

## Studi Simulasi Pengaruh dari *Pitch* dan Kecepatan Alir Fluida Kerja Terhadap Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh di *Conical Cavity Absorber*

Jusva A. Muslim \*), Laode M. Firman \*\*)

Program Studi Magister Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta \*,\*\*)

Email: [Jusvaagusmuslim33@gmail.com](mailto:Jusvaagusmuslim33@gmail.com), [button\\_island@yahoo.com](mailto:button_island@yahoo.com)

### ABSTRAK

Krisis energi menjadi isu global yang harus segera dipecahkan melalui pemanfaatan sumber energi baru dan terbarukan. Indonesia secara geografis diuntungkan karena berada pada garis khatulistiwa sehingga mendapat suplai matahari sepanjang tahun. Keuntungan ini menjadi nilai tambah untuk penerapan sistem energi berbasis matahari. Sistem *Concentrated Solar Power* (CSP) merupakan sistem energi berbasis panas matahari untuk membangkitkan listrik. Model *parabolic dish* pada CSP terbukti memiliki efisiensi yang paling tinggi hingga 32%. Tantangan mendasar dari perbaikan performa pada model *parabolic dish* adalah desain dari *cavity receiver* yang digunakan. *Cavity receiver* berfungsi untuk menyerap panas dari *reflector* dan mendistribusikannya ke sistem melalui media fluida kerja (*Heat Transfer Fluid*). Artikel ini secara khusus membahas tentang simulasi dari *conical cavity receiver* dengan fokus pada pengaruh dari *pitch* dan kecepatan alir fluida di dalam sistem melalui *Computational Fluid Dynamic* (CFD) ANSYS. Hasil simulasi pada sembilan variabel berbeda menunjukkan pengaruh *pitch* dan kecepatan alir terhadap koefisien perpindahan menyeluruh pada *cavity*. Hasil simulasi ini dapat dijadikan sebagai rujukan mendasar dalam upaya peningkatan performa perpindahan panas dari *cavity* yang pada akhirnya dapat mempengaruhi performa keseluruhan sistem *Concentrated Solar Power* tipe *Parabolic Dish*.

**Kata kunci:** *Cavity, Concentrated Solar Power, Parabolic dish, 2221, Absorber*

### ABSTRACT

*The energy crisis has become a global issue that must be resolved immediately through the use of new and renewable energy sources. Indonesia is geographically benefited because it is on the equator so that it gets a supply of sun throughout the year. This advantage is an added value for the application of solar-based energy systems. Concentrated Solar Power (CSP) system is an energy system based on solar thermal energy to generate electricity. The parabolic dish model in CSP has been shown to have the highest efficiency of up to 32%. The fundamental challenge of improving performance on the parabolic dish model is the design of the cavity receiver used. Cavity receiver functions to absorb heat from the reflector and distribute it to the system through the working fluid (Heat Transfer Fluid). This article specifically discusses the simulation of conical cavity receivers with a focus on the effect of pitch and fluid flow velocity in the system through Computational Fluid Dynamic (CFD) ANSYS. Simulation results on nine different variables show the effect of pitch and flow velocity on the overall transfer coefficient on cavity. The results of this simulation can be used as a basic reference in an effort to improve the heat transfer performance of cavity, which in turn can affect the overall performance of a Concentrated Solar Power Parabolic Dish type system.*

**Keywords:** *Cavity, Concentrated Solar Power, Parabolic dish, 2221, Absorber*

### I. PENDAHULUAN

Kebutuhan energi yang terus meningkat diiringi dengan pertumbuhan jumlah penduduk menyebabkan isu ketahanan energi menjadi isu global saat ini. Inovasi dan investasi penting perlu dilakukan untuk memecahkan masalah tersebut. Perkembangan sumber Energi Baru Terbarukan (EBT) dengan memanfaatkan energi bersumber dari alam seperti angin dan matahari dapat dijadikan solusi untuk meningkatkan ketahanan energi [1].

Energi matahari menjadi sumber yang optimal untuk dikembangkan sebagai EBT. Terdapat dua model pemanfaatan energi matahari yakni melalui sistem *Photovoltaic* (PV) dan *Concentrated Solar Power* (CSP) [2]–[4]. Sistem CSP saat ini menjadi perhatian global untuk dikembangkan karena efisiensi sistem yang jauh lebih baik dibandingkan dengan PV dan juga sistem ini lebih ramah lingkungan dalam pembuatannya karena tidak menggunakan material berbahaya bagi lingkungan [5].

Model *Parabolic Dish* pada sistem CSP diketahui memiliki efisiensi sistem paling tinggi yakni sampai 32% dan bisa mencapai suhu sampai 800 °C [8]. Terdapat dua model *parabolic dish* dalam memanfaatkan panas yang dihasilkan yakni model konversi langsung dan tidak langsung [11].

Model konversi langsung menggunakan mesin Stirling yang ditempatkan pada titik focal sedangkan model tidak langsung menggunakan *cavity receiver* untuk menyerap panas matahari dan memanfaatkan fluida pemindah panas (*Heat Transfer Fluid – HTF*). Fokus pengembangan *parabolic dish* saat ini ditujukan untuk model tidak langsung dikarenakan sistem ini memiliki model yang lebih fleksibel dan tidak bergantung hanya kepada satu mesin konversi panas menjadi listrik [12].

Tantangan utama pada model tidak langsung adalah model *cavity receiver* yang digunakan. *Cavity receiver* menyerap radiasi panas dan memindahkannya ke fluida yang mengalir di dalam *cavity*. Terdapat beberapa model *cavity receiver* yang dikembangkan yakni model *cylindrical*, *inverted conical* dan *upright conical* [15]. Masing-masing model memiliki kelebihan dan kekurangan masing-masing. Model *conical* (baik *upright* dan *inverted*) memiliki *heat transfer performance* yang jauh lebih baik dibandingkan dengan *cylindrical* dikarenakan luas permukaan yang terkena pancaran sinar matahari lebih besar, namun terkendala terhadap model perakitan yang cukup rumit. Model *cylindrical* mudah dirakit dan disesuaikan pada model *cavity* yang digunakan, namun memiliki *heat transfer performance* yang lebih rendah karena bentuknya yang silindris sehingga luas permukaan yang terkena matahari kurang maksimal [18].

Dimensi dan karakteristik *absorber* juga memberikan pengaruh penting terhadap performa dari *cavity receiver*. Ukuran *pitch* dan kecepatan aliran fluida memiliki peran khusus terhadap koefisien perpindahan panas menyeluruh dari *cavity receiver* sebagai hubungan dasar dari perpindahan panas secara konveksi. Kurangnya penelitian yang membahas secara khusus tentang pengaruh *pitch* dan kecepatan alir membuat pengaruh dua hal ini menjadi perlu dianalisis lebih lanjut untuk memperbaiki model *cavity receiver* pada sistem *parabolic dish*.

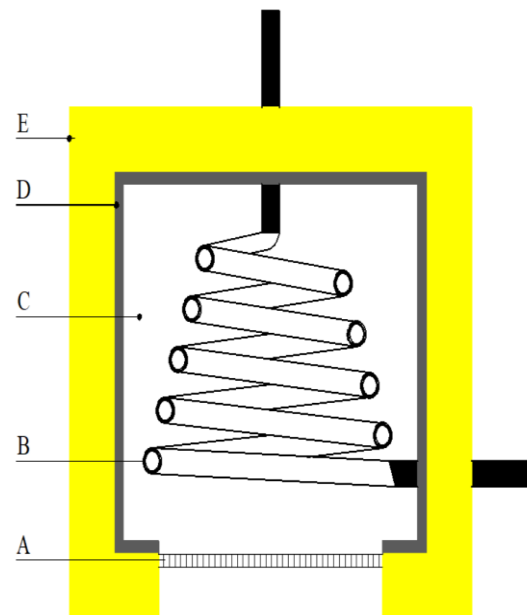
Penelitian ini secara mendalam fokus terhadap simulasi dari *cavity receiver* dengan menggunakan *software Computational Fluid Dynamic (CFD) ANSYS* dengan mode *TRANSIENT* untuk mempelajari pengaruh dari *pitch* dan kecepatan alir fluida pada *cavity receiver*.

## II. METODE PENELITIAN

### Pemodelan Sistem untuk Konfigurasi

#### Dasar

Desain *absorber* berbentuk *conical* didesain untuk memaksimalkan penyerapan panas matahari dari *reflector* ke fluida kerja. Model dari *cavity receiver* yang direncanakan didesain sesuai dengan konfigurasi standar di mana setiap *cavity* memiliki material *reflector* di bagian dalam dan material *insulator* panas di bagian luar. Gambar 1 menunjukkan desain *cavity* yang direncanakan pada penelitian ini.



Gambar 1. Desain skematik *cavity receiver*

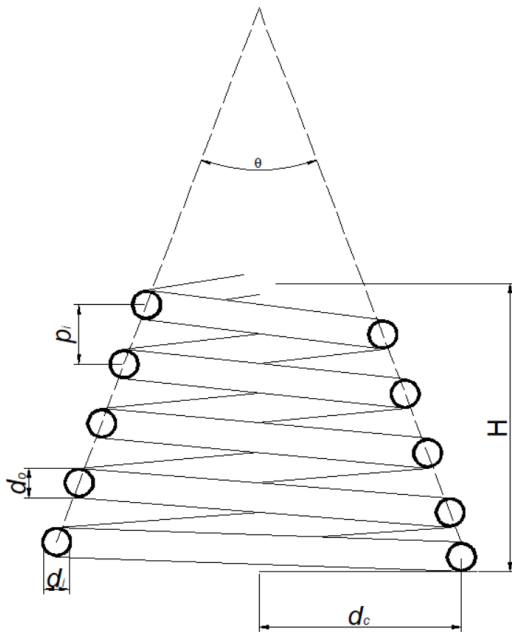
Bagian A pada gambar 1 menunjukkan penutup kaca *cavity*. Bagian B pada gambar 1 menunjukkan model *conical coil* dari *absorber* yang dilapisi dengan lapisan khusus untuk memaksimalkan penyerapan panas. Bagian C pada gambar 1 menunjukkan ruangan dalam kondisi tekanan *vacuum* untuk meminimalisir *heat losses* dari dalam *cavity* ke luar lingkungan. Bagian D pada gambar 1 menunjukkan lapisan cermin di dalam *cavity* yang berfungsi untuk memaksimalkan pemantulan di sisi luar *conical absorber*. Bagian E pada gambar 1 menunjukkan lapisan *insulator*.

Setelah desain *cavity* ditentukan, selanjutnya adalah menentukan parameter input sehingga nilai dari tiap bagian ditentukan berdasarkan referensi umum yang digunakan pada berbagai jurnal untuk proses simulasi. Tabel 1. menunjukkan nilai-nilai umum pada variabel A–E yang diperoleh dari gambar 1.

Tabel 1. Nilai parameter pada cavity yang didesain

Bagian	Parameter	Simbol	Nilai
A	Transmissivity	$\tau_g$	0.97
B	Absorptivity	$\alpha_{abs}$	0.96
C	Vacuum pressure	$p_{vac}$	400 Torr
D	Transmittance	$\tau_{glaz}$	0.93
E	Insulator	-	-

Fungsi berikutnya yang harus ditentukan adalah pemodelan dimensi dari absorber yang didesain. Gambar 2 menunjukkan detail dari rencana model untuk absorber yang digunakan, termasuk unit dan nilai dari parameter absorber dan tabel 2 menunjukkan detail symbol dimensi yang digunakan.



Gambar 1. Model ukuran pada conical absorber

Tabel 1. Nilai dimensi untuk proses simulasi

Bagian	Parameter	Nilai
$d_c$	Coil diameter	Tetap
$d_i$	Inlet tube diameter	Tetap
$d_o$	Outlet tube diameter	Tetap
$p_i$	Pitch	Berubah
H	Coil height	Tetap
$\theta$	Cone angle	Tetap

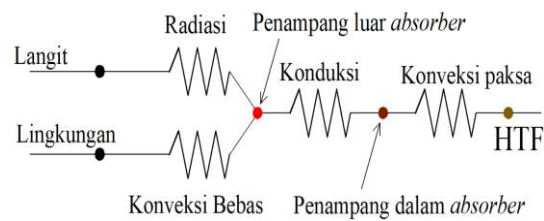
Dari gambar 2, panjang coil yang digunakan dapat diperoleh melalui persamaan:

$$L = N \sqrt{(\pi d_{c,ave})^2 + p_i^2}$$

Dimana nilai  $d_{c,ave}$  diperoleh dari:

$$d_{c,ave} = (d_{c,min} - d_{c,max})/2$$

Dimana  $I_b$  adalah besarnya paparan radiasi langsung,  $\eta_o$  adalah efisiensi optis,  $A_a$  bagian bayangan parabola,  $A_r$  luas penampang bagian luar absorber,  $U_L$  koefisien kerugian panas menyeluruh yang ditujukan melalui perpindahan panas dari absorber ke lingkungan sekitar pada  $T_a$ . Perpindahan panas dari absorber ke HTF dilakukan secara konveksi, gambar 3. menunjukkan model perpindahan panas pada cavity receiver.



Gambar 3. Model perpindahan panas pada cavity

Simulasi ditujukan untuk menentukan koefisien perpindahan panas terbaik dari tiap variabel yang diuji. Terdapat 9 jenis variabel model yang diuji yakni:

Tabel 3. Model variabel untuk simulasi

Model	Pitch (m)	Kecepatan Alir (m/s)
1	0.08	0.05
2	0.08	0.10
3	0.08	0.15
4	0.10	0.05
5	0.10	0.10
6	0.10	0.15
7	0.12	0.05
8	0.12	0.10
9	0.12	0.15

### Kondisi Parameter Umum

Kondisi parameter umum sistem menjadi kunci dasar dalam desain yang digunakan dan dijadikan sebagai referensi masukan untuk dianalisis lebih mendalam. Untuk mencapai detail perhitungan dan analisis yang mendalam, maka batasan kondisi yang digunakan adalah sebagai berikut:

- Suhu lingkungan yang dijadikan rujukan adalah 32 °C;
- Menyesuaikan kepada data radiasi matahari secara umum di Indonesia, maka

- pancaran sinar langsung matahari adalah  $1.000 \text{ W/m}^2$ ;
- Sudut datangnya matahari terhadap posisi *reflector* ialah  $0^\circ$  dikarenakan sistem menggunakan *solar tracking*;
  - Laju aliran massa yang digunakan adalah  $0.04 \text{ kg/s}$ ;
  - Suhu masuk fluida bervariasi antara  $32 \text{ }^\circ\text{C}$  sampai  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
  - Koefisien perpindahan panas konveksi dari *cavity* sebesar ( $h_{out}$ )  $10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ;
  - Fluida kerja yang digunakan ialah Therminol® VP-1 [21].

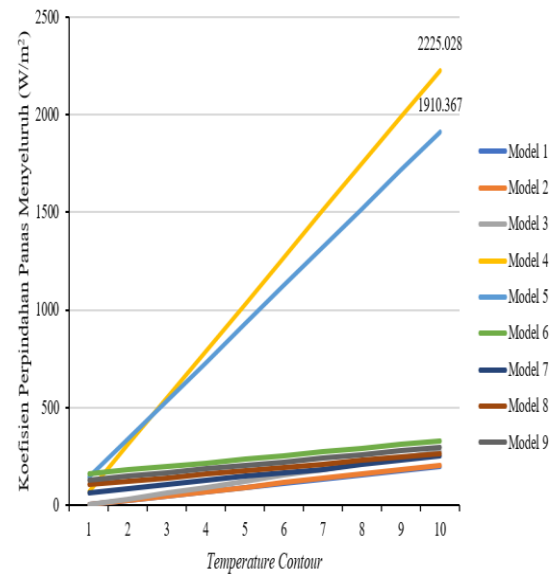
Tabel 4. Nilai kondisi parameter umum untuk simulasi

Tube pitch (m)		Kecepatan Alir (m/s)	
0.08	0.05	0.1	0.15
0.10	0.05	0.1	0.15
0.12	0.05	0.1	0.15
Posisi Koordinat Matahari			
Waktu (GMT +7)	X	Y	Z
13:00	-0.258903	0.492253	0.831057
Solar trajectory (Lokasi: Jakarta Selatan)			
Waktu (GMT +7)	Garis Lintang	Garis Bujur	
13:00	-6.330212	106.826378	
Diffuse solar irradiation			
Permukaan Vertikal ( $\text{W/m}^2$ )	Permukaan Horizontal ( $\text{W/m}^2$ )		
101.376	113.921		
Ground Reflected Solar Irradiation ( $\text{W/m}^2$ )			
82.0451			

### III. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Koefisien perpindahan panas merupakan hasil terpenting yang diperoleh dari simulasi. Desain model *cavity* dengan beberapa variabel yang berbeda menghasilkan performa yang berbeda dikarenakan adanya perbedaan variabel dari setiap model yang disimulasikan. Nilai dari koefisien perpindahan panas yang ada pada tiap model harus dibandingkan untuk mengetahui model mana yang memiliki nilai tertinggi. Gambar 4. menunjukkan grafik nilai koefisien perpindahan panas pada seluruh model yang disimulasikan.



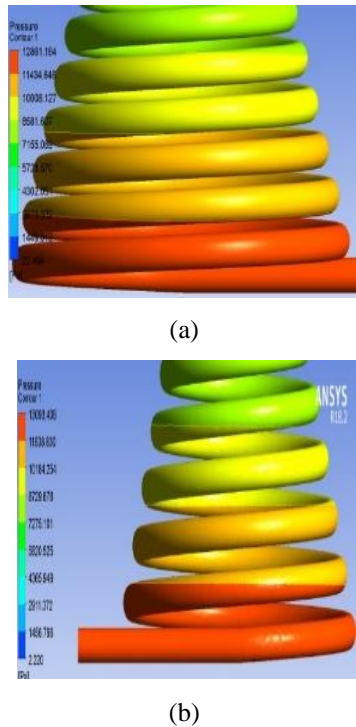
Gambar 4. Nilai koefisien perpindahan panas seluruh model

Dari gambar 4. dapat terlihat bahwa model 4 dan 5 memiliki nilai koefisien perpindahan panas terbaik dari seluruh model yang ada. Model 4 dan model 5 memiliki kesamaan variabel *pitch* yakni  $0.10 \text{ m}$  dengan perbedaan utama pada kecepatan alir fluida. Model 6 yang memiliki ukuran *pitch* sama juga menunjukkan nilai terbaik dibandingkan dengan model 1–3 dan model 7–9. Hal ini dapat dijadikan sebagai kesimpulan penting bahwa *pitch* yang ideal adalah  $0.10 \text{ m}$ .

Fokus kepada model 4 dan 5, kedua model ini memiliki perbedaan pada laju aliran fluida yang digunakan. Model 4 menggunakan kecepatan alir  $0.10 \text{ m/s}$  dan model 5 menggunakan kecepatan alir  $0.15 \text{ m/s}$ . Hasil yang signifikan terhadap koefisien perpindahan panas ini disebabkan oleh karakteristik suhu dan distribusi panas yang terjadi pada *receiver*. Sebagai perbandingan, maka model terbaik yakni model 4 dibandingkan dengan model 1 yang memiliki koefisien perpindahan panas terendah untuk mengetahui karakteristik tekanan dan suhu pada *tube* yang digunakan di *cavity*.

#### Distribusi Tekanan di Cavity

Koefisien perpindahan panas berkaitan erat dengan distribusi tekanan dan temperatur di dalam *tube cavity*. Hubungan terpenting dari model simulasi yang dilakukan adalah untuk menentukan karakteristik temperatur dan tekanan pada sistem. Gambar 5. memberikan model tekanan pada saluran masuk dari *cavity* model 1 dan model 4.



Gambar 5 (a) (b). Distribusi tekanan pada model 1 (a) dan model 4 (b)

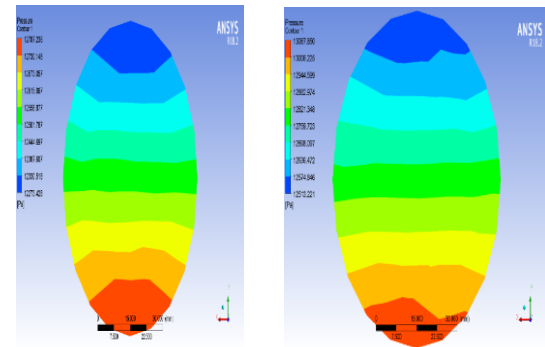
Nilai tekanan pada model 1 lebih rendah dibandingkan dengan nilai tekanan pada model 4. Nilai tekanan dipengaruhi oleh *pitch* dari *cavity* dan juga kecepatan alir fluida. Sesuai dengan karakteristik pada model 1 dengan *pitch* 0.08 m dan kecepatan alir 0.05 m/s. Model 1 memiliki tekanan masuk sebesar 12.861 kPa dan model 4 pada 13.093 kPa.

Penurunan tekanan pada *cavity* untuk model 1 lebih cepat dibandingkan dengan model 4. Penurunan tekanan terjadi dikarenakan adanya gaya gesek pada bagian dalam *tube* dengan fluida kerja. Perubahan suhu dari *tube* yang menyerap panas matahari juga memberikan pengaruh terhadap perubahan *properties* dari fluida kerja.

**Distribusi Tekanan di Tube**

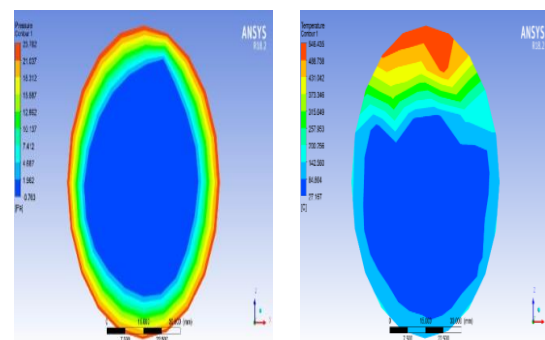
Karakteristik fluida kerja yang mengalir di dalam *tube* untuk menyerap panas yang difokuskan pada *cavity* sangat dipengaruhi oleh tekanan kerja di dalam sistem. Gambar 6. menunjukkan distribusi tekanan di dalam *tube inlet* untuk model 1 dan 4. Konsentrasi tekanan pada kedua model adalah sama dimana titik tekanan tertinggi ada pada bagian bawah dengan nilai masing–masing 12.787 kPa dan 13.067 kPa. Tekanan rendah pada kedua *tube* juga terjadi di lokasi yang sama yakni pada bagian atas *tube*. Nilai tekanan pada masing–masing model di bagian atas adalah 12.273 dan 12.513 kPa. Penurunan pada model 4 lebih tinggi dibandingkan dengan model 1 dikarenakan

penyerapan suhu pada model 4 lebih baik dibandingkan dengan model sehingga mempengaruhi nilai tekanan yang disebabkan oleh perubahan *properties* dari fluida kerja.



Gambar 6. Konsentrasi tekanan pada *tube* masuk untuk model 1 (kiri) dan 4 (kanan)

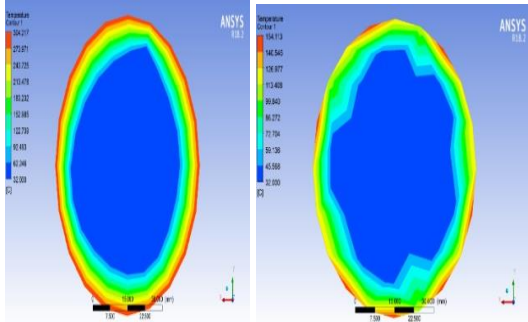
Pada *tube* keluar untuk masing–masing *cavity*, karakteristik berbeda terlihat antara kedua model. Distribusi tekanan pada model 1 dari gambar 7 terlihat merata pada seluruh permukaan bagian dalam *tube* dengan nilai pada rentang 23.782 Pa. Nilai tekanan tersebut cukup rendah yang menandakan terjadi penurunan tekanan yang ekstreme di dalam *tube* untuk model 1. Pada model 4, konsentrasi tekanan hanya terjadi pada bagian atas *tube* dengan nilai yang cukup tinggi dibandingkan dengan model 1 yakni 546.43 Pa. Tekanan rendah pada model 4 terkonsentrasi di bagian bawah *tube* dengan nilai 27.167 Pa. model 4 masih menunjukkan performa yang lebih baik terkait dengan karakteristik penurunan tekanan dan terjadinya perbedaan konsentrasi disebabkan oleh kenaikan suhu yang tidak merata pada *tube* dikarenakan bentuk *cavity* yang dibuat secara *conical*. Perbedaan yang tidak merata pada akhirnya menunjukkan karakteristik kerja yang wajar dari fluida yang digunakan sebab model *conical* pada *cavity* dan penyerapan panas memberikan kontribusi langsung dalam mempengaruhi tekanan di dalam *tube* pada model 4.



Gambar 7. Konsentrasi tekanan pada *tube* keluar untuk model 1 (kiri) dan 4 (kanan)

### Distribusi Temperatur di Tube

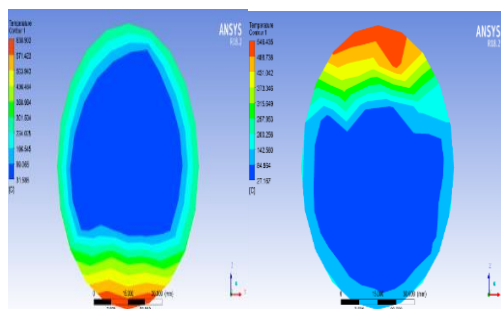
Fungsi selanjutnya yang penting untuk diketahui pada sebuah *cavity receiver* adalah distribusi suhu di dalam *tube cavity*. Gambar 8 menunjukkan model distribusi temperatur pada *tube inlet cavity* model 1 dan model 4.



Gambar 8. Konsentrasi suhu pada tube masuk untuk model 1 (kiri) dan 4 (kanan)

Terlihat dengan jelas dari gambar 8 bahwa distribusi suhu pada model 1 untuk bagian tube masuk lebih merata dibandingkan dengan model 4. Selain distribusi yang lebih merata, nilai suhu pada model 1 lebih tinggi dibandingkan dengan model 4 di mana suhu tertinggi pada model 1 mencapai 304.2 °C sedangkan model 4 hanya mencapai 154.1 °C dan hal ini hanya terjadi pada beberapa titik kecil di model 4.

Konsentrasi suhu pada *tube* keluar di model 1 berada pada bagian bawah *tube* dimana untuk model 2 dan 3 terdapat dua area suhu yang terkonsentrasi yakni pada bagian atas dan bawah *tube*. Nilai suhu pada model 2 dan 3 masih sangat rendah yakni < 40 °C. Model 1 menunjukkan capaian suhu tertinggi yakni 628 °C. Gambar 9 menunjukkan model konsentrasi suhu pada *tube* keluar.



Gambar 9. Konsentrasi suhu pada tube keluar untuk model 1 (kiri) dan 4 (kanan)

Sebaran suhu pada *tube* keluar dari masing-masing model sangat berbeda dengan sebaran suhu pada *tube* masuk. Gambar 9 menunjukkan perbandingan antara *tube* keluar model 1 dan model 4. Dari gambar tersebut

terlihat dengan jelas bahwa kondisi antara model 1 dan model 4 berbeda cukup ekstreme dibandingkan dengan kondisi *tube* masuk pada masing-masing model. Suhu pada *tube* 1 sangat tinggi dengan capaian hingga 638.9 °C, namun hal ini hanya terjadi pada bagian kecil di bagian bawah *tube*. Kondisi di sekitar tube di dominasi pada suhu dalam rentang 234 – 301 °C. Kondisi pada model 4 memiliki konsentrasi suhu pada bagian atas dengan nilai 548.4 °C, lebih kecil dibandingkan dengan model 1. Begitu pula dengan sebaran suhu pada model 4 yang hanya didominasi pada rentang 84 – 142 °C.

### IV. KESIMPULAN

Simulasi mendasar terkait dengan desain *cavity absorber* dilakukan dengan fokus pada pengaruh *pitch* dan kecepatan alir fluida. Simulasi dilakukan menggunakan CFD ANSYS dengan mode TRANSIENT untuk mempelajari karakteristik dari model terhadap performa koefisien perpindahan panas menyeluruh. Hasil dari simulasi menunjukkan bahwa model dengan *pitch* 0.1 m memiliki performa terbaik dibandingkan dengan *pitch* 0.08 dan 0.12 m. Model terbaik ditunjukkan oleh *pitch* 0.1 m dengan kecepatan alir fluida 0.05 m/s di mana model ini mampu mencapai performa perpindahan panas menyeluruh hingga 2.225 kW/m<sup>2</sup>. Hasil ini dapat dijadikan sebagai rujukan khusus untuk pembuatan model *cavity absorber* tipe *conical*. Rekomendasi untuk penelitian berikutnya adalah melakukan percobaan secara eksperimen dengan memperhatikan variabel-variabel yang sama pada simulasi ini.

### DAFTAR PUSTAKA

- [1] R. Ling-zhi, Z. Xin-gang, Z. Yu-zhuo, and L. Yan-bin, "The economic performance of concentrated solar power industry in China," *J. Clean. Prod.*, vol. 205, pp. 799–813, 2018;
- [2] C. C. Newton, "A Concentrated Solar Thermal Energy System," 2013;
- [3] J. M. Velenzuela, "Performance of A 50MW Concentrating Solar Power Plant," 2011;
- [4] A. Yushchenko, A. de Bono, B. Chatenoux, M. K. Patel, and N. Ray, "GIS-based assessment of photovoltaic (PV) and concentrated solar power (CSP) generation potential in West Africa," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 81, no.

- February, pp. 2088–2103, 2018;
- [5] S. Turrini, M. Bettonte, M. Eccher, M. Grigiente, A. Miotello, and R. S. Brusa, “An innovative small-scale prototype plant integrating a solar dish concentrator with a molten salt storage system,” *Renew. Energy*, vol. 123, pp. 150–161, 2018;
- [6] J. P. Caballero, “Comparison between PV and CSP plants through LCA approach,” 2012;
- [7] S. Vergura and V. Lameira, “Technical-Financial Comparison Between a PV Plant and a CSP Plant,” *Sist. Gestão*, vol. 6, no. 2, pp. 210–220, 2011;
- [8] K. Bataineh and Y. Taamneh, “Performance analysis of stand-alone solar dish Stirling system for electricity generation,” *Int. J. Heat Technol.*, vol. 35, no. 3, pp. 498–508, 2017;
- [9] S. Quezada–García, H. Sánchez–Mora, M. A. Polo–Labarrios, and R. I. Cázares–Ramírez, “Modeling and simulation to determine the thermal efficiency of a parabolic solar trough collector system,” *Case Stud. Therm. Eng.*, p. 100523, 2019;
- [10] H. Hijazi, O. Mokhiamar, and O. Elsamni, “Mechanical design of a low cost parabolic solar dish concentrator,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 55, no. 1, pp. 1–11, 2016;
- [11] R. Shahbazfar, T. Fend, and M. Hamdan, “Advanced CSP Teaching Materials Chapter 7 Solar Dish Technology Authors,” *Adv. CSP Teach. Mater.*, pp. 1–63, 2011;
- [12] O. R. Sandoval, B. C. Caetano, M. U. Borges, J. J. García, and R. M. Valle, “Modelling, simulation and thermal analysis of a solar dish/Stirling system: A case study in Natal, Brazil,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 181, no. December 2018, pp. 189–201, 2019;
- [13] A. Z. Hafez, A. Soliman, K. A. El-Metwally, and I. M. Ismail, “Design analysis factors and specifications of solar dish technologies for different systems and applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pp. 1019–1036, 2017;
- [14] A. Z. Hafez, A. Soliman, K. A. El-Metwally, and I. M. Ismail, “Solar parabolic dish Stirling engine system design, simulation, and thermal analysis,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 126, pp. 60–75, 2016;
- [15] T. Venkatachalam and M. Cheralathan, “Effect of aspect ratio on thermal performance of cavity receiver for solar parabolic dish concentrator: An experimental study,” *Renew. Energy*, vol. 139, pp. 573–581, 2019;
- [16] P. S. Purandare, M. M. Lele, and R. K. Gupta, “Investigation on thermal analysis of conical coil heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 90, pp. 1188–1196, 2015;
- [17] P. S. Purandare, M. M. Lele, and R. K. Gupta, “Experimental investigation on heat transfer analysis of conical coil heat exchanger with 90° cone angle,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 51, no. 3, pp. 373–379, 2014;
- [18] R. Loni, A. B. Kasaeian, E. Askari Asli-Ardeh, B. Ghobadian, and S. Gorjian, “Experimental and numerical study on dish concentrator with cubical and cylindrical cavity receivers using thermal oil,” *Energy*, vol. 154, pp. 168–181, 2018;
- [19] Z. Si-Quan, L. Xin-Feng, D. Liu, and M. Qing-Song, “A numerical study on optical and thermodynamic characteristics of a spherical cavity receiver,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 149, pp. 11–21, 2019;
- [20] A. Roostaee and M. Ameri, “Effect of Linear Fresnel Concentrators field key parameters on reflectors configuration, Trapezoidal Cavity Receiver dimension, and heat loss,” *Renew. Energy*, vol. 134, pp. 1447–1464, 2019;
- [21] A. Mwesigye, İ. H. Yilmaz, and J. P. Meyer, “Numerical analysis of the thermal and thermodynamic performance of a parabolic trough solar collector using SWCNTs-Therminol®VP-1 nanofluid,” *Renew. Energy*, vol. 119, pp. 844–862, 2018.