

PENGARUH MODIFIKASI GEOMETRI *FINS* TERHADAP PERFORMA TERMAL *HEATSINK* VERTIKAL

Widyastutifajri Nuha¹, Agusyarif Rezka Nuha², Muhammad Ikhlas³

¹Program Magister Teknik Mesin, Universitas Gadjah Mada, Jl. Grafika No. 2 Kampus UGM, Yogyakarta 55281

[*widyastutifajrinuha@mail.ugm.ac.id](mailto:widyastutifajrinuha@mail.ugm.ac.id)

²Program Studi Matematika, Fakultas MIPA, Universitas Negeri Gorontalo, Jl. Prof. Dr. Ing. B. J. Habibie, Tilongkabila, Kabupaten Bone Bolango 96554

agusyarif@ung.ac.id

³Program Magister Teknik Mesin, Universitas Gadjah Mada, Jl. Grafika No. 2 Kampus UGM, Yogyakarta 55281

muhammadikhlas@mail.ugm.ac.id

Abstrak Komponen elektronik memiliki perkembangan teknologi yang sangat pesat dalam beberapa dekade terakhir. *Heatsink* adalah perangkat yang digunakan untuk menghilangkan panas dari komponen elektronik dengan tujuan untuk menjaga perangkat elektronik tetap beroperasi pada temperatur kerjanya. Salah satu metode yang dapat digunakan untuk meningkatkan efisiensi perpindahan panas *heatsink* adalah dengan memodifikasi geometrinya untuk memperoleh model yang lebih optimal. Penelitian ini menginvestigasi pengaruh *fins heatsink* konvensional (Model A) dan modifikasi geometri *fins heatsink* (Model B) terhadap performa termal *heatsink* dengan variasi beban kalor. Penelitian ini menggunakan *Computational Fluid Dynamics* untuk mensimulasikan, menganalisis dan memodelkan perpindahan panas fluida di sekitar *heatsink*. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa Model B memiliki nilai koefisien perpindahan kalor lebih besar yaitu 2,51% sampai 7,07% dibandingkan dengan Model A. Secara keseluruhan modifikasi *fins heatsink* Model B memberikan peningkatan pada performa termal *heatsink*.

Kata Kunci : *Heatsink*, *Fins*, *Rayleigh Number*; Koefisien Perpindahan Panas

Abstract Electronic components have experienced very rapid technological developments in the last few decades. Heatsink is a device used to remove heat from electronic components with the aim of keeping electronic devices operating at working temperature. One method that can be used to increase the heat transfer efficiency of a heatsink is to modify its geometry to obtain a more optimal model. This research investigates the effect of conventional heatsink fins (Model A) and modified heatsink fins geometry (Model B) on heatsink thermal performance with varying heat loads. This research uses Computational Fluid Dynamics to simulate, analyze and model fluid heat transfer around the heatsink. The results of this research show that Model B has a greater heat transfer coefficient value, namely 2.51% to 7.07% compared to Model A. Overall, the modification of the Model B heatsink fins provides an increase in the heatsink's thermal performance.

Keywords: Heatsink, Fins, Rayleigh Number, Heat Transfer Coefficient

1. PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi dalam beberapa dekade terakhir telah membawa peningkatan besar pada kinerja komponen-komponen elektronik [1] yang penting pada zaman sekarang [2]. Namun, peningkatan kinerja tinggi dan ukuran mini ini juga berarti bahwa semakin banyak panas yang dihasilkan oleh komponen-komponen ini selama operasi normal [3], sehingga masalah pembuangan panas telah menjadi hambatan utama [4] yang dalam banyak aplikasi teknik dapat menyebabkan kegagalan sistem pada perangkat ini karena panas berlebih [5]. Efisiensi perpindahan panas melalui sistem

pendinginan yang menjaga peralatan tersebut pada temperatur batas normal kerjanya menjadi sangat penting dalam memastikan kinerja dan umur panjang perangkat tersebut [6].

Telah ditemukan bahwa untuk setiap kenaikan suhu 2 °C, keandalan chip silikon akan menurun sekitar 10% [7], [8]. Penyebab utama kegagalan chip elektronik adalah karena kenaikan suhu 55% dibandingkan faktor lain yang menyebabkan 20% getaran, 19% kelembapan, dan 6% debu [7].

Heatsink adalah perangkat penukar kalor yang digunakan untuk menghilangkan panas dari komponen elektronik dengan tujuan menurunkan suhu operasionalnya, sehingga memastikan

bahwa perangkat tersebut dapat beroperasi dengan stabil dan optimal [9] dan meningkatkan keandalannya [4]. Dalam praktiknya, *heatsink* bekerja dengan menyerap panas berlebih dari komponen elektronik, mengalirkannya ke lingkungan sekitar, menjaga suhu perangkat dalam batas aman dan mencegah *overheating* yang dapat merusak komponen-komponen penting [10].

Untuk meningkatkan kinerja termal pendinginan, terdapat dua pendekatan yang dapat ditempuh, yaitu dengan meningkatkan koefisien transfer konvektif (melalui pendinginan aktif) [11] dan memperluas pertukaran panas melalui penggunaan *fins* atau sirip (melalui pendinginan pasif) [12]. Konveksi aktif melibatkan perpindahan panas yang dipacu oleh perangkat aktif seperti kipas angin atau pompa, yang memaksakan pergerakan fluida untuk meningkatkan perpindahan panas. Di sisi lain, konveksi pasif dalam pendingin pasif [13] mengandalkan elemen pasif seperti *fins* atau sirip yang dirancang untuk memanfaatkan perubahan aliran fluida sekitarnya karena perbedaan suhu untuk meningkatkan perpindahan panas. Konveksi pasif memanfaatkan prinsip natural konveksi untuk meningkatkan efisiensi pendinginan tanpa memerlukan perangkat aktif tambahan. Konveksi natural memiliki beberapa keunggulan seperti biaya yang murah, keandalan yang tinggi, dan tidak rumit [14].

Berbagai upaya dilakukan untuk meningkatkan berbagai metode inovatif dimodelkan untuk menyelidiki efektivitas pendinginan dan distribusi suhu pada dasarnya jika terkena fluks panas tinggi [15]. Salah satu metode yang dapat digunakan untuk meningkatkan efisiensi perpindahan panas *heatsink* menggunakan konveksi natural [16], [17] dengan memodifikasi geometrinya. Modifikasi ini melibatkan perubahan dalam desain *fins* yang merupakan elemen utama dari *heatsink* dengan pengurangan ketahanan termal berbasis massa sebesar 45% [18]. Modifikasi geometri *fins* [19] adalah pendekatan yang efektif untuk meningkatkan luas area permukaan kontak dengan udara sekitarnya dan dengan demikian meningkatkan efek perpindahan panas pada *heatsink*, sehingga memungkinkan penyerapan panas perangkat elektronik atau mesin lebih

efisien dan disalurkan ke lingkungan sekitar. Salah satu modifikasi yang telah dilakukan adalah merubah bentuk silinder dioda dan menambah jumlah sirip, ketebalan, ukuran panjang (dimensi radial) dan tinggi [20]. Studi pembuangan panas *heatsink* dilakukan melalui simulasi numerik dan uji eksperimental [21], [22].

Peneliti-penelitian terdahulu peningkatan kinerja *heatsink* melalui aplikasi *cross-fins* [23], *perforated-fin base* [24], *laterated perforated fin* [25], *displaced fin*, *triangular fin* [26], *wavy fin* dan *plate-staggered -variable fins* [27] serta berbagai konfigurasi lainnya [18] yang telah berhasil meningkatkan kinerja *heatsink*. Pada penelitian validasi bentuk optimal heat sink dengan metode simulasi numerik dan eksperimental untuk yang membandingkan perbedaan suhu dasar antara tiga bentuk *heatsink* yaitu *heatsink* referensi, *heatsink* topologi yang optimalkan, dan *heatsink* yang disederhanakan dengan masukan daya 1,08W - 5,27W menunjukkan performance *heatsink* yang berbeda untuk ketiga bentuk tersebut dimana untuk *heatsink* yang dioptimalkan t dapat menurunkan temperature 21-23% [13].

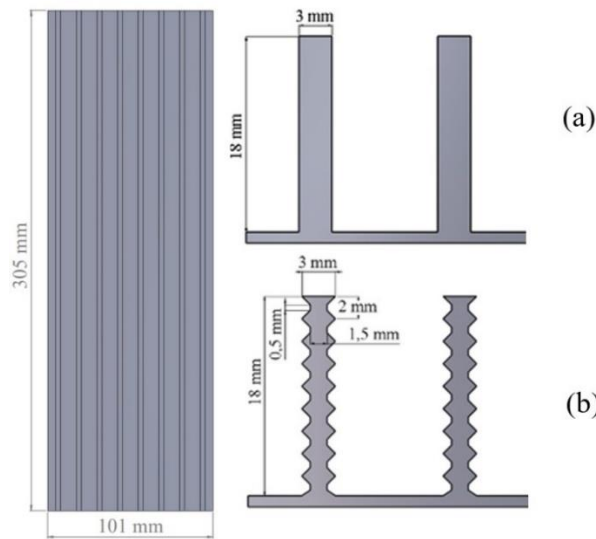
Namun masih diperlukan studi lebih dalam dengan membandingkan variasi geometri *fins* yang dapat menambah luas permukaan kontak perpindahan panas tanpa menambah ukuran konstruksi geometri elemen *heatsink*. Dalam penelitian ini, akan diteliti pengaruh modifikasi geometri *fins* terhadap kinerja termal *heatsink* dengan variasi pembebanan kalor. Penelitian ini menggunakan *Computational Fluid Dynamics* CFD [7], [18] untuk mesimulasikan, menganalisis dan memodelkan perpindahan panas fluida di sekitar *heatsink*.

2. METODE PENELITIAN

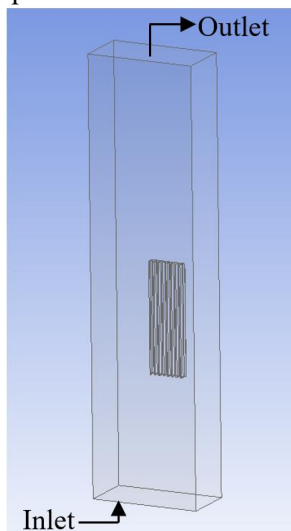
2.1. Modeling Geometri

Dalam penelitian ini, digunakan *heatsink* berbentuk *fins* persegi panjang yang ditempatkan secara vertikal. Bentuk dan ukuran *heatsink* dapat dilihat pada Gambar 1. Pada penelitian ini geometri *fins* dimodelkan dalam dua variasi, yaitu Model A merupakan model konvensional dengan permukaan yang rata dan Model B yang memodifikasi permukaan *fins* menjadi bergerigi,

Konfigurasi model *heatsink* ditampilkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Geometri *Heatsink* dengan modifikasi *fins* (a) Model A (b) Model B
 Domain fluida merupakan wilayah fisik atau ruang di mana simulasi aliran fluida dilakukan ditampilkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Domain Fluida

2.2. Governing Equations

Dalam CFD, terdapat tiga persamaan dasar yang digunakan untuk mengatur aliran fluida dan distribusi panas dalam sistem. Pertama, persamaan kontinuitas digunakan untuk memastikan bahwa massa fluida yang masuk dan keluar dari *heatsink* seimbang, sehingga menjaga kekekalan massa. Persamaan kontinuitas dituliskan pada Persamaan [6], [28].

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

Kedua, persamaan momentum menggambarkan perubahan kecepatan aliran fluida sebagai respons terhadap tekanan dan gaya lain yang bekerja pada fluida di dalam *heatsink*. Persamaan momentum untuk *steady state* sebagai berikut [6] :

$$\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial P_m}{\partial x} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial P_m}{\partial y} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P_m}{\partial z} + \mu_{eff} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \tag{4}$$

Terakhir, persamaan energi atau persamaan panas digunakan untuk menggambarkan transfer panas dalam sistem, termasuk perubahan suhu dalam *heatsink* akibat interaksi dengan fluida. Persamaan energi dituliskan sebagai berikut [6]:

$$\frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \rho \left(\frac{v}{P_r} + \frac{v_t}{P_{turb}} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \tag{5}$$

2.3. Parameter Penelitian

Dalam penelitian ini semua propertis material dianggap konstan seperti pada Tabel 1, kecuali densitas fluida yang mengikuti Persamaan (6). Fluida dimodelkan sebagai *incompressible* gas, dengan aliran laminar. *Heatsink* diberikan sumber panas yang divariasikan dari 25 Watt sampai dengan 144 Watt pada interval 15, 49, 81, 100, 121, dan 144 Watt.

Tabel 1. Data Propertis Fluida dan *Heatsink* [1]

Propertis	Fluida (Udara)	<i>Heatsink</i> (Aluminium)
Konduktivitas termal, k (W/m.K)	0,0242	200
Kalor jenis, c_p (kJ/kg.K)	1000	870
Massa jenis, ρ (kg/m ³)	Persamaan (6)	2700
Viskositas dinamik, μ (Pa.s)	$1,789 \times 10^{-5}$	-

Densitas fluida dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\rho = \frac{P}{RT} \tag{6}$$

dimana P adalah tekanan pada kondisi operasi, R adalah konstanta gas, dan M adalah berat molekul fluida.

2.4. Perhitungan Perpindahan Panas

Berdasarkan hukum Newton tentang pendinginan, persamaan perpindahan panas dituliskan sebagai berikut :

$$Q = h A(T_s - T_\infty) \tag{7}$$

dimana T_s merupakan temperatur permukaan benda dan T_∞ adalah temperatur ambient atau lingkungan [28].

Rayleigh Number dapat dihitung dengan persamaan (7) [7]

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \tag{8}$$

Churchill dan Chu [29] menuliskan korelasi untuk memprediksi *Nusselt Number* aliran fluida pada plat datar vertikal sebagai berikut:

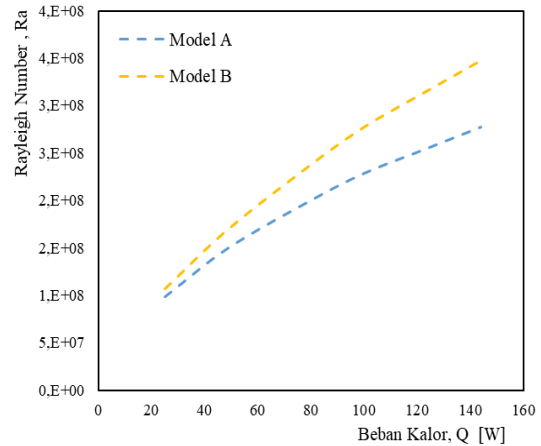
$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1+(0,492/Pr)^{8/27}]} \right\}^2 \tag{9}$$

Hubungan koefisien perpindahan panas (h), *Nusselt Number*, panjang plat (L), dan konduktivitas termal (k) dituliskan pada persamaan berikut :

$$Nu = \frac{h L}{k} \tag{10}$$

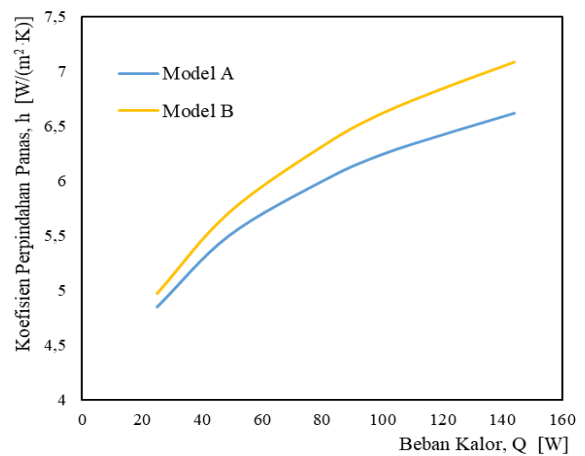
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pengaruh modifikasi geometri *fins* pada *heatsink* pada variasi beban kalor terhadap *Rayleigh Number* ditampilkan dengan grafik pada Gambar 3. Nilai *Rayleigh Number* terus meningkat seiring dengan peningkatan beban kalor pada semua model *heatsink*. *Heatsink* dengan Model B memiliki nilai Raylight Number yang lebih tinggi dibandingkan dengan Model A pada semua variasi beban kalor. Pada beban kalor 25 Watt, *Rayleigh Number* pada Model B lebih besar 8,65% dari Model B. Sedangkan pada beban kalor yang lebih tinggi yaitu 144 Watt, *Rayleigh Number* Model B lebih besar 25,21% dari Model B.



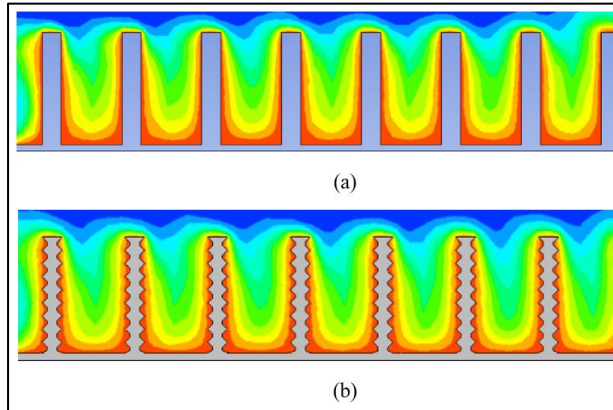
Gambar 3. Grafik *Rayleigh Number* vs Beban Kalor

Pengaruh modifikasi *fins* pada *heatsink* terhadap koefisien perpindahan panas ditampilkan dengan grafik pada Gambar 4. Nilai koefisien perpindahan panas terus meningkat seiring dengan peningkatan nilai beban kalor pada semua model *fins heatsink*. Nilai koefisien perpindahan kalor Model B lebih besar dibandingkan dengan Model A pada setiap variasi beban kalor. Pada beban kalor 25 Watt nilai koefisien perpindahan panas Model B lebih besar 2,51% dari Model A, sedangkan pada beban kalor 144 W lebih besar 7,07%. Nilai koefisien perpindahan panas Model B lebih besar karena area kontak fluida dengan *fins heatsink* lebih besar sehingga beda temperatur permukaan *heatsink* dan lingkungan menjadi lebih kecil. Semakin kecil beda temperatur maka nilai koefisien perpindahan panas semakin meningkat.



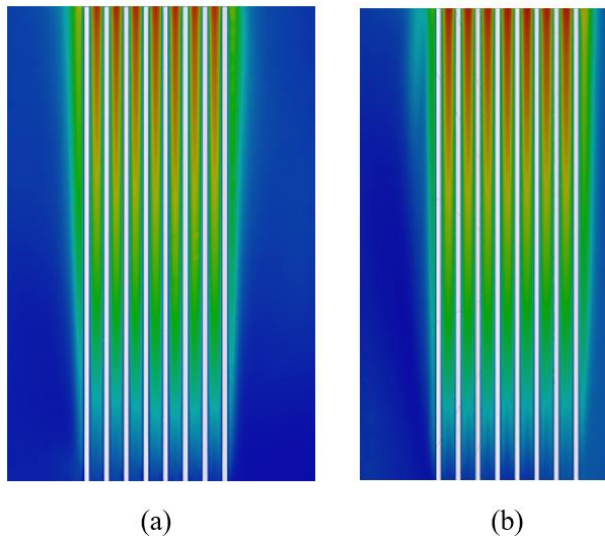
Gambar 4. Grafik Koefisien Perpindahan Panas vs Beban Kalor

Gambar 5 menunjukkan kontur temperatur pada *heatsink*. Model B menyebabkan pencampuran antara udara panas dan dingin sedikit lebih baik sehingga memiliki lapis batas termal yang sedikit lebih tipis. Lapis batas termal yang lebih tipis menyebabkan koefisien laju perpindahan panas Model B lebih besar dibandingkan dengan Model A.



Gambar 4. Kontur Tekanan (a) Model A dan (b) Model B

Distribusi kecepatan fluida pada permukaan *heatsink* ditampilkan pada Gambar 6. Kecepatan fluida di *outlet* lebih tinggi dibandingkan *inlet* pada kedua model *heatsink*. Hal ini disebabkan karena temperatur outlet lebih tinggi dan menyebabkan densitas fluida menurun. Penurunan densitas fluida kemudian menyebabkan peningkatan kecepatan fluida tersebut.



Gambar 4. Kontur Kecepatan Fluida (a) Model A dan (b) Model B

Trend hasil yang diperoleh penyerapan kalor berdasarkan kurva nilai koefisien perpindahan panas h terhadap beban kalor Q sejalan dengan hasil penelitian evaluasi kinerja dan optimasi parametrik *heatsink* untuk pendinginan perangkat elektronik dengan minimisasi pembangkitan entropi [7]. Perbedaan bentuk sirip menghasilkan kinerja yang berbeda. Hasil sejalan dengan hasil penelitian sirip radial, dimana sirip dengan bentuk trapesium terbalik dan berlubang memiliki keunggulan besar dan desain ini merupakan desain yang kinerjanya lebih baik, sehingga variasi bentuk pin bermanfaat untuk kinerja termal [19]. Demikian juga hasil penelitian ini telah sesuai dengan hasil yang diperoleh dalam penelitian validasi eksperimental bentuk optimal *heatsink* yang diproduksi secara aditif untuk pendinginan pasif, yang mengukur beban pada variasi daya input terhadap temperatur penyerapan kalor [13]. *Heatsink* dengan permukaan bergigi mempunyai luas permukaan perpindahan panas yang lebih besar, sehingga pembuangan panas menjadi lebih besar.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil dan pembahasan maka dapat disimpulkan bahwa modifikasi model geometri *fins heatsink* dari model konvensional Model A menjadi Model B menyebabkan peningkatan *Rayleigh Number* 4,3-25,2 % dan peningkatan koefisien perpindahan panas 2,51-7,07%. Peningkatan koefisien perpindahan panas disebabkan karena area kontak *heatsink* dengan fluida lebih besar pada Model B. Pencampuran fluida panas dan dingin pada Model B juga lebih baik sehingga menyebabkan lapisan batas termal yang lebih tipis dari pada Model A. Secara keseluruhan modifikasi bentuk geometri *fins heatsink* menyebabkan peningkatan performa termal *heatsink*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] I. W. Sutaya, "Peningkatan Kinerja Perangkat Elektronik Berbasis Mikrokontroler Avr 8 Bit Dengan Menggunakan Rtos (Real Time Operating System)," *J. Pendidik. Teknol. dan Kejuru.*, vol. 12, no. 1, pp. 11–19, 2015, doi: 10.23887/jptk.v12i1.4897.
- [2] N. Khamkar *et al.*, "HEAT SINK

- DESIGN FOR OPTIMAL PERFORMANCE OF COMPACT ELECTRONIC APPLIANCES-A REVIEW Performance analysis of Smart Wheel Chair View project IOT Based Electronics System View project,” no. October, 2017, [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/320187880>
- [3] H. Khurshid, K. Silaipillayarputhur, and T. Al Mughanam, “Design of a Heat Sink for an Electronic Component in ABB Drive using Different Types of *Fins*,” *MATEC Web Conf.*, vol. 249, 2018, doi: 10.1051/mateconf/201824903009.
- [4] H. E. Ahmed, B. H. Salman, A. S. Kherbeet, and M. I. Ahmed, “Optimization of thermal design of heat sinks: A review,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 118, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.099>.
- [5] A. Jameel and S. Al-Damook, *Design Optimisation and Analysis of Heat Sinks for Electronic Cooling*. 2016.
- [6] I. El Ghandouri, A. El Maakoul, S. Saadeddine, M. Meziane, and I. Dhriess, “Comparison of thermal performance of plate and corrugated fin *heatsinks* with a modified base under free convection,” *Mater. Today Proc.*, vol. 66, no. April, pp. 100–108, 2022, doi: 10.1016/j.matpr.2022.03.676.
- [7] H. Patel and V. K. Matawala, “Performance Evaluation and parametric optimization of a Heat Sink for Cooling of Electronic Devices with Entropy Generation Minimization,” *Eur. J. Sustain. Dev. Res.*, vol. 3, no. 4, 2019, doi: 10.29333/ejosdr/5896.
- [8] K. Yazawa and A. Shakouri, “Exergy Analysis and Entropy Generation Minimization of Thermoelectric Waste Heat Recovery for Electronics,” in *Proceedings of the ASME 2011 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Systems. ASME 2011 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic*, 2011, pp. 741–744. doi: <https://doi.org/10.1115/IPACK2011-52191>.
- [9] W.-X. Chu, Y.-C. Lin, C.-Y. Chen, and C.-C. Wang, “Experimental and numerical study on the performance of passive heat sink having alternating layout,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 135, pp. 822–836, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.034>.
- [10] A. A. Almubarak, “The Effects of Heat on Electronic Components,” *Int. J. Eng. Res. Appl.*, vol. 07, no. 05, pp. 52–57, 2017, doi: 10.9790/9622-0705055257.
- [11] R. C. Adhikari, D. H. Wood, and M. Pahlevani, “An experimental and numerical study of forced convection heat transfer from rectangular *fins* at low Reynolds numbers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 163, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120418>.
- [12] T. Yeom *et al.*, “An active heat sink system with piezoelectric translational agitators and micro pin fin arrays,” *ASME Int. Mech. Eng. Congr. Expo. Proc.*, vol. 7, no. PARTS A, B, C, D, pp. 1479–1488, 2012, doi: 10.1115/IMECE2012-88449.
- [13] B. S. Lazarov, O. Sigmund, K. E. Meyer, and J. Alexandersen, “Experimental validation of additively manufactured optimized shapes for passive cooling,” *Appl. Energy*, vol. 226, no. June, pp. 330–339, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.05.106.
- [14] N. Titahelu, “Perpindahan Kalor Konveksi Natural Dari Silinder Horizontal Isothermal Set Dalam Saluran Vertikal,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 1, no. 1, pp. 30–38, 2021, doi: 10.30598/metiks.2021.1.1.30-38.
- [15] C. Zing, S. Mahjoob, and K. Vafai, “Analysis of porous filled heat exchangers for electronic cooling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 133, pp. 268–276, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.067>.
- [16] M. Baldry, V. Timchenko, and C. Menictas, “Optimal design of a natural convection heat sink for small thermoelectric cooling modules,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 160, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114062>.

- [17] S.-H. Yu, K.-S. Lee, and S.-J. Yook, "Natural convection around a radial heat sink," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, pp. 2935–2938, 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.032>.
- [18] E. Z. Ahmad, A. Fazlizan, H. Jarimi, K. Sopian, and A. Ibrahim, "Enhanced heat dissipation of truncated multi-level fin heat sink (MLFHS) in case of natural convection for photovoltaic cooling," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 28, no. March, p. 101578, 2021, doi: [10.1016/j.csite.2021.101578](https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101578).
- [19] E. C. Silva, Á. M. Sampaio, and A. J. Pontes, "Evaluation of active heat sinks design under forced convection—effect of geometric and boundary parameters," *Materials (Basel)*, vol. 14, no. 8, 2021, doi: [10.3390/ma14082041](https://doi.org/10.3390/ma14082041).
- [20] V. A. F. Costa and A. M. G. Lopes, "Improved radial heat sink for led lamp cooling," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 70, pp. 131–138, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.068>.
- [21] X. Meng, J. Zhu, X. Wei, and Y. Yan, "Natural convection heat transfer of a straight-fin heat sink," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 123, pp. 561–568, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.03.002>.
- [22] Q. Luo *et al.*, "Experimental investigation on the heat dissipation performance of flared-fin heat sinks for concentration photovoltaic modules," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 157, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.076>.
- [23] S. Feng, M. Shi, H. Yan, S. Sun, F. Li, and T. J. Lu, "Natural convection in a cross-fin heat sink," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 132, pp. 30–37, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.049>.
- [24] T. K. Ibrahim *et al.*, "Experimental study on the effect of perforations shapes on vertical heated fins performance under forced convection heat transfer," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 118, no. November 2017, pp. 832–846, 2018, doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.047](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.047).
- [25] M. R. Shaeri, M. Yaghoubi, and K. Jafarpur, "Heat transfer analysis of lateral perforated fin heat sinks," *Appl. Energy*, vol. 86, no. 10, pp. 2019–2029, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.029>.
- [26] T. H. Ji, S. Y. Kim, and J. M. Hyun, "Pressure drop and heat transfer correlations for triangular folded fin heat sinks," *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, vol. 30, no. 1, pp. 3–8, 2007, doi: [10.1109/TCAPT.2006.885943](https://doi.org/10.1109/TCAPT.2006.885943).
- [27] A. Gaikwad, A. Sathe, and S. Sanap, "A design approach for thermal enhancement in heat sinks using different types of fins: A review," *Front. Therm. Eng.*, vol. 2, no. January, pp. 1–13, 2023, doi: [10.3389/fther.2022.980985](https://doi.org/10.3389/fther.2022.980985).
- [28] M. Selvan, M. S. Abdul Aziz, K. H. Yu, M. S. Nurulakmal, H. P. Ong, and C. Y. Khor, "A study on the effect of fin pitch variation on the thermal performance of a bus duct conductor," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 184, no. 107938, p. 107938, Feb. 2023, doi: [10.1016/j.ijthermalsci.2022.107938](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107938).
- [29] S. W. Churchill and H. H. S. Chu, "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 18, no. 11, pp. 1323–1329, 1975, doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4).