

PENGARUH ASPECT RATIO DARI DELTA WINGLET VORTEX GENERATOR TERHADAP PERPINDAHAN PANAS DARI TUBES KE ALIRAN UDARA DI DALAM SALURAN

Sumar Hadi Suryo¹, Muchammad², Ari Teliti Wilarsati³

^{1,2,3}Dep artemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro
Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059
E-mail: ariyaelluciancain@gmail.com

Abstrak

Penggunaan *vortex generator* untuk memperbaiki perpindahan panas dipengaruhi oleh beberapa parameter yangmana salah satunya adalah *aspect ratio*. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan untuk mengevaluasi dampak *aspect ratio* dari *vortex generator* terhadap perpindahan panas dan *pressure drop* aliran di dalam saluran. Dalam studi ini, eksperimen dilakukan dengan mengalirkan udara melewati sebaris *tubes* yang dipanasi di dalam saluran persegi empat. *Common flow-up vortex generators* dengan susunan *in-line* dipasang pada plat uji untuk satu, dua, dan tiga pasang yangmana *aspect ratio* divariasikan dari 1 sampai 3 dengan interval 0,5. Kecepatan udara di dalam saluran divariasikan pada rentang 0,4 sampai 2 m/s dengan interval 0,2 m/s. Dari hasil simulasi diketahui bahwa penambahan DWP *vortex generator* dengan sudut serang 15° pada 3 baris, *aspect ratio* 3 menunjukkan kenaikan koefisien perpindahan panas tertinggi, yaitu 44,3%.

Kata kunci: *aspect ratio*; longitudinal vortex generator; performa termal; perpindahan panas

Abstract

The use of a vortex generator to improve heat transfer is influenced by several parameters, one of which is the aspect ratio. Therefore, this study was conducted to evaluate the impact of the aspect ratio of the generator vortex on heat transfer and flow pressure drop in the channel. In this study, experiments were carried out by flowing air through a line of heated tubes inside a rectangular channel. Common flow-up vortex generators with in-line arrangements are mounted on test plates for one, two, and three pairs where the Aspect ratio is varied from 1 to 3 with interval 0,5. The air velocity inside the channel is varied in the range of 0.4 to 2 m/sec with an interval of 0.2 m/sec. From the simulation results, it is known that the addition of a generator vortex with an attack angle of 15° on 3 rows, aspect ratio 3 shows the highest increase in heat transfer rate, which is 44.3%.

Keyword: *aspect ratio*; heat exchange; longitudinal vortex generator, performa termal

1. Pendahuluan

Penyinar kalor fin-and-tube banyak digunakan di industri kimia, otomotif, refrigerasi dan pengkondisian udara (AC), pembangkit listrik, dan lain sebagainya [1]. Kondensor merupakan salah satu komponen utama AC dimana udara berfungsi sebagai media pendingin refrigeran. Rendahnya konduktivitas termal udara berakibat pada tingginya hambatan termal yang menyebabkan rendahnya laju perpindahan panas. Oleh karena itu, laju perpindahan panas dapat ditingkatkan dengan metode aktif, pasif, atau campuran [2-4].

Dalam metode aktif, perpindahan panas ditingkatkan dengan cara memberikan energi tambahan dari sumber luar. Pada sisi lain, metode pasif dapat dicapai tanpa sumber energi luar tetapi daya tambahan yang diperlukan untuk meningkatkan perpindahan panas dapat diambil dari daya yang tersedia dalam sistem. Dalam teknik campuran, dua atau lebih dari teknik aktif dan pasif digunakan secara simultan untuk menghasilkan peningkatan perpindahan panas, dimana peningkatan perpindahan panas lebih tinggi daripada jika teknik aktif dan teknik pasif dioperasikan secara terpisah [5]. Metode pasif banyak digunakan karena tidak memerlukan daya eksternal tambahan, dapat diandalkan, murah, dan sederhana untuk diterapkan. Oleh karena itu, metode pasif vortex generator banyak digunakan untuk meningkatkan kinerja termal, dimana vortex generator dimasukkan ke dalam pipa untuk menciptakan pusaran yang merusak batas aliran laminar menjadi aliran turbulen, sebagai hasilnya, meningkatkan perpindahan panas.

Pada tahun 1993, Zhu dkk. [6] meneliti saluran persegi panjang yang dilengkapi dengan RWVG (rectangular winglet vortex generator) menggunakan simulasi numerik tiga dimensi untuk mempelajari aliran turbulen dan kinerja perpindahan panas. Mereka mengamati peningkatan hampir 450% dalam kinerja perpindahan panas. Fiebig dan Martin [7] melakukan penyelidikan numerik dan eksperimental pada peningkatan perpindahan panas oleh vortex generator tipe

sayap persegi panjang dan penggunaannya dalam tabung oval dan heat exchanger dengan memvariasikan bilangan Reynolds antara 100 dan 500. Pada bilangan Reynolds 175, sekitar 15% dan 60% peningkatan perpindahan panas diamati masing-masing karena osilasi aliran dan pengembangan lapisan batas pusaran. Dalam aliran saluran persegi panjang, VG (vortex generator) tipe winglet ditemukan lebih unggul dari tipe sayap dalam hal kinerja termo-fluida secara keseluruhan [8]. Dari sudut pandang perpindahan panas, Tian dkk.[2] simulasi perpindahan panas dan karakteristik aliran fluida dari saluran pelat datar dengan dua bentuk LVG (longitudinal vortex generator), RWP (rectangular wing pair) dan DWP (delta winglet pair), menyimpulkan bahwa saluran dengan DWP memiliki kinerja keseluruhan yang lebih baik. Namun, ada efek sampingnya yaitu berkurangnya tekanan aliran turbulen.

Lebih lanjut, dicatat bahwa dengan penggunaan VG, peningkatan signifikan dalam perpindahan panas dicapai dengan penalti penurunan tekanan yang lebih tinggi. Ini meningkatkan biaya sistem dan menekan penggunaan VG yang tersebar luas. Dengan demikian, ada kebutuhan untuk mengurangi penurunan tekanan secara signifikan. Untuk mengatasi masalah ini, beberapa peneliti mempelajari metode untuk mengurangi wake area region melalui VG untuk mengurangi penurunan tekanan. Ini bisa dimungkinkan dengan penggunaan VG dengan lubang. Ini memotivasi untuk menetapkan efek VG dengan lubang pada kinerja termo-fluida FTHE. Wu dan Tao [9] mempelajari perpindahan panas konvektif pada pelat polos dengan sayap delta LVG yang dilubangi langsung dari pelat baik secara eksperimental maupun numerik, dan hasilnya mengungkapkan bahwa lubang pada sayap VG membantu mengganggu aliran udara, meningkatkan perpindahan panas di bagian bawah sirip. Dari referensi yang disebutkan di atas, jelas bahwa sebagian besar ada dua konfigurasi LVG yang telah diselidiki untuk meningkatkan kinerja penukar panas: konfigurasi common flow-down dan common flow-up. Untuk konfigurasi common flow-down, jarak transversal antara leading edge dari pasangan LVG lebih kecil dari jarak antara trailing edge, sedangkan untuk konfigurasi common flow-up sebaliknya.[2]. Tian dkk. [2] memeriksa penukar panas sirip dan tabung dengan sirip bergelombang menggunakan VG sayap delta berlubang yang ditempatkan dalam susunan in-line dan staggered untuk mempelajari kinerja termo-hidrolik sisi udara. Mereka menemukan sekitar 7,0%, 13,1% dan 10,5%, 15,4% peningkatan faktor Colburn (J) dan faktor gesekan (F) dengan delta winglet VG masing-masing ditempatkan dalam susunan in-line dan staggered. Wu dkk. [10] melakukan simulasi numerik untuk mempelajari pengaruh punched hole dan ketebalan pasangan winglet VG segi empat terhadap kinerja perpindahan panas dan struktur aliran fluida. Mereka mengamati bahwa ide peningkatan perpindahan panas oleh longitudinal vortex generator dapat dielaborasi secara efektif dengan menggunakan prinsip sinergi medan aliran. Juga, diamati bahwa sudut perpotongan antara kecepatan dan gradien suhu fluida berkurang dengan munculnya aliran sekunder yang dihasilkan oleh VG. Dalam studi serupa, Wu dkk. [11] melakukan eksperimen untuk mempelajari kinerja desain baru FTHE (fin-and-tube heat exchanger) dengan VG longitudinal yang dilubangi. Mereka mengamati sekitar 28,2% peningkatan koefisien perpindahan panas konvektif sisi udara dengan penurunan pressure drop 10%.

Pada tahun 2014, Zhou dkk. [12] melakukan eksperimen untuk menyelidiki kinerja VG sayap datar dan melengkung (persegi panjang, delta dan trapesium) dengan dan tanpa lubang. Pengaruh diameter lubang dan posisi pada kinerja termal diperiksa dengan mengevaluasi nomor berdimensi (yaitu j/j_0 , f/f_0 , dan $R = (j/j_0)/(f/f_0)$). Mereka mengamati bahwa lubang pada VG menunjukkan peningkatan kinerja termos-hidrolik VG. Mereka juga mengamati penurunan hambatan aliran untuk semua kasus. Mereka menyimpulkan bahwa diameter lubang yang optimal memiliki hubungan langsung dengan luas permukaan VG. Mereka mengutip bahwa "semakin kecil area wajah VG, diameter yang relatif lebih kecil lebih baik". Dalam studi mereka, mereka mengidentifikasi dua lokasi lubang yang optimal, (1) di posisi bawah dalam arah vertikal, dan (2) di garis tengah arah lateral, yang menunjukkan peningkatan yang lebih baik dalam perpindahan panas dan kinerja termos-hidrolik. Dalam studi serupa, Lu dkk [1] melakukan analisis numerik tiga dimensi dalam aliran saluran persegi panjang yang dilengkapi dengan sepasang VG di dinding bawah dan mempertimbangkan bilangan Reynolds antara 700 dan 26.500. Konfigurasi VG diambil sama seperti penelitian mereka sebelumnya [12]. Kinerja termal diperiksa dengan mengevaluasi bilangan tak berdimensi (mistidakM/tidakm0, f/f_0 , dan $R = (tidakM/Num0)/(f/f_0)$). Mereka mengamati bahwa VG dengan lubang menghasilkan augmentasi perpindahan panas yang lebih tinggi dan hambatan aliran yang lebih rendah daripada VG tanpa lubang. Mereka juga mengamati kenaikan 9,8 hingga 15% dalam faktor kinerja keseluruhan ($(tidakM/Num0)/(f/f_0)$).

Han dkk [13] melakukan simulasi numerik tiga dimensi untuk mempelajari karakteristik perpindahan panas dari VG winglet persegi panjang dengan lubang. Peningkatan dalam perpindahan panas dan penalti penurunan tekanan dievaluasi dalam hal parameter berdimensi yaitu, faktor Colburn (J), faktor gesekan (F), dan faktor kinerja termohidrolik ($PEC = j/(p)1/3$). Hasil penelitian menunjukkan bahwa 5 mm adalah diameter lubang yang optimal. Gupta dkk [14] menyelidiki secara numerik kinerja termal FTHE dengan RWVG terpasang dengan lubang dengan menggunakan konfigurasi yang berbeda dari penempatan VG (yaitu, common flow-up (CFU) dan common flow-down (CFD)) di hulu dan hilir tabung. Mereka mengamati bahwa karena pengurangan luas permukaan, lubang cukup meningkatkan kinerja termo-hidrolik dan mengurangi hambatan aliran. Namun, jenis vortex generator seperti itu meningkatkan biaya produksi sebesar 5%. Juga, mereka menyimpulkan bahwa penempatan VG di hulu tabung dengan konfigurasi CFD menunjukkan peningkatan maksimum dalam perpindahan panas dan menawarkan nilai bilangan Nusselt tertinggi.

Selain bentuk LVG, parameter geometris seperti tinggi dan sudut serang juga mempengaruhi kinerja perpindahan panas. Chu dkk [15] melakukan studi numerik untuk membandingkan peningkatan perpindahan panas dari penukar panas sirip dan tabung dengan RWP (rectangular wing pair) in-line 1, 3, dan 7, dan menemukan bahwa RWP

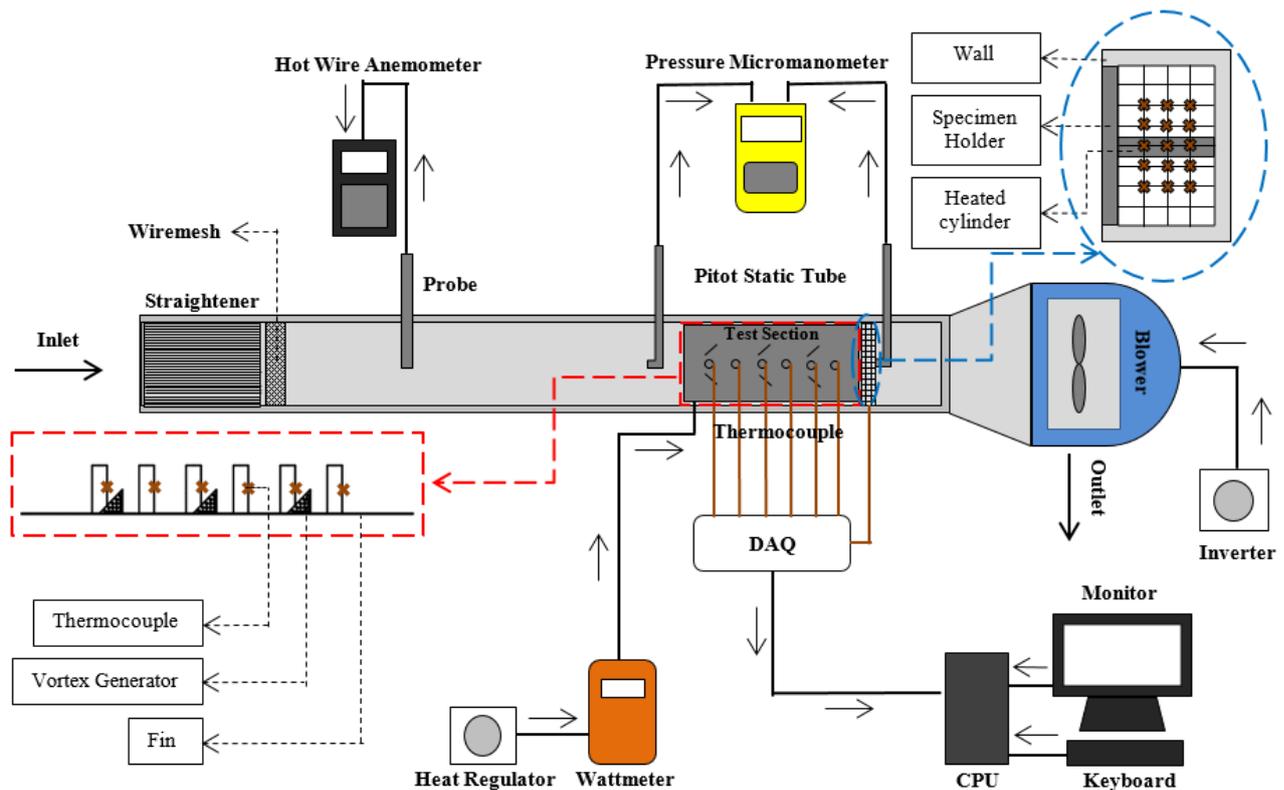
in-line 1 memperoleh kinerja keseluruhan terbaik. Datta dkk [16] mempertimbangkan kemiringan dan posisi LVG yang berbeda dalam heat sink mikro persegi panjang, dan menemukan bahwa sudut serang 30o LVG untuk bilangan Reynolds antara 600 dan 1100 menunjukkan kinerja keseluruhan terbaik. Khanjian dkk.[17] menyelidiki pengaruh sudut gulung RWP (20o, 90o) pada karakteristik aliran dan perpindahan panas dengan sudut serang yang konstan (30o), dan mereka menyimpulkan bahwa nilai optimal untuk sudut gulung belum tentu 90o. Zhang dkk [18] mengintegrasikan LVG ke dalam celah mikro untuk augmentasi perpindahan panas dan mempertimbangkan efek jarak transversal pasangan LVG, tinggi celah mikro, dan kuantitas pasangan LVG dalam arah aliran. Song dkk.[19] mencoba mengoptimalkan jarak transversal antara dua LVG dengan menyelidiki interaksi antara dua vortisitas longitudinal berlawanan arah yang dibentuk oleh LVG dan menyarankan bahwa pengaturan dengan jarak transversal nol harus dihindari.

Penelitian ini menjelaskan vortex generator jenis delta winglet biasa dan berlubang (DW dan DWP) untuk meningkatkan transmisi panas di saluran. Analisis saluran menggunakan variasi tinggi VG dilakukan untuk menyelidiki pengaruh aspect ratio pada kinerja perpindahan panas, struktur aliran, dan faktor gesekan. Dalam karya ini, geometri beberapa kasus DWP dengan dan tanpa lubang dipelajari. Pengaruh lubang pada transmisi panas dan struktur aliran diselidiki dengan meningkatkan bilangan Reynolds dari 400 menjadi 2000. Untuk penyelidikan ini, VG dikonfigurasi dengan konfigurasi common flow-down (CFD), dan angle of attack 15o dengan aspect ratio 1; 1,5; 2; 2,5; 3.

2. Metode Penelitian

2.1 Pengujian h dan *pressure drop*

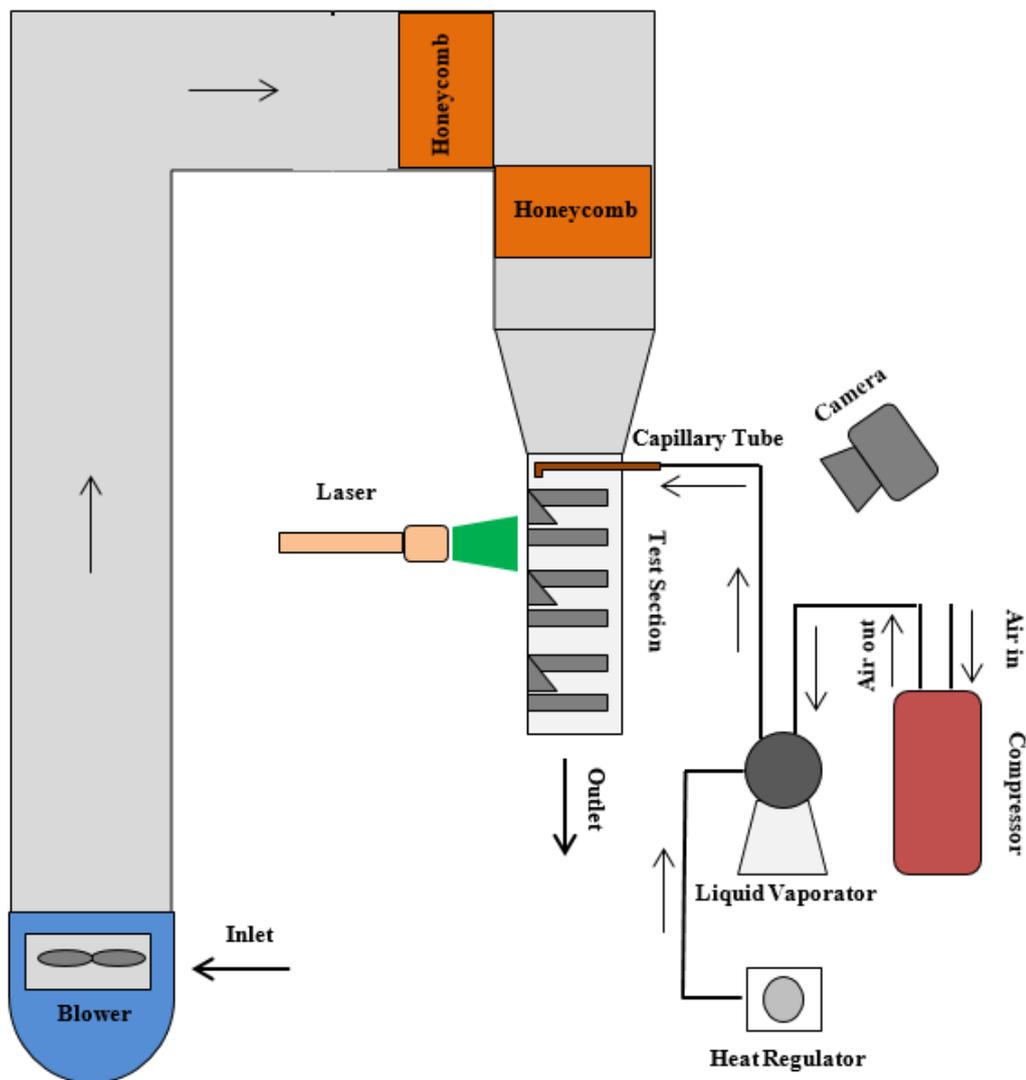
Eksperimen pada studi ini dikerjakan di Laboratorium Termofluida Teknik Mesin Universitas Diponegoro dengan skema alat pengujian ditampilkan di Gambar 1 serta Gambar 2 Laju perpindahan panas dari silinder dan *pressure drop* pada penggunaan PDWP dan DWP VG diteliti di dalam saluran segi empat dengan panjang 370 cm, tinggi 18 cm, dan lebar 8 cm yang terbuat dari kaca dengan ketebalan 1 cm. Sebuah blower (Wipro dengan *rated voltage* 380 V-50Hz) ditempatkan pada ujung saluran untuk menghisap udara. Besarnya kecepatan aliran udara masuk diatur dengan menggunakan sebuah *inverter* (Mitsubishi Electric tipe FR-D700 dengan ketelitian $\pm 0,01$). Udara mengalir melewati *straightener* yang terdiri dari susunan pipa aluminium dengan diameter 5 mm dan panjang 290 mm serta *wiremesh* untuk mendapatkan keseragaman aliran. Kecepatan udara masuk diukur pada posisi 27 cm dari *straightener* menggunakan *hot wire anemometer* (Tipe AM-4204 buatan Lutron dengan ketelitian $\pm 0,1$). Kecepatan aliran udara masuk divariasikan dari 0,4 m/det hingga 2 m/det dengan rentang 0,2 m/det. Kemudian udara mengalir melalui spesimen uji yang dipanasi konstan 40 W. Spesimen uji terdiri dari enam baris silinder yang dipanasi dan *fin* dengan panjang, lebar dan tebal berturut-turut adalah 500, 165 dan 1 mm untuk penempatan VG.



Gambar 1. Skema alat pengujian laju perpindahan panas dan *pressure drop*

Pada pengujian performa termal, laju panas pada silinder diatur dengan sebuah *heater regulator* yang terhubung dengan *wattmeter* (Lutron DW-6060 dengan ketelitian $\pm 1,0$) untuk memonitor panas yang diinduksikan. Beberapa termokopel (tipe K dengan rentang suhu -200°C - 1250°C dan ketelitian $\pm 0,001$) digunakan untuk mengukur temperatur udara masuk, silinder dan udara keluar. Termokopel terhubung dengan *data acquisition* (Advantech tipe USB-4718 dengan ketelitian ± 0.001) yang terkoneksi dengan CPU sehingga nilai temperatur terhadap variasi kecepatan dapat dimonitor dan disimpan. Dua tabung pitot masing-masing diletakkan 26 cm di depan dan 2.5 cm di belakang dari spesimen uji yang dihubungkan dengan *micromanometer* untuk mengukur dan memonitor *pressure drop*. *Pressure drop* dicatat selama lima detik untuk 30 kali pada setiap variasi kecepatan.

Visualisasi aliran dilakukan untuk mengamati struktur LV dengan mengalirkan asap dari penguapan *liquid* di dalam *liquid vaporator* ke dalam aliran utama. Sebuah *compressor* digunakan untuk memompa asap di dalam *liquid vaporator*. Sehingga asap melewati *capillary tube* dan bercampur dengan aliran utama pada saluran segi empat. Ketika aliran melewati VG, LV dibangkitkan di belakang VG. LV teramati akibat pancaran sinar laser di bidang aliran. Kamera digital digunakan untuk merekam struktur aliran di daerah uji. Skema pengujian visualisasi dapat diamati dari Gambar 2.

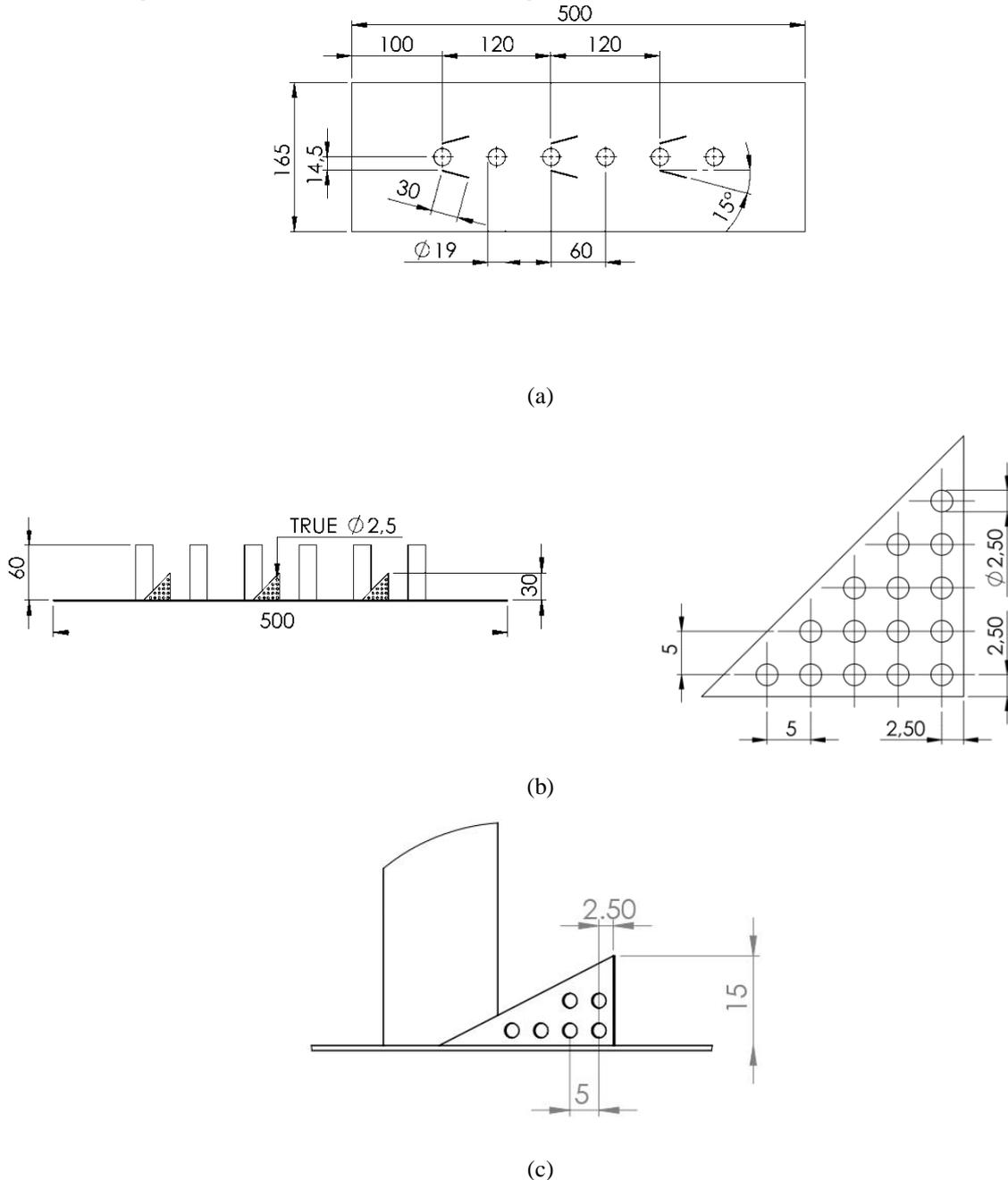


Gambar 2. Skema alat pengujian visualisasi aliran

2.2 Spesimen uji

Spesimen uji yang digunakan pada penelitian ini adalah enam baris silinder (diameter 19 mm dan tinggi 60 mm) dengan *fin* (tebal 1 mm, panjang 500 mm, dan lebar 165 mm) seperti yang di ilustrasikan pada Gambar 3.3. *Vortex generator* jenis DWP dan DWPP dipasang pada plat uji dengan konfigurasi *common flow down* (CFD). Jarak *leading edge vortex generator* dengan pusat silinder adalah 1,5 mm. Enam silinder dengan diameter 29 mm disusun *in-line* pada jarak antar pusat silinder 60 mm. Sudut serang ditentukan 15° dari arah aliran utamanya.

Pengujian dilakukan untuk variasi jumlah pasang *vortex generator* (satu, dua dan tiga pasang) dengan susunan *in-line*. Jarak *leading edge* antara satu pasang *vortex generator* dengan satu pasang lainnya adalah 120 mm. Geometri tampak atas dari spesimen uji dapat dilihat pada Gambar 3 (a) untuk DWP dan DWPP tiga pasang *in-line* dan Gambar 3 (b) dan (c) menunjukkan geometri tampak samping DWP dan DWPP tiga pasang *in-line* dan *fin* pada DWPP. Dari gambar tersebut teramati bahwa *vortex generator* memiliki panjang 30 mm dan tinggi 30 mm dengan DWPP AR 3 memiliki 20 lubang berdiameter 2,5 mm. Jarak antar lubang adalah 5 mm.



Gambar 3. (a) Tampak atas DWP dan DWPP VG tiga pasang *in-line*, (b) tampak samping DWPP VG tiga pasang *in-line*, (c) geometri lubang pada VG DWPP

Spesimen uji (*fin* dan VG) yang digunakan pada penelitian ini terbuat dari plat aluminium dengan tebal 1 mm. Jumlah spesimen uji adalah tiga belas (satu *baseline*, tiga variasi jumlah pasang PDWP *in-line*, tiga variasi jumlah pasang PDWP *staggered*, dan tiga variasi jumlah pasang DWP *in-line* dan tiga variasi jumlah pasang DWP *staggered*). Gambar 4 merupakan contoh dari spesimen uji yang dilengkapi dengan VG pada variasi tiga pasang.



Gambar 4. Spesimen uji DWPP tiga pasang *in-line*

Studi ini menggunakan beberapa persamaan untuk mengevaluasi performa termo-hidrolik. Untuk koefisien perpindahan panas konveksi (h) dihitung dengan Persamaan (1).

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_h} \quad (1)$$

dimana Nu , k , dan D_h berturut-turut merupakan bilangan Nusselt, konduktivitas termal fluida, dan diameter hidrolis ($D_h = \frac{2(W \times H)}{(W + H)}$). Nilai bilangan Nusselt dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (2).

$$Nu = \frac{Q}{A \cdot LMTD} \cdot \frac{D_h}{k} \quad (2)$$

dimana Q adalah perpindahan kalor dari silinder menuju fluida, A merupakan luas permukaan enam silinder spesimen uji, $LMTD$ adalah *logarithmic mean temperature difference* dari fluida. Nilai Q dan $LMTD$ berturut-turut dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3) dan (4).

$$Q = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3)$$

$$LMTD = \frac{(T_w - T_{out}) - (T_w - T_{in})}{\ln((T_w - T_{out}) / (T_w - T_{in}))} \quad (4)$$

dimana \dot{m} , C_p , T_{out} dan T_{in} berturut-turut adalah laju massa fluida, panas spesifik fluida, temperatur fluida keluar dan temperatur fluida masuk. Sedangkan untuk pengujian resistensi aliran dilakukan dengan cara mengukur *pressure drop* (ΔP) dari sisi *inlet* dan *outlet*. Selanjutnya, *friction factor* (f) dihitung untuk mengevaluasi performa hidrodinamik dengan menggunakan Persamaan (5).

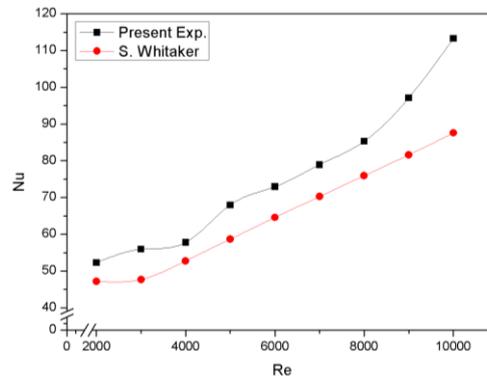
$$f = \frac{2 \Delta P D_h}{\rho V^2 (L + 6D)} \quad (5)$$

dimana ρ , V dan L berturut-turut adalah massa jenis udara, kecepatan aliran udara masuk dan panjang plat spesimen uji. *Thermal enhancement factor* (TEF) digunakan untuk menganalisis performa termo-hidrolik dengan menggunakan Persamaan (6) [14].

$$TEF = \frac{Nu/Nu_0}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \quad (6)$$

2.3 Validasi

Untuk memastikan keakurasian eksperimen sekarang ini, hasil eksperimen Whitaker [23] digunakan sebagai pembandingan. Nilai Nu untuk kasus *baseline* dengan satu silinder pada rentang Re dari 2.000 sampai 10.000 dari hasil eksperimen sekarang ini dibandingkan dengan yang dari eksperimen Whitaker seperti yang teramati di Gambar 5.



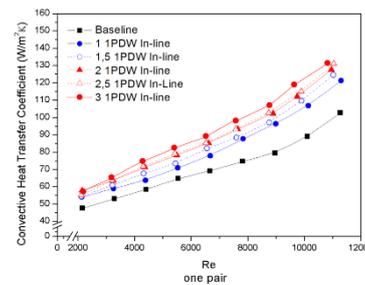
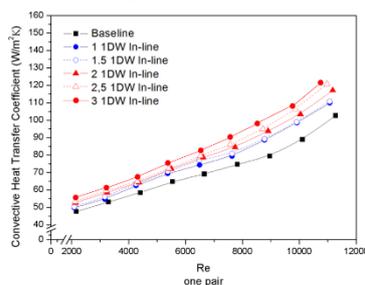
Gambar 5. Validasi studi sekarang ini dengan eksperimen Whitaker

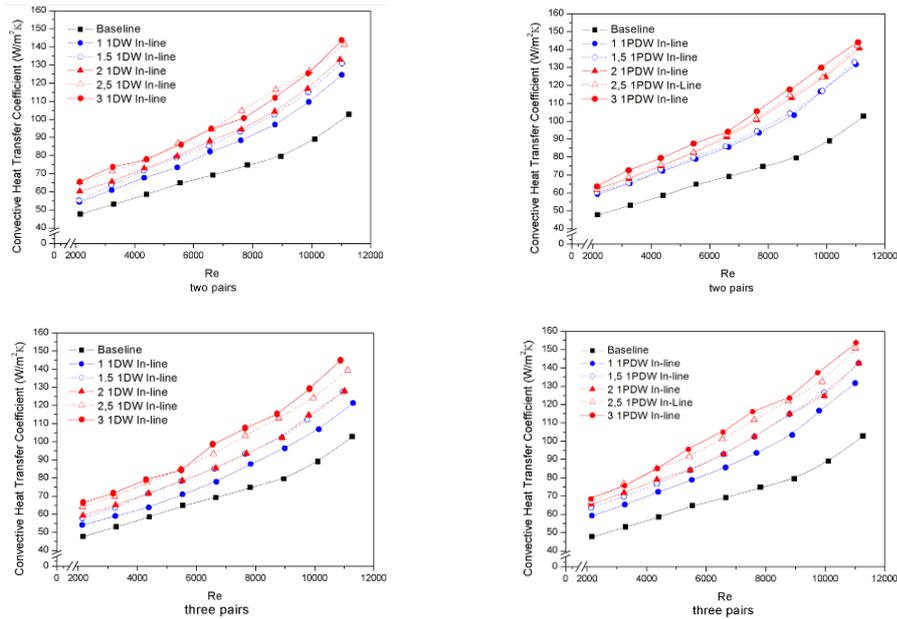
Berdasarkan Gambar 5 didapati bahwa kedua hasil eksperimen tersebut memperlihatkan kecenderungan yang sama. Akan tetapi, data hasil pengujian pada studi ini menunjukkan nilai yang lebih tinggi daripada data hasil eksperimen Whitaker. Hal ini kemungkinan disebabkan oleh induksi panas yang lebih tinggi pada eksperimen sekarang.

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Pengaruh VG terhadap perpindahan panas

LV adalah berperan penting dalam peningkatan koefisien perpindahan panas konveksi. Hal ini dibuktikan dengan adanya kenaikan koefisien perpindahan panas konveksi pada pengujian yang dipasang VG. Pengaruh VG dengan/tanpa lubang terhadap koefisien perpindahan panas konveksi ditunjukkan pada Gambar 6. Hasil eksperimen ini mengindikasikan bahwa lubang-lubang pada VG berakibat pada sedikit penurunan koefisien perpindahan panas konveksi untuk VG. Efek *jet flow* melemahkan LV yang berpengaruh pada peningkatan perpindahan panas. Akan tetapi, efek *jet flow* dari lubang mengurangi aliran stagnasi di belakang VG yang berakibat pada peningkatan perpindahan panas lokal [35]. Koefisien perpindahan panas konveksi tertinggi untuk kasus VG yang tersusun in-line didapati pada penggunaan DWP diikuti PDWP VG dengan peningkatan berturut-turut 44,7% dan 31,0% terhadap *baseline*. Berdasarkan hasil eksperimen ini diperoleh bahwa penggunaan DWP VG adalah lebih baik untuk perbaikan perpindahan panas. Selain itu, nilai koefisien perpindahan panas konveksi tertinggi didapati pada Re tertinggi (11.000) untuk semua kasus. Pengaruh *aspect ratio* dibuktikan dengan adanya kenaikan koefisien perpindahan panas konveksi pada pengujian yang dipasang VG dengan baris 1, 2, dan 3 di Gambar 4.1. Hasil eksperimen ini mengindikasikan bahwa *aspect ratio* pada VG berakibat pada sedikit kenaikan koefisien perpindahan panas konveksi untuk VG. Tinggi VG memberikan area lebih untuk pencampuran aliran dan menguatkan LV yang berpengaruh pada koefisien perpindahan panas. Koefisien perpindahan panas konveksi tertinggi untuk kasus *aspect ratio* VG didapati pada penggunaan *aspect ratio* 3 DWP diikuti *aspect ratio* 3 PDWP VG dengan peningkatan berturut-turut 44,3% dan 33,3% terhadap *baseline*. Berdasarkan hasil eksperimen ini diperoleh bahwa penggunaan AR 3 DWP VG adalah lebih baik untuk perbaikan perpindahan panas. Selain itu, nilai koefisien perpindahan panas konveksi tertinggi didapati pada Re tertinggi (11.000) untuk semua *aspect ratio*

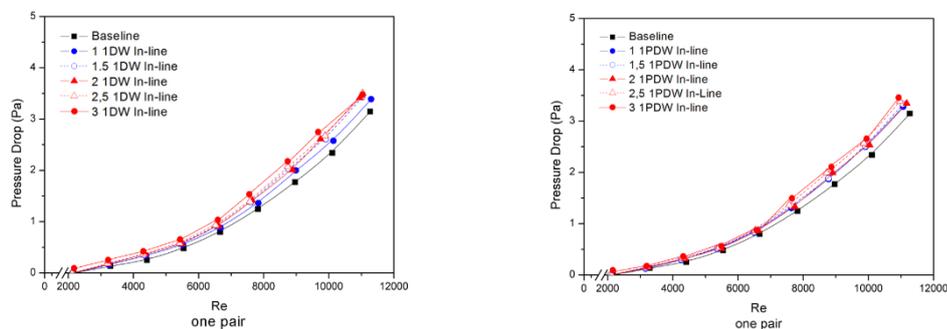


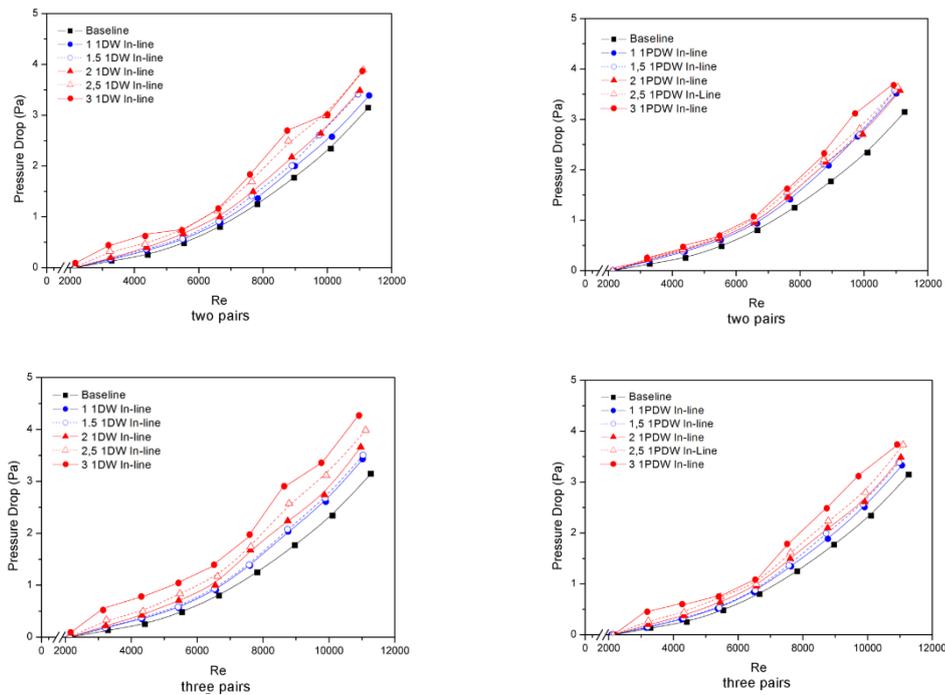


Gambar 6. Grafik koefisien perpindahan panas DWP dan PDWP vortex generator dengan variasi jumlah barisan.

3.2 Pengaruh VG terhadap *pressure drop*

Efek VG dengan/tanpa lubang terhadap *pressure drop* diperlihatkan pada Gambar 7. Hasil eksperimen ini menunjukkan bahwa lubang-lubang pada VG adalah efektif untuk menurunkan *pressure drop* pada kasus VG. *Pressure drop* menurun oleh karena lubang-lubang pada VG mengurangi frontal area yang tertumbuk oleh aliran fluida sehingga berakibat pada penurunan drag. Efek jet flow dari lubang-lubang VG mengurangi aliran stagnasi yang dapat mengurangi kerugian tekanan lokal [36]. *Pressure drop* tertinggi untuk kasus VG yang tersusun in-line didapati pada penggunaan DWP diikuti PDWP VG dengan peningkatan berturut-turut 75,6% dan 50,0% terhadap baseline. Dari hasil analisis eksperimen ini diperoleh bahwa *pressure drop* tertinggi dihasilkan oleh penggunaan DWP sedangkan *pressure drop* terkecil dihasilkan oleh PDWP VG. Selain itu, nilai *pressure drop* tertinggi didapati pada Re tertinggi (11.000) untuk semua kasus. Pengaruh *aspect ratio* dibuktikan dengan adanya penurunan *pressure drop* pada pengujian yang dipasang VG dengan baris 1,2, dan 3. Hasil eksperimen ini mengindikasikan bahwa *aspect ratio* pada VG berakibat sedikit pada kenaikan koefisien perpindahan panas konveksi untuk VG. Penurunan *pressure drop* tertinggi untuk kasus VG yang tersusun in-line didapati pada penggunaan *aspect ratio* 3 DWP diikuti *aspect ratio* 3 PDWP VG dengan peningkatan berturut-turut 103,2% dan 56,3% terhadap *baseline*. Dari hasil analisis eksperimen ini diperoleh bahwa *pressure drop* tertinggi dihasilkan oleh penggunaan DWP sedangkan *pressure drop* terkecil dihasilkan oleh PDWP VG. Selain itu, nilai *pressure drop* tertinggi didapati pada Re tertinggi (11.000) untuk semua kasus.

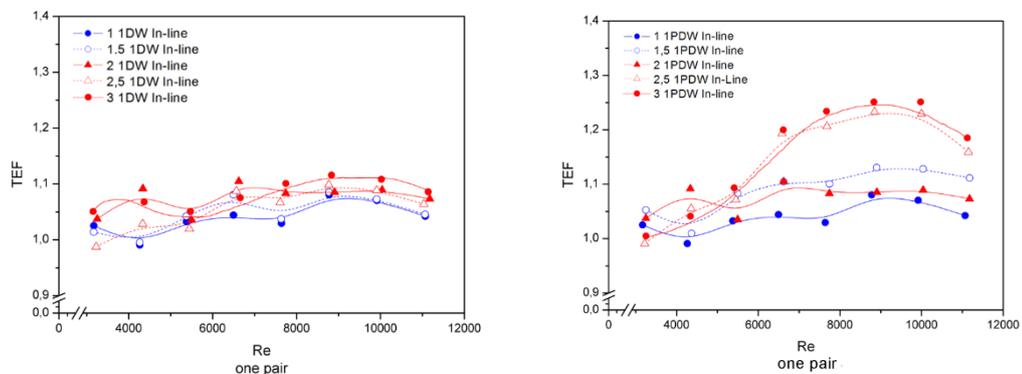


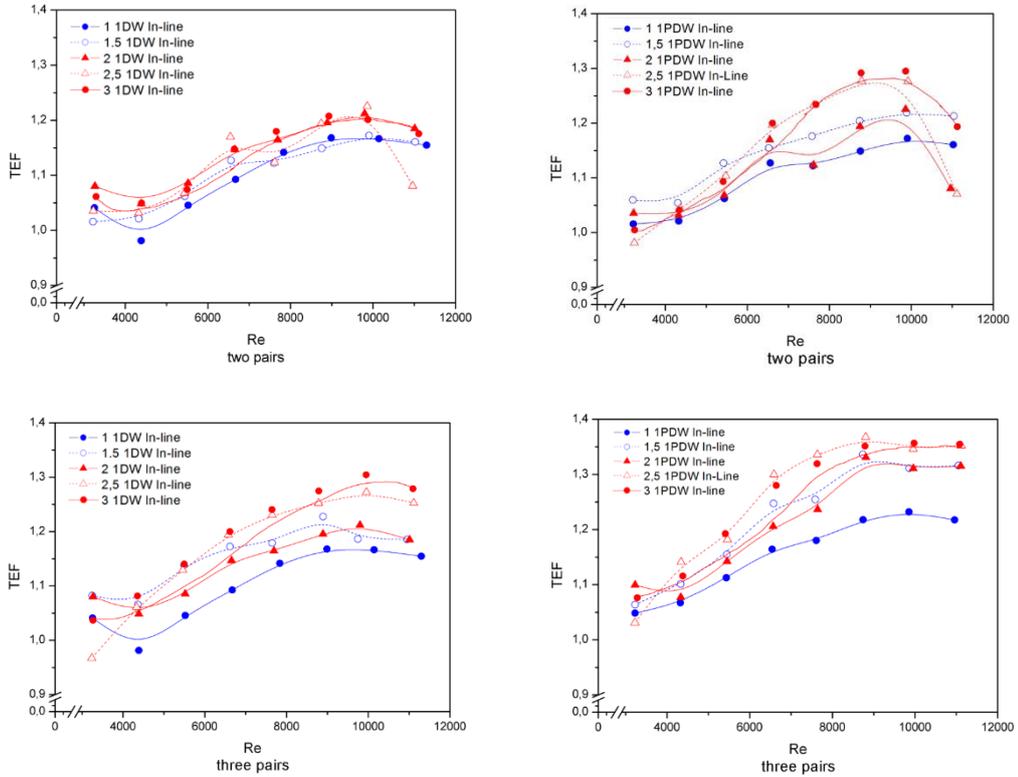


Gambar 7. Grafik *pressure drop* DWP dan PDWP *vortex generator* dengan variasi jumlah barisan

3.3 Pengaruh VG terhadap performa termo-hidrolik

Pada Gambar 8 teramati bahwa secara umum performa termo-hidrolik tertinggi untuk variasi AR didapati pada penggunaan AR 3 PDWP. Hal ini mengindikasikan bahwa perbaikan perpindahan panas pada penggunaan AR 3 VG lubang lebih signifikan daripada peningkatan *pressure drop*. Dinding berlubang pada PDWP VG menghasilkan radius vortisitas yang lebih besar yang berakibat pada penurunan *wake region*. Reduksi *wake region* dapat meningkatkan kecepatan aliran fluida yang melewati susunan silinder dan mengurangi *recirculation zone* dimana perpindahan panasnya rendah sehingga perpindahan panas pada sisi silinder dapat meningkat [37]. Penurunan *wake region* dapat mengurangi daerah stagnasi yang berakibat pada *pressure drop* yang lebih rendah [38]. Dimana pada kasus tiga baris in-line, TEF dari penggunaan PDWP adalah lebih tinggi daripada yang dari DWP pada Re yang tinggi (9.000 sampai 11.000). Nilai TEF paling optimal dari penggunaan VG berlubang pada kasus AR 3 PDWP tiga pasang in-line adalah 1,34 pada Re = 10.000. Nilai TEF yang tinggi pada AR 3 PDWP tiga pasang in-line mengindikasikan bahwa jumlah lubang-lubang pada VG secara efektif menurunkan *pressure drop* yang dihasilkan dari penggunaan VG. Selain itu, performa termo-hidrolik meningkat dengan meningkatnya Re dan jumlah pasang VG. Pada semua kasus, TEF adalah optimal pada Re = 10.000 dan mengalami penurunan drastis pada Re = 11.000.

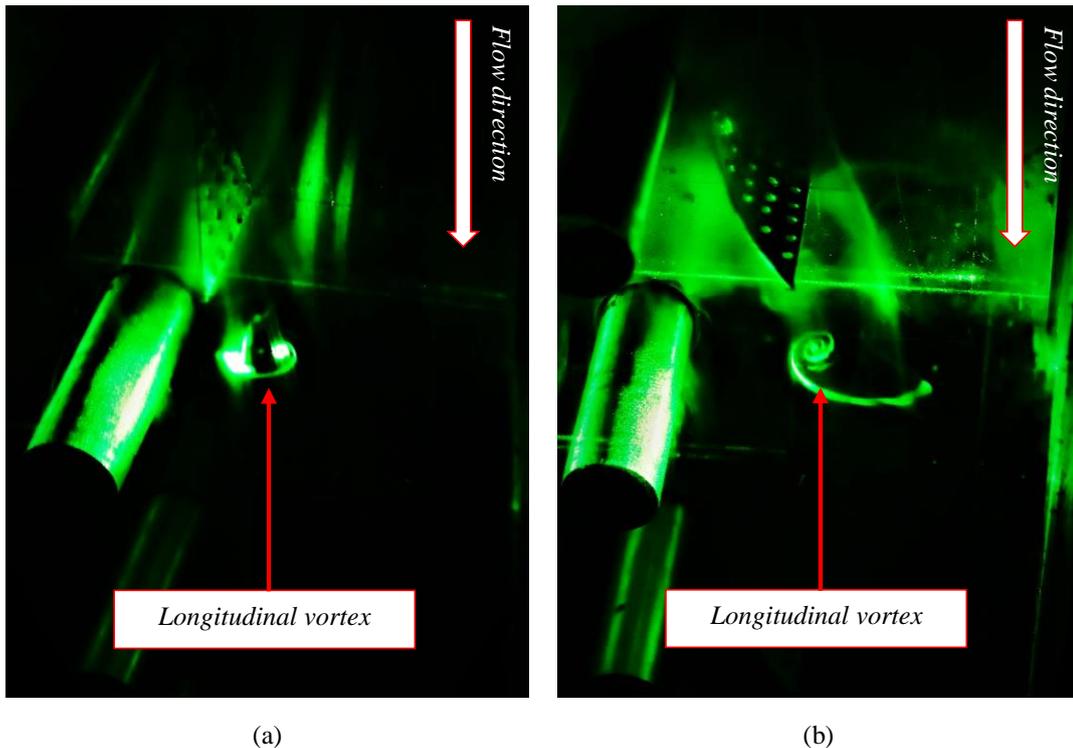




Gambar 8. Grafik TEF DWP dan PDWP vortex generator dengan variasi barisan

3.4 Visualisasi aliran

Pengujian visualisasi aliran untuk mengetahui struktur LV yang terbentuk pada penggunaan VG telah dilakukan. Posisi sinar laser berada pada $x/L = 0.28$, dimana x/L merupakan rasio jarak laser dari sisi inlet specimen uji terhadap panjang specimen uji. Gambar 9 menunjukkan LV yang terbentuk akibat penggunaan VG berlubang.

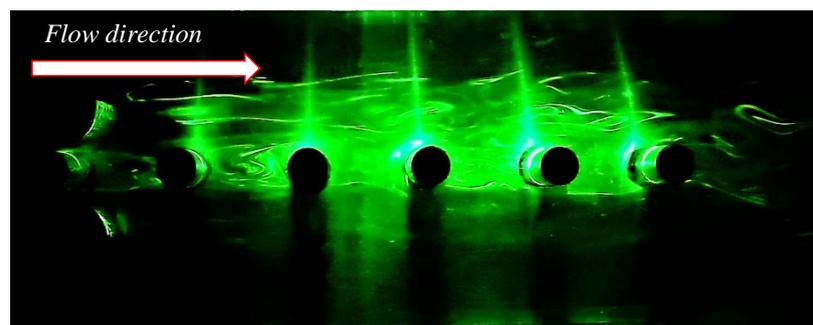


Gambar 9. Visualisasi LV yang dibangkitkan oleh penggunaan PDWP VG *aspect ratio* 1 dan 3 pada kecepatan aliran 1 m/det

Dari Gambar 9 teramati bahwa penggunaan *aspect ratio* 3 PDWP VG dalam perbaikan perpindahan panas menghasilkan LV dengan radius lebih besar dibandingkan *aspect ratio* 1 PDWP VG. Besarnya radius LV berakibat pada penipisan lapisan batas termal yang lebih luas pada permukaan *fin*. Selain itu, besarnya LV dapat menyempitkan wake region sehingga perpindahan panas pada susunan silinder meningkat [38]. Hal ini menegaskan bahwa perbaikan perpindahan panas pada penggunaan VG *aspect ratio* 3 adalah lebih baik daripada yang dari VG *aspect ratio* 1.



(a)



(b)

Gambar 10. Visualisasi struktur aliran yang dipengaruhi oleh penggunaan (a) PDWP VG *aspect ratio* 1 dan (b) PDWP VG *aspect ratio* 3 pada kecepatan aliran 1 m/det

Berdasarkan Gambar 10 teramati bahwa penggunaan PDWP AR 3 VG menghasilkan struktur aliran LV dengan menempati daerah aliran yang lebih besar dibandingkan dengan yang dari PDWP AR 1 VG di daerah *downstream*. Luasnya daerah LV di belakang PDWP AR 3 VG disebabkan *frontal area* permukaan AR 3 VG yang lebih besar dari permukaan AR 1 VG dan kuatnya LV mengintroduksi ke aliran utama. Fenomena ini berakibat pada pencampuran fluida dekat dinding dengan fluida dari aliran utama menjadi lebih baik sehingga perpindahan panas konveksi pada sisi *fin* meningkat [38]. Selain itu, luasnya struktur aliran LV di daerah *downstream* dapat mengkompresi wake region sehingga kecepatan aliran fluida yang melewati susunan silinder meningkat. Fenomena ini meningkatkan laju perpindahan panas konveksi pada permukaan silinder [39]. Hal ini memperkuat alasan bahwa perbaikan perpindahan panas pada penggunaan AR 3 VG adalah lebih baik daripada yang dari AR 1 VG.

4. Deviasi Data (*Error*)

4.1 Deviasi data perpindahan panas

Pada penelitian ini, *mean*, *standard deviation of the mean*, dan *overall error* digunakan untuk mengetahui penyimpangan yang terjadi [39]. Perhitungan error ini menggunakan data hasil pengujian pada kasus *baseline* dengan kecepatan aliran 0,4 m/det. Tabel 1 merupakan data temperatur permukaan silinder dari hasil pengujian kasus *baseline*.

Tabel 1. Data temperatur permukaan silinder dari pengujian *baseline* pada kecepatan aliran 0,4 m/det

Data ke	T_{w1} (°C)	T_{w2} (°C)	T_{w3} (°C)	T_{w4} (°C)	T_{w5} (°C)	T_{w6} (°C)
1	49,191	51,214	48,323	49,769	47,802	51,271
2	49,183	51,177	48,316	49,791	47,766	51,264
3	49,145	51,168	48,307	49,753	47,786	51,255
4	49,121	51,173	48,282	49,728	47,761	51,259
5	49,153	51,205	48,285	49,731	47,735	51,262
6	49,100	51,151	48,290	49,736	47,769	51,267
7	49,098	51,150	48,230	49,734	47,738	51,294
8	49,089	51,141	48,250	49,667	47,729	51,228

Data dari Tabel 1 dapat digunakan untuk menghitung temperatur rata-rata permukaan silinder ($\overline{T_w}$) dengan menggunakan Persamaan 7 sebagai berikut.

$$\overline{T_w} = \frac{\overline{T_{w1}} + \overline{T_{w2}} + \overline{T_{w3}} + \overline{T_{w4}} + \overline{T_{w5}} + \overline{T_{w6}}}{6} \quad (7)$$

Dari Persamaan 7 diperoleh nilai $\overline{T_w}$ sebesar 49,559 °C. Kemudian, rata-rata standar deviasinya dihitung dengan menggunakan Persamaan 8.

$$S_{T_w} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{w_i} - \overline{T_w})^2}{N(N-1)}} \quad (8)$$

Nilai S_{T_w} didapati sebesar 0,194 °C. Sehingga untuk nilai $\overline{T_w}$ dapat ditulis menjadi 49,559 ± 0,194 °C. Sedangkan untuk $\overline{T_{in}}$ dan $\overline{T_{out}}$ didapati berturut-turut adalah 28,887 °C dan 32,954 °C. Kemudian, rata-rata standar deviasinya dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 9 dan 10.

$$S_{T_{in}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{in_i} - \overline{T_{in}})^2}{N(N-1)}} \quad (9)$$

$$S_{T_{out}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{out_i} - \overline{T_{out}})^2}{N(N-1)}} \quad (10)$$

Sehingga $S_{T_{in}}$ dan $S_{T_{out}}$ didapati berturut-turut 0,012 °C dan 0,045 °C. Selanjutnya, nilai T_{in} dan T_{out} berturut-turut dapat ditulis menjadi 28,887 ± 0,012 °C dan 32,954 ± 0,045 °C. Kemudian, nilai Q pada kecepatan aliran 0,4 m/det didapati 19,477 W. Untuk mencari nilai galat pada Q digunakan Persamaan 11.

$$E_{a_{rssQ}} = \sqrt{\left(\Delta T_{in} \frac{\partial Q}{\partial T_{in}}\right)^2 + \left(\Delta T_{out} \frac{\partial Q}{\partial T_{out}}\right)^2} \quad (11)$$

dimana $\frac{\partial Q}{\partial T_{in}} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out})}{T_{in}}$ sedangkan $\frac{\partial Q}{\partial T_{out}} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out})}{T_{out}}$. Dengan $\Delta T_{in} = 0.012$ °C dan $\Delta T_{out} = 0.045$ °C maka diperoleh $E_{a_{rssQ}}$ sebesar 0,028 W. Jadi laju perpindahan panas dapat ditulis menjadi $Q = 19,477 \pm 0,028$ W. Selanjutnya, $LMTD$ dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 4 dan nilainya didapati sebesar 18,564 °C. Nilai galat dari $LMTD$ dihitung menggunakan Persamaan 12 dan nilainya didapati sebesar 0,077 °C.

$$E_{a_{rssLMTD}} = \sqrt{\left(\Delta T_{in} \frac{\partial LMTD}{\partial T_{in}}\right)^2 + \left(\Delta T_w \frac{\partial LMTD}{\partial T_w}\right)^2 + \left(\Delta T_{out} \frac{\partial LMTD}{\partial T_{out}}\right)^2} \quad (12)$$

Sehingga nilai $LMTD$ dapat ditulis menjadi 18,564 ± 0,077 °C. Selanjutnya, Nu diperoleh dari Persamaan 2 pada kecepatan aliran 0,4 m/det dengan nilai 155,308. Perhitungan galat untuk Nu adalah sebagai berikut.

$$E_{a_{rssNu}} = \sqrt{\left(\Delta LMTD \frac{\partial Nu}{\partial LMTD}\right)^2 + \left(\Delta Q \frac{\partial Nu}{\partial Q}\right)^2} \quad (13)$$

Sehingga nilai galat Nu didapati sebesar 0,684. Oleh karena itu, Nu untuk kasus *baseline* dengan kecepatan udara masuk 0,4 m/det adalah sebesar 155,308 ± 0,684. Kemudian, nilai koefisien perpindahan panas konveksi dihitung menggunakan Persamaan 1 dan nilainya didapati sebesar 44,857 W/m²K.

$$E_{a_{rssh}} = \sqrt{\left(\Delta Nu \frac{\partial h}{\partial Nu}\right)^2} \quad (14)$$

Sehingga galat diperoleh dari koefisien perpindahan panas konveksi dengan nilai 0,197 W/m²K. Selanjutnya, nilai koefisien perpindahan panas konveksi dapat ditulis menjadi $h = 44,857 \pm 0,197$ W/m²K. Kemudian, *error* koefisien perpindahan panas konveksi dalam bentuk persen dihitung dengan Persamaan 15 dan nilainya didapati sebesar 0,44%.

$$\% Error_h = \left(\frac{E_{arssh}}{h} \right) 100\% \quad (15)$$

Metode perhitungan yang sama digunakan untuk keseluruhan data. Oleh karena itu, didapatkan hasil *overall error* untuk koefisien perpindahan panas konveksi pada penggunaan VG jenis DWP dan PDWP yang dapat dicermati di Tabel 2.

Tabel 2. *Overall error* koefisien perpindahan panas konveksi pada penggunaan VG jenis DWP dan PDWP

Jumlah Pasang	Overall Error									
	DWP					PDWP				
	AR1	AR1.5	AR2	AR2.5	AR3	AR1	AR1.5	AR2	AR2.5	AR3
1	0,56%	0,55%	0,61%	0,55%	0,55%	0,56%	0,55%	0,61%	0,61%	0,55%
2	0,66%	0,55%	0,52%	0,57%	0,55%	0,66%	0,55%	0,52%	0,52%	0,57%
3	0,53%	0,59%	0,56%	0,58%	0,59%	0,53%	0,59%	0,56%	0,56%	0,58%

4.2 Deviasi data *pressure drop*

Pengujian untuk kasus *baseline* dengan kecepatan 2 m/det didapatkan data *pressure drop* yang ditunjukkan pada Tabel 3. Selanjutnya, dari data tersebut diperoleh rata-rata *pressure drop* dengan nilai 0,013 in H₂O yang dihitung dengan Persamaan 16.

Tabel 3. Data *pressure drop* dari pengujian *baseline* pada kecepatan aliran 2 m/det

Pressure drop (in H ₂ O)			
Data ke	ΔP	Data ke	ΔP
1	0,013	16	0,012
2	0,013	17	0,013
3	0,013	18	0,012
4	0,013	19	0,012
5	0,012	20	0,013
6	0,013	21	0,013
7	0,013	22	0,012
8	0,012	23	0,013
9	0,013	24	0,012
10	0,013	25	0,013
11	0,013	26	0,013
12	0,013	27	0,013
13	0,012	28	0,013
14	0,012	29	0,012
15	0,013	30	0,012

$$\overline{\Delta P} = \frac{\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \dots + \Delta P_{30}}{30} \quad (16)$$

Kemudian, rata-rata standar deviasinya dihitung menggunakan Persamaan 17 dan diperoleh $2,1 \times 10^{-5}$ in H₂O.

$$s_{\Delta P} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\Delta P_i - \overline{\Delta P})^2}{N(N-1)}} \quad (17)$$

Sehingga nilai *pressure drop* untuk kasus *baseline* pada kecepatan masuk 2 m/det adalah sebesar $0,013 \pm 4,9 \times 10^{-5}$ in H₂O. Kemudian, *error pressure drop* dihitung dengan Persamaan 18 dan nilainya didapati sebesar 0,47%.

$$\% Error_{\Delta P} = \left(\frac{s_{\Delta P}}{\overline{\Delta P}} \right) 100\% \quad (17)$$

Metode perhitungan yang sama digunakan untuk keseluruhan data. Oleh karena itu, didapatkan hasil *overall error* untuk *pressure drop* pada penggunaan VG jenis DWP dan PDWP yang dapat dicermati dari Tabel 4.4.

Tabel 4. Overall error pressure drop pada penggunaan VG jenis DWP dan PDWP

Jumlah Pasang	Overall Error									
	DWP					PDWP				
	AR1	AR1.5	AR2	AR2.5	AR3	AR1	AR1.5	AR2	AR2.5	AR3
1	3,60%	3,29%	3,28%	3,48%	3,60%	3,29%	3,28%	3,25%	3,48%	3,20%
2	3,40%	3,16%	3,05%	3,08%	3,20%	3,16%	3,05%	3,15%	3,38%	3,30%
3	2,92%	2,35%	1,45%	2,65%	2,72%	2,35%	1,45%	1,35%	2,65%	2,62%

5. Kesimpulan

Pada studi sekarang ini, evaluasi performa termo-hidrolik untuk mendapatkan performa yang optimum dari penggunaan VG dengan variasi susunan (*in-line* dan *staggered*), bilangan Reynolds dan jumlah pasang VG telah dilakukan. Dari hasil eksperimen ini dapat disimpulkan sebagai berikut.

1. Pada studi ini, lubang-lubang pada VG berakibat pada sedikit penurunan koefisien perpindahan panas konveksi. Efek *jet flow* dari lubang-lubang VG melemahkan LV yang terbentuk sehingga berpengaruh pada perbaikan perpindahan panas.
2. VG AR 3 menghasilkan perpindahan panas lebih tinggi daripada VG tersusun AR 1. Pada AR 3, tinggi VG dapat mereduksi aliran *recirculation* di belakang *tube* dimana perpindahan panasnya adalah rendah dengan luas area VG. Hal ini membuat aliran di belakang *tube* menjadi lebih baik sehingga perpindahan panas meningkat.
3. Lubang-lubang pada VG adalah efektif untuk menurunkan *pressure drop* pada kasus aspect ratio VG. *Pressure drop* menurun oleh karena lubang-lubang pada VG mengurangi *frontal area* yang tertumbuk oleh aliran fluida sehingga berakibat pada penurunan *drag*.
4. *Pressure drop* pada penggunaan AR 3 VG adalah lebih tinggi daripada yang dari AR 1 VG. Hal ini karena *frontal area* yang dilewati aliran fluida dari permukaan lebih luas dan berakibat pada pembentukan daerah tekanan tinggi.
5. Secara umum, AR VG tidak berdampak signifikan terhadap performa termo-hidrolik yang dihasilkan pada semua kasus. Performa termo-hidrolik dari penggunaan VG AR 3 adalah lebih baik daripada yang dari VG AR 1. Hal ini mengindikasikan bahwa perbaikan perpindahan panas pada penggunaan VG AR 3 adalah lebih signifikan daripada peningkatan *pressure drop* yang dihasilkan. Secara keseluruhan, performa termo-hidrolik tertinggi didapati pada penggunaan DW diikuti PDW.
6. Penggunaan lubang-lubang pada VG untuk meningkatkan performa termo-hidrolik teramati pada penggunaan PDW tiga pasang *in-line* dengan nilai TEF = 1,37 pada Re = 10.000. Nilai TEF yang tinggi pada kasus PDW tiga pasang *in-line* mengindikasikan bahwa lubang-lubang pada VG secara efektif menurunkan *pressure drop* yang dihasilkan dari penggunaan VG.
7. Struktur LV yang dibangkitkan oleh penggunaan AR 3 VG memiliki radius yang lebih besar dibandingkan AR 1 VG. Selain itu, penggunaan AR 3 VG menghasilkan struktur aliran LV dengan menempati daerah aliran yang lebih besar dibandingkan dengan yang dari AR 1 VG di daerah *downstream*.

6. Ucapan Terima Kasih

Terima kasih untuk dosen pembimbing atas bimbingan yang diberikan serta Laboratorium Termofluida Teknik Mesin Universitas Diponegoro atas bantuannya dalam menyediakan fasilitas yang diperlukan pada penelitian ini.

7. References

- [1]. G. Lu, G. Zhou, Simulasi numerik pada kinerja pasangan generator vortex tipe pesawat dan sayap melengkung dengan lubang berlubang, Int. J. Perpindahan Massa Panas. 102 (2016) 679–690, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.063.
- [2]. G. Biswas, H. Chattopadhyay, A. Sinha, Augmentasi perpindahan panas dengan menciptakan vortisitas longitudinal streamwise menggunakan generator vortex, Heat Transf. Ind. 33 (4–5) (2012) 406–424, doi:10.1080/01457632.2012.614150.
- [3]. SD Gao, LB Wang, YH Zhang, F. Ke, Ketinggian optimal generator vortex winglet yang dipasang pada tiga baris sirip bank tabung datar, J. Perpindahan Panas. 125 (6) (2003) 1007–1016, doi:10.1115/1.1621900.
- [4]. N. Zheng, F. Yan, K. Zhang, T. Zhou, Z. Sun, Tinjauan pada peningkatan perpindahan panas konvektif fase tunggal berdasarkan vortisitas multi-longitudinal dalam tabung penukar panas, Appl. Satuan panas. Ind. 164 (2020) 114475, doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.114475. Anonim, 2020. Fluke 922 Airflow

- Meter/Micromanometer, Washington: Fluke Corporation.
- [5]. J. Zhang, X. Zhu, ME Mondejar, F. Haglind, Tinjauan teknik peningkatan perpindahan panas dalam penukar panas pelat, *Renew. Mempertahankan. Energi Rev.* 101 (2019) 305–328, doi:10.1016/j.rser.2018.11.017.
 - [6]. JX Zhu, M. Fiebig, NK Mitra, Investigasi numerik aliran turbulen dan perpindahan panas di saluran rib-roughened dengan generator vortex longitudinal, *Int. J. Perpindahan Massa Panas.* 38 (3) (1995) 495–501, doi:10.1016/0017-9310(94) 00177-W.
 - [7]. Y. Chen, M. Fiebig, Pengaruh konduksi panas sirip pada kinerja winglet berlubang di tabung oval bersirip, di: S. Kakaç, AE Bergles, F. Mayinger.
 - [8]. H. Yüncü (Eds.), *Peningkatan Perpindahan Panas Penukar Panas*, Springer Netherlands, Dordrecht, 1999, hlm. 107-122, doi:10.1007/978-94-015-9159-1_7.
 - [9]. M. Fiebig, Y. Chen, Peningkatan perpindahan panas oleh generator vortex longitudinal tipe sayap dan aplikasinya pada elemen penukar panas tabung oval bersirip, dalam: S. Kakaç, AE Bergles, F. Mayinger, H. Yüncü (Eds.), *Peningkatan Perpindahan Panas Penukar Panas*, Springer Netherlands, Dordrecht, 1999, hlm. 79–105, doi:10.1007/978-94-015-9159-1_6.
 - [10]. L. Tian, Y. He, Y. Tao, W. Tao, Sebuah studi perbandingan pada kinerja sisi udara penukar panas sirip dan tabung bergelombang dengan sayap delta berlubang dalam pengaturan terhuyung-huyung dan in-line, *Int. J. Term. Sci.* 48 (9) (2009) 1765–1776, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2009.02.007.
 - [11]. JM Wu, WQ Tao, Studi numerik pada perpindahan panas konveksi laminar dalam saluran persegi panjang dengan generator pusaran memanjang. Bagian A: verifikasi prinsip sinergi medan", *Int. J. Heat Mass Transf.* 51 (5–6) (2008) 1179–1191, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.032.
 - [12]. JM Wu, WQ Tao, Studi numerik pada perpindahan panas konveksi laminar dalam saluran dengan generator pusaran memanjang. Bagian B: studi parametrik factor pengaruh utama, *Int. J. Perpindahan Massa Panas.* 51 (13–14) (2008) 3683–3692, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.031.
 - [13]. JM Wu, H. Zhang, CH Yan, Y. Wang, Studi eksperimental pada kinerja penukar panas udara tabung sirip baru dengan generator pusaran memanjang, *Energy Convers. Mengelola.* 57 (2012) 42–48, doi:10.1016/j.enconman.2011.12.009.
 - [14]. G. Zhou, Z. Feng, Investigasi eksperimental peningkatan perpindahan panas dengan pesawat dan generator vortex tipe sayap melengkung dengan lubang berlubang, *Int. J. Term. Sci.* 78 (2014) 26–35, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2013.11.010.
 - [15]. Z. Han, Z. Xu, J. Wang, simulasi numerik pada karakteristik perpindahan panas generator pusaran persegi panjang dengan lubang, *Int. J. Perpindahan Massa Panas.* 126 (2018) 993–1001, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.081.
 - [16]. S. Gupta, A. Roy, A. Gupta, dan M. Gupta, "Simulasi Numerik Performa Penukar Panas Plate Fin Tube Menggunakan Rectangular Winglet Type Vortex Generator with Punched Holes", *Makalah Teknis SAE* 2019-01-0145 , 2019, 10.4271/2019-01-0145.
 - [17]. A. Gupta, A. Roy, S. Gupta, M. Gupta, Investigasi numerik terhadap implementasi punched winglet sebagai generator vortex untuk peningkatan kinerja penukar panas sirip dan tabung, *Int. J. Perpindahan Massa Panas.* 149 (2020) 119171, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119171.
 - [18]. M. Gorji, H. Mirgolbabaie, A. Barari, G. Domairry, Investigasi numerik augmentasi perpindahan panas melalui optimasi geometris generator pusaran, *Cent. Eur. J. Fisik.* 8 (6) (2010) 924–930, doi:10.2478/s11534-010-0005-0.
 - [19]. T.-S. Wang, Y.-S. Chen, bidang aliran Unified Navier-Stokes dan analisis kinerja mesin roket cair, *J. Propuls. Kekuatan* 9 (5) (1993) 678–685, doi:10.2514/3.23675.
 - [20]. A. Liakopoulos, Representasi eksplisit dari profil kecepatan lengkap dalam lapisan batas turbulen, *AIAA J.* 22 (6) (1984) 844–846, doi:10.2514/3.8696.
 - [21]. Cengel, Y. A., 2002. *Heat Transfer A Practical Approach*. 2nd penyunt. New York: McGraw-Hill.
 - [22]. Cengel, Y. A. & Cimbala, J. M., 2006. *Fluids mechanics fundamentals and applications*. 1st penyunt. New York: Mc Graw Hill.
 - [23]. Dezan, D. J., Salviano, L. O. & Yanagihara, J. I., 2016. Heat transfer enhancement and optimization of flat-tube multilouvered fin compact neat exchangers wuth delta-winglet vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 101(<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.107>), pp. 576-591.
 - [24]. Doebelin, E. O., 1990. *Measurement Systems Application And Design*. Singapore: McGraw-Hill.
 - [25]. Fiebig, M., 1995. Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement. *Journal Heat and Fluid Flow*, 16([https://doi.org/10.1016/0142-727X\(95\)00043-P](https://doi.org/10.1016/0142-727X(95)00043-P)), pp. 376-388.
 - [26]. Fiebig, M., 1998. Vortices, generators and heat transfer. *Trans IChemE*, 76(<https://doi.org/10.1205/026387698524686>), pp. 108-123.
 - [27]. Fox, R. W., McDonald, A. W. & Pritchard, P. J., 2003. *Introduction to fluid mechanics*. 6th penyunt. United States of America: John Willey & Sons.
 - [28]. Goetler, H., 1954. *On three-dimensional instability of laminar*, Washington: National Advisory Committee

- fo Aeronautics.
- [29]. Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L. & Lavine, A. S., 2006. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6th penyunt. Indiana: John Wiley & Sons.
 - [30]. Ma, T. et al., 2017. Numerical study on thermoelectric-hydraulic performance of a thermoelectric power generator with a plate-fin heat exchanger with longitudinal vortex generators. *Applied Energy*, 185(<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.01.078>), p. 1343–1354.
 - [31]. Munson, B. R., Okiishi, T. H., Huebsch, W. W. & Rothmayer, A. P., 2013. Fundamental of fluid mechanics. 7th penyunt. United States of America: John Wiley & Sons.
 - [32]. Sachdeva, G., 2010. Computation of heat transfer augmentation in a plate-fin heat exchanger using rectangular/ delta wing, India: National Institute of Technology Kurukshetra.
 - [33]. TMI, 2020. Hot Wire Anemometer Model: AM-4204, Johannesburg: Test and Measurement Instruments C.C..
 - [34]. Torii, K., Kwak, K. & Nishino, K., 2002. Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45([https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00080-7](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00080-7)), p. 3795–3801.
 - [35]. Whitaker, S., 1972. Forced Convection Heat Transfer Correlations for Flow in Pipes, Past Flat Plates, Single Cylinders, Single Spheres, and for Flow in Packed Beds and Tube Bundles. *AIChE Journal*, 8(<https://doi.org/10.1002/aic.690180219>), pp. 361-371.
 - [36]. Awais, M. & Bhuiyan, A. A., 2019. Enhancement of thermal and hydraulic performance of compact finned-tube heat exchanger using vortex generators (VGs): A parametric study. *International Journal of Thermal Sciences*, 140(<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.041>), p. 154–166.
 - [37]. Boukhadia, K., Ameer, H., Sahel, D. & Bozit, M., 2018. Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 126(<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.12.025>), p. 172–180.
 - [38]. Mangrulkar, C. K. et al., 2019. Recent advancement in heat transfer and fluid flow characteristics in cross flow heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 113(<https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.06.027>), p. 109220.
 - [39]. Gupta, A., Roy, A., Gupta, S. & Gupta, M., 2020. Numerical investigation towards implementation of punched winglet as vortex generator for performance improvement of a fin-and-tube as vortex generator for performance improvement of a fin-and-tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149(<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119171>), p. 119171.
 - [40]. Arora, A., Subbarao, P. & Agarwal, R., 2016. Development of parametric space for the vortex generator location for improving thermal compactness of an existing inline fin and tube improving thermal compactness of an existing inline fin and tube. *Applied Thermal Engineering*, 98(<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.117>), p. 727–742.
 - [41]. Wu, H., Ting, D. S.-K. & Ray, S., 2018. The effect of delta winglet attack angle on the heat transfer performance The effect of delta winglet attack angle on the heat transfer performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 120(<https://>).