan menambahkan permukaan tambahan seperti sirip longitudinal [3,4], sirip sirkular [5], plat partisi berlubang [6], dan desain mengular [7].

Lacroix menginvestigasi pengaruh laju massa, temperatur inlet, dan diameter pipa yang digunakan untuk mengoptimasi performa dari LH-TES [8]. Jenis LH-TES yang digunakan pada penelitian tersebut adalah annulus. Kurnia dan Sasmito menginvestigasi pengaruh putaran pada sistem LH-TES dengan jenis yang sama [9]. Kedua penelitian tersebut melakukan investigasi pada jenis LH-TES yang sama yaitu annulus dengan PCM berada pada pipa bagian luar. Sejauh pengetahuan penulis, belum ada penelitian yang dilakukan untuk mengetahui performa perpindahan panas pada LH-TES jenis annulus dengan PCM berada pada pipa bagian dalam.

Pada penelitian kali ini dilakukan investigasi numerik fenomena perpindahan panas pada LH-TES jenis annulus dengan parafin sebagai PCM yang diletakkan pada pipa bagian dalam dan fluida yang membawa panas (HTF) dialirkan pada pipa bagian luar. Pada penelitian ini dilakukan analisis pengaruh geometri dari LH-TES jenis annulus dengan PCM berada pada pipa bagian dalam terhadap performa dari sistem. Variasi yang dilakukan adalah melakukan perbesaran baik pada pipa bagian dalam maupun pipa bagian luar annulus. Hasil dari penelitian ini dapat digunakan untuk menjadi referensi penentuan geometri yang digunakan untuk meningkatkan performa sistem.

2. MATERIAL DAN METODOLOGI

2.1 Material

a. HTF

Material fluida yang digunakan pada domain HTF adalah air dengan karakteristiknya berubah-ubah tergantung dari perubahan temperatur. Berikut adalah persamaan karakteristiknya [7].

Densitas

$$\rho_{htf} = -3.570 \times 10^{-3} T^2 + 1.88T + 753.2 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (1)$$

Viskositas

$$\mu_{htf} = 2.591 \times 10^{-5} \times 10^{\frac{238.3}{T-143.2}} \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right) \quad (2)$$

Konduktivitas panas

$$k_{htf} = -8.354 \times 10^{-6} T^2 + 6.53 \times 10^{-3} - 0.5981 \left(\frac{W}{m \cdot K} \right) \quad (3)$$

Panas spesifik

$$C_{p,htf} = 4200 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (4)$$

b. PCM

Material fluida yang digunakan pada domain PCM adalah lilin parafin n-oktadekana dengan karakteristik panas yang bergantung pada perubahan temperatur. Berikut adalah persamaan karakteristik panas dari lilin parafin n-oktadekana [9, 10]

Densitas

$$\rho_{pcm} = \frac{774}{0.0009(T-300.65)+1} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (5)$$

Viskositas

$$\mu_{pcm} = 0.001 \times \exp \left(-4.649 + \frac{1790}{T} \right) \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right) \quad (6)$$

Konduktivitas Panas

$$k_{pcm} = \begin{cases} 0.358 & \text{ketika } T < 300.15 \\ 0.148 & \text{ketika } T > 300.56 \end{cases} \left(\frac{W}{m \cdot K} \right) \quad (7)$$

Panas Spesifik

$$C_{p,pcm} = 2160 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (8)$$

Karena berkurangnya porositas dari PCM itu sendiri, sebuah variabel *mushy zone* ditambahkan kedalam persamaan konservasi momentum dari PCM [9, 11]. *Mushy zone* secara otomatis ditambahkan ketika mode *solidification/melting* diaktifkan.

Parameter *Mushy Zone*

$$S_{mom} = \frac{(1-\beta)^2}{(\beta^3+0.001)} \times f_j \mathbf{v} \quad (9)$$

Dengan β adalah fraksi liquid dari PCM, \mathbf{v} adalah kecepatan aliran fluida yang mengalir dan f_j adalah parameter *mushy zone*. Dalam penelitian ini nilai parameter *mushy zone* yang digunakan adalah 10^5 .

Selain itu variabel tambahan juga ditambahkan pada persamaan konservasi energi untuk PCM pada bagian entalpi dari PCM.

$$H_{pcm} = h_{pcm} + \Delta H_{pcm} \quad (10)$$

Dengan,

$$h_{pcm} = h_{pcm,ref} + C_{p,pcm}(T - T_{ref}) \quad (11)$$

$$\Delta H_{pcm} = \beta L \quad (12)$$

H_{pcm} adalah entalpi dari pcm, h_{pcm} adalah panas sensibel dari PCM, $h_{pcm,ref}$ adalah entalpi PCM pada temperatur referensi, dan L adalah panas laten spesifik dari PCM.

$$L_{pcm} = 243 \times 10^5 \text{ J/kg} \quad (13)$$

Untuk mengevaluasi laju perpindahan panas dapat menggunakan persamaan berikut [12]

$$\dot{Q}_{transfer} = \frac{H_{pcm}}{t_{transfer}} (W) \quad (14)$$

Dengan $\dot{Q}_{transfer}$ adalah laju perpindahan panas dan $t_{transfer}$ adalah waktu yang dibutuhkan hingga PCM berubah fasa menjadi cair seluruhnya dan H_{pcm} adalah entalpi dari PCM saat berfasa cair seluruhnya.

c. Pipa

Material yang digunakan pada pipa bagian dalam adalah tembaga. Berikut adalah karakteristik panas dari tembaga:

Densitas	= 8978 kg/m ³
Konduktivitas Panas	= 387.6 W/m.K
Kapasitas Panas	= 381 J/kg.K

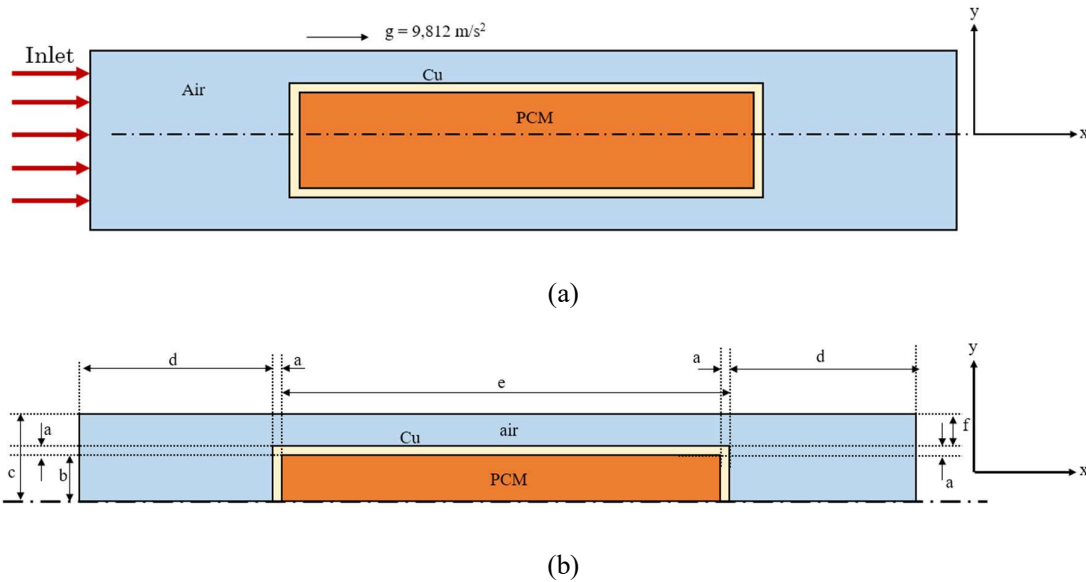
2.2 Metode Pemodelan

Pemodelan yang dilakukan pada penelitian ini seluruhnya dibuat menggunakan perangkat lunak ANSYS 2019 R2. Pemodelan dilakukan dengan cara mengorientasikan sistem LH-TES secara vertikal dengan bagian inlet berada pada bagian atas. **Gambar 1** (a) menunjukkan ilustrasi pemodelan yang dilakukan. Dengan begitu, berikut adalah beberapa asumsi yang ditetapkan pada pemodelan ini:

1. Karakteristik termofisis dari PCM dan HTF bergantung pada perubahan temperatur mengikuti persamaan yang dijelaskan pada bagian 2.1
2. PCM dianggap homogen dan isotropik
3. Resistensi panas yang muncul pada pipa tembaga ditiadakan
4. Karena sistem diorientasikan secara vertikal, pengaruh dari konveksi alamiah pada arah sumbu-y dapat diminimalisasi sehingga pemodelan sumbu simetris dapat dilakukan dengan sumbu-x sebagai sumbu simetri.

Asumsi ke-4 ditentukan untuk menghemat biaya komputasi yang dibutuhkan. Ketika pemodelan secara sumbu simetris dilakukan maka jumlah elemen yang digunakan dua kali lipat lebih rendah jika

dibandingkan dengan pemodelan secara planar. **Gambar 1** (b) menunjukkan model sumbu simetris yang digunakan dengan nilai $a = 1.55$ mm, $b = 6.35$ mm, $c = 12.7$ mm, $d = 254$ mm, $e = 996.9$ mm.



Gambar 1. Ilustrasi Pemodelan 2D

Secara umum, proses pemodelan terbagi menjadi empat tahap: pembuatan model CFD, *mesh generation* pada model, penentuan parameter CFD, dan studi sensitivitas elemen-elemen model. Selain itu model yang telah dibuat juga divalidasi dengan data eksperimen yang telah dilakukan pada jurnal ilmiah, *Numerical Simulation of A Shell-and-Tube Latent Heat Thermal Energy Storage Unit* [8]. Perhitungan solusi dilakukan menggunakan perangkat lunak ANSYS Fluent. Beberapa parameter untuk memodelkan fenomena fisis yang terjadi perlu ditentukan. **Tabel 1** menunjukkan parameter-parameter CFD yang digunakan pada penelitian ini.

Tabel 1. Parameter CFD

Parameter	
Type Solver	Berbasis Tekanan
Type Analisis	<i>Transient</i>
Gravitasi	Sumbu $x = 9.812$ m/s ²
Model Viskos	Turbulen ($Re > 4000$) Menggunakan model k-epsilon <i>realizable</i> dengan <i>enhanced wall treatment</i>
<i>Solidification/Melting</i>	Diaktifkan
Material	HTF – air (liquid) PCM – parafin <i>n-octadecane</i>

	Pipa – tembaga (Cu)
--	---------------------

Material HTF dan PCM adalah material yang memiliki karakteristik panas yang berubah berdasarkan variasi temperatur mengikuti suatu persamaan yang dijelaskan pada bagian selanjutnya. Karakteristik panas tersebut dihitung menggunakan fitur *user-defined function* (UDF) yang merupakan kode bahasa C yang dikompilasikan ke dalam perangkat lunak ANSYS Fluent. Kondisi operasi yang ditentukan pada simulasi didapatkan dari jurnal ilmiah [8]. Kecepatan masuk ditentukan dengan cara memastikan laju massa aliran sama dengan yang dieksperimenkan oleh Lacroix yaitu 0.0315 kg/s. Kecepatan masuk dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{m} = \rho V A \tag{15}$$

Dengan:

\dot{m} = Laju Massa (kg/s)

ρ = Densitas Fluida (kg/m³)

V = Kecepatan (m/s)

A = Luas Penampang Pipa (m²)

Sehingga bilangan Reynolds (*Re*) dari aliran juga dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \tag{16}$$

Dengan:

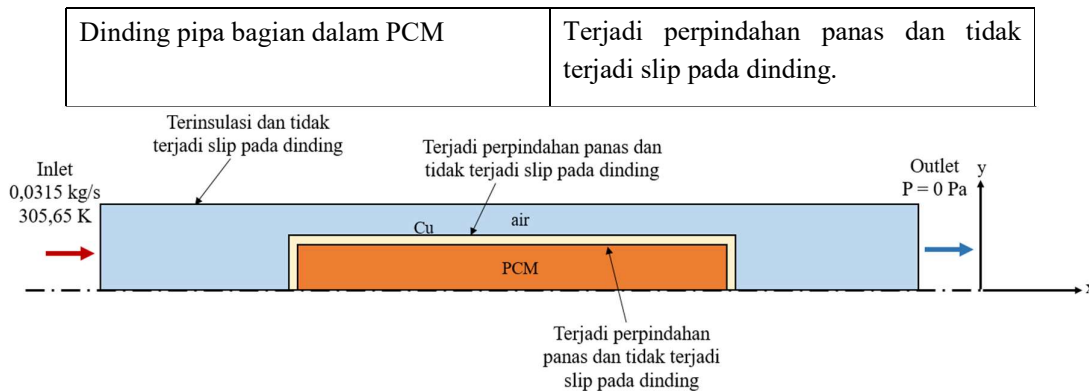
μ = Viskositas Fluida (kg/m s)

D = Diameter Pipa (m)

Selain itu, kondisi batas simulasi ditunjukkan pada **Tabel 2** dan ilustrasi ditunjukkan pada **Gambar 2**.

Tabel 2. Kondisi Batas Simulasi

Batas	Kondisi
Inlet	$\dot{m}_{inlet} = 0.315 \text{ kg/s}$ $T_{inlet} = 305.65 \text{ K}$ $T_{awal} = 283 \text{ K}$ $Re = 4161.517$ $v_{awal} = 0 \text{ m/s}$
Outlet	$P_{out} = 0 \text{ Pa}$
Dinding luar pipa	Terinsulasi dan tidak terjadi slip pada dinding.
Dinding luar pipa tembaga	Terjadi perpindahan panas dan tidak terjadi slip pada dinding.



Gambar 2. Ilustrasi Kondisi Batas Pemodelan

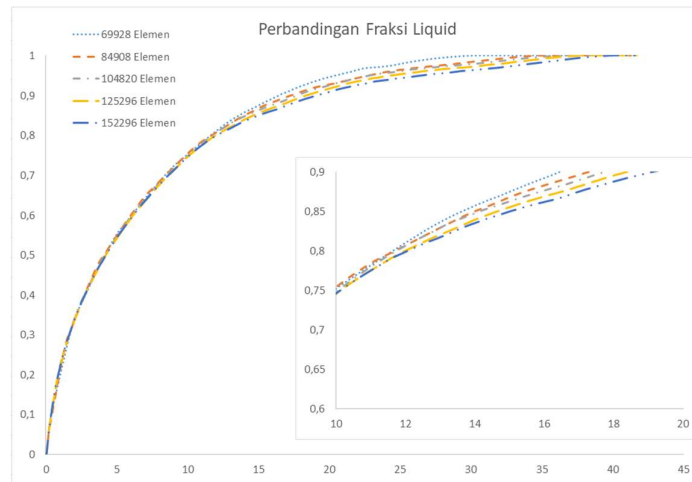
Model numerik diselesaikan menggunakan algoritma *Semi-Implicit Pressure Linked Equation* (SIMPLE). *Second order upwind discretization* digunakan untuk menyelesaikan persamaan energi dan momentum, sedangkan untuk persamaan tekanan diselesaikan menggunakan skema PRESTO!. Ukuran jarak waktu yang digunakan adalah 0.1 detik dengan jumlah iterasi maksimal tiap jarak waktu adalah 20 iterasi, kriteria konvergensi residual untuk momentum 10^{-3} dan untuk energi 10^{-6} .

Untuk memvalidasi jumlah elemen yang digunakan sudah cukup untuk digunakan pada pemodelan, studi sensitivitas dilakukan dengan membandingkan jumlah elemen terhadap perubahan fraksi liquid dari PCM terhadap waktu. Perubahan dilakukan dengan memvariasikan nilai pembagian jumlah pada sisi d dan e dari geometri yang telah dibuat. Semakin banyak jumlah elemen yang digunakan maka pemodelan semakin akurat mendekati fenomena yang sebenarnya terjadi, namun juga meningkatkan biaya komputasi.

Tabel 3. Variasi Jumlah Elemen Model

No	Jumlah Pembagian Sisi (b)	Jumlah Pembagian sisi (e)	Total Elemen	%Perbedaan
1	7 bagian	1500 bagian	69.928 Elemen	-
2	10 bagian	1800 bagian	84.908 Elemen	1.13%
3	12 bagian	2000 bagian	104.820 Elemen	0.65%
4	15 bagian	2250 bagian	125.296 Elemen	0.69%
5	17 bagian	2500 bagian	152.296 Elemen	0.64%

Dari variasi tersebut didapatkan hasil bahwa jumlah elemen 125.296 tidak menghasilkan perbedaan yang signifikan jika dibandingkan dengan jumlah elemen 152.296 dengan nilai perbedaan rata-rata sebesar 0.64% yang ditunjukkan pada **Gambar 3**. Untuk menghemat biaya dan waktu komputasi, jumlah elemen 125.296 yang dipilih dan dijadikan basis pembangkitan elemen untuk variasi geomteri yang disimulasikan.

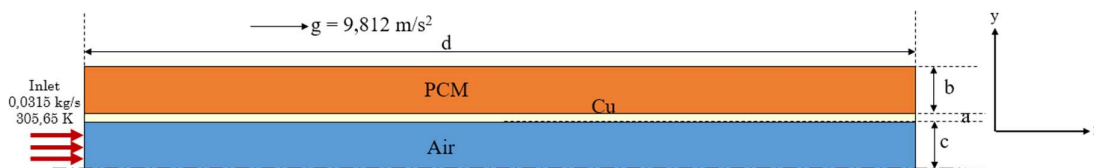


Gambar 3. Grafik Perbandingan Variasi Jumlah Elemen

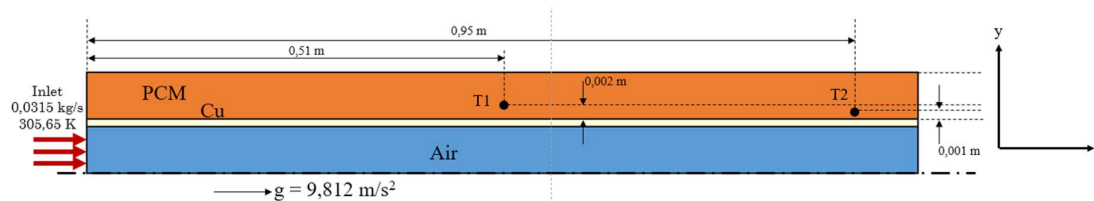
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Validasi Model

Pemodelan divalidasi dengan cara membandingkan hasil yang didapatkan antara simulasi dan eksperimen. Validasi dilakukan dengan cara memodelkan eksperimen yang telah dilakukan Lacroix [18]. **Gambar 4** menunjukkan geometri yang digunakan dengan nilai $a = 1.55 \text{ mm}$; $b = 5 \text{ mm}$; $c = 6.35 \text{ mm}$; dan $d = 1,000 \text{ mm}$. Perbandingan yang digunakan untuk memvalidasi model adalah perubahan temperatur pada titik 1 ($T1$) dan temperatur pada titik 2 ($T2$) yang letaknya ditunjukkan pada **Gambar 5**.



Gambar 4. Geometri Eksperimen Lacroix [18]



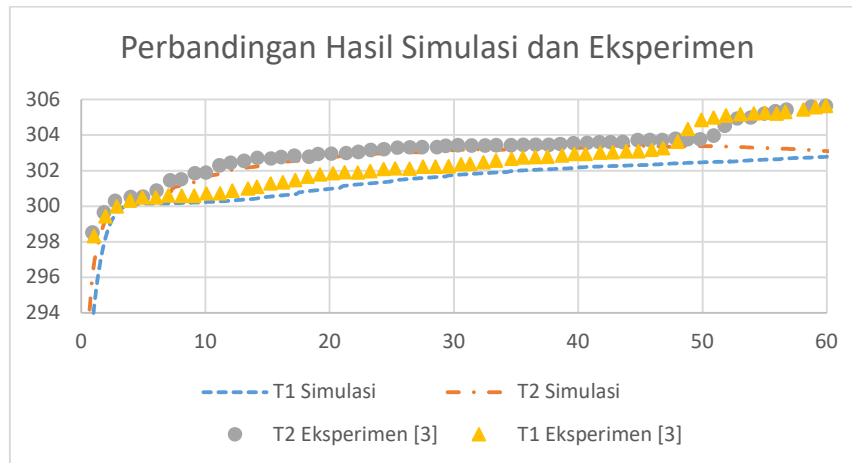
Gambar 5. Lokasi Titik $T1$ dan Titik $T2$ [18]

Parameter CFD yang digunakan pada model sesuai dengan yang sudah dijelaskan pada bagian sebelumnya. **Gambar 6** menunjukkan perbandingan perubahan $T1$ dan $T2$ antara simulasi yang telah dilakukan dan data eksperimen. Jika dibandingkan, perubahan $T2$ yang didapatkan dari hasil simulasi sudah cukup memodelkan fenomena yang sebenarnya, hanya saja mulai dari menit ke-50 terjadi perbedaan kecenderungan baik pada $T1$ maupun $T2$. Sedangkan untuk $T1$, hasil yang didapatkan tidak sebaik yang didapatkan pada $T2$. Jika kita merata-ratakan selisih antara hasil simulasi dan hasil eksperimen menggunakan persamaan berikut:

$$error_i = \frac{|T_{simulasi} - T_{eksperimen}|}{T_{eksperimen}} \quad (17)$$

$$\%error\ relatif = \frac{\sum_{i=0}^{n=60} error_i}{n} \quad (18)$$

Didapatkan %error relatif $T1$ sebesar 0.343% dan $T2$ sebesar 0.155%. Dengan mempertimbangkan nilai selisih tersebut dapat dikatakan bahwa model yang disimulasikan sudah cukup untuk memodelkan fenomena yang sebenarnya sehingga model tersebut dapat digunakan lebih lanjut untuk keperluan penelitian.



Gambar 6. Perbandingan Antara Hasil Simulasi dan Eksperimen

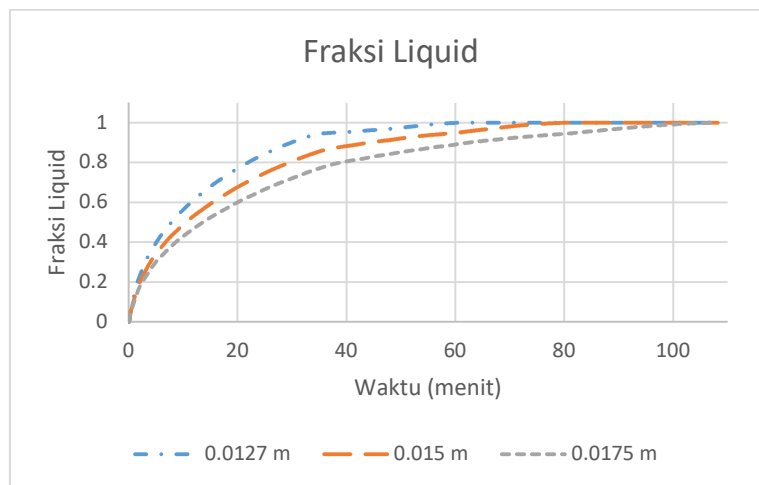
3.2 Pembahasan

a. Pengaruh Perbesaran Pipa Bagian Dalam

Nilai dari konduktivitas panas PCM ketika berfasa cair lebih dari dua kali lipat lebih rendah jika dibandingkan ketika berfasa *solid*. Dikarenakan sistem diorientasikan secara vertikal dan ketebalan PCM yang digunakan pada sistem ini juga sangat kecil, pengaruh dari konveksi alamiah kecil sehingga perpindahan panas sebagian besar berpindah secara konduksi [9]. Hal ini sejalan dengan penemuan Vogel et al. [13] yang menemukan bahwa peningkatan perpindahan panas akibat dari konveksi natural pada plat datar meningkat ketika lebar dari sistem yang digunakan juga membesar. Oleh karena itu penurunan nilai dari konduktivitas panas berpengaruh besar terhadap laju perpindahan panas. Semakin lama sistem berjalan maka fraksi liquid dari PCM juga semakin meningkat yang mengakibatkan konduktivitas panas dari PCM menurun sehingga laju perpindahan panas semakin menurun. Perbedaan nilai konduktivitas panas secara langsung menyebabkan laju perpindahan panas berubah dengan cepat pada 10 menit awal sistem beroperasi. Pada $t = 0$, nilai laju perpindahan panas adalah 2087.8 Watt. Namun ketika $t = 10$ menit, laju perpindahan panas bernilai kurang dari 20 Watt. Hal ini terjadi karena pada waktu tersebut dinding pipa tembaga bagian dalam sudah terlapisi oleh PCM dengan fasa cair (Gambar 7), sehingga nilai konduktivitas panas PCM akan menurun lebih dari dua kali lipat dan menyebabkan laju perpindahan panas menurun secara signifikan. Semakin tebal lapisan PCM yang berfasa cair, maka perpindahan panas pada arah sumbu-y juga akan semakin lambat terjadi. Hal yang sama juga ditemukan oleh Kurnia et al. [6] bahwa lapisan PCM yang mencair disekitar dinding pipa akan menurunkan perpindahan panas secara signifikan. Gambar 8 menunjukkan pada menit ke-60 diameter 0.015 m dan 0.0175 m menghasilkan fraksi liquid PCM lebih rendah 5.07% dan 10.5% jika dibandingkan dengan fraksi liquid ketika menggunakan diameter 0.0127 m.



Gambar 7. Kontur Fraksi Masa Diameter Pipa Dalam 0.0127 m dan t = 600 s



Gambar 8. Grafik Perubahan Fraksi Liquid Pada Variasi Pipa Dalam

Dengan menggunakan data yang diperoleh dari hasil simulasi yang disajikan pada

Tabel 4, laju perpindahan panas dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$\dot{Q}_{transfer} = \frac{H_{pcm}}{t_{transfer}} \quad (W) \quad (19)$$

$$H_{pcm} = h_{pcm} \times m_{pcm} \quad (20)$$

Dengan:

H_{pcm} = Entalpi PCM (Joule)

h_{pcm} = Entalpi PCM (Joule/kg)

m_{pcm} = massa PCM (kg)

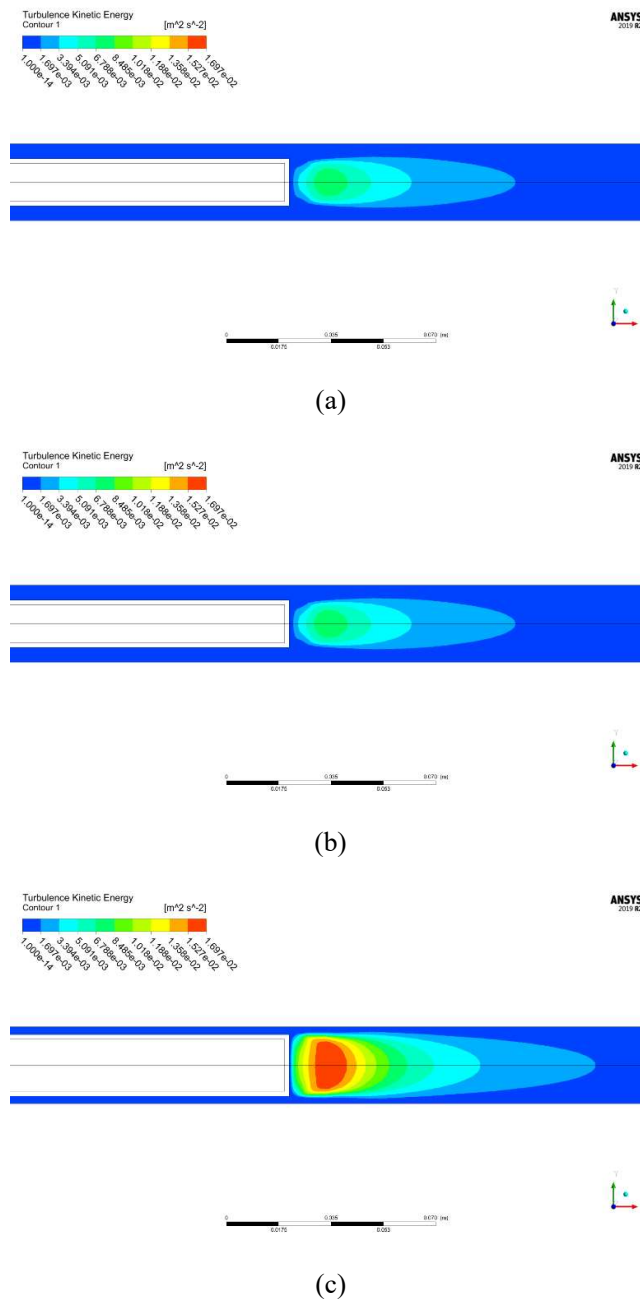
Tabel 4. Data Hasil Simulasi Untuk Variasi Diameter Pipa Bagian Dalam

Diameter Pipa (m)	Waktu Operasi (menit)	Entalpi Spesifik PCM (J/kg)	Total Energi Spesifik PCM (J/kg)	Massa PCM (kg)	Pressure Drop (Pa)
0.0127	61.6	259,168.2393	251,547.47	0.0973	104.8
0.015	81.26	259,167.8574	252,209.66	0.1360	105.08
0.0175	108.183	259,167.4579	247,979.1731	0.185	1,806.62

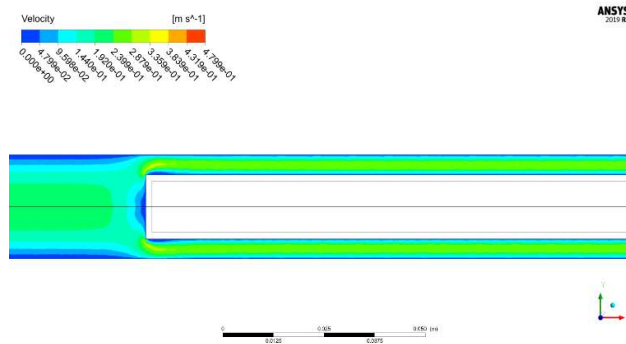
Tabel 5. Perbandingan Total Laju Perpindahan Panas Pada Variasi Pipa Bagian Dalam

Diameter Pipa (m)	Laju Perpindahan Panas (W)	%Peningkatan
0.0127	6.84	0%
0.015	7.23	5.7%
0.0175	7.37	7.74%

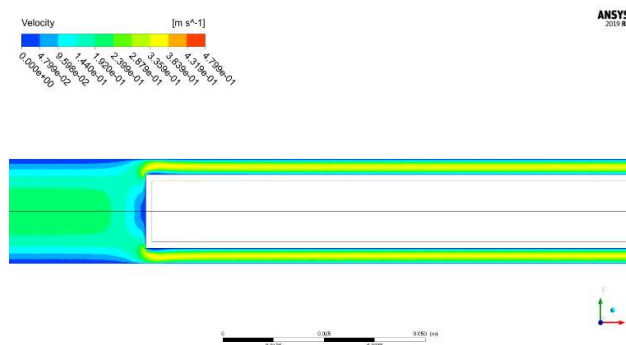
Tabel 5 menunjukkan performa sistem meningkat ketika diameter pipa bagian dalam yang digunakan membesar. Jika dibandingkan dengan pipa berdiameter 0.0127 m, penggunaan pipa berdiameter 0.015 m dan 0.0175 m dapat meningkatkan laju perpindahan panas sebesar 5.74% dan 7.97%. Peningkatan total laju perpindahan panas tersebut terjadi dikarenakan peningkatan turbulensi aliran yang terjadi pada bagian anulus. Hal ini dapat diidentifikasi secara visual pada **Gambar 9**. Semakin besar diameter pipa bagian dalam yang digunakan menyebabkan jarak antara pipa bagian dalam dan pipa bagian luar semakin sempit dan hal ini yang dapat meningkatkan turbulensi pada aliran HTF. Penyempitan juga menyebabkan aliran pada bagian anulus menjadi lebih cepat (**Gambar 10**). Perbesaran diameter pipa bagian dalam juga menyebabkan *pressure drop* yang terjadi pada sistem semakin besar.



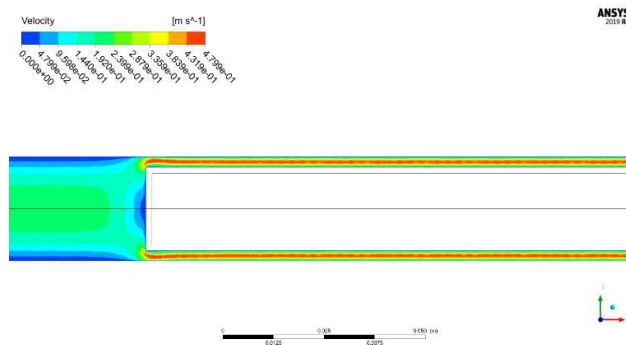
Gambar 9. Kontur Energi Kinetik Turbulensi Pada Variasi Pipa Dalam (a) 0.0127 m, (b) 0.015 m, (c) 0.0175 m.



(a)



(b)



(c)

Gambar 10. Kontur Kecepatan Pada Variasi Diameter Pipa Dalam (a) 0.0127 m, (b) 0.015 m, (c) 0.0175 m

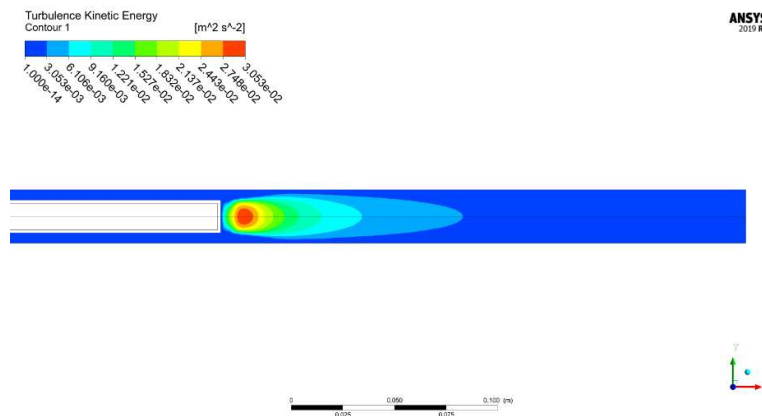
Perbesaran diameter pipa bagian dalam secara langsung berdampak kepada penambahan jumlah volume PCM. Penambahan tersebut mengakibatkan jumlah energi pada PCM ketika berada pada fase cair juga meningkat. **Tabel 6** menunjukkan perbandingan total energi pada PCM ketika berfasa cair. Peningkatan total energi sebesar 86.63% didapatkan ketika volume PCM yang digunakan bertambah sebesar 89%. Meskipun demikian, waktu operasi yang dibutuhkan juga semakin lama.

Tabel 6. Perbandingan Total Energi Pada PCM Ketika Berfasa Cair

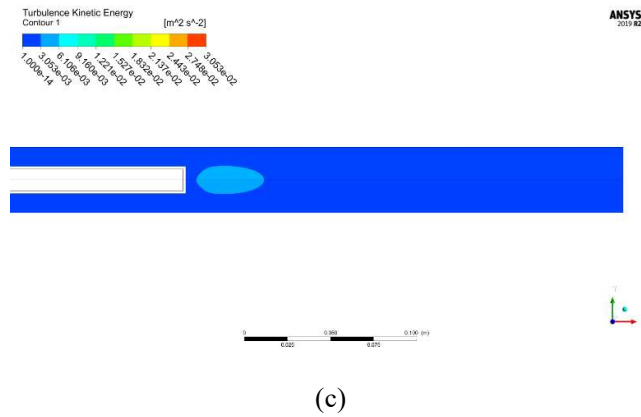
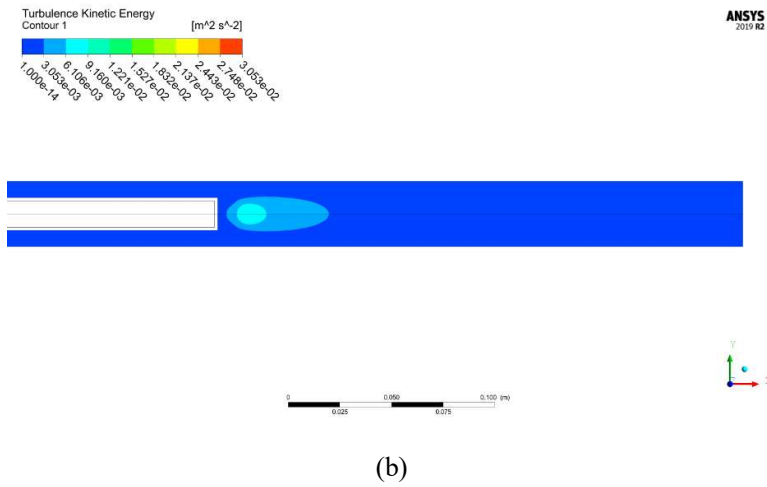
Diameter Pipa (m)	Volume (m ³)	%Peningkatan Volume	Total Energi Pada PCM (kJ)	%Peningkatan Energi
0.0127	0.0001266	0%	24.54	0%
0.015	0.0001766	39%	28.58	16.46%
0.0175	0.00024	89%	45.8	86.63%

b. Pengaruh Perbesaran Pipa Bagian Luar

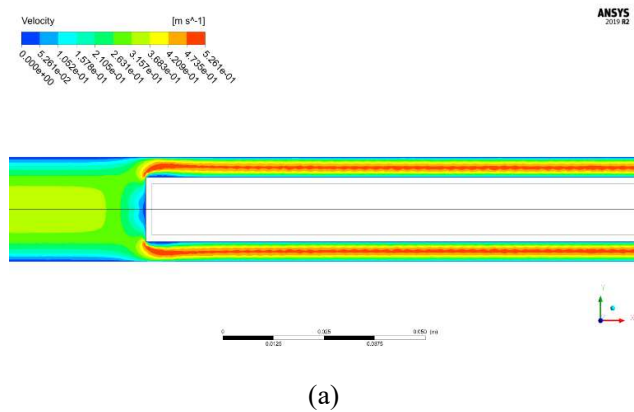
Berbeda dengan perbesaran pipa bagian dalam, ketika pipa bagian luar dibesarkan tidak mempengaruhi volume PCM yang digunakan. Perbesaran pipa bagian luar hanya mempengaruhi jarak antar pipa bagian luar dan pipa bagian dalam. Semakin besar diameter pipa yang digunakan, semakin besar juga jarak yang berarti semakin kecil turbulensi yang terjadi pada bagian pipa anulus. Fenomena ini dapat diamati secara visual pada kontur energi kinetik turbulen yang ditunjukkan pada **Gambar 11** dan kontur kecepatan yang ditunjukkan pada **Gambar 12**. Sehingga dapat dikatakan tingkat turbulensi aliran pada pipa dengan diameter 0.03175 m dan 0.0381 m relatif rendah jika dibandingkan dengan pipa dengan diameter 0.0258 m. Hal inilah yang menyebabkan perubahan fraksi liquid PCM pada pipa dengan diameter 0.0258 m pada awalnya relatif lebih cepat jika dibandingkan kedua pipa yang lainnya.

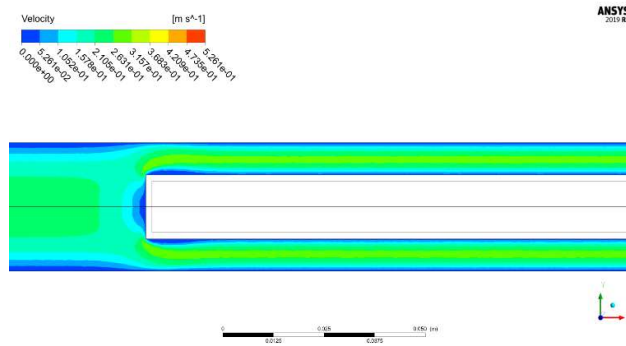


(a)

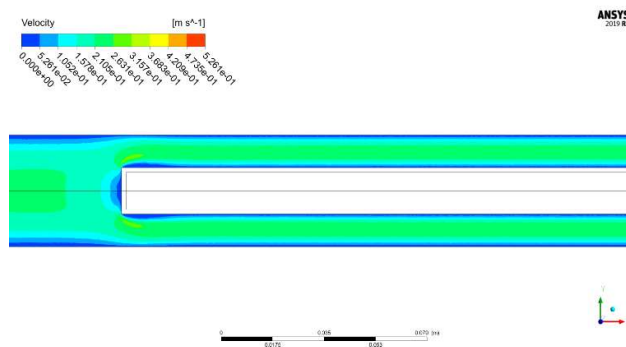


Gambar 11. Kontur Energi Kinetik Turbulensi Pada Variasi Pipa Luar (a) 0.0258 m, (b) 0.03175 m, (c) 0.0381 m





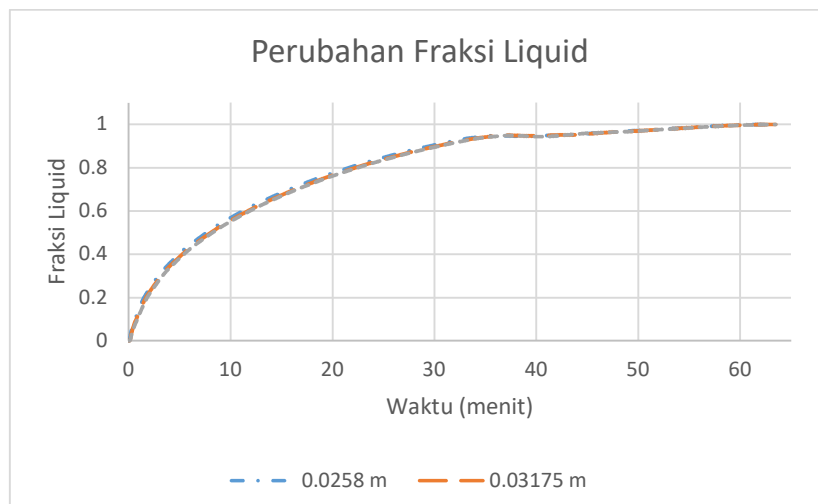
(b)



(c)

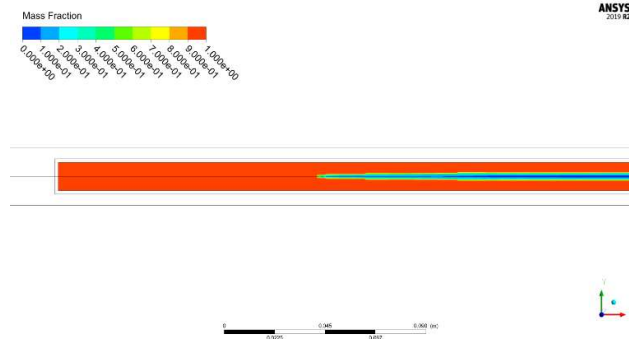
Gambar 12. Kontur Kecepatan Pada Diameter Pipa Luar
(a) 0.0258 m, (b) 0.03175 m, (c) 0.0381 m

Gambar 13 menunjukkan perubahan fraksi liquid dari PCM pada variasi pipa diameter bagian luar. Pada menit ke-0 sampai menit ke-30, perubahan fraksi liquid pada pipa dengan diameter 0.0258 m lebih cepat terjadi, tetapi setelah menit ke-30 nilainya laju perubahannya menurun dan mulai menit ke-35 perubahannya relatif sama.

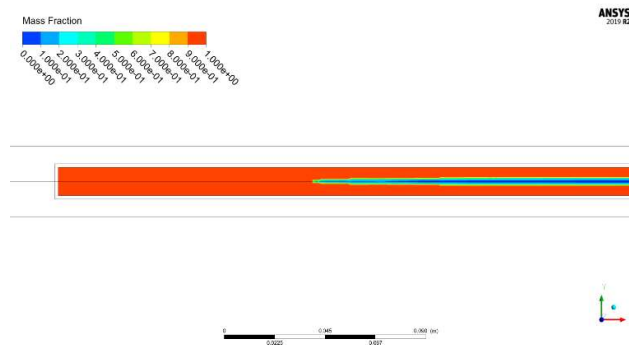


Gambar 13. Grafik Perubahan Fraksi Liquid PCM Pada Variasi Pipa Luar

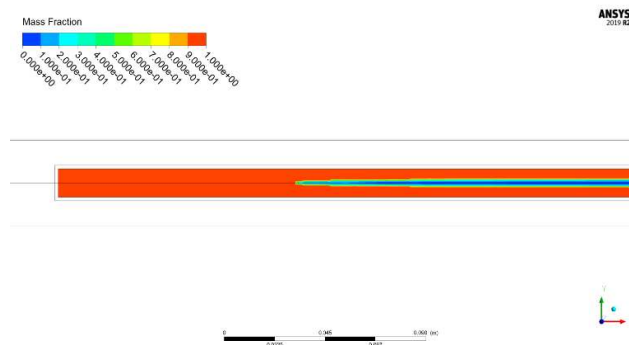
Pada menit ke-35 lapisan PCM yang berfasa cair didekat dinding pipa tembaga menjadi semakin tebal (**Gambar 14**). Sehingga hal sama yang terjadi pada poin (a) juga terjadi pada kasus ini. Semakin tebal PCM yang berfasa cair didekat dinding pipa tembaga, semakin lambat perpindahan panas terjadi. Seperti yang sudah dibahas pada sebelumnya, pada proses ini konduksi sangat berperan besar pada laju perpindahan panas sehingga nilai dari konduktivitas panas dari PCM akan sangat menentukan. Mulai dari menit ke-35, tebal lapisan PCM cair yang berada didekat dinding pipa hampir sama pada setiap variasi diameter pipa. Hal ini yang menyebabkan laju perpindahan panas mulai dari menit ke-35 relatif sama pada setiap variasi diameter pipa.



(a)



(b)



(c)

Gambar 14. Kontur Fraksi Liquid Diameter Pipa Luar $t = 35$ menit 0.0258 m, (b) 0.03175 m, dan (c) 0.0381 m

Meskipun secara grafikal laju perpindahan panas pada variasi diameter bagian luar relatif sama bukan berarti tidak ada perbedaan performa yang terjadi pada sistem. Untuk mengevaluasi performa dari sistem kita dapat menggunakan cara yang sama dengan poin (a) yaitu dengan menggunakan persamaan (19) dan (20) dan menggunakan data yang disajikan pada

Tabel 7.

Tabel 7. Data Hasil Simulasi Untuk Variasi Diameter Pipa Bagian Luar

Diameter Pipa (m)	Waktu Operasi (menit)	Entalpi Spesifik PCM (J/kg)	Total Energi Spesifik PCM (J/kg)	Massa PCM (kg)	Pressure Drop (Pa)
0.0258	62.766	259,170.70	238,153.31	0.0973	428.29
0.03175	63.24	259,168.95	233,561.99	0.0973	-28.14
0.0381	63.46	259,167.55	240,264.70	0.0973	-46.44

Tabel 8. Perbandingan Total Laju Perpindahan Panas Pada Variasi Pipa Bagian Luar

Diameter Pipa (m)	Laju Perpindahan Panas (W)	%Penurunan
0.0258	6.69	0%
0.03175	6.64	0.7%
0.0381	6.62	1.04%

Tabel 8 menunjukkan performa sistem menurun ketika diameter pipa bagian luar yang digunakan membesar. Jika dibandingkan dengan pipa berdiameter 0.0258 m, penggunaan pipa berdiameter 0.03175 m dan 0.0381 m dapat menurunkan laju perpindahan panas sebesar 0.7 % dan 1.04%. Penurunan total laju perpindahan panas tersebut terjadi dikarenakan penurunan turbulensi aliran yang terjadi pada aliran HTF. Hal ini dapat diidentifikasi secara visual pada **Gambar 11** dan **Gambar 12**. Semakin besar diameter pipa bagian luar yang digunakan menyebabkan jarak antara pipa bagian dalam dan pipa bagian luar semakin lebar dan hal ini yang dapat menurunkan turbulensi pada aliran HTF. Perbesaran diameter pipa bagian luar juga menyebabkan *pressure drop* yang terjadi pada sistem semakin mengecil.

4. KESIMPULAN

Dari hasil simulasi yang didapatkan dapat diketahui bahwa baik perubahan diameter pipa bagian dalam maupun perubahan diameter pipa bagian luar mempengaruhi performa sistem LH-TES jenis anulus dengan PCM berada pada bagian dalam. Pada kondisi inlet yang sama, semakin besar diameter pipa bagian dalam yang digunakan dapat meningkatkan laju perpindahan panas yang terjadi. Penggunaan pipa bagian dalam dengan diameter 0.015 m dan 0.0175 m dapat meningkatkan laju perpindahan panas sebesar 5.7% dan 7.74% jika dibandingkan dengan pipa dengan diameter 0.0127 m. Selain dapat meningkatkan laju perpindahan panas, pembesaran diameter pipa bagian dalam juga secara langsung meningkatkan kapasitas energi yang dapat disimpan oleh sistem. Total energi yang disimpan pada PCM meningkat sebesar 86.63% ketika pipa dengan diameter 0.0175 m digunakan.

Pada kondisi inlet yang sama, semakin besar diameter pipa bagian luar yang digunakan dapat menurunkan laju perpindahan panas yang terjadi meskipun nilainya relatif kecil. Penggunaan pipa bagian luar dengan diameter 0.03175 m dan 0.0381 m dapat menurunkan laju perpindahan panas yang terjadi sebesar 0.7% dan 1.04 % jika dibandingkan dengan pipa dengan diameter 0.0258 m. Berdasarkan hasil analisis pengaruh perubahan diameter pipa yang digunakan baik bagian dalam maupun bagian luar terhadap performa sistem LH-TES dapat disimpulkan bahwa semakin sempit jarak antara pipa bagian luar dan pipa bagian dalam maka laju perpindahan panas yang terjadi juga semakin meningkat yang berarti performa dari sistem LH-TES juga meningkat dan berlaku juga sebaliknya. Selain itu, jika dibandingkan dengan sistem LH-TES dengan PCM berada pada pipa bagian luar, sistem LH-TES pada penelitian ini mengalami peningkatan performa sebesar 39.57% pada volume PCM, bilangan Reynolds, dan temperatur inlet yang sama.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] L. Kari, "Heating and cooling Europe with solar". Renewable Energy Focus. Juli. 16, 2010 [Online]. Available <http://www.renewableenergyfocus.com/view/10931/heating-and-cooling-europe-with-solar//>
- [2] Sarbu Ioan, Sebarchievici Calin. A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage. Sustainability 2018.
- [3] Rathod MK, Banerjee J. Thermal performance enhancement of shell and tube latent heat storage unit using longitudinal fins. Appl Therm Eng 2015;75:1084–92
- [4] Tao YB, He YL. Effect of natural convection on latent heat storage performance of salt in a horizontal concentric tube. Appl Energy 2015;143:38–46.
- [5] Agyenim F, Eames P, Smyth M. A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins. Sol Energy 2009;83:1509–20
- [6] Horibe A, Jang H, Haruki N, Sano Y, Kanbara H, Takahashi K. Melting and solidification heat transfer behaviors of phase change material in a latent heat storage vessel: effect of perforated partition plate. Int J Heat Mass Trans 2015;82:259–66
- [7] Kurnia JC, Sasmito AP, Jangam SV, Mujumdar AS. Improved design for heat transfer performance of a novel phase change material (PCM) thermal energy storage (TES). Appl Therm Eng 2013;50:896–907.

- [8] Lacroix M. Numerical simulation of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit. *Sol Energy* 1993;50:357–67.
- [9] Kurnia JC, Sasmito AP. Numerical investigation of heat transfer performance of a rotating latent heat thermal energy storage. *Applied Energy* 2018
- [10] Reid RC, Prausnitz JM, Poling BE. *The properties of gases and liquids*. 4th ed. Singapore: McGraw Hill; 1987.
- [11] Al-Abidi AA, Mat S, Sopian K, Sulaiman MY, Mohammad ATh. Internal and external fin heat transfer enhancement technique for latent heat thermal energy storage in triplex tube heat exchangers. *Appl Therm Eng* 2013;53:147–56
- [12] Khan, Mohammed Mumtaz A. & Saidur, R. & Al-Sulaiman, Fahad A., 2017. "A review for phase change materials (PCMs) in solar absorption refrigeration systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, vol. 76(C), pages 105-137
- [13] Vogel J, Felbinger J, Johnson M. Natural convection in high temperature flat plate latent heat thermal energy storage systems. *Appl Energy* 2016;184:185–96.