

Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas terhadap Variasi Geometri Alat Penukar Kalor *Fin-and-Tube*

M. Iqbal Farhan Putra Arya ¹⁾, Oktarina Heriyani ²⁾, & Muhamad Safi'i ³⁾

^{1,3)}Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro
Jl. Prof. Sudarto No. 13, Tembalang, Semarang, Jawa Tengah, Indonesia

²⁾Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Prof. Dr. HAMKA
Jl. Tanah Merdeka No. 6, Rambutan, Ciracas, Jakarta Timur, Indonesia
E-mail: miqbalfarhanpa@gmail.com; oktarina@uhamka.ac.id

Abstrak

Peningkatan laju perpindahan panas pada alat penukar kalor jenis *fin-and-tube* menjadi topik yang menarik untuk diinvestigasi. Hal ini dapat dilakukan dengan memodifikasi geometri *fin-and-tube* untuk mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas yang terjadi di sekitar saluran. Modifikasi geometri yang diterapkan adalah bentuk *square* dan *diamond* yang disusun secara *staggered*. Kemudian, aliran udara yang masuk ke dalam saluran sirip divariasikan pada rentang bilangan Reynolds 133 hingga 931 yang seharusnya jenis alirannya adalah laminar. Hasil studi ini menunjukkan bahwa perpindahan panas dan *pressure drop* pada bentuk *square* lebih baik daripada *diamond*. Hal ini ditunjukkan pada tingginya nilai koefisien perpindahan panas konveksi dan rendahnya *pressure drop* aliran.

Kata kunci: perpindahan panas, kecepatan aliran, *pressure drop*, alat penukar kalor

Abstract

Increasing the heat transfer rate in *fin-and-tube* heat exchangers is an interesting topic for investigation. This can be done by modifying the *fin-and-tube* geometry to determine the flow characteristics and heat transfer that occur around the channel. The geometry modification applied is *square* and *diamond* shapes arranged in a *staggered* manner. Then, the air flow that enters the fin channel is varied in the Reynolds number range of 133 to 931 which should have a laminar flow. The results of this study indicate that the heat transfer and *pressure drop* in the *square* shape is better than *diamond*. This is indicated by the high value of the convection heat transfer coefficient and the low *pressure drop* of the flow.

Keywords: heat transfer, flow velocity, *pressure drop*, heat exchanger

1 PENDAHULUAN

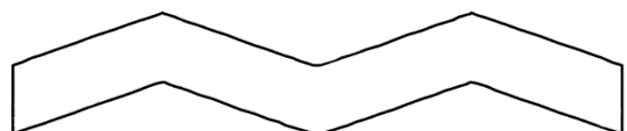
Kebutuhan energi yang berlebihan pada suatu peralatan menuntut untuk mencari inovasi baru sebagai pengganti energi tak terbarukan. Inovasi ini dapat dicapai dengan menggunakan energi terbarukan contohnya energi angin, air, matahari yang diharapkan mampu untuk mengurangi ketergantungan terhadap energi tak terbarukan yang cenderung suatu saat akan hilang [1,2].

Salah satu inovasi yang diterapkan pada saat ini yaitu dengan memodifikasi peralatan penukar kalor. Tujuannya adalah memperbaiki laju perpindahan panas dan memiliki efektivitas yang lebih tinggi dibanding sebelumnya.

Laju perpindahan panas pada alat penukar kalor salah satunya dipengaruhi oleh kecepatan aliran fluida. Semakin tinggi kecepatan aliran, maka bilangan Reynolds (Re) akan meningkat dan mempengaruhi koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang nilai antar keduanya berbanding lurus [3,4]. Akan tetapi, peningkatan laju perpindahan panas akan

menyebabkan dengan peningkatan *pressure drop* di sepanjang aliran [5].

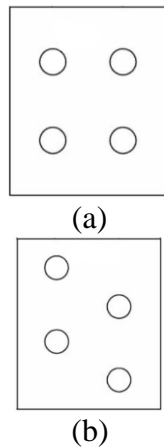
Pengembangan penelitian tentang perbaikan laju perpindahan panas di dalam alat penukar kalor telah banyak diteliti sebelumnya. Modifikasi sirip pada alat penukar kalor menjadi tipe bergelombang (*wavy*) diinvestigasi oleh Tao, et al. [6] yang ditunjukkan pada Gambar 1. Studi tersebut membandingkan perpindahan panas dari permukaan sirip dengan memvariasikan sudut gelombang 0° , 10° , dan 20° . Hasil studi itu menunjukkan bahwa semakin besar sudut gelombang menyebabkan efisiensi yang lebih baik.



Gambar 1 Skema alat penukar kalor *fin wavy fin*

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh Kim and Kim [7] dengan mengoptimisasi sirip pada alat

penukar kalor tipe plat dengan susunan *tube in-line* dan *staggered* yang dapat dilihat pada Gambar 2. Susunan *staggered* mampu meningkatkan laju perpindahan panas ditandai dengan tingginya nilai *j-factor* sebesar 11-14% daripada susunan *in-line*. Umumnya hal ini disebabkan karena adanya intensitas turbulensi yang lebih baik pada susunan *staggered* dibandingkan *in-line*.

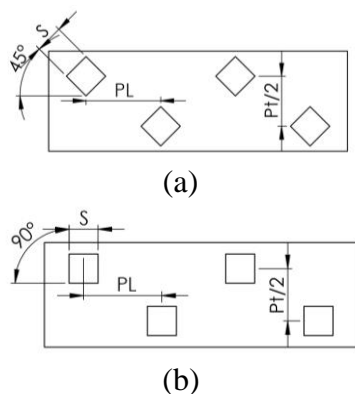


Gambar 2 Susunan tube (a) *in-line* dan (b) *staggered*

Berdasarkan penelitian-penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, modifikasi geometri *tube* pada alat penukar kalor masih jarang diteliti. Oleh karena itu, studi saat ini berusaha untuk mempelajari karakteristik aliran dan perpindahan panas pada alat penukar kalor jenis *fin-and-tube* dengan variasi saluran persegi (*square*) dan belah ketupat (*diamond*) yang disusun secara *staggered*.

2 LANDASAN TEORI

Pemodelan pada studi ini menggunakan pendekatan 3D dengan memodifikasi bentuk *square* dan *diamond* yang dilewati fluida udara dengan susunan *staggered* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3. Aplikasi ANSYS Fluent digunakan untuk kebutuhan *modeling*, *meshing*, dan kalkulasi dari persamaan pembangun.



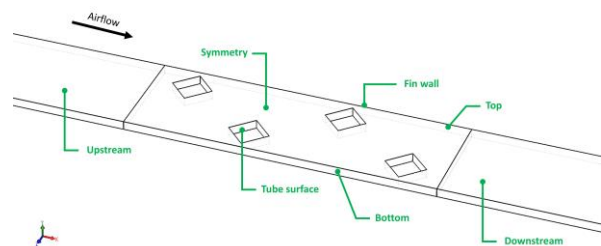
Gambar 3 Susunan tube geometri tampak samping (a) *diamond* dan (b) *square*

Geometri dari model fisik yang digunakan mengacu pada Wang et al. [8], selengkapnya disajikan pada Tabel 1.

Tabel 1 Parameter geometri studi ini

Parameter geometri	Dimensi
Diameter luar tube, D	10 mm
Ketebalan fin, t_f	0,115
Tinggi fin, H	2,115 mm
Transverse pitch, P_t	25,4 mm
Longitudinal pitch, P_L	19,05 mm
Jumlah baris, N	4

Domain komputasi dibagi menjadi tiga bagian, yaitu *upstream region*, *test section*, dan *downstream region* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4. Bagian *upstream region* bertujuan agar udara yang akan masuk ke bagian *test section* adalah seragam. Kemudian udara memasuki bagian *test section* yang terdiri dari empat baris *tube* dengan masing-masing geometri *square* dan *diamond* disusun secara *staggered*. Setelah udara melewati bagian *test section*, udara melewati bagian *downstream region* yang berfungsi untuk mencegah adanya aliran balik ke bagian *test section*.



Gambar 4 Skema alat penukar kalor *fin wavy fin*

Simulasi numerik menerapkan kondisi *steady* dan fluida yang digunakan diasumsikan sebagai fluida *incompressible* dengan sifat fisik konstan seperti pada Tabel 2. Pemodelan ini juga diasumsikan perpindahan panas *sensible* dan tidak ada perpindahan massa. Kecepatan aliran masuk divariasikan dari 0,5 m/s hingga 3,5 m/s dengan interval 1 m/s yang menghasilkan bilangan Reynolds antara 133 hingga 931. Aliran tersebut seharusnya termasuk aliran laminar karena bilangan Reynolds kurang dari 2300. Persamaan pembangun yang digunakan untuk pemodelan ini seperti persamaan kontinuitas, momentum, dan energi adalah sebagai berikut.

Tabel 2 Sifat fisik udara

Sifat fisik	Nilai
Densitas, ρ	1,2245
Konduktivitas termal, k	0,0254
Bilangan Prandtl, Pr	0,7108
Kalor jenis spesifik, C_p	1005
Viskositas dinamik, μ	1,797E-05

Persamaan kontinuitas:

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

Persamaan momentum dari komponen kecepatan u , v , dan w adalah sebagai berikut:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \frac{-\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \frac{-\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \frac{-\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

Persamaan energi:

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Karakteristik temperatur dan kecepatan untuk domain komputasi yang terbagi menjadi tiga bagian dan didefinisikan dengan kondisi batas sebagai berikut.

Upstream region:

- *Inlet:*

$$u = V \quad (6)$$

$$v = w \quad (7)$$

$$T = 300K \quad (8)$$

- *Sidewalls:*

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

$$w = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

- *Top dan bottom walls (periodic):*

$$u_{up} = u_{down} \quad (12)$$

$$v_{up} = v_{down} \quad (13)$$

$$w_{up} = w_{down} \quad (14)$$

$$T_{up} = T_{down} \quad (15)$$

Test section:

- *Fin wall dan permukaan tube:*

$$u = v = w = 0 \quad (16)$$

$$T = 280K \quad (17)$$

- *Symmetry wall:*

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (18)$$

$$w = 0 \quad (19)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (20)$$

- *Top dan bottom walls (periodic):*

$$u_{up} = u_{down} \quad (21)$$

$$v_{up} = v_{down} \quad (22)$$

$$w_{up} = w_{down} \quad (23)$$

$$T_{up} = T_{down} \quad (24)$$

Downstream region:

- *Outlet:*

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (25)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (26)$$

$$P = 0 \quad (27)$$

- *Sidewalls*:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (28)$$

$$w = 0 \quad (29)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (30)$$

- *Top dan bottom walls (periodic)*:

$$u_{up} = u_{down} \quad (31)$$

$$v_{up} = v_{down} \quad (32)$$

$$w_{up} = w_{down} \quad (33)$$

$$T_{up} = T_{down} \quad (34)$$

3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Pendefinisian Parameter

Pemodelan pada studi ini menggunakan persamaan-persamaan sebagai berikut.

Laju perpindahan panas dan koefisien perpindahan panas dikalkulasi menggunakan persamaan di bawah.

$$Q = \dot{m} C_p (T_{in} - T_{out}) \quad (35)$$

dimana \dot{m} , C_p , T_{in} , dan T_{out} berturut-turut adalah laju aliran massa, kalor jenis spesifik, temperatur sisi *inlet*, dan temperatur sisi *outlet*.

$$h = \frac{Q}{A_o \Delta T_{LMTD}} \quad (36)$$

dimana A_o dan ΔT_{LMTD} berturut-turut adalah total luas permukaan panas dan *logarithmic mean temperature difference* yang dihitung berdasarkan persamaan di bawah ini.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{in} - T_s) - (T_{out} - T_s)}{\ln \left(\frac{(T_{in} - T_s)}{(T_{out} - T_s)} \right)} \quad (37)$$

dimana T_s adalah temperatur permukaan.

Parameter *non-dimensional* yang digunakan adalah bilangan Reynolds pada persamaan sebagai berikut.

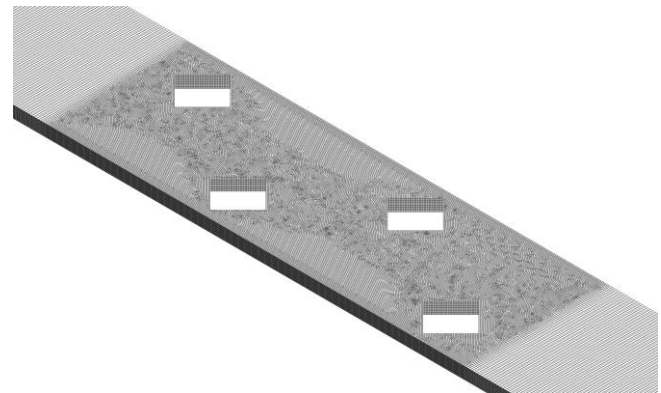
$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (38)$$

dimana ρ , V , D_h , dan μ berturut-turut adalah densitas, kecepatan sisi *inlet*, diameter hidrolis, dan viskositas dinamik.

3.2 Uji Grid Independent dan Model Validasi

Pengujian *grid independent* dilakukan untuk mereduksi biaya dan waktu pada komputasi numerik [9,10]. Hal ini berguna untuk mengetahui jumlah grid optimum yang memiliki deviasi yang relatif kecil pada parameter koefisien perpindahan panas konveksi dan *pressure drop*.

Topologi grid yang digunakan adalah heksahedral untuk mencapai hasil yang akurat dan waktu kalkulasi yang lebih singkat seperti yang diperlihatkan pada Gambar 5. Umumnya, semakin banyak jumlah grid maka akan semakin teliti perhitungan domain. Jumlah grid yang diterapkan untuk mengidentifikasi grid optimum berturut-turut adalah 823.179, 742.629, 645.902, dan 545.592 pada kecepatan tertinggi seperti yang ditunjukkan pada Tabel 3. Jumlah grid 742.629 dipilih sebagai acuan untuk geometri lainnya karena deviasinya kurang dari 1%.

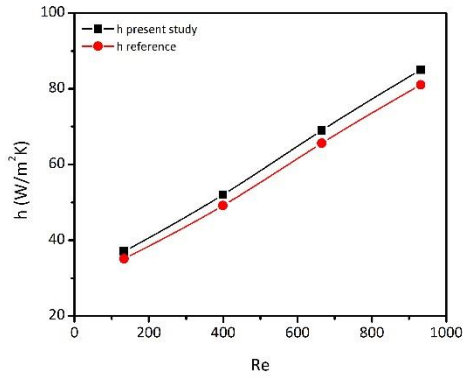


Gambar 5 Heksahedral mesh

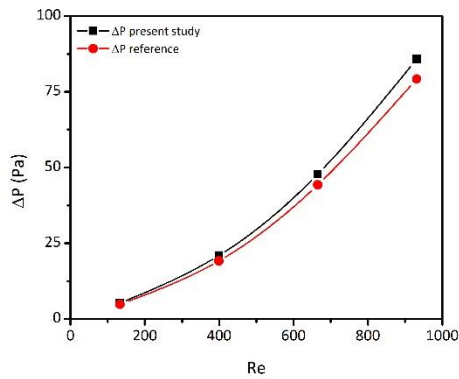
Tabel 3 Uji grid independent pada geometri diamond

Jumlah grid	h (W/m ² K)	Diff. (%)	P (Pa)	Diff. (%)
823.179	70,13	-	96,11	-
742.629	70,52	0,56%	96,40	0,31%
645.902	72,11	2,21%	98,98	2,60%
545.592	75,77	4,83%	103,18	4,07%

Validasi bertujuan untuk memverifikasi pengujian ini, yaitu dengan membandingkan hasil studi saat ini dengan Wang et al. [8] pada geometri penukar kalor jenis *fin-and-tube*. Gambar 6 (a) memperlihatkan perbandingan koefisien perpindahan panas konveksi dan Gambar 6 (b) komparasi *pressure drop* di sepanjang aliran. Hasil dari validasi ini menunjukkan tendensi yang serupa dan deviasi maksimal adalah 7,23%.



(a)



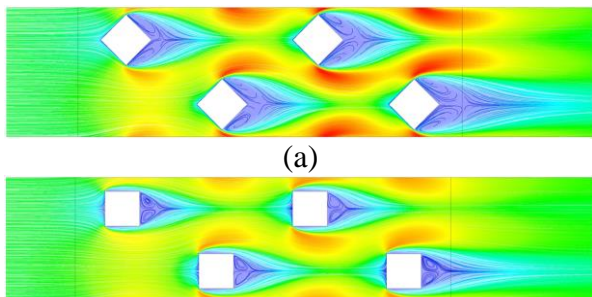
(b)

Gambar 6 Validasi (a) koefisien perpindahan konveksi (h) dan (b) pressure drop dengan Wang, et al. [8]

4 HASIL DAN PEMBAHASAN

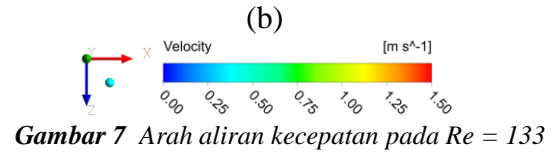
4.1 Efek Geometri terhadap Kecepatan

Gambar 7 menunjukkan arah aliran kecepatan pada bidang ZX dengan $Re = 133$ pada bagian tengah saluran. Pada gambar tersebut nampak separasi aliran pada masing-masing geometri. Geometri *diamond* terlihat mempunyai *wake region* yang lebih dominan dibandingkan geometri *square*. Adanya *wake region* yang lebih luas menyebabkan perpindahan panas antara fluida dingin dan panas tidak terdistribusi dengan baik [11,12]. Kecepatan maksimum ditunjukkan pada geometri *diamond*. Hal ini terindikasi karena sudut area frontal permukaannya adalah 45° yang memberikan efek *swirl flow* lebih tinggi dibandingkan geometri *square*.



(a)

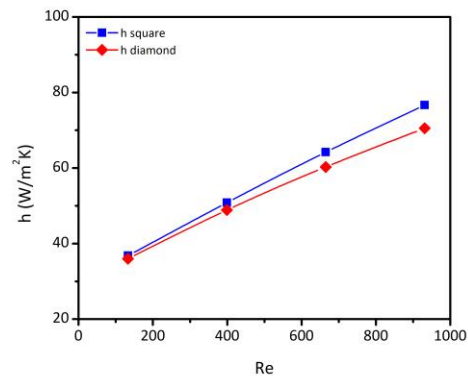
(b)



Gambar 7 Arah aliran kecepatan pada $Re = 133$

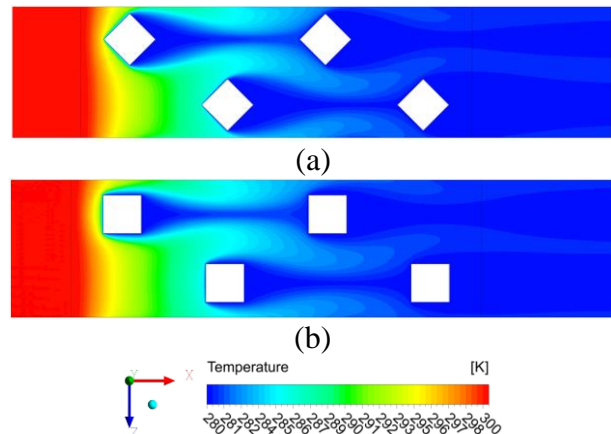
4.2 Efek Geometri terhadap Perpindahan Panas

Gambar 8 menunjukkan komparasi koefisien perpindahan panas konveksi antara geometri *square* dan *diamond*. Dari gambar tersebut terlihat bahwa geometri *square* memiliki koefisien perpindahan panas yang cenderung lebih tinggi daripada geometri *diamond*. Hal ini linier dengan area *wake region* pada geometri *square* yang kecil pada Gambar 7 (b). Secara keseluruhan peningkatan tertinggi pada geometri *square* adalah 7,96% dibandingkan *diamond*.



Gambar 8 Perbandingan koefisien perpindahan panas konveksi antara geometri *square* dan *diamond*

Kontur distribusi temperatur pada masing-masing geometri ditunjukkan pada Gambar 9. Dari gambar tersebut teramati bahwa geometri *square* pada Gambar 9 (b) menghasilkan distribusi temperatur yang lebih merata daripada *diamond* pada Gambar 9 (a). Hal ini disebabkan karena permukaan frontalnya rata.



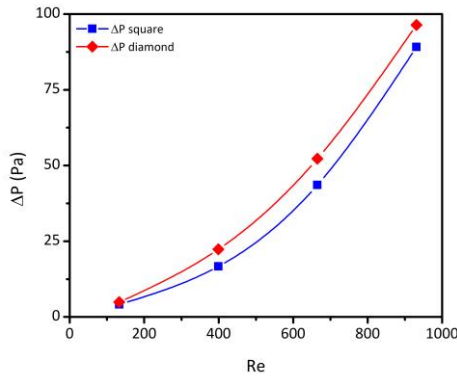
(a)

(b)

Gambar 9 Distribusi temperatur pada $Re = 133$

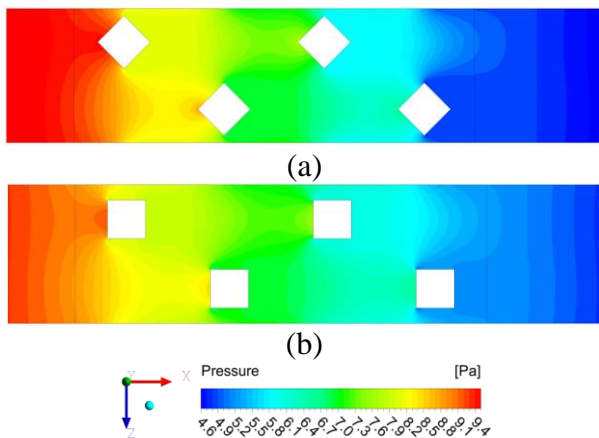
4.3 Efek Geometri terhadap Pressure Drop

Gambar 10 memperlihatkan komparasi *pressure drop* antara geometri *square* dan *diamond* pada masing-masing variasi bilangan Reynolds. Umumnya, *pressure drop* akan meningkat jika bilangan Reynolds juga meningkat. Untuk kasus geometri *square* terlihat lebih rendah 8,12% daripada *diamond*.



Gambar 10 Perbandingan *pressure drop* antara geometri *square* dan *diamond*

Gambar 11 menunjukkan distribusi tekanan pada bidang ZX pada bagian tengah saluran untuk kasus geometri *square* dan *diamond*. Dari gambar ini teramati bahwa geometri *diamond* memiliki perbedaan tekanan cukup tinggi antara sisi *inlet* dan sisi *outlet* yang ditandai dengan kontur warna yang lebih pekat. Hal ini juga bisa terjadi karena hambatan aliran lebih tinggi pada geometri *diamond* dibandingkan *square*. Area frontal pada geometri *diamond* yang lebih besar juga menjadi penyebab *pressure drop* aliran yang besar pula [13].



Gambar 11 Distribusi tekanan pada $Re = 133$

5 SIMPULAN

Penelitian ini dilakukan untuk menginvestigasi karakteristik aliran dan perpindahan panas pada alat penukar kalor *fin-and-tube* dengan memodifikasi geometri menjadi *square* dan *diamond*. Empat variasi bilangan Reynolds dari 133 hingga 931 digunakan

dalam penelitian ini dan berikut adalah beberapa kesimpulan berdasarkan dari hasil penelitian.

- Karakteristik aliran geometri *diamond* menunjukkan adanya *wake region* yang lebih besar daripada geometri *square* sehingga menyebabkan perpindahan panas yang dihasilkan lebih rendah.
- *Pressure drop* pada geometri *diamond* cenderung lebih rendah daripada geometri *square* karena area frontal yang lebih kecil.

KEPUSTAKAAN

[1] Ahmed, S.F., Saha, S.C., Debnath, J.C., Liu, G., Mofijur, M., Baniouones, A., Chowdhury, S.M.E.K. & Vo, D.V.N., Data-driven modelling techniques for earth-air heat exchangers to reduce energy consumption in buildings: a review, *Environmental Chemistry Letters*, vol. 19, pp. 4191-4210, 2021, 10.1007/s10311-021-01288-7.

[2] Sheikholeslami, M., Farshad, S.A., Gerdroodbary, M.B. & Alavi, A.H., Impact of new multiple twisted tapes on treatment of solar heat exchanger, *The European Physical Journal Plus*, vol. 137, pp. 1-19, 2022, 10.1140/epjp/s13360-021-02157-6.

[3] Joadar, A. & Jacobi, A.M., Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 87-97, 2008, 10.1016/j.ijrefrig.2007.04.011.

[4] Hosseini-rad, E., Aliabadi, M.K. & Hormozi, F., Evaluation of heat transfer and pressure drop in a mini-channel using transverse rectangular vortex-generators with various non-uniform heights, *Applied Thermal Engineering*, vol. 161, pp. 114196, 2019, 10.1016/j.applthermaleng.2019.114196.

[5] Gholami, A.A., Wahid, M.A. & Mohammed, H.A., Heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-tube compact heat exchangers with wavy rectangular winglet-type vortex generators, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 132-140, 2014, 10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.02.016 0735-1933.

[6] Tao, Y.B., He, Y.L., Huang, J., Wu, Z.G. & Tao, W.Q., Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, pp. 768-778, 2007, 10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.004.

- [7] Kim, Y. & Kim, Y., Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch, *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 851-858, 2005, 10.1016/j.ijrefrig.2005.01.013.
- [8] Wang, C.C. & Chi, K.Y., Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 2681-2691, 2000, 10.1016/S0017-9310(99)00332-4.
- [9] Zheng, N., Liu, P., Shan, F., Liu, J., Liu, Z. & Liu, W., Numerical studies on thermo-hydraulic characteristics of laminar flow in a heat exchanger tube fitted with vortex rods, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 100, pp. 448-456, 2016, 10.1016/j.ijthermalsci.2015.09.008.
- [10] Zheng, N., Liu, P., Wang, X., Shan, F., Liu, Z. & Liu, W., Numerical simulation and optimization of heat transfer enhancement in a heat exchanger tube fitted with vortex rod inserts, *Applied Thermal Engineering*, vol. 123, pp. 471-484, 2017, 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.112.
- [11] Gong, B., Wang, L.B. & Lin, Z.M., Heat transfer characteristics of a circular tube bank fin heat exchanger with fins punched curve rectangular vortex generators in the wake regions of the tubes, *Applied Thermal Engineering*, vol. 75, pp. 224-238, 2015, 10.1016/j.applthermaleng.2014.09.043.
- [12] Lu, G. & Zhou, G., Numerical simulation on performances of plane and curved winglet type vortex generator pairs with punched holes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 102, pp. 679-690, 2016, 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.063.
- [13] Chimres, N., Wang, C.C. & Wongwises, S., Optimal design of the semi-dimple vortex generator in the fin and tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 120, pp. 1173-1186, 2018, 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.121.