



UNIVERSITAS DIPONEGORO

**STUDI EKSPERIMEN INTENSIFIKASI PERPINDAHAN PANAS
MENGUNAKAN *PERFORATED CONCAVE RECTANGULAR
WINGLET VORTEX GENERATORS***

DISERTASI

**OKTARINA HERIYANI
21050118520006**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI DOKTOR TEKNIK MESIN
SEMARANG
FEBRUARI 2025**



UNIVERSITAS DIPONEGORO

**STUDI EKSPERIMEN INTENSIFIKASI PERPINDAHAN PANAS
MENGUNAKAN *PERFORATED CONCAVE RECTANGULAR
WINGLET VORTEX GENERATORS***

DISERTASI

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Doktor Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Diponegoro**

**OKTARINA HERIYANI
21050118520006**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI DOKTOR TEKNIK MESIN
SEMARANG
FEBRUARI 2025**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Disertasi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun yang dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar.**

NAMA :Oktarina Heriyani

NIM : 21050118520006

Tanda Tangan :

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Oktarina Heriyani', with a long horizontal stroke extending to the right.

Tanggal : 7 Februari 2025

HALAMAN PENGESAHAN

Disertasi ini diajukan oleh

NAMA : Oktarina Heriyani
NIM : 21050118520006
Program Studi : Doktor Teknik Mesin
Judul Disertasi : Studi Eksperimen Intensifikasi Perpindahan Panas
Menggunakan *Perforated Concave Rectangular Winglet
Vortex Generators*

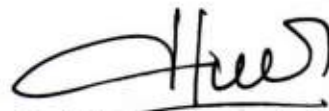
Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Doktor pada Program Studi Doktor Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro.

TIM PENGUJI

Ketua Sidang : Prof. Dr. Muchammad, S.T., M.T.
Promotor : Prof. Dr. Moh. Djaeni, S.T., M.Eng.
Co. Promotor : Syaiful, S.T., M.T., Ph.D.
Penguji Internal : Prof. Dr. Dipl. Ing. Ir. Berkah Fajar TK.
Penguji Internal : Dr. techn. Khoiri Rozi, S.T., M.T.
Penguji Eksternal : Prof. Dr. Eng. Widya Wijayanti, S.T., M.T.



Semarang, 7 Februari 2025
Ketua Program Studi,



Prof. Dr. Muchammad, S.T., M.T.
NIP. 19730305 199702 1001

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI DISERTASI UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademika Universitas Diponegoro, saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Oktarina Heriyani
NIM : 21050118520006
Program Studi : Doktor Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Disertasi

demikian pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Diponegoro **Hak Bebas Royalti Noneksklusif** (*None-exclusive Royalty Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul :

Studi Eksperimen Intensifikasi Perpindahan Panas Menggunakan
Perforated Concave Rectangular Winglet Vortex Generators

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti/Noneksklusif ini Universitas Diponegoro berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Semarang
Pada Tanggal : 7 Februari 2025

Yang menyatakan



(Oktarina Heriyani)

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji Syukur saya panjatkan kepada Allah SWT atas segala Rahmat dan karunia-Nya yang telah memberikan kekuatan dan kesehatan sehingga saya dapat menyelesaikan disertasi ini.

Saya ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar – besarnya kepada:

1. Prof. Dr. Moh. Djaeni, S.T., M.Eng., sebagai promotor yang selalu membimbing, mengarahkan, dan mendorong dalam penyelesaian disertasi ini.
2. Syaiful, S.T., M.T., Ph.D., sebagai co. promotor yang terus membimbing dan mengarahkan dengan penuh kesabaran yang luar biasa sejak awal hingga penyelesaian disertasi ini.
3. Prof. Dr. Muchammad, S.T., M.T., sebagai Ketua Program Studi yang selalu memberikan dukungan dan semangat dalam menyelesaikan disertasi ini.
4. Prof. Dr. Dipl-Ing., Ir. Berkah Fajar dan Dr. techn Khoiri Rozi, S.T., M.T sebagai penguji yang selalu memberikan masukan dan pertimbangan – pertimbangan sehingga disertasi ini menjadi lebih baik.
5. Prof. Dr. Eng. Widya Wijayanti, S.T., M.T sebagai penguji eksternal yang banyak memberikan perbaikan – perbaikan untuk disertasi ini.
6. Keluarga tercintaku (suami (mas Adi) dan anak – anak (Sava dan Sashi)) serta orang tua, yang selalu memberika doa, semangat, dan dukungan tanpa hentinya sepanjang studi ini.
7. Terima kasih kepada Dr. Dr. Dan Mugisidi, S.T., M.Si yang selalu memberikan arahan dalam penyelesaian disertasi ini dan kepada semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu per satu, namun telah sangat membantu dalam penyelesaian disertasi ini.

Semoga Allah SWT menerima amal kebaikan semuanya dan memberikan balasan pahala dan kebaikan yang berlipat. Aamiin.

Semoga disertasi ini dapat memberikan manfaat dan menjadi sumbangsih bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

ABSTRAK

Studi Ekseperimen Intensifikasi Perpindahan Panas Menggunakan *Perforated Concave Rectangular Winglet Vortex Generators*

Oleh

Oktarina Heriyani
NIM : 21050118520006

Peningkatan kinerja perpindahan panas merupakan salah satu aspek penting dalam berbagai aplikasi industri, seperti penukar panas dan sistem pendinginan elektronik. Salah satu pendekatan yang digunakan untuk meningkatkan kinerja ini adalah penggunaan *vortex generators*. Maka dari itu, penelitian ini bertujuan pada pengembangan *perforated concave rectangular winglet vortex generators (PCRWVGs)* yang dirancang untuk meningkatkan intensifikasi perpindahan panas dengan meminimalkan kenaikan *pressure drop*. Hipotesis penelitian ini adalah bahwa penggunaan *PCRWVGs* akan menghasilkan perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan dengan *winglet non-perforated*, serta memberikan peningkatan kinerja sistem secara keseluruhan.

Penelitian ini dilakukan dengan eksperimen pada aliran udara di saluran dengan enam silinder yang diinduksi panas total 40 W. Variasi yang diterapkan meliputi: bentuk *vortex generators*: *perforated* dan *non-perforated (rectangular winglet, concave rectangular winglet)*. Sudut serang yang digunakan adalah 10°, 15°, 20°, dan 25°. Susunan *vortex* yang divariasikan *inlined* dan *staggered*. Kecepatan udara masuk: 0,4 m/s hingga 2,0 m/s dengan interval 0,2 m/s. Metode pengukuran mencakup temperatur, *pressure drop*, dan pengamatan visual terhadap longitudinal vortex menggunakan teknik visualisasi aliran.

Hasil eksperimen menunjukkan bahwa *PCRWVGs* dengan susunan *staggered* pada sudut serang 25° memberikan nilai kinerja perpindahan panas tertinggi dengan *performance evaluation criteria (PEC)* sebesar 1,825, serta penurunan *pressure drop* hingga 12,91% dibandingkan dengan *vortex generators nonperforated*. *Benefit cost ratio (BCR)* terbaik tercatat sebesar 0,483 pada konfigurasi tersebut.

Kata kunci: *perforated, concave, rectangular, winglet, vortex generator, pressure drop, perpindahan panas.*

ABSTRACT

Experimental Study on Heat Transfer Intensification Using Perforated Concave Rectangular Winglet Vortex Generators

Oleh

Oktarina Heriyani
NIM : 21050118520006

Increasing heat transfer performance is one of the important aspects in various industrial applications, such as heat exchangers and electronic cooling systems. One approach used to improve this performance is the use of vortex generators. Therefore, this study aims to develop perforated concave rectangular winglet vortex generators (PCRWVGs) designed to increase heat transfer intensification by minimizing the increase in pressure drop. The hypothesis of this study is that the use of PCRWVGs will produce higher heat transfer compared to non-perforated winglets, as well as provide an increase in overall system performance.

This study was conducted by experimenting with air flow in a channel with six cylinders induced by a total heat of 40 W. The variations applied include: the shape of the vortex generators: perforated and non-perforated (rectangular winglet, concave rectangular winglet). The angles of attack used are 10°, 15°, 20°, and 25°. The arrangement of the vortices varied inlined and staggered. Inlet air velocity: 0.4 m/s to 2.0 m/s with 0.2 m/s intervals. Measurement methods include temperature, pressure drop, and visual observation of the longitudinal vortex using flow visualization techniques.

The experimental results showed that PCRWVGs with a staggered arrangement at an angle of attack of 25° provided the highest heat transfer performance value with a performance evaluation criteria (PEC) of 1.825, and a reduction in pressure drop of up to 12.91% compared to nonperforated vortex generators. The best benefit cost ratio (BCR) was recorded at 0.483 in this configuration.

Keywords: perforated, concave, rectangular, winglet, vortex generator, pressure drop, heat transfer.

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	Error! Bookmark not defined.
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH	iv
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vi
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR TABEL	ix
DAFTAR GAMBAR.....	x
NOMENKLATUR	xiv
DAFTAR LAMPIRAN.....	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Identifikasi Masalah Penelitian.....	2
1.3 Perumusan Masalah.....	4
1.4 Keterbaruan.....	5
1.5 Maksud dan Tujuan.....	5
1.6 Manfaat Penelitian	6
1.7 Pembatasan Masalah.....	7
1.8 Sistematika Penulisan	7
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	8
2.1 Penukar Panas (Heat Exchanger).....	8
2.2 Aliran Vortex	11
2.2.1 Logitudinal vortex (LV).....	11
2.2.2 Transversal vortex (TV).....	12
2.3 Vortex Generators (VGs).....	12
2.3.1 Bentuk Vortex Generators (VGs).....	13
2.3.2 Susunan dan Konfigurasi Vortex Generators (VGs).....	15
2.3.3 Sudut Serang Vortex Generators.....	16
2.4 Kerangka Berpikir	16
2.5 Hipotesis	19
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....	21
3.1 Alur Penelitian	21
3.1.1 Skema Alat dan Prosedur Uji Kinerja Termal.....	22

3.1.1.1	Blower	24
3.1.1.2	Hot Wire Anemometer	24
3.1.1.3	Micromanometer dan Pitot tube	26
3.1.1.4	Heater	27
3.1.1.5	Termokopel.....	27
3.1.1.6	Data Akuisisi Temperatur.....	28
3.1.1.7	Regulator	29
3.1.2	Skema Alat dan Prosedur Uji Visualisasi.....	30
3.2	Spesimen Uji.....	30
3.3	Variabel Penelitian	35
3.4	Parameter Hitung.....	35
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN.....	38
4.1	Pengaruh Vortex Generators Terhadap Perpindahan Panas	38
4.2	Pengaruh Vortex Generators Terhadap Rasio Friction Factor	44
4.3	Pengaruh Vortex Generators Terhadap Pressure Drop	52
4.4	Pengaruh Vortex Generators Terhadap PEC.....	60
4.5	Pengaruh Bentuk Vortex Generators Terhadap BCR.....	68
4.6	Visualisasi Pola Aliran	73
4.7	Analisis Ketidakpastian	77
4.7.1	Error rate hasil pengukuran pressure drop	77
4.7.2	Error rate hasil perhitungan PEC dan BCR.....	78
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN.....	81
5.1	Kesimpulan	81
5.2	Saran.....	82
	DAFTAR PUSTAKA.....	83
	LAMPIRAN.....	95

DAFTAR TABEL

Tabel 3-1 Spesifikasi hot wire anemometer (Lutron)	25
Tabel 3-2 General specification micromanometer	26
Tabel 3-3 Technical specification micromanometer	26
Tabel 3- 4 Spesifikasi termokopel.....	27
Tabel 4-1 Data pressure drop baseline pada kecepatan 2 m/s	77
Tabel 4-2 Error rate pressure drop	78
Tabel 4-3 Error rate hasil perhitungan PEC.....	79
Tabel 4-4 Error rate hasil perhitungan BCR	80

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2-1 (a) Geometri multi tubes di dalam tube helical coil (b) Konfigurasi inner tubes (Fouda et al., 2018).....	8
Gambar 2-2 A circular counter flow double pipe heat exchanger with twisted tapes (Karimi et al., 2019)	9
Gambar 2-3 Diagram skematik rod baffle shell and tube heat exchanger (Li et al., 2020)	9
Gambar 2- 4 Skema heat exchanger dengan pin fin square inline (Alnaimat et al., 2021)	10
Gambar 2-5 Variasi bentuk sirip(a) Plain fin (Song et al., 2011), (b) Wavy fin (Singh & Negi, 2020), (c) Lover fin (C. C. Wang et al., 1998)	10
Gambar 2- 6 Jenis vortex berdasarkan sumbunya (a) Transversal vortex (Cai et al., 2018), (b) Longitudinal vortex (Cai et al., 2018)	11
Gambar 2-7 Bentuk dasar VGs (He et al., 2013a) (a) delta wing, (b) rectangular wing, (c) delta winglet, (d) rectangular winglet.....	12
Gambar 2-8 Tipe wing dan winglet (Modi et al., 2020b) (a) <i>rectangular wing</i> , (b) <i>delta wing</i> , (c) <i>rectangular winglet</i> , (d) <i>delta winglet</i> , (e) <i>trapezoidal winglet</i>	13
Gambar 2-9 Tipe winglet VGs berlubang (Modi et al., 2020b) (a) <i>rectangular winglet</i> , (b) <i>delta winglet</i> , (c) <i>trapezoidal winglet</i> , (d) <i>curved rectangular winglet</i> , (e) <i>delta winglet</i> , (f) <i>curved trapezoidal winglet</i>	14
Gambar 2-10 Susunan dan konfigurasi vortex generators (S. Gupta et al., 2019) (a) <i>common flow down (CFD), downstream</i> ; (b) <i>common flow up (CFU), downstream</i> ; (c) <i>common flow down (CFD), upstream</i> ; (d) <i>common flow up (CFU), upstream</i>	16
Gambar 2-11 Bagan kerangka berpikir.....	17
Gambar 3-1 Alur penelitian	21
Gambar 3-2 Skema alat pengujian.....	22
Gambar 3-3 Saluran udara dan peralatan uji.....	23
Gambar 3-4 Blower.....	24
Gambar 3-5 Hot wire anemometer.....	25
Gambar 3-6 Micrometer dan pitot tube	26
Gambar 3-7 Heater	27

Gambar 3-8 Termokopel	28
Gambar 3-9 Data akuisisi temperatur	28
Gambar 3-10 (a) Heater regulator dan (b) Motor regulator.	29
Gambar 3-11 Wattmeter.	29
Gambar 3-12 Skema alat visualisai	30
Gambar 3-13 Spesimen uji selinder	31
Gambar 3-14 Geometri Spseimen Uji (a) Rectangular winglet vortex generators tanpa lubang dan berlubang dengan susunan staggered; (b) Rectangular winglet vortex generators tanpa lubang dan berlubang dengan susunan inlined (c) Concave rectangular winglet vortex generators tanpa lubang dan berlubang dengan susunan staggered;(d) Concave rectangular winglet vortex generators tanpa lubang dan berlubang dengan susunan inlined	34
Gambar 3-15 Geometri perforated vortex generator; (a) <i>Perforated rectangular winglet</i> , <i>Perforated concave rectangular winglet</i> , (b) <i>Perforated concave rectangular winglet</i> , (c) Geometri <i>perforated VG</i>	34
Gambar 4-1 Grafik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan inline (a) tanpa lubang (b) berlubang	39
Gambar 4-2 Garfik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan staggered (a) tanpa lubang (b) berlubang	40
Gambar 4-3 Grafik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara inline (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet.....	41
Gambar 4-4 Garfik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara staggered (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet.....	42
Gambar 4-5 Grafik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	43
Gambar 4-6 Grafik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) perforated rectangular winglet (b) perforated concave rectangular winglet.....	44
Gambar 4-7 Grafik Rasio friction factor terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan inline (a) tanpa lubang (b) berlubang.....	45

Gambar 4-8 Grafik rasio friction factor terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan staggered (a) tanpa lubang (b) berlubang	46
Gambar 4-9 Grafik rasio friction factor terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara inline (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	47
Gambar 4-10 Grafik rasio friction factor terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara staggered (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	48
Gambar 4-11 Grafik rasio friction factor terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	49
Gambar 4-12 Grafik rasio friction factor terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	51
Gambar 4-13 Grafik pressure drop terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan inline (a) tanpa lubang (b) berlubang	53
Gambar 4-14 Grafik pressure drop terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan staggered (a) tanpa lubang (b) berlubang	54
Gambar 4-15 Pressure drop terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara inline (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	55
Gambar 4-16 Grafik pressure drop terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara staggered (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	56
Gambar 4-17 Grafik pressure drop terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	58
Gambar 4-18 Grafik pressure drop terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) perforated rectangular winglet (b) perforated concave rectangular winglet	59
Gambar 4-19 Grafik performance evaluation criteria terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan inline (a) tanpa lubang (b) berlubang ..	61
Gambar 4-20 Grafik performance evaluation criteria terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan staggered (a) tanpa lubang (b) berlubang	62

Gambar 4- 21 Grafik performance evaluation criteria terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara inline (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	64
Gambar 4-22 Grafik performanace evaluation criteria terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara staggered (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet.....	65
Gambar 4-23 Performance evaluation criteria terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	66
Gambar 4- 24 Grafik performance evaluation criteria terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) perforated rectangular winglet (b) perforated concave rectangular winglet.....	67
Gambar 4-25 Grafik benefit cost ratio terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan inline (a) tanpa lubang (b) berlubang.....	69
Gambar 4-26 Grafik benefit cost ratio terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan staggered (a) tanpa lubang (b) berlubang	69
Gambar 4-27 Grafik benefit cost ratio terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara inline (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet.....	70
Gambar 4- 28 Benefit cost ratio terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara staggered (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet.....	71
Gambar 4-29 Garfik benefit cost ratio terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet	72
Gambar 4- 30 Grafik benefit cost ratio terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) perforated rectangular winglet (b) perforated concave rectangular winglet.....	73
Gambar 4-31 Visualisasi longitudinal vortices.....	76

NOMENKLATUR

α	: sudut serang ($^{\circ}$)
Re	: bilangan Reynold (-)
VGs	: Vortex generators
PCRWVGS	: <i>Perforated concave rectangular winglet vortex generators</i>
PEC	: Performance evaluation criteria
BCR	: Benefit cost ratio
LV	: Longitudinal vortex
RWVGs	: <i>Rectangular winglet vortex generators</i>
D_h	: Diameter hidrolik ()
TV	: Transversal vortex
Nu	: Bilangan Nusselt
f	: Friction factor
ΔP	: Pressure drop
v	: Kecepatan (m/s)
ρ	: Densitas fluida (kg/m ³)
μ	: Viskositas dinamik (N·s/m ²)
RWPI	: Rectangular winglet pairs_inlined
RWPS	: Rectangular winglet pairs_staggered
CRWPI	: Concave rectangular winglet pairs_inlined
CRWPS	: Concave rectangular winglet pairs_staggered
PRWPI	: Perforated rectangular winglet pairs_inlined
PRWPS	: Perforated rectangular winglet pairs_staggered
PCRWPI	: Perforated concave rectangular winglet pairs_inlined
PCRWPS	: Perforated concave rectangular winglet pairs_staggered

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran data perhitungan	f/f_0 tanpa lubang
Lampiran data perhitungan	Nu/Nu_0 tanpa lubang
Lampiran data perhitungan	ΔP tanpa lubang
Lampiran data perhitungan	PEC tanpa lubang
Lampiran data perhitungan	BCR tanpa lubang
Lampiran data perhitungan	f/f_0 berlubang
Lampiran data perhitungan	Nu/Nu_0 berlubang
Lampiran data perhitungan	ΔP berlubang
Lampiran data perhitungan	PEC berlubang
Lampiran data perhitungan	BCR berlubang
Publikasi Internasional	

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Permintaan energi di seluruh dunia diperkirakan akan meningkat sampai tiga kali lipat dalam beberapa tahun ke depan. Salah satu penggerak utama peningkatan energi global adalah penggunaan mesin pengkondisian udara atau *air conditioning* (AC) yang semakin luas, seperti dinyatakan oleh Badan Energi Internasional (IEA) (Sebayang, 2018). Oleh karena itu, efisiensi energi dalam penggunaan AC menjadi tantangan untuk memaksimalkan kinerja termalnya. Peningkatan kinerja termal pada AC dilakukan dengan meningkatkan laju perpindahan panas pada komponen utamanya, yaitu kondensor.

Kondensor pada AC biasanya menggunakan jenis sirip dan tabung yang berfungsi sebagai media pendingin refrigeran. Namun, tingginya hambatan termal pada sisi udara sirip kondensor yang mencapai 75%, menyebabkan rendahnya laju perpindahan panas pada penukar panas (Qian, Wang, & Cheng, 2018). Oleh karena itu, perlu dilakukan upaya untuk menurunkan resistansi termal pada sisi udara guna meningkatkan laju perpindahan panas tersebut.

Salah satu cara signifikan untuk meningkatkan laju perpindahan panas dalam sistem penukar panas dengan menambahkan perangkat peningkat perpindahan panas. Hal ini dapat dilakukan dengan memperbesar koefisien perpindahan panas konveksi atau memperluas area permukaan (Zheng et al., 2020). Namun, memperluas area permukaan dianggap kurang efektif karena membutuhkan ruang yang besar. Sebaliknya, memperbesar koefisien perpindahan panas lebih banyak digunakan karena lebih efektif tanpa memerlukan ruang yang besar. Salah satu metode yang digunakan untuk memperbesar koefisien perpindahan panas adalah menggunakan metode pasif.

Metode pasif merupakan metode yang tidak membutuhkan energi luar sehingga banyak digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas. Salah satu metode pasif yang paling diminati adalah penambahan *vortex generators* (VGs) pada sirip dan tabung penukar panas. VGs menciptakan *longitudinal vortex* (LV) yang menunda pemisahan lapisan batas dari permukaan dan ruang dan mengarahkan fluida dengan energi kinetik lebih besar ke daerah dinding untuk meminimalkan zona resirkulasi sehingga meningkatkan perpindahan panas (A. Gupta et al., 2020a). Efektivitas peningkatan perpindahan panas dan penurunan tekanan pada sistem penukar panas sangat dipengaruhi oleh sifat geometris VGs yang digunakan. Berdasarkan hasil penelitian Silvia et al, 2019, sifat geometris yang berbeda

pada VGs menghasilkan kinerja yang berbeda juga dalam hal peningkatan perpindahan panas dan penurunan tekanan. Oleh karena itu, desain yang optimal dari VGs sangat penting untuk mencapai kinerja perpindahan panas yang efisien.

Seiring dengan perkembangan penelitian, berbagai bentuk dan konfigurasi geometris VGs telah dieksplorasi untuk mencapai peningkatan perpindahan panas yang maksimal. Salah satu inovasi terbaru adalah *penggunaan perforated concave rectangular winglet vortex generators (PCRW VGs)* yang menjadi fokus pada penelitian eksperimen ini. PCRW VGs diharapkan dapat menggabungkan manfaat dari bentuk *concave* dan desain perforasi. Bentuk *concave* akan membentuk vortex yang lebih stabil dan kuat, sementara desain perforasi akan mengurangi tahanan aliran, sehingga menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang signifikan.

1.2 Identifikasi Masalah Penelitian

Efisiensi perpindahan panas merupakan faktor penting dalam desain dan operasi sistem penukar panas. Salah satu teknik pasif yang banyak digunakan untuk meningkatkan efisiensi perpindahan panas adalah dengan menambahkan *vortex generators (VGs)*. Penambahan VGs dapat menghasilkan *longitudinal vortices (LVs)* yang dapat meningkatkan perpindahan panas melalui peningkatan pencampuran fluida dan penundaan pemisahan lapisan batas (Modi et al., 2020a),(Song & Tagawa, 2018). Namun, efektivitas VGs sangat bergantung pada berbagai faktor, seperti bentuk, parameter geometri, dan posisi pemasangan VGs (Yu et al., 2020).

Penelitian oleh Samidifat et al, 2018 menunjukkan bentuk sederhana *rectangular vortex generators (RVGs)* dapat meningkatkan laju perpindahan panas sebesar 7%, tetapi disertai peningkatan penurunan tekanan pada sistem penukar panas. Modifikasi RVGs dengan bentuk cekung pada permukaan depan dan belakang menunjukkan penurunan kinerja perpindahan panas pada tabung penukar panas. Sementara itu, RVGs dengan permukaan depan cembung ganda dan permukaan belakang cekung tunggal dapat memperkuat pusaran primer sehingga meningkatkan laju perpindahan panas dari plat ke fluida (Kashyap et al., 2018a). Penelitian lanjutan oleh Kashyap et al., 2018b menyimpulkan bahwa modifikasi bentuk permukaan *rectangular winglet vortex generators (RWVGs)* dapat membentuk pusaran longitudinal yang berinteraksi dengan lapisan batas, meningkatkan laju perpindahan panas konveksi dengan peningkatan optimal sebesar 14,4%.

Song et al., 2019 dalam penelitiannya membandingkan perubahan laju perpindahan panas pada sistem penukar panas yang dipasangkan VGs dengan bentuk cekung dan cembung *curved delta winglet*, menemukan bahwa bentuk cekung *curved delta winglet* VGs lebih efektif dalam meningkatkan perpindahan panas. Selain bentuk, perubahan geometri VGs juga mempengaruhi perubahan laju perpindahan panas. Investigasi lebih lanjut menunjukkan bahwa geometri *pitch* sirip dan tabung mempengaruhi kinerja perpindahan panas. Penurunan *pitch* sirip dan tabung dapat meningkatkan kinerja perpindahan panas meskipun terjadi peningkatan kehilangan tekanan, dengan kinerja optimal tercapai pada *pitch* 2,3 mm (Song et al., 2017).

Liu et al., 2018 menemukan bahwa peningkatan rasio tinggi satu sisi (H_2) terhadap diameter hidrolis (D) pada bentuk *rectangular winglet vortex generators* (RWVGs) menurunkan kinerja perpindahan panas setelah mencapai titik maksimum pada H_2/D sebesar 0,5, dengan kinerja maksimum 1,18. Menurut Oh et al, 2021 sudut serang juga merupakan parameter penting yang menentukan kinerja perpindahan panas, di mana sudut serang kurang dari 90° meningkatkan laju perpindahan panas pada sisi cembung *curved vortex generators* (CVGs), sudut serang melebihi 90° menurunkan kinerja pada sisi cekung tabung penukar panas untuk meningkatkan laju perpindahan panas.

Penelitian oleh Zeeshan et al., 2018 menunjukkan bahwa peningkatan sudut serang akan meningkatkan laju perpindahan panas jika pasangan RWVGs diletakkan dibelakang tabung, dengan peningkatan mencapai 37,01% - 64,54%, meskipun tidak mengurangi penurunan tekanan. Semakin banyak pasangan VGs yang ditempatkan dalam *cross flow*, semakin tinggi peningkatan laju perpindahan panas (C. Wang et al., 2019). Investigasi yang dilakukan oleh Sun et al., 2020 menunjukkan bahwa penambahan jumlah RWVGs dalam tabung penukar panas akan meningkatkan perpindahan panas dengan nilai maksimum *thermal enhancement factor* (TEF) yang didapat sebesar 1,27. TEF V- delta winglet mencapai 1,82 – 2,00, lebih tinggi 3% dibandingkan V rectangular winglet vortex generator, dengan nilai optimal *blockage ratio* (BR) = 0,15 dan *pitch ratio* (PR) = 1,0 (Promvong & Skullong, 2020). Penelitian oleh Skullong et al, 2018 menunjukkan bahwa modifikasi bentuk RWVGs dengan nilai BR dan PR optimal dapat mencapai kinerja perpindahan panas optimum dan mengurangi penurunan tekanan, dilakukan dengan melubangi RWVGs atau lebih dikenal dengan “*perforated*”.

Posisi lubang RWVGs tidak terlalu mempengaruhi peningkatan perpindahan panas, namun sangat mempengaruhi hambatan aliran VGs. Kinerja perpindahan panas meningkat dengan meningkatnya posisi vertikal lubang, meskipun terjadi penurunan setelah mencapai

jarak lateral tertentu (Han et al., 2018a). Peningkatan jumlah lubang pada RWVGs meningkatkan aliran fluida, menyebabkan peningkatan perpindahan panas di belakang RWVGs (Modi et al., 2020b). Peningkatan laju perpindahan panas dalam aliran laminar terjadi saat bilangan Reynold (Re) meningkat, tetapi menurun saat Re meningkat dalam aliran turbulen (Luo et al., 2019). Posisi tabung secara *inlined* dengan menggunakan pasangan RWVGs dalam konfigurasi *common flow down* memberikan kinerja yang lebih baik dibandingkan *common flow up*. Namun, posisi tabung secara *staggered* menghasilkan kinerja perpindahan panas lebih tinggi sebesar 25,85% dibandingkan tanpa pasangan RWVGs (Naik et al, 2021ac).

Berbagai penelitian telah menunjukkan bahwa penambahan dan modifikasi VGs dapat meningkatkan laju perpindahan panas. Peningkatan tersebut sering kali diiringi oleh peningkatan penurunan tekanan, yang mengurangi kinerja keseluruhan sistem penukar panas. **Oleh karena itu, dilakukan penelitian lebih lanjut untuk melihat kinerja dari *perforated concave rectangular winglet vortex generators (PCRW VGs)* dalam meningkatkan perpindahan panas pada sistem penukar panas.** Lubang-lubang pada VGs dirancang untuk mengurangi hambatan aliran (*drag*) dan pada saat yang sama akan mempertahankan kemampuan menciptakan vorteks yang efektif. Maka dari itu, PCRW VGs diharapkan dapat meningkatkan perpindahan panas tanpa menyebabkan kenaikan tekanan yang signifikan.

1.3 Perumusan Masalah

Berdasarkan identifikasi masalah di atas, perumusan masalah pada penelitian ini sebagai berikut.

1. Bagaimana pengaruh perforasi pada *concave rectangular winglet vortex generators* terhadap intensifikasi perpindahan panas dari susunan silinder ke aliran udara di dalam saluran?
2. Bagaimana pengaruh perforasi pada *concave rectangular winglet vortex generators* terhadap nilai *pressure drop*?
3. Bagaimana variasi sudut serang dan konfigurasi PCRW VGs mempengaruhi kinerja perpindahan panas dan nilai *benefit cost ratio*?

1.4 Keterbaruan

Penelitian ini menghadirkan inovasi dalam desain vortex generators dengan memperkenalkan ***perforated concave rectangular winglet vortex generators (PCRW VGs)*** yang belum banyak dieksplorasi dalam literatur sebelumnya. Desain ini menggabungkan bentuk concave yang menghasilkan aliran vortex lebih stabil dengan perforasi yang mengurangi hambatan aliran dan *pressure drop*, sehingga meningkatkan efisiensi perpindahan panas.

Evaluasi kinerja termal dan ekonomi menunjukkan bahwa PCRW VGs memiliki ***Performance Evaluation Criteria (PEC)* tertinggi sebesar 1,825** dan ***Benefit Cost Ratio (BCR)* optimal sebesar 0,483**, memberikan efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan desain VG sebelumnya. Selain itu, penelitian ini menganalisis pengaruh variasi sudut serang (10° , 15° , 20° , 25°) serta konfigurasi susunan (*inline* dan *staggered*), menemukan bahwa **sudut serang 25° dengan susunan *staggered* memberikan hasil terbaik**. Dengan peningkatan efisiensi termal tanpa peningkatan signifikan dalam *pressure drop*, desain ini memiliki potensi luas dalam industri, termasuk sistem penukar panas, pendinginan elektronik, HVAC, dan transportasi, sehingga dapat mengurangi konsumsi energi dan biaya operasional secara signifikan. Penelitian ini memberikan kontribusi penting dalam pengembangan teknologi vortex generators untuk meningkatkan efisiensi sistem perpindahan panas secara optimal.

1.5 Maksud dan Tujuan

Maksud dari penelitian ini untuk mengembangkan dan mengevaluasi efektivitas desain inovatif pada VGs yang berbentuk *concave rectangular winglet* dengan perforasi dalam meningkatkan efisiensi perpindahan panas pada sistem penukar panas. Desain ini diharapkan dapat menghasilkan *longitudinal vortex* yang lebih kuat dan aliran turbulen yang lebih efisien sehingga meningkatkan laju perpindahan panas.

Adapun dari tujuan penelitian ini adalah

1. Mengidentifikasi pengaruh perforasi pada *concave rectangular winglet vortex generators* terhadap intensifikasi perpindahan panas.
2. Menganalisis pengaruh perforasi pada *concave rectangular winglet vortex generators* terhadap nilai *pressure drop*.

3. Menganalisis pengaruh variasi sudut serang dan konfigurasi *PCRW VGs* terhadap kinerja perpindahan panas dan nilai *benefit cost ratio*.

1.6 Manfaat Penelitian

Salah satu manfaat utama dari penelitian ini adalah peningkatan efisiensi penukar panas dengan menggunakan *PCRW VGs*. Penggunaan *PCRW VGs* yang optimal akan meningkatkan performa sistem secara keseluruhan, termasuk dalam aplikasi penukar panas pada sistem pendingin dan proses industri lainnya yang memerlukan efisiensi termal yang tinggi. Efisiensi yang lebih tinggi dalam sistem penukar panas akan mengurangi konsumsi energi dan biaya operasional. Selain itu, temuan penelitian ini menunjukkan bahwa perforasi pada VG dapat **mengurangi pressure drop hingga 12,91%**, yang berarti lebih sedikit energi yang dibutuhkan untuk memompa fluida melalui sistem. Peningkatan rasio perpindahan panas hingga **30,48% dibandingkan VG tanpa perforasi** juga memberikan potensi signifikan dalam mengoptimalkan kinerja termal pada skala industri.

Manfaat spesifik dari *PCRW VGs* meliputi peningkatan perpindahan panas dengan menciptakan aliran vortex yang lebih stabil dan kuat. Perforasi memungkinkan fluida melewati generator dengan lebih efisien, mengurangi hambatan aliran dan meningkatkan pencampuran fluida di dekat permukaan perpindahan panas. Selain itu, bentuk *concave* pada *winglet* membantu membentuk aliran vortex yang lebih terorganisir, meningkatkan pencampuran fluida, dan mengurangi stagnasi aliran, yang semuanya berkontribusi terhadap peningkatan efisiensi termal. Susunan *staggered* dengan sudut serang 25° terbukti memberikan hasil optimal dalam meningkatkan perpindahan panas tanpa peningkatan *pressure drop* yang berlebihan. Dengan peningkatan efisiensi perpindahan panas hingga **30,48%**, sistem yang menggunakan *PCRW VGs* dapat mengurangi konsumsi energi yang diperlukan untuk mencapai pendinginan atau pemanasan yang sama, sehingga menghasilkan efisiensi energi yang lebih tinggi dan penurunan biaya operasional.

Hasil penelitian ini juga membuka peluang pengembangan lebih lanjut dalam desain dan implementasi *vortex generators* di berbagai bidang. **Dalam sektor industri energi**, peningkatan efisiensi perpindahan panas dapat meningkatkan performa pembangkit listrik dan sistem pemanas industri dengan memaksimalkan efisiensi termal serta mengurangi kebutuhan bahan bakar. **Di bidang pendinginan elektronik**, penerapan *PCRW VGs* pada sistem pendingin *chip prosesor* dan perangkat elektronik lainnya dapat mengurangi *overheating* yang sering terjadi, meningkatkan efisiensi sistem pendinginan,

serta memperpanjang umur operasional perangkat. **Dalam industri otomotif dan penerbangan**, hasil penelitian ini dapat digunakan untuk meningkatkan efisiensi sistem pendinginan mesin, radiator, serta sistem pendingin turbin gas, yang berkontribusi pada pengurangan konsumsi bahan bakar dan emisi gas buang.

1.7 Pembatasan Masalah

Penelitian ini dibatasi pada pengaruh bentuk, sudut serang, konfigurasi dan posisi *vortex generators*. Ada beberapa pembatasan masalah dalam penelitian ini, yaitu:

1. Bentuk *vortex generators* yang digunakan adalah *rectangular winglet vortex generators (RW VGs)*, *concave rectangular winglet vortex generators (CRW VGs)*, *perforated rectangular winglet vortex generators (PRW VGs)*, *perforated concave rectangular winglet vortex generator (PCRW VGs)*.
2. Variasi sudut serang (α) = 10°, 15°, 20°, dan 25°.
3. Susunan VGs yang dipasang, yaitu *inline* dan *staggered*.

1.8 Sistematika Penulisan

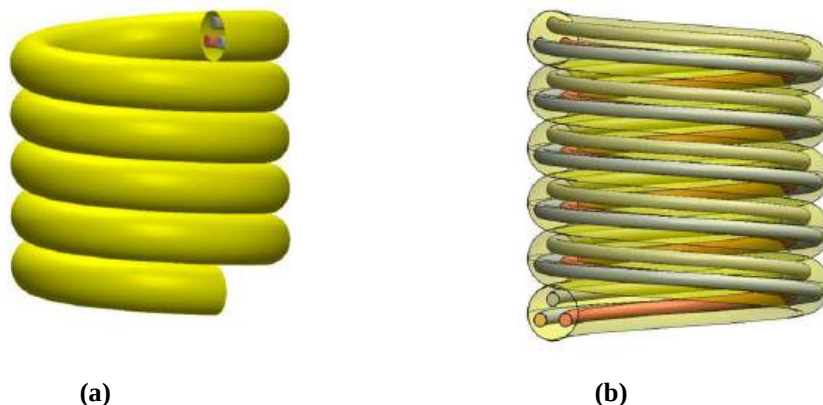
Disertasi ini terdiri dari 5 bab dan lampiran. Bab 1 menyampaikan latar belakang, identifikasi masalah, perumusan masalah, keterbaruan, maksud dan tujuan, manfaat penelitian, pembatasan masalah serta sistematika penulisan. Bab 2 berisi mengenai informasi dan penelitian terkait yang disitasi. Desain, tahapan, dan metode penelitian terurai di Bab 3. Bab 4 merupakan hasil penelitian, analisa data, dan pembahasan. Bab 5 adalah bab terakhir yang mencakup kesimpulan, implikasi hasil penelitian, saran atau rekomendasi. Selanjutnya, daftar pustaka dan lampiran.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penukar Panas (*Heat Exchanger*)

Intensifikasi perpindahan panas merupakan upaya untuk meningkatkan efisiensi perpindahan panas dalam berbagai sistem termal, terutama dalam sistem penukar panas. Penukar panas (*heat exchanger*) merupakan perangkat yang berfungsi untuk menukar energi panas antara dua fluida yang berbeda temperatur tanpa mencampurkan kedua fluida tersebut. Perangkat ini memanfaatkan mekanisme konveksi paksa dan banyak digunakan dalam berbagai aplikasi rumah tangga dan industri, seperti pendingin udara, pembangkit listrik, otomotif, dan industri kimia.

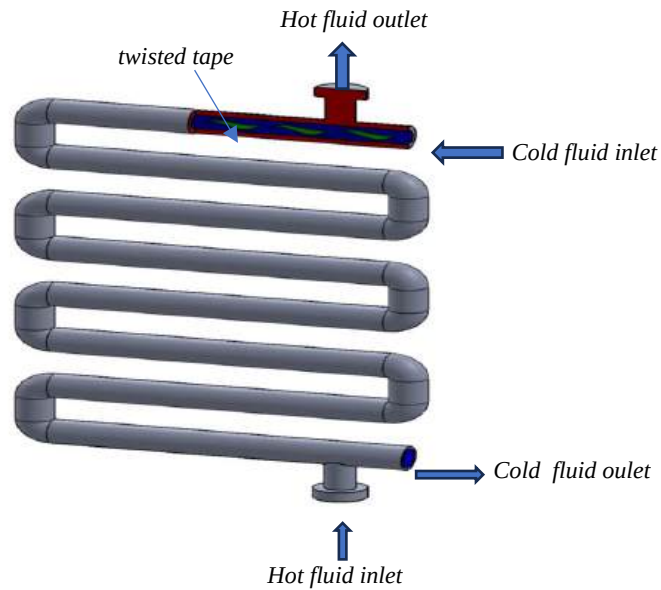
Ada beberapa jenis penukar panas, yaitu *tube in tube heat exchanger*, *double tube heat exchanger*, *shell and tube heat exchanger*, dan *pin-fin heat exchanger*. Fouda et al., 2018 mengembangkan *tube in tube heat exchanger* seperti yang ditunjukkan berikut ini.



Gambar 2-1 (a) Geometri multi *tubes* di dalam *tube helical coil* (b) Konfigurasi *inner tubes* (Fouda et al., 2018)

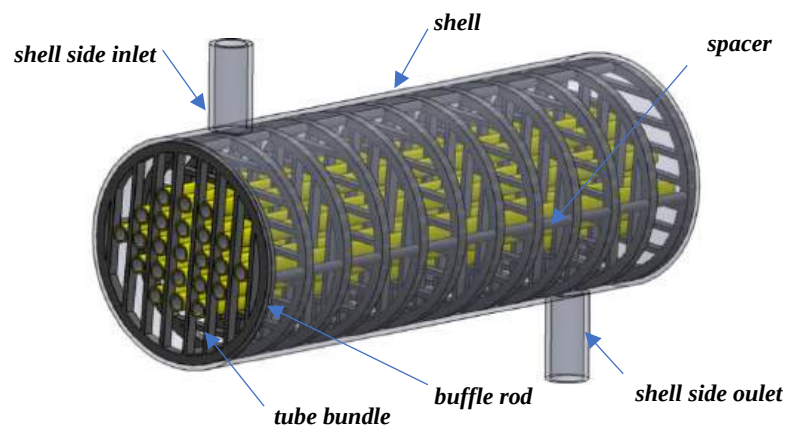
Pada **Gambar 2-1** di atas terlihat bahwa kumparan dibangun dari satu atau lebih *inner tubes* yang disusun dalam bentuk melingkar di dalam *outer tubes*. *Inner tubes* disusun secara simetris di dalam koil *outer tubes*. Fluida dingin mengalir melalui ruang anulus dengan temperatur *inlet* 25°C dan fluida panas mengalir di *inner tubes* dengan temperatur *inlet* 50 °C. Hasil penelitian tersebut menunjukkan bahwa efektifitas kumparan meningkat dengan peningkatan diameter kumparan dan *inner tubes* sehingga koefisien perpindahan panas mencapai peningkatan sebesar 28%.

Peningkatan perpindahan panas dapat mencapai 10% lebih ekonomis dengan bilangan *Reynold* (Re) tinggi dibandingkan bilangan Re rendah. Hasil tersebut berdasarkan penelitian yang dilakukan A. Karimi et al., 2019 dengan menggunakan *double tube heat exchanger*, seperti tampak pada **Gambar 2-2** di bawah ini.



Gambar 2-2 A circular counter flow double pipe heat exchanger with twisted tapes (Karimi et al., 2019)

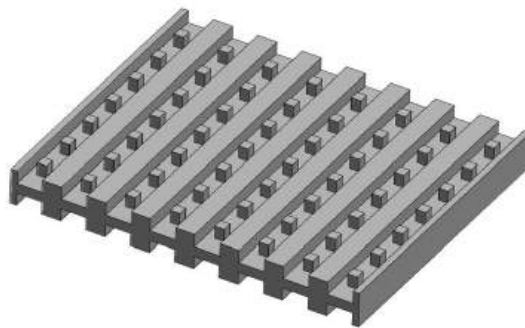
Tidak hanya hasil peningkatan panas, tetapi penurunan tekanan juga dipengaruhi oleh jenis *heat exchanger* yang digunakan, seperti hasil investigasi Li et. al, 2020 pada gambar berikut ini.



Gambar 2-3 Diagram skematik rod baffle shell and tube heat exchanger (Li et al., 2020)

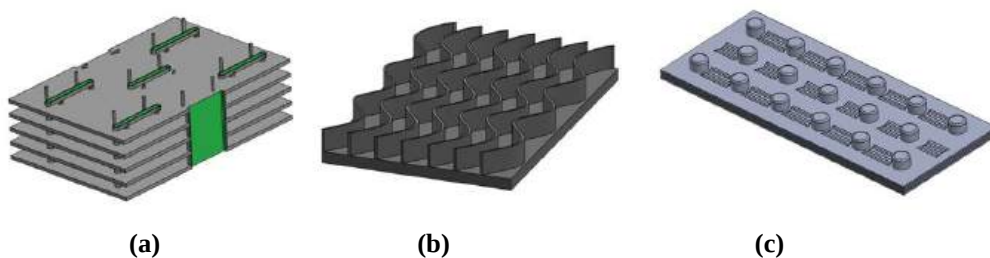
Pada **Gambar 2-3** terlihat bahwa *angle baffle rods* yang disusun paralel pada *single baffle plate* yang berbeda mendukung dan memposisikan ke tabung *heat exchanger*. Empat *spacer* yang diadopsi dalam *single baffle palte* untuk memperbaiki *baffles* sebelahnyanya. Penurunan tekanan maksimum pada bagian *tube bundle* RB-STHX sebesar 12% dengan efisiensi energi yang dihasilkan superior pada pola aliran longitudinal. Hal ini dikarenakan jenis dan *heat exchanger* mempengaruhi pola aliran yang terbentuk.

Pada aliran seimbang maupun tidak seimbang pada *pin fin heat exchanger* seperti yang ditunjukkan **Gambar 2-4**, tingkat efektifitas panas yang dihasilkan lebih tinggi dibandingkan tanpa *pin fin* berdasarkan investigasi F. Alnaimat et al., 2021.



Gambar 2- 4 Skema *heat exchanger* dengan *pin fin square inline* (Alnaimat et al., 2021)

Peningkatan kinerja *finned tube heat exchanger* dapat dicapai dengan menyisipkan di dalam tabung, seperti pita, gulungan kawat, penyekat, atau pun media berpori (Baragh et al., 2018, 2019). Untuk di luar tabung, perpindahan panas dapat ditingkatkan dengan bentuk *fin* yang bervariasi pada **Gambar 2-5**, seperti sirip polos (*plain fin*), sirip bergelombang (*wavy fin*) dan *lover fin*.



Gambar 2-5 Variasi bentuk sirip (a) *Plain fin* (Song et al., 2011), (b) *Wavy fin* (Singh & Negi, 2020), (c) *Lover fin* (C. C. Wang et al., 1998)

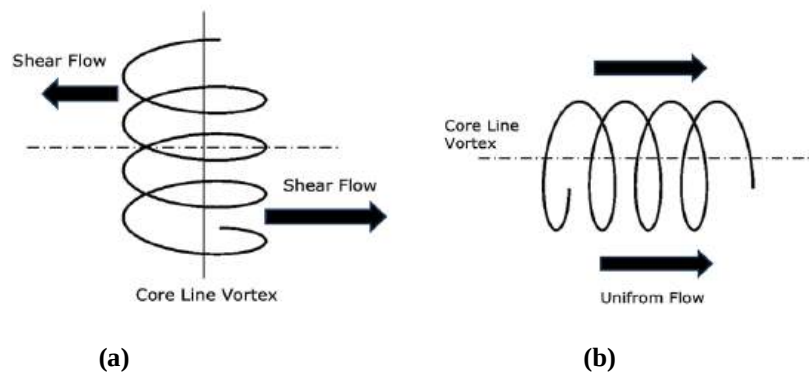
Bahan dan geometri *plain fin* mempengaruhi efisiensi koefisien panas yang dihasilkan. Peningkatan koefisien perpindahan panas dapat mencapai 19,6% dibandingkan tanpa menggunakan *plain fin* berdasarkan hasil investigasi Song et al., 2011. Namun demikian, dua puluh *wavy fin* yang terpasang pada *finned tube heat exchanger* dapat

meningkatkan efisiensi termal sebesar 60% dibandingkan pemasangan *plain fin* (Singh & Negi, 2020). Jumlah *lower fin* yang dioptimalkan sebanyak 24,2% pemasangannya dapat menurunkan tekanan sebesar 36,7% dan meningkatkan kinerja perpindahan panas hingga 19% (C. C. Wang et al., 1998),(Qian, et al., 2018).

Plain fin maupun *wavy fin* dimodifikasi dengan penambahan VGs pada permukaannya untuk meningkatkan kinerja perpindahan panas. Hal ini dikarenakan *vortex generators* dapat menghasilkan *longitudinal vortices* untuk meningkatkan perpindahan panas.

2.2 Aliran Vortex

Vortex merupakan gerakan aliran fluida yang arahnya melingkar mengelilingi sumbunya dan terjadi pada suatu titik dalam suatu aliran fluida (S. Tian et al., 2016). Berdasarkan sumbunya, vortex dapat dibagi menjadi dua jenis utama: *longitudinal vortex (LV)* dan *transversal vortex (TV)* (Cai et al., 2018), seperti terlihat pada **Gambar 2-6**.



Gambar 2- 6 Jenis vortex berdasarkan sumbunya (a) *Transversal vortex* (Cai et al., 2018), (b) *Longitudinal vortex* (Cai et al., 2018)

2.2.1 Logitudinal vortex (LV)

Longitudinal vortex adalah jenis vortex yang memiliki sumbu searah dengan arah aliran fluida. Vortex jenis ini mampu meningkatkan *boundry layer*, menciptakan gerakan berputar (*swirling motion*), dan mendestabilisasi aliran. Akibatnya, *longitudinal vortex* sangat efektif dalam meningkatkan laju perpindahan panas. Hal ini dikarenakan kemampuan *longitudinal vortex* untuk mencampur aliran dengan lebih baik, yang pada akhirnya meningkatkan efisiensi perpindahan panas. Selain itu, *longitudinal vortex* memiliki keuntungan dalam hal penurunan *pressure drop* dibandingkan dengan *transversal vortex* (Moosavi et al., 2021).

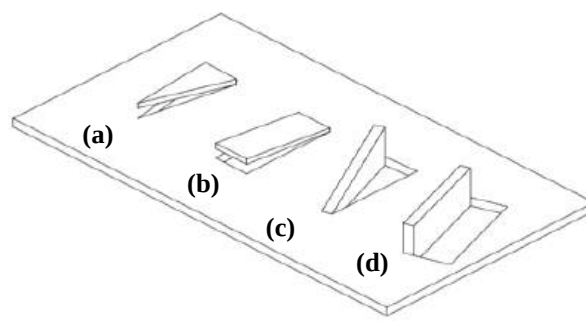
2.2.2 *Transversal vortex (TV)*

Transversal vortex adalah jenis *vortex* yang memiliki sumbu pusaran tegak lurus terhadap arah aliran utama. *Transversal vortex* mampu meningkatkan perpindahan panas terutama melalui mekanisme ketidakstabilan aliran (Lu & Zhai, 2018). Ketidakstabilan ini menciptakan area dengan gradien suhu yang tinggi sehingga membantu meningkatkan laju perpindahan panas.

2.3 *Vortex Generators (VGs)*

Vortex generators (VGs) merupakan perangkat aerodinamis yang digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas dalam suatu aliran fluida dengan menciptakan pusaran (*vortex*). *Vortex generators* bekerja dengan mengganggu lapisan batas laminar, yang merupakan lapisan tipis fluida di dekat permukaan padat di mana gaya gesekan dan viskositas berperan penting. Gangguan ini meningkatkan pencampuran antara fluida di dekat permukaan dan fluida utama, sehingga menimbulkan aliran turbulen yang lebih efektif dalam meningkatkan perpindahan panas.

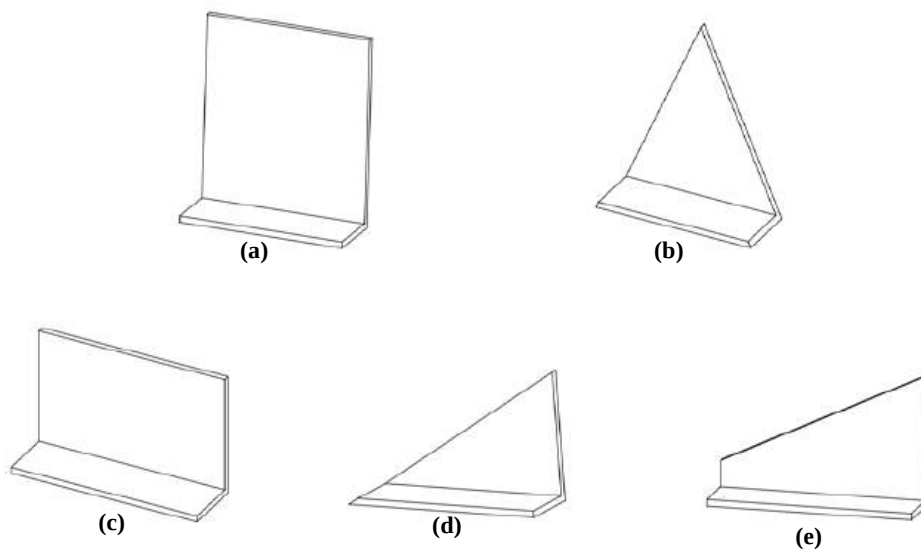
VGs dipasang pada permukaan aliran untuk memicu terjadinya aliran turbulen. Aliran turbulen secara signifikan meningkatkan koefisien perpindahan panas dengan memecah lapisan batas termal dan mempromosikan pencampuran fluida yang lebih intensif. Bentuk dasar VGs bervariasi, seperti ditunjukkan pada **Gambar 2-7**, yaitu *delta wing*, *rectangular wing*, *delta winglet*, dan *rectangular winglet* (He et al., 2013a). Setiap bentuk memiliki karakteristik dan efisiensi tersendiri dalam menghasilkan *vortex* yang dapat mengoptimalkan perpindahan panas.



Gambar 2-7 Bentuk dasar VGs (He et al., 2013a) (a) *delta wing*, (b) *rectangular wing*, (c) *delta winglet*, (d) *rectangular winglet*

2.3.1 Bentuk Vortex Generators (VGs)

Salah satu bentuk VGs yang sering diteliti adalah *wing* dan *winglet*. Ketika tepi belakang sayap terhubung ke permukaan sepanjang *fin* maka disebut “*wing*”. Namun, ketika akord sayap terhubung ke ujung maka dikatakan sebagai “*winglet*”. *Wing* dan *winglet* memiliki karakteristik aliran yang berbeda, yang mempengaruhi efisiensi perpindahan panas secara keseluruhan (Lee & He, 2018).

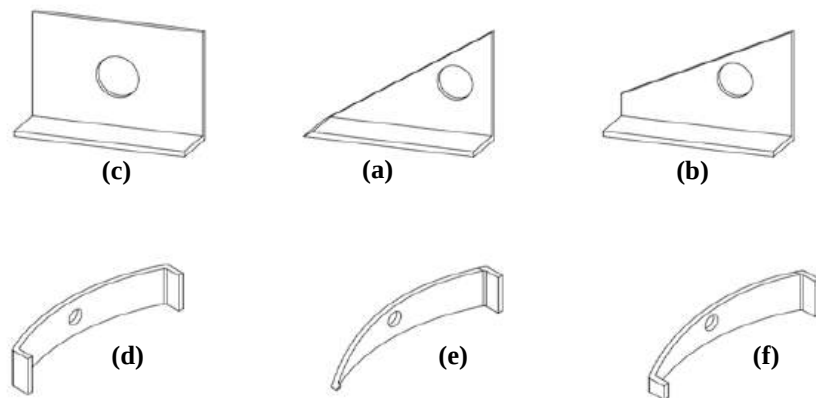


Gambar 2-8 Tipe wing dan winglet (Modi et al., 2020b) (a) *rectangular wing*, (b) *delta wing*, (c) *rectangular winglet*, (d) *delta winglet*, (e) *trapezoidal winglet*

Gambar 2-8 menunjukkan jenis tipe *wing* dan *winglet* VGs yang banyak diteliti untuk meningkatkan perpindahan panas. Studi eksperimental Caliskan et al., 2014 menunjukkan bahwa *rectangular winglet vortex generators* (RW VGs) lebih efektif dalam meningkatkan perpindahan panas dibandingkan *delta winglet vortex generators* (DW VGs). Hal ini disebabkan kemampuan RW VGs dalam menghasilkan *vortex* yang lebih stabil dan kuat sehingga dapat meningkatkan pencampuran fluida di sepanjang permukaan perpindahan panas dengan lebih efisien.

Penelitian tentang perpindahan panas telah mengalami berbagai perkembangan, salah satunya dengan modifikasi bentuk sayap (*wing*) dan *winglet* untuk meningkatkan efisiensi perpindahan panas. Modifikasi ini termasuk penambahan lubang dan pembentukan sayap menjadi lengkung (*curved*), yang ditunjukkan pada **Gambar 2-9**.

Bentuk lengkung ini dapat dimodifikasi menjadi bentuk cekung (*concave*) dan cembung (*convex*).



Gambar 2-9 Tipe winglet VGs berlubang (Modi et al., 2020b) (a) *rectangular winglet*, (b) *delta winglet*, (c) *trapezoidal winglet*, (d) *curved rectangular winglet*, (e) *delta winglet*, (f) *curved trapezoidal winglet*

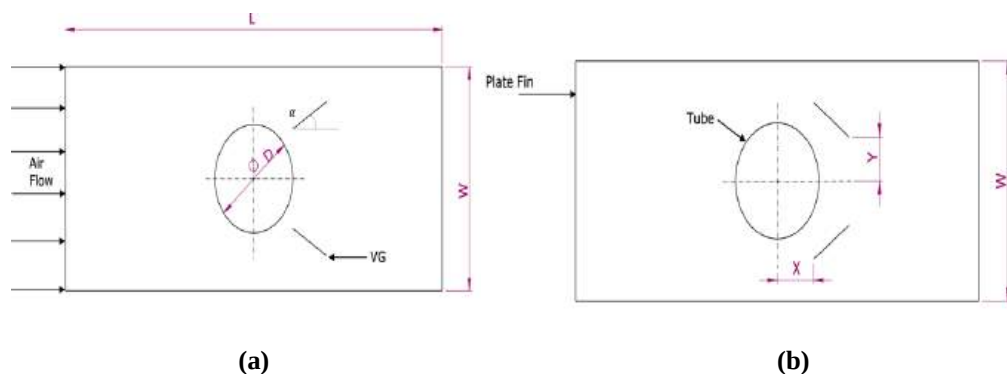
Berdasarkan hasil penelitian Song et al., 2019b bahwa peningkatan perpindahan panas pada winglet berbentuk *concave curved* lebih baik dibandingkan *convex curved delta winglet vortex generator*. Modifikasi ini membuktikan bahwa bentuk cekung dapat meningkatkan turbulensi aliran udara yang berdampak pada peningkatan efisiensi perpindahan panas.

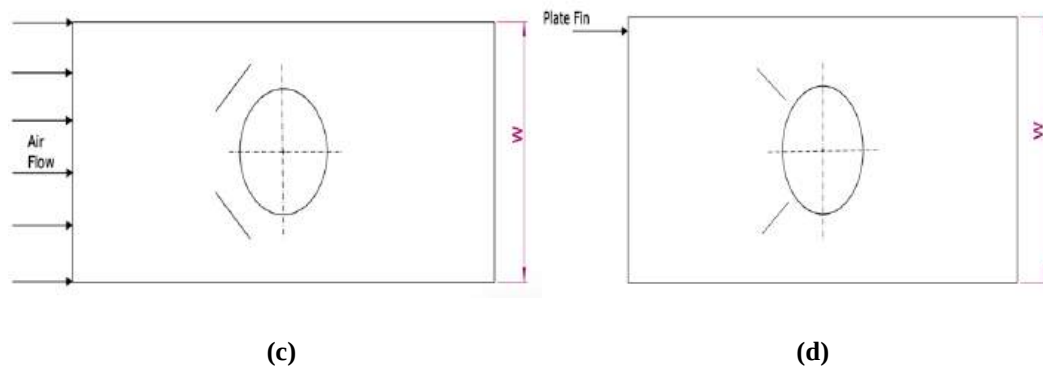
Bentuk *concave* maupun *convex* dengan penambahan lubang pada bagian tengahnya dapat meningkatkan energi kinetik fluida dan meningkatkan laju perpindahan panas lokal di belakang VGs yang dilubangi (J. Wang, Zeng, Fu, et al., 2024). Hal ini dikarenakan lubang terbuka pada permukaan VGs memainkan peran penting dalam meningkatkan pencampuran fluida yang mengakibatkan induksi aliran jet. Aliran tersebut berfungsi untuk mengurangi hambatan aliran dan meningkatkan turbulensi aliran udara (Chamoli et al., 2017a). Modi et al., 2020c mengeksplorasi aliran fluida dan perilaku perpindahan panas dari *RW VGs* dengan satu, dua, empat, dan enam lubang yang ditempatkan dalam penukar panas di kondisi aliran laminar. Hasil penelitian menunjukkan bahwa VGs dengan enam lubang memiliki kinerja termal hidrolik terbaik. Begitu juga hasil penelitian Han et al., 2018b memperlihatkan bahwa *RW VGs* memiliki kinerja panas yang lebih baik dibandingkan dengan *RW VGs* tanpa lubang. *Perforated concave RW VGs* menghasilkan peningkatan perpindahan panas sebesar 13,7% lebih tinggi dibandingkan *perforated convex RW VGs* (Syaiful et al., 2021) .

Penelitian mengenai *vortex* yang berlubang – lubang atau diistilahkan sebagai *perforated* menunjukkan bahwa *perforated vortex generators* efektif dalam meningkatkan perpindahan panas dengan berbagai konfigurasi dan parameter desain (Huang & Liu, 2022). Zhou & Feng, 2014 menunjukkan bahwa prinsip utama dari perforasi adalah mendekati permukaan perpindahan panas secara tegak lurus. Lu & Zhou, 2016 mengamati bahwa kinerja perpindahan panas komprehensif optimal ketika bentuk lubang yang dipilih adalah lubang berbentuk lingkaran dengan diameter 1,5 mm. Hasil penelitian Promvong & Skullong, 2019 menemukan bahwa struktur lubang memiliki pengaruh yang bervariasi terhadap aliran fluida dan perpindahan panas. Nilai kinerja perpindahan panas tertinggi dicapai ketika indeks perforasi adalah 0,34. Hasil numerik dari penelitian Wang et al., 2024 menunjukkan bahwa perforasi mengurangi energi kinetik turbulen di belakang *vortex generators* yang menyebabkan penurunan perpindahan panas lokal dan *friction factor* sehingga terjadi peningkatan *Nusselt number* sebesar 68 – 257%.

2.3.2 Susunan dan Konfigurasi Vortex Generators (VGs)

Dalam penggunaan *vortex generators*, terdapat dua macam konfigurasi penempatan, yaitu *common flow down* dan *common flow up*. Ilustrasi konfigurasi *vortex generator* untuk *common flow down* dan *common flow up* dapat dilihat pada **Gambar 2-10**. Pada konfigurasi *common flow down*, jarak antara ujung jarak melintang lebih pendek daripada jarak pangkal *vortex*. Konfigurasi ini kurang efektif dalam meningkatkan perpindahan panas tanpa menambah *pressure drop*. Sebaliknya, *common flow up* dapat menghasilkan *wake* di sekitar bagian belakang *tube*, yang membawa penundaan separasi aliran (S. Gupta et al., 2019).





Gambar 2-10 Susunan dan konfigurasi vortex generators (S. Gupta et al., 2019) (a) *common flow down (CFD), downstream*; (b) *common flow up (CFU), downstream*; (c) *common flow down (CFD), upstream*; (d) *common flow up (CFU), upstream*

Susunan dan konfigurasi VGs yang berbeda akan mempengaruhi kinerja termal *fin tube heat exchanger*. Kinerja termal mengalami peningkatan sekitar 34% pada konfigurasi *CFU upstream* dengan menggunakan RW VGs berlubang (A. Gupta et al., 2020b). Susunan RW VGs secara *staggered* dapat meningkatkan perpindahan panas lebih besar dibandingkan susunan secara *inline* (Naik & Tiwari, 2021b). Dibandingkan *inline*, susunan *staggered* dapat mengurangi *pressure drop* dengan peningkatan bilangan *Reynolds* dikarenakan pengaturan asimetris dari *vortex generators* (He et al., 2013b).

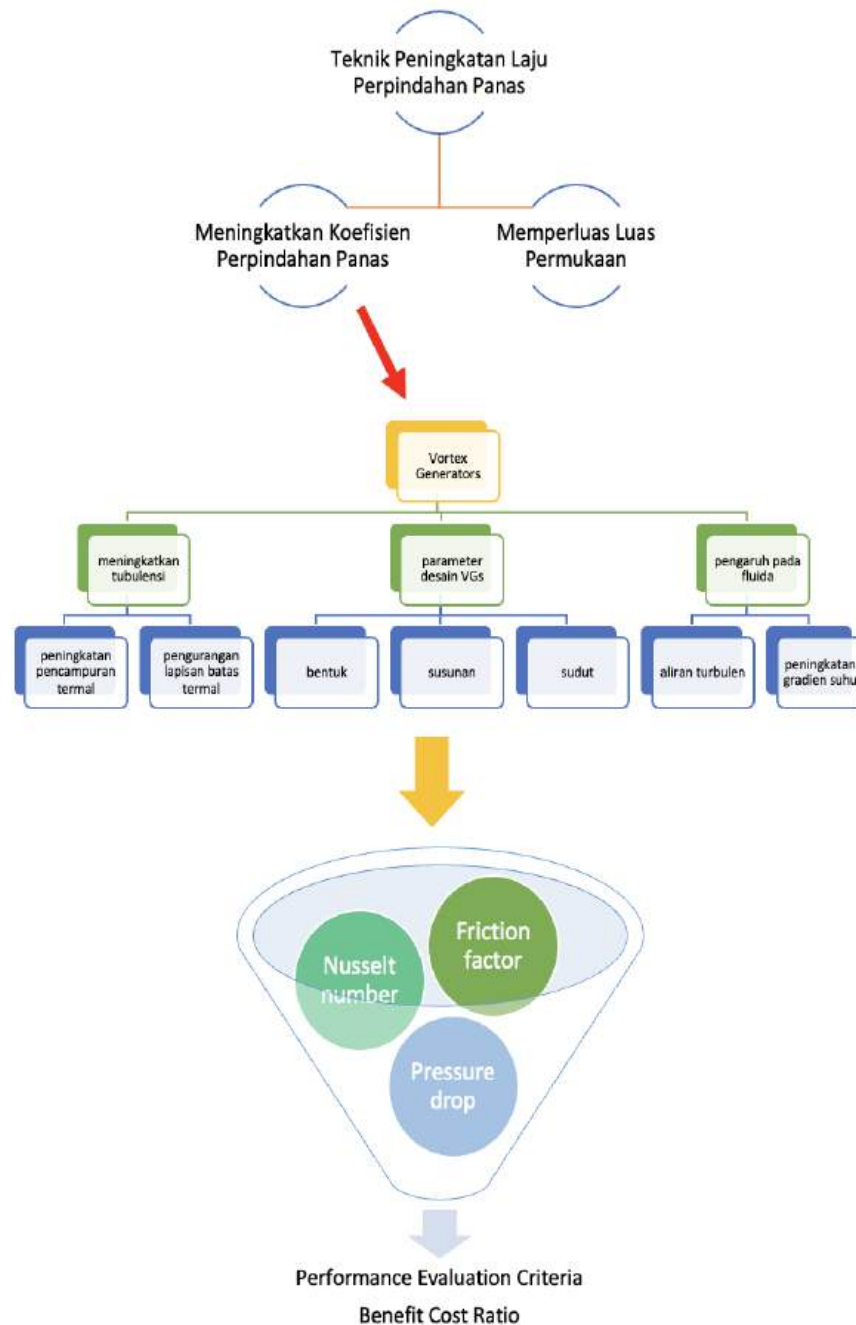
2.3.3 Sudut Serang Vortex Generators

Sudut serang (*angle of attack*) pada *vortex generators* adalah sudut antara aliran fluida bebas dan sumbu utama dari VGs itu sendiri. Ini merupakan salah satu parameter yang mempengaruhi aliran fluida di sekitar permukaan di mana VGs dipasang. Hasil penelitian Raaj Khishorre et al., 2023 menyatakan bahwa sudut serang dan bentuk VGs mempengaruhi peningkatan perpindahan panas. Perpindahan panas konveksi rata – rata meningkat dengan meningkatnya sudut serang dan *Re* (Wijayanta et al., 2017). Besarnya sudut serang (α) dapat mereduksi daerah *wake* dan stagnasi yang mengakibatkan laju perpindahan panas. Sudut serang 60° delta *winglet* menghasilkan perpindahan panas yang paling optimal. Pelemahan *longitudinal vortices* terjadi pada sudut serang tertinggi 75° yang menyebabkan penurunan perpindahan panas (Abdollahi & Shams, 2015).

2.4 Kerangka Berpikir

Bagan kerangka berpikir pada **Gambar 2-11** menggambarkan teknik peningkatan laju perpindahan panas yang bertujuan untuk meningkatkan kinerja perpindahan panas

dalam sistem termal. Teknik ini umumnya dilakukan melalui dua pendekatan utama: meningkatkan koefisien perpindahan panas dan memperluas luas permukaan yang terlibat dalam perpindahan panas.



Gambar 2-11 Bagan kerangka berpikir

Salah satu metode yang efektif dalam meningkatkan laju perpindahan panas adalah dengan menggunakan *vortex generators*. Komponen ini berfungsi untuk memodifikasi aliran fluida di sekitar permukaan panas dengan menciptakan pusaran aliran (*vortex*) yang meningkatkan efisiensi perpindahan panas. Turbulensi yang dihasilkan *vortex generators* mengurangi ketebalan lapisan batas termal, yaitu lapisan fluida yang hampir tidak bergerak di dekat permukaan panas sehingga memungkinkan perpindahan panas yang lebih efisien dari permukaan ke fluida.

Geometri dan posisi *vortex generators* memegang peranan penting dalam menentukan seberapa efektif teknik ini dalam meningkatkan perpindahan panas. Variasi dalam bentuk, susunan, dan sudut *vortex generators* akan mempengaruhi distribusi aliran fluida dan kekuatan turbulensi yang dihasilkan. Misalnya, bentuk *vortex generators* akan mempengaruhi pola aliran turbulen yang dihasilkan untuk meningkatkan perpindahan panas. Selain itu, susunan *inline* atau *staggered* *vortex generators* akan mempengaruhi distribusi vorteks, yang pada gilirannya mempengaruhi seberapa merata aliran fluida dan suhu tercampur.

Hasil dari penerapan *vortex generators* ini diukur melalui beberapa parameter kinerja, seperti temperatur perpindahan panas, bilangan Nusselt, dan faktor gesekan. Bilangan Nusselt menggambarkan peningkatan efisiensi perpindahan panas, sementara faktor gesekan menunjukkan pengaruh turbulensi terhadap gesekan fluida. Dalam mengevaluasi kinerja keseluruhan, tiga kriteria penting dipertimbangkan:

- *Performance Evaluation Criteria* (PEC): untuk menilai sejauh mana *vortex generators* meningkatkan kinerja sistem secara keseluruhan.
- *Cost Benefit Ratio* (CBR): untuk memastikan manfaat peningkatan perpindahan panas sebanding dengan biaya tambahan yang dikeluarkan.
- *Pressure Drop* (ΔP): untuk mengevaluasi seberapa besar pengurangan tekanan yang dihasilkan akibat turbulensi, yang dapat mempengaruhi efisiensi sistem secara keseluruhan.

Dengan demikian, *vortex generators* dapat meningkatkan laju perpindahan panas dengan menciptakan turbulensi yang mempercepat pencampuran suhu fluida dan mengurangi lapisan batas termal. Desain dan posisi *vortex generators* yang tepat sangat penting dalam mencapai efisiensi perpindahan panas yang optimal dalam suatu sistem termal.

2.5 Hipotesis

Pada penelitian ini dikembangkan beberapa hipotesis, seperti berikut ini.

1. Hambatan termal perpindahan panas dapat diturunkan dengan meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi.

Teori konveksi menyatakan bahwa perpindahan panas melalui fluida terjadi karena perbedaan temperatur antara permukaan dan fluida. Salah satu cara untuk meningkatkan perpindahan panas konveksi adalah dengan meningkatkan koefisien perpindahan panas (h). Peningkatan turbulensi aliran, yang dapat dicapai dengan penambahan vortex generators, mempercepat proses pencampuran suhu antara permukaan dan fluida. Secara teori, turbulensi mengurangi ketebalan lapisan batas termal, sehingga meningkatkan efisiensi konveksi. Penurunan hambatan termal terjadi karena aliran yang lebih cepat menghilangkan panas dari permukaan dengan lebih efektif, mengurangi resistansi terhadap perpindahan panas (Cengel, 2002; Incropera et al., 2011)

2. Penggunaan *perforated vortex generators* untuk meminimalkan *pressure drop*.

Pressure drop adalah pengurangan tekanan yang terjadi dalam aliran fluida karena gesekan dan turbulensi. Secara teoritis, *vortex generators* meningkatkan turbulensi dalam aliran, yang dapat menyebabkan peningkatan gesekan dan penurunan tekanan. Namun, dengan menggunakan *perforated vortex generators*, yaitu *vortex generators* dengan lubang atau perforasi di permukaannya, aliran fluida dapat dibagi menjadi beberapa aliran kecil yang mengurangi hambatan dan penurunan tekanan secara keseluruhan. Perforasi ini memungkinkan sebagian besar aliran fluida melewati lubang-lubang tersebut, mengurangi gesekan pada permukaan dan meminimalkan tekanan yang hilang tanpa mengurangi efek peningkatan turbulensi yang dihasilkan *vortex generators* (Wu et al., 2017) (Zeeshan et al., 2018c)

3. Peningkatan laju perpindahan panas dan *pressure drop* dipengaruhi oleh besarnya sudut serang, *perforated rectangular winglet vortex generators*, dan susunan *in-line* dan *staggered rectangular winglet vortex generators*.

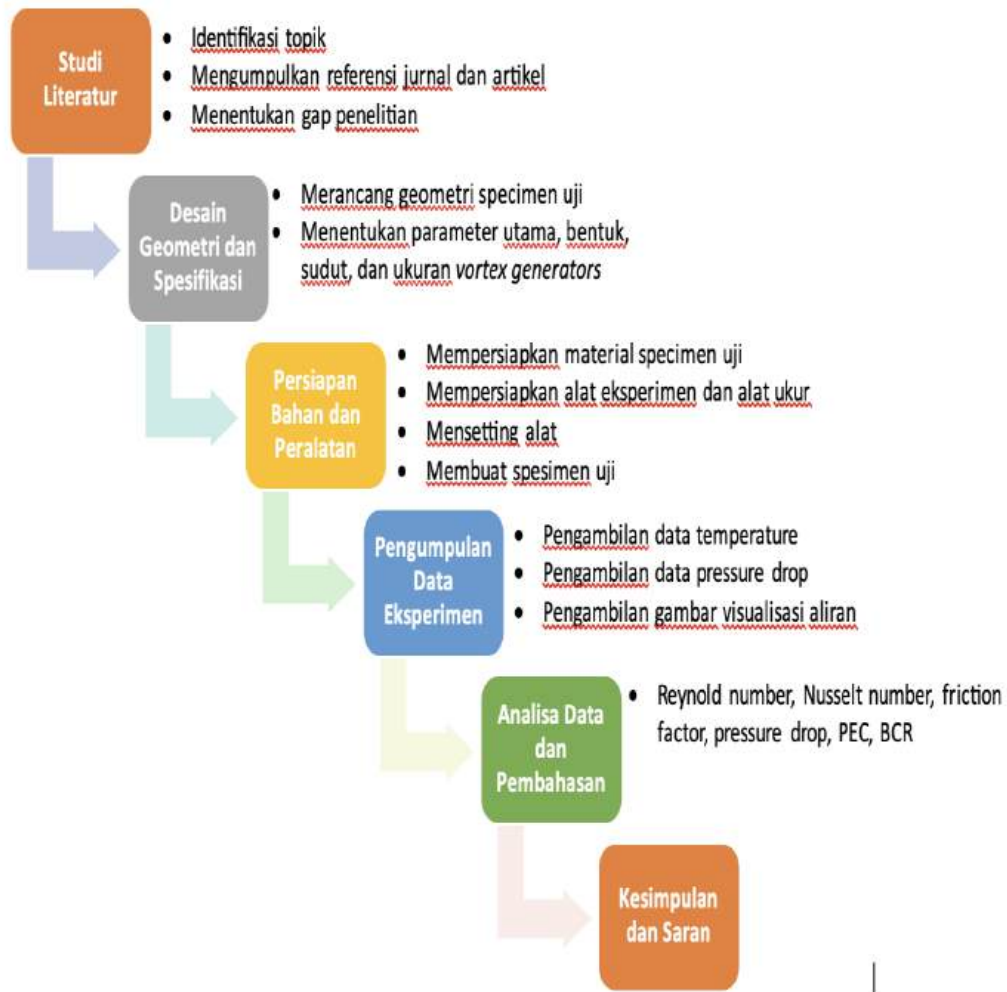
Berdasarkan teori aliran fluida, sudut serang *vortex generators* menentukan intensitas turbulensi yang dihasilkan. Semakin besar sudut serang, semakin besar turbulensi yang tercipta, yang berpotensi meningkatkan laju perpindahan panas. Namun, sudut serang yang lebih besar juga dapat meningkatkan *pressure drop*, karena meningkatkan gesekan dalam aliran. *Perforated rectangular winglet vortex*

generators yang dilengkapi perforasi berfungsi untuk meminimalkan efek negatif pada *pressure drop*, dengan membagi aliran fluida secara lebih merata dan mengurangi hambatan. Sementara itu, susunan *vortex generators*, baik dalam *inline* (bersebelahan) atau *staggered* (terpisah) mempengaruhi distribusi aliran turbulen. Susunan *staggered* dapat menghasilkan aliran turbulen yang lebih merata, meningkatkan perpindahan panas, tetapi pada saat yang sama dapat menyebabkan peningkatan *pressure drop*. Kerangka teoritis menunjukkan bahwa kombinasi desain (sudut, perforasi, dan susunan) secara signifikan mempengaruhi keseimbangan antara laju perpindahan panas dan *pressure drop*, yang harus dianalisis secara cermat untuk mendapatkan hasil yang optimal (Huang & Liu, 2022; Salviano et al., 2016).

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Alur Penelitian

Alur proses penelitian yang sistematis pada eksperimen ini tergambar pada **Gambar 3-1**.



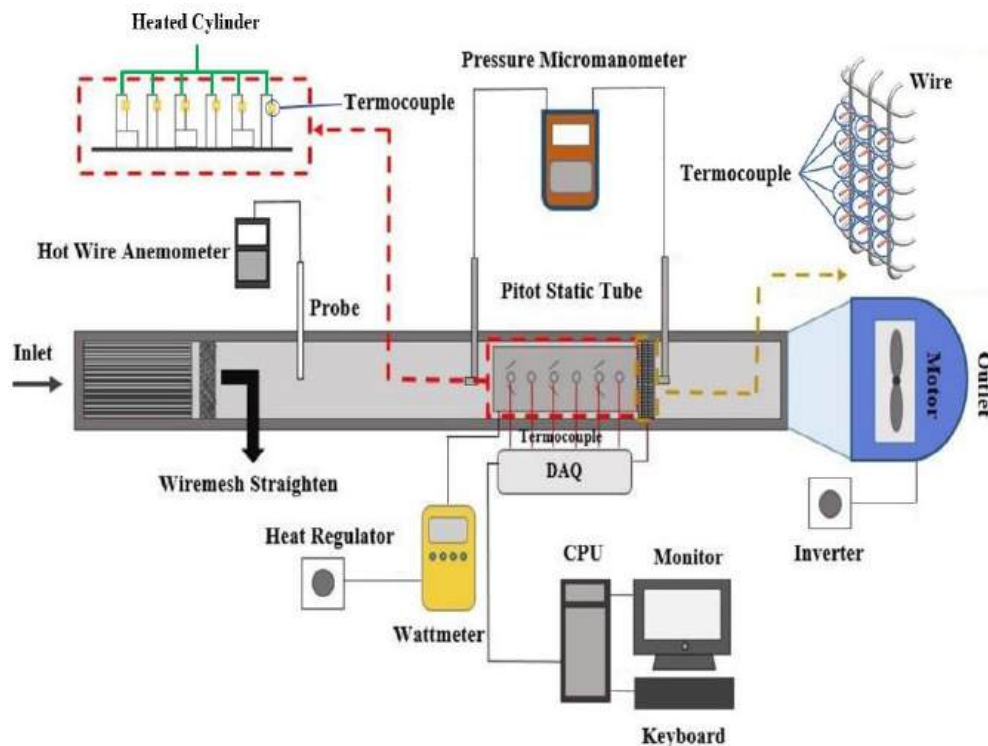
Gambar 3-1 Alur penelitian

Proses penelitian dimulai dengan studi literatur, di mana peneliti mengidentifikasi topik yang akan diteliti, mengumpulkan referensi dari jurnal dan artikel, serta menentukan gap penelitian yang ada. Langkah selanjutnya adalah membuat desain geometri dan spesifikasi yang mencakup perancangan geometri spesimen uji dengan memperhatikan parameter utama seperti sudut, bentuk, dan ukuran vortex generators. Setelah desain ditentukan, peneliti melanjutkan ke tahap persiapan bahan dan peralatan yang melibatkan persiapan material spesimen uji, pengaturan peralatan eksperimen, serta pembuatan

spesimen uji. Kemudian, dilakukan pengumpulan data, seperti temperatur, penurunan tekanan, dan gambar visualisasi aliran yang diambil dengan menggunakan alat ukur yang telah disiapkan. Data yang diperoleh kemudian dianalisis dalam tahap analisis data dan pembahasan, untuk menghitung parameter seperti bilangan *Reynolds*, *Nusselt*, faktor gesekan, penurunan tekanan, serta perhitungan PEC (*performance evaluation criterion*) dan BCR (*benefit cost ratio*). Akhirnya, dilakukan penyusunan kesimpulan dan saran, yang menyimpulkan temuan-temuan utama dan memberikan rekomendasi untuk penelitian atau penerapan lebih lanjut.

3.1.1 Skema Alat dan Prosedur Uji Kinerja Termal

Pengujian untuk pengambilan data uji kinerja termal menggunakan skema alat seperti tampak pada berikut ini.



Gambar 3-2 Skema alat pengujian

Skema alat pengujian kinerja pada **Gambar 3-2** terbagi menjadi empat daerah pengujian, yaitu *inlet*, *straightener*, *test section*, dan *outlet*. Alat pengujian pada penelitian ini berupa sebuah saluran udara yang berbentuk persegi panjang. Saluran udara ini terbuat dari kaca dengan ketebalan 10 mm, panjang 370 cm, lebar 8 cm, dan tinggi 18 cm yang dilengkapi dengan peralatan uji, sebagai berikut.



Gambar 3-3 Saluran udara dan peralatan uji

Pada **Gambar 3-3** menunjukkan saluran udara yang dilengkapi dengan peralatan, seperti *personal computer* (PC) yang terhubung dengan termokopel untuk menampilkan data. Data digital yang diterima PC akan ditampilkan menggunakan *software*, yaitu *thermos reader*. Peralatan lainnya adalah *blower*, *hot wire anemometer*, *micromanometer*, *pitot tube*, *heater*, termokopel, data akusisi temperatur, regulator, dan *wattmeter*.

Pada **Gambar 3-2** dan **3-3** terlihat bahwa spesimen uji di dalam saluran segi empat. Sebuah *blower* (*wipro* dengan *rated voltage* 220V-50Hz) diletakkan pada ujung saluran untuk menghisap udara. Kecepatan aliran udara masuk yang diinginkan ditentukan dengan mengatur *inverter* (*mitsubishi electric* tipe FR-D700 dengan ketelitian $\pm 0,01$). Udara mengalir melewati *straightener* yang terdiri dari susunan pipa alumunium (diameter 5 mm dan panjang 290 mm) serta *wiremesh* untuk menyeragamkan aliran. Sebuah *hot wire anemometer* (*Lutron* tipe AM-4204 dengan ketelitian $\pm 0,1$) ditempatkan 27 cm di belakang *straightener* untuk mengukur kecepatan udara masuk. Variasi kecepatan udara masuk dari 0,4 m/s hingga 2,0 m/s dengan interval 0,2 m/s digunakan dalam penelitian ini. Kemudian, udara mengalir melewati spesimen uji yang dipanasi dengan laju panas konstan 40 W. Spesimen uji terdiri dari enam baris silinder (diameter 19,05 mm dan tinggi 65,8 mm) yang dipasang pada *fin* (panjang 500 mm, lebar 165 mm, dan tebal 1 mm) yang terbuat dari alumunium dengan dan tanpa VGs.

Pengujian kinerja termal pada penelitian ini dengan memanasi tabung pada sebuah *heater regulator* yang terhubung dengan *wattmeter* (*Lutron* DW-6060 dengan ketelitian $\pm 1,0$). Beberapa termokopel (tipe K dengan rentang suhu -200°C-1250°C dengan ketelitian $\pm 0,5$) digunakan untuk mengukur temperatur udara masuk, udara keluar, dan permukaan silinder. Termokopel dihubungkan dengan *data acquisition* (*Advantech* tipe USB-4718

dengan ketelitian $\pm 0,001$) yang terhubung dengan CPU sehingga nilai temperatur dapat dimonitor dan disimpan.

Pressure micromanometer (Fluke tipe 922 dengan ketelitian $\pm 0,05$) digunakan untuk memonitor *pressure drop* aliran. Dua tabung pitot masing-masing diletakkan 26 cm di depan *inlet* dari spesimen uji dan 2,5 cm di belakang *outlet* dari spesimen uji yang dihubungkan dengan *micromanometer* untuk mengukur *pressure drop*. Hasil pengukuran *pressure drop* dicatat selama 5 detik untuk 30 kali pada setiap variasi kecepatan.

Pengujian kinerja termal membutuhkan peralatan seperti yang diuraikan di atas dengan spesifikasi dan fungsi- fungsinya akan dijelaskan berikut ini.

3.1.1.1 *Blower*

Blower yang tampak pada **Gambar 3-4** digunakan sebagai penghisap udara pada saluran udara sehingga udara pada sisi *inlet* dapat mengalir masuk melewati spesimen uji dan akan keluar pada sisi *outlet*.



Gambar 3-4 *Blower*

3.1.1.2 *Hot Wire Anemometer*

Alat ukur untuk mengetahui besarnya kecepatan aliran udara dan temperatur sisi *inlet* pada penelitian ini menggunakan *hot wire* anemometer produksi Lutron tipe AM-4204 yang ditunjukkan pada **Gambar 3-5** dengan spesifikasi pada **Tabel 3-1**. *Hot wire* anemometer dipasang di belakang *straightener*. Alat ini memiliki sensor yang terletak pada batang pengukur. Agar kecepatan udara masuk yang terukur seragam, batang pengukur diletakkan tepat ditengah-tengah antara tinggi dan lebar dari saluran udara. Variasi kecepatan udara yang masuk pada penelitian ini mulai dari 0,4 m/s sampai 2,0 m/s dengan interval 0,2 m/s.



Gambar 3-5 Hot wire anemometer

Tabel 3-1Spesifikasi hot wire anemometer (Lutron)

General Spesification		
Measurement	m/s (meters per second) km/h (kilometer per hour) ft/min (feet per minute) knots (nautical miles per hour) mile/h (miles per hour) Temperature. – °C, °F	
Sensor Structure	Air velocity: Tiny glass bead thermistor	
	Temperature: Precision thermistor	
Sampling time	0,8 s	
Operating Temperature	0 °C to 50 °C (32 °F to 122 °F)	
Operating Humidity	Less than 80% RH	
Power Suply	1.5 V AAA (UM – 4) battery x 6 pcs. (Alkaline or heavy duty type)	
Electrical Spesification		
A. Air Velocity		
Measurement	Range	Resolution
m/s	0,2 – 20,0 m/s	0,1 m/s
	0,7 – 72,0 km/h	
ft/min	40 – 3940 ft/min	1 ft/min
mile/h	0,5 – 44,7 mile/h	0,1 mile/h
Knots	0,4 – 38,8 knots	0,1 knots
B. Temperature		
Measuring range	0 °C to 50 °C / 32 °F to 122 °F	
Resolution	0,1 °C / 0,1 °F	
Accuracy	0,8 °C / 1,5 °F	

3.1.1.3 Micromanometer dan Pitot tube

Alat yang digunakan untuk mengukur perbedaan tekanan pada dua titik dinamakan micromanometer. Tipe micromanometer yang digunakan pada penelitian 922 yang diproduksi oleh Fluke seperti terlihat pada **Gambar 3-6**. Micromanometer tersebut dihubungkan dengan dua *pitot tube* pada sisi *inlet* dan *outlet* spesimen uji sehingga nilai *pressure drop* dapat langsung dilihat pada *display* micromanometer. Spesifikasi dari micromanometer dapat dilihat pada **Tabel 3-2** dan **3-3**.



Gambar 3-6 Micrometer dan pitot tube

Tabel 3-2 General spesification micromanometer

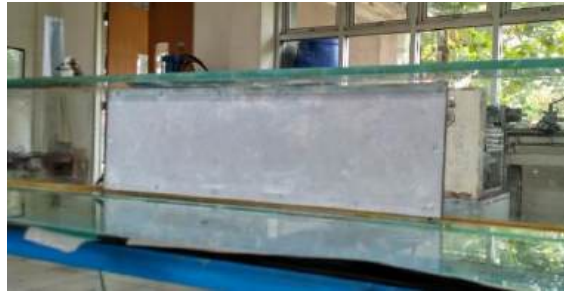
Operating temperature	0° C to +50°C (32° F to + 122°F)
Storage temperature	-40° C to +60°C (-40° F to + 140°F)
Relative humidity	0 % to 90%, non condensing
IP rating	IP 40
Operating altitude	2000 m
Storage altitude	12000 m
EMI, RFI, EMC	Meets requirements for EN61326-1
Vibration	MIL-PREF-28800F, Class 3
Max Pressure at each port	10 psi
Data storage capacity	99 reading
Warranty	2 years
Power battery life	Four AA batteries
Battery life	280 hours without backlight, 60 hours with backlight

Tabel 3-3 Technical spesification micromanometer

Parameter	Range	Accuracy	Resolution	Unit displayed
Air Pressure	± 4000 Pascal ± 16 in H ₂ O ± 400 mm H ₂ O ± 40 mbar ± 0,6 PSI	± 1% + 1 Pascal ± 1% + 0,01 in H ₂ O ± 1% + 0,1 mm H ₂ O ± 1% + 0,01 mbar ± 1% + 0,0001 PSI	1 Pascal 0,01 in H ₂ O 0,1 mm H ₂ O 0,01 mbar 0,0001 PSI	Pa In H ₂ O mm H ₂ O mb PSI
Air Velocity	250 - 16,000 fpm 1- 80 m/s	± 2.5% of reading at 2000 fpm (10,00 m/s)	1 fpm 0,001 m/s	fpm m/s
Air Flow	0-99,999 cfm 0-99,999 m ³ /hr 0-99,999 l/s	Accuracy is function of velocity and duct size	1 cfm 1 m ³ /hr 1 l/s	cfm m ³ /s l/s
Temperature	0 to 50°C 32 to 122°F		0,1°C 0,1°F	°C °F

3.1.1.4 Heater

Heater berfungsi sebagai pemanas *tube* pada saluran udara. Heater diletakan pada saluran udara dibagian *test section* di *tube*, seperti ditunjukkan **Gambar 3-7**. Pada pengujian efek *vortex generator* terhadap peningkatan koefisien perpindahan panas, daya heater diatur konstan sebesar 35 W.



Gambar 3-7 Heater

3.1.1.5 Termokopel

Termokopel merupakan sensor suhu yang dipasang pada perangkat pengujian yang berfungsi untuk mengetahui temperatur fluida dan spesimen uji (*vortex generator*). Termokopel terdiri dari dua kawat logam konduktor yang berbeda jenis dan digabungkan ujungnya. Salah satunya berfungsi sebagai referensi dengan suhu yang konstan, sedangkan yang lainnya berfungsi sebagai pendeteksi suhu panas. Prinsip kerja termokopel, yakni dengan menempelkan ujung termokopel ke media yang akan diukur suhunya. Dengan adanya perbedaan suhu kedua logam konduktor, maka beda potensial yang besarnya sebanding dengan suhu panas akan diterima akan dapat terukur. Hasil pengukuran termokopel tidak dapat secara langsung dibaca, melainkan harus menggunakan perangkat *display* tambahan untuk menampilkan hasil pengukuran. Oleh karena itu, termokopel dihubungkan dengan sistem data akuisisi dan perangkat komputer sehingga hasil pengukuran dapat terbaca dan disimpan oleh perangkat komputer. Termokopel yang digunakan pada pengujian ini adalah termokopel tipe K, seperti ditunjukkan **Gambar 3-8** dan spesifikasi termokopel dijelaskan pada **Tabel 3-4**.

Tabel 3- 4 Spesifikasi termokopel

Thermocouple type	Material	Overall range °C
Type K	Chromel (Ni-Cr alloy) / Alumel (Ni-Al alloy)	-200 °C to +1350 °C



Gambar 3-8 *Termokopel*

3.1.1.6 Data Akuisisi Temperatur

Data Akuisisi berfungsi untuk mengubah sinyal analog yang diberikan termokopel menjadi sinyal digital sehingga dapat terbaca oleh sistem komputer dan dapat ditampilkan melalui monitor. Dengan menggunakan sistem data akuisisi, hasil pengukuran yang tampil pada layar komputer dapat disimpan ke dalam sistem komputer, sehingga dapat diolah dan dianalisa. Data akuisisi yang digunakan pada pengujian ini merupakan produk dari Advantech dengan tipe USB-4718, seperti terlihat pada **Gambar 3-9** dengan spesifikasi pada **Tabel 3-5**.



Gambar 3-9 Data akuisisi temperatur

Tabel 3-5 Data akuisisi temperatur

<i>General Specifications</i>	
<i>Bus type</i>	USB 2.0
<i>I/O Connector</i>	Onboard screw terminal
<i>Dimensions (LxWxH)</i>	132 × 80 × 32 mm
<i>Power consumption</i>	100 mA @ 5V
<i>Operating temperature</i>	0 – 60 °C
<i>Analog input</i>	
<i>Accuracy</i>	±0,1 % for voltage input
<i>Channels</i>	8
<i>Resolution</i>	16 bits
<i>Input types</i>	Thermocouple (Type J, K, T, E, R, S, B), mV, V, mA
<i>Isolated Digital Output</i>	
<i>Channels</i>	8
<i>Output Type</i>	Sink (NPN)

3.1.1.7 Regulator

Regulator pada penelitian ini digunakan untuk mengatur daya listrik yang masuk kedalam suatu perangkat. Dalam penelitian ini, dua buah regulator yang digunakan, yaitu *motor regulator* yang ditunjukkan pada **Gambar 3-10 (a)** dan *heater regulator* yang ditunjukkan pada **Gambar 3-10 (b)**. *Motor regulator* berfungsi untuk mengatur kecepatan udara masuk pada plat, sedangkan *heater regulator* digunakan untuk mengatur daya pemanas (*heater*) pada plat.



Gambar 3-10 (a) Heater regulator dan (b) Motor regulator.

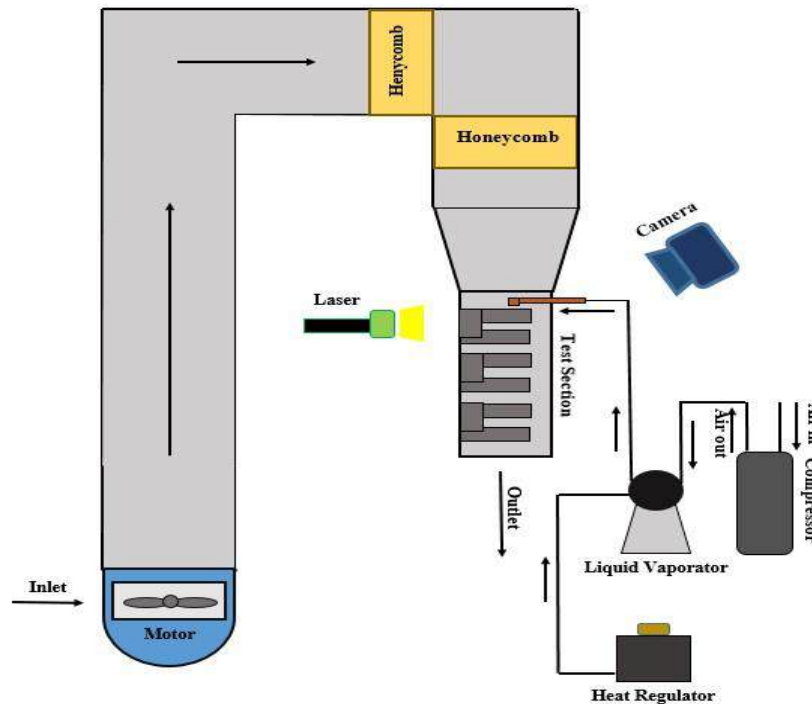
Wattmeter merupakan alat yang digunakan untuk mengontrol besarnya daya yang diberikan pada *heater* untuk memanaskan plat pada *vortex generator* yang berada pada saluran udara, seperti ditunjukkan pada **Gambar 3-11**. Pada penujian ini, daya masuk ke dalam *heater* diatur pada 35 watt, sehingga *wattmeter* akan menunjukkan hasil bacaan sebesar 35 watt.



Gambar 3-11 Wattmeter.

3.1.2 Skema Alat dan Prosedur Uji Visualisasi

Visualisasi aliran dilakukan dengan mengalirkan asap dari penguapan *liquid* di dalam *liquid vaporator* ke dalam aliran utama. Skema pengujian visualisasi aliran dapat dilihat pada **Gambar 3-12** berikut ini.

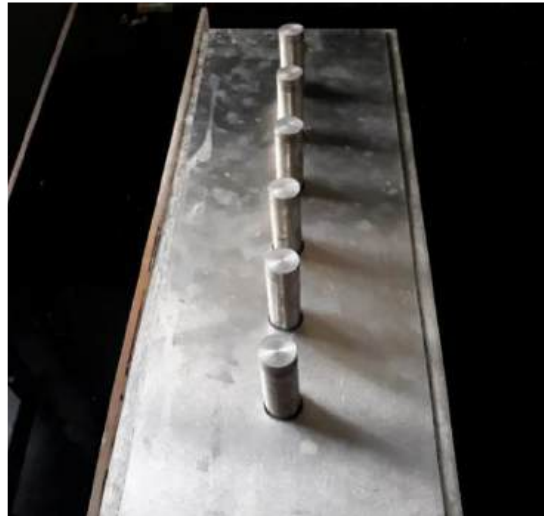


Gambar 3-12 Skema alat visualisai

Pada **Gambar 3-12** menunjukkan bahwa sebuah *compressor* digunakan untuk memompa asap dari *liquid vaporator* melewati *capillary tube* dan masuk ke dalam aliran di saluran segi empat. Ketika aliran melewati *vortex generators* (VGs), *longitudinal vortex* (LV) dibangkitkan di belakang VGs. *Longitudinal vortex* yang teramati dengan menembakkan sinar laser pada *tube* transparan (diameter 5 mm) yang membentuk bidang persegi empat melintang aliran. Kemudian, kamera digital (DSLR Canon tipe EOS 1200D) digunakan untuk merekam aliran di daerah uji.

3.2 Spesimen Uji

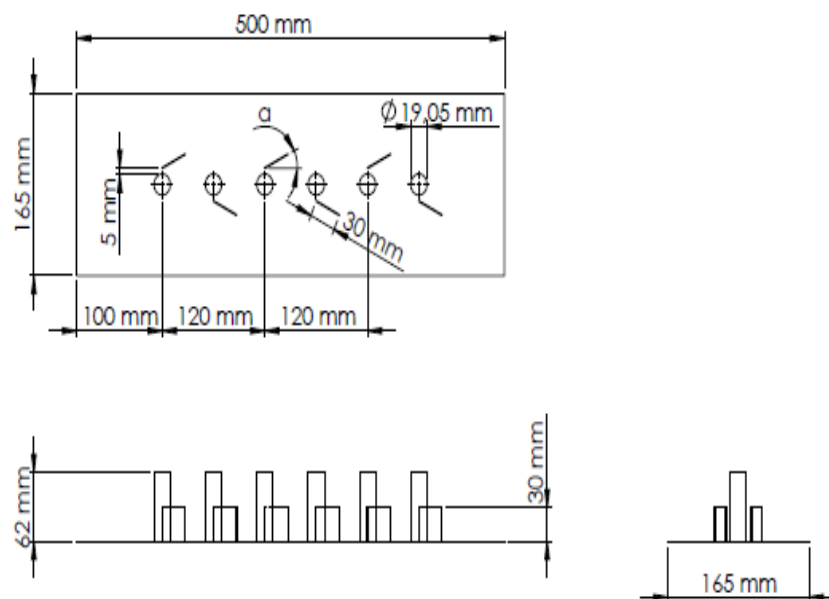
Spesimen uji yang digunakan pada eksperimen ini adalah enam baris silinder (diameter 19,05 mm dan tinggi 65,8 mm) yang dipasang pada *fin* (panjang 500 mm, tebal 1 mm, dan lebar 165 mm), seperti tampak pada **Gambar 3-13**.

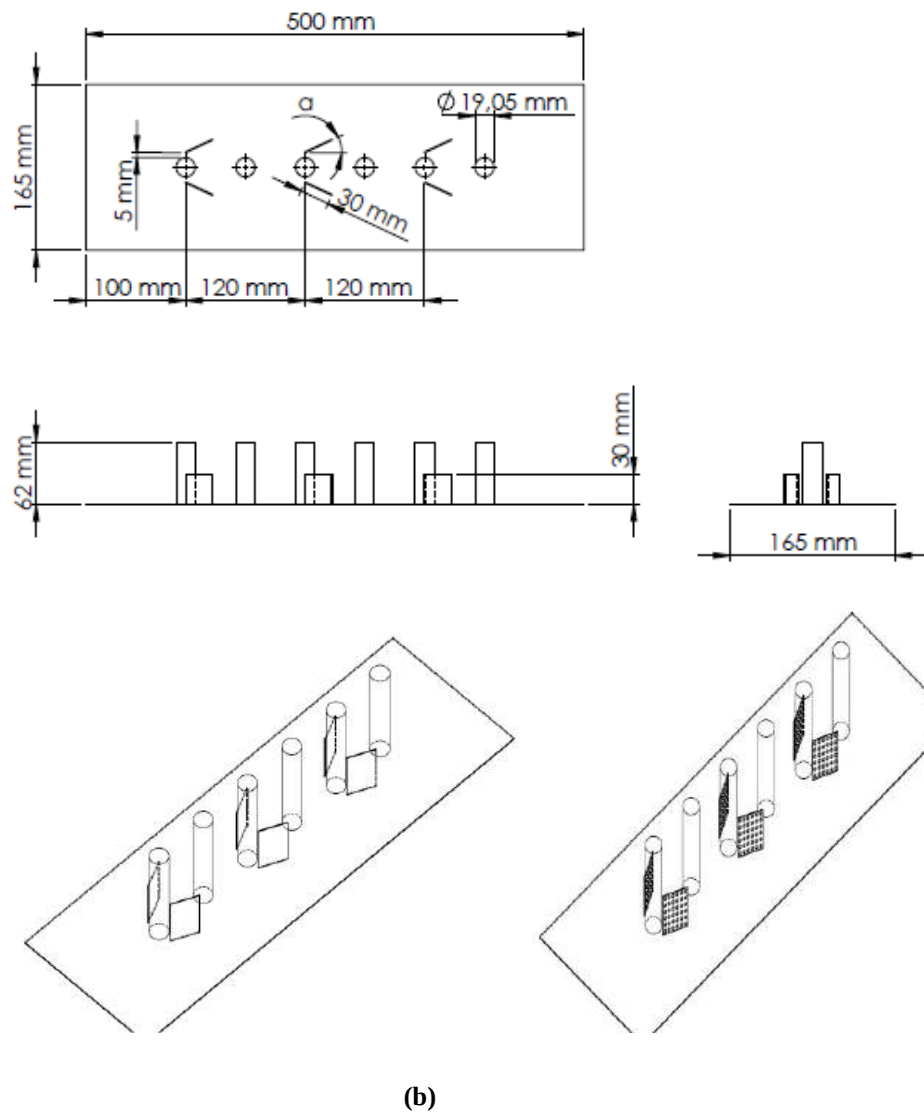
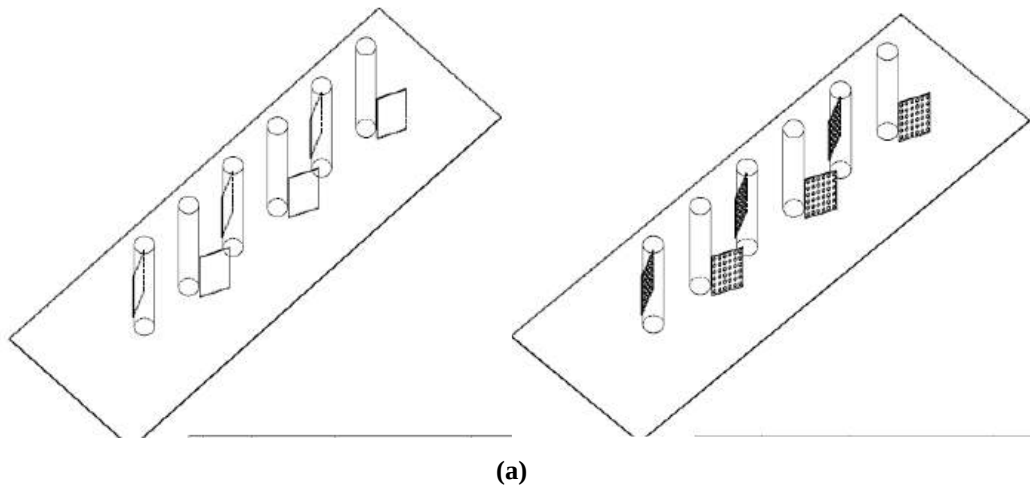


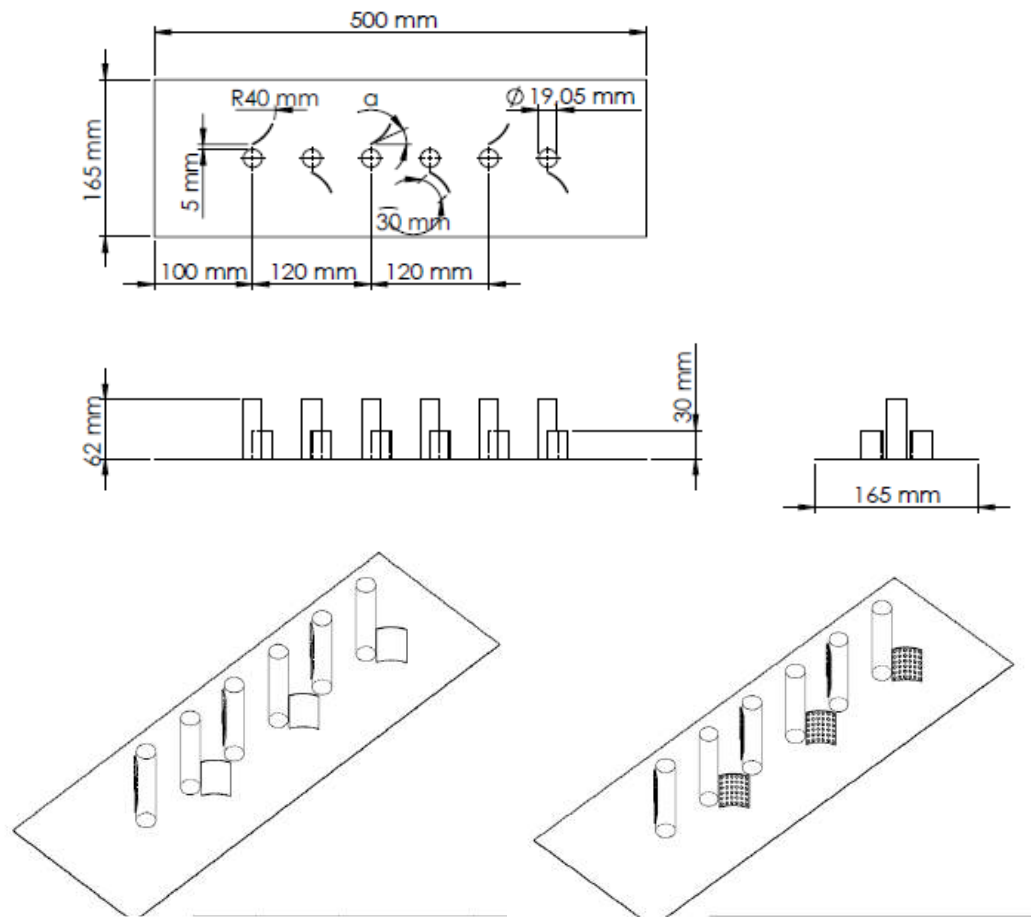
Gambar 3-13 Spesimen uji selinder

Pada **Gambar 3-13** terlihat bahwa enam baris silinder dipasang *inline* dengan jarak antar pusat silinder adalah 60 mm. Jarak antar *leading edge* dan pusat silinder adalah 14,5 mm. Sementara itu, sudut serang VGs dengan variasi 10° , 15° , 20° , 25° dari arah aliran utama.

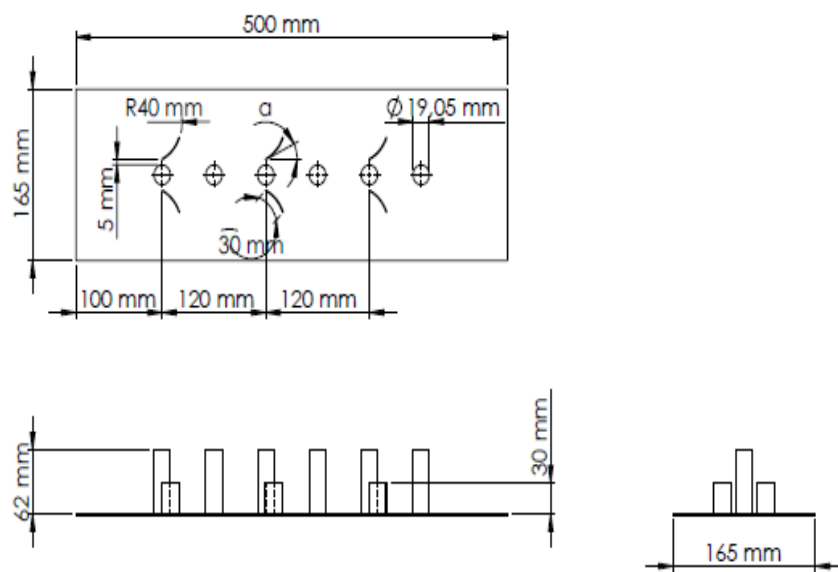
Bentuk *vortex generator* yang digunakan *rectangular winglet (RW)* dan *concave rectangular winglet vortex generators (CRW)* VGs baik tanpa lubang dan berlubang (*perforated*). Posisi VGs yang dipasangkan secara *common flow down (CFD)* dengan jumlah pasang VGs sebanyak tiga baris. Susunan VGs yang dipasang secara *inline* dan *staggered*. Geometri dari spesimen uji dapat dilihat secara jelas pada **Gambar 3-14** berikut ini.

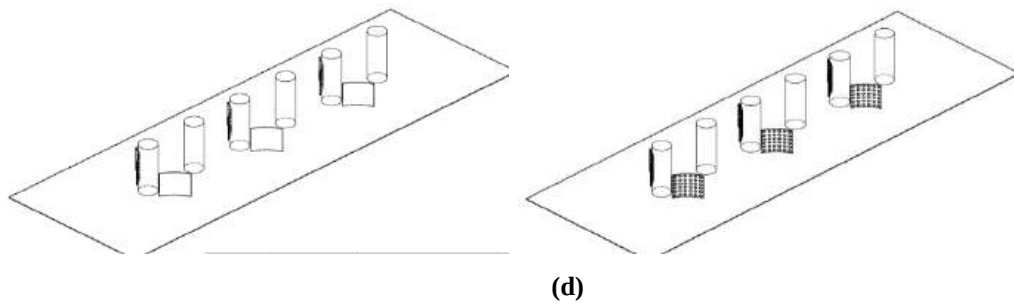






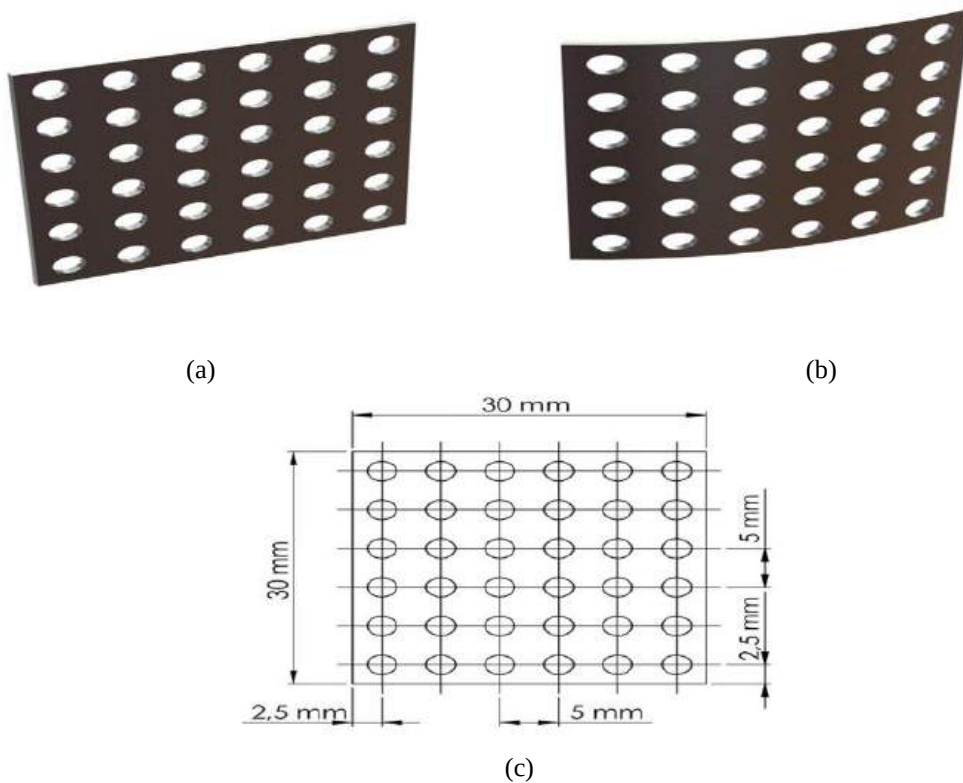
(c)





Gambar 3-14 Geometri Spseimen Uji (a) *Rectangular winglet vortex generators* tanpa lubang dan berlubang dengan susunan *staggered*; (b) *Rectangular winglet vortex generators* tanpa lubang dan berlubang dengan susunan *inlined* (c) *Concave rectangular winglet vortex generators* tanpa lubang dan berlubang dengan susunan *staggered*; (d) *Concave rectangular winglet vortex generators* tanpa lubang dan berlubang dengan susunan *inlined*

Lubang VGs pada penelitian ini yang diistilahkan sebagai *perforated*, ditunjukkan pada **Gambar 3-15** berikut ini. Vortex generators (VGs) yang memiliki panjang dan lebar yang sama, yaitu 30 mm dengan jumlah sebanyak 36 lubang. Diameter lubang pada VGs adalah 2,5 mm, dan jarak antar lubang adalah 5 mm dari pusat.



Gambar 3-15 Geometri perforated vortex generator; (a) *Perforated rectangular winglet*, *Perforated concave rectangular winglet*, (b) *Perforated concave rectangular winglet*, (c) Geometri perforated VG

3.3 Variabel Penelitian

Variabel penelitian terbagi dua, yaitu variabel bebas (*independent variable*) dan variabel terikat (*dependent variable*). Variabel bebas yang digunakan pada eksperimen ini meliputi bentuk *vortex generators* (*rectangular winglet* dan *concave rectangular winglet* (berlubang dan tanpa lubang)), susunan pemasangan (*inline* dan *staggered*), kecepatan (v) m/s (0,4; 0,6; 0,8; 1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2), sudut serang (α) (10° , 15° , 20° , 25°). Sedangkan variabel terikat pada eksperimen ini, meliputi *friction factor* (f), *nusselt number* (Nu), *pressure drop* (ΔP), *performance evaluation criteria* (PEC), dan *cost benefit ratio* (CBR).

3.4 Parameter Hitung

Pada eksperimen ini, beberapa persamaan digunakan untuk menghitung beberapa parameter, seperti bilangan *Reynolds* (Re), rasio bilangan *Nusselt* (Nu), rasio *friction factor*, *pressure drop*, *performance evaluation criteria* (PEC), dan *cost benefit ratio* (BCR). Bilangan *Reynolds* (Re) adalah bilangan tak berdimensi yang digunakan dalam mekanika fluida untuk memprediksi pola aliran fluida. Bilangan *Reynolds* menggambarkan rasio antara gaya inersia fluida dengan gaya viskositas yang bekerja dalam fluida, seperti dirumuskan berikut ini.

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (3.1)$$

dimana v = kecepatan fluida (m/s), ρ = densitas fluida (kg/m^3), μ = viskositas dinamik fluida ($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$), dan D_h adalah diameter hidrolis dengan persamaan

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (3.2)$$

dimana A_c adalah luas penampang dan p adalah keliling penampang sehingga saluran udara berbentuk persegi panjang dengan panjang sisi a dan lebar b dapat dilihat pada persamaan (3.3).

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b} \quad (3.3)$$

Bilangan *Nusselt* adalah bilangan tak berdimensi yang digunakan dalam perpindahan panas untuk mengkarakterisasi rasio perpindahan panas konveksi terhadap perpindahan panas konduksi pada batas fluida yang dirumuskan seperti berikut ini.

$$Nu = \frac{Q}{A_t \Delta T_{LMTD}} \cdot \frac{D_h}{k} \quad (3.4)$$

dimana Q , A_t , dan ΔT_{LMTD} berturut-turut merupakan bilangan laju perpindahan panas konveksi, luas permukaan silinder, dan *log-mean temperature difference*. Nilai Q dapat dihitung menggunakan persamaan (3.5):

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (3.5)$$

dimana $\dot{m}$, C_p , dan ΔT berturut – turut merupakan laju aliran massa, C_p adalah *specific heat*, dan ΔT adalah beda temperature pada sisi *outlet* (T_{out}) dan *inlet* (T_{in}). Untuk nilai ΔT_{LMTD} dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.6):

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln[(T_w - T_{in})/(T_w - T_{out})]} \quad (3.6)$$

dimana T_w adalah temperature rata – rata silinder, T_{in} adalah temperatur rata – rata fluida masuk, dan T_{out} adalah temperatur rata-rata fluida keluar.

Pressure drop (penurunan tekanan) adalah penurunan tekanan fluida saat mengalir melalui pipa, saluran, atau peralatan. Penurunan ini terjadi akibat gaya gesek fluida dengan dinding pipa, viskositas fluida, perubahan bentuk geometri saluran, serta faktor – faktor lain. Rumus dasar menggunakan persamaan *Darcy – Weisbach*:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L\rho v^2}{2D} \quad (3.7)$$

dimana ΔP = *pressure drop* (Pa atau N/m²), f = faktor gesekan, L = panjang pipa (m), D = diameter pipa (m). Pada pengujian hidrodinamik, pengukuran *pressure drop* (ΔP) dilakukan dengan mengukur beda tekanan pada sisi *inlet* (P_{inlet}) dan *outlet* (P_{outlet}) spesimen uji di bagian *test section* yang dirumuskan pada persamaan (3.8) :

$$\Delta P = P_{inlet} - P_{outlet} \quad (3.8)$$

Performance evaluation criteria (PEC) digunakan untuk menganalisa performa termal-hidrolik. Persamaan yang digunakan untuk menghitung rasio antara faktor *Coulburn* (j) terhadap faktor gesekan (f) pada penelitian (A. Gupta et al., 2020a) yang dinyatakan pada Persamaan (3.9) :

$$PEC = \frac{\frac{j_1}{j_0}}{\left(\frac{f_1}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (3.9)$$

dimana f adalah *friction factor* aliran udara melewati spesimen uji. Nilai *friction factor* dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$f = \frac{2\Delta_p D_h}{\rho u_{in} L} \quad (3.10)$$

dan faktor *Coulburn* (j) dirumuskan dengan persamaan (3.11) berikut ini.

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (3.11)$$

Parameter penting lainnya yang digunakan dalam analisis penukar panas adalah faktor *cost benefit ratio* (*CBR*), yang didefinisikan sebagai rasio penurunan tekanan per variasi angka *Nu*. Konsep ini dikembangkan untuk melihat apakah metode yang digunakan untuk meningkatkan laju perpindahan panas efisien secara ekonomi atau tidak seperti dirumuskan berikut ini (M. W. Tian et al., 2020a).

$$CBR = \frac{\% \Delta p}{\% Nu} \quad (3.12)$$

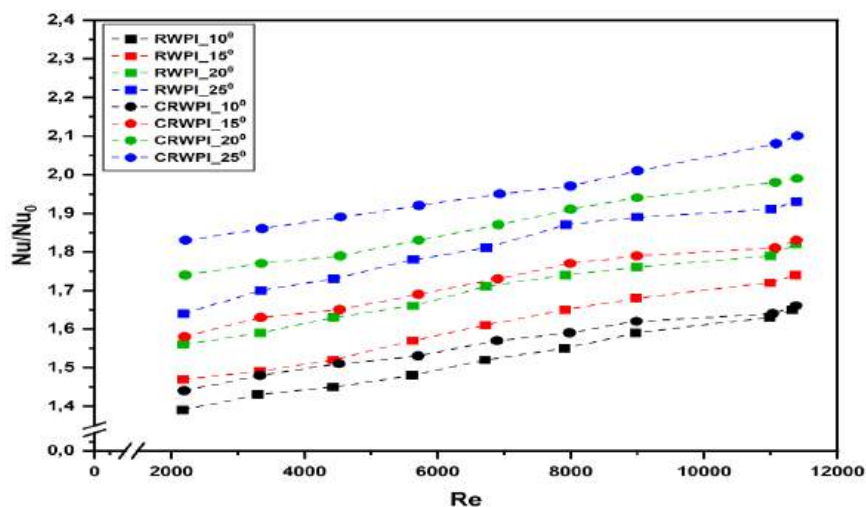
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Dengan pengembangan teknologi *vortex generators* (VGs), kinerja dan efisiensi perpindahan panas telah mengalami peningkatan yang signifikan. Penelitian oleh Y. Wang et al., 2022 menunjukkan bahwa penggunaan VGs dapat memperlambat pemisahan aliran, yang pada gilirannya membantu mengurangi faktor gesekan dan hambatan aliran, terutama pada area *fin tube heat exchanger* (A. Gholami et al., 2017). Karakteristik aliran fluida yang dihasilkan oleh VGs dipengaruhi oleh berbagai faktor, termasuk bentuk, posisi, dan geometri dari VGs tersebut.

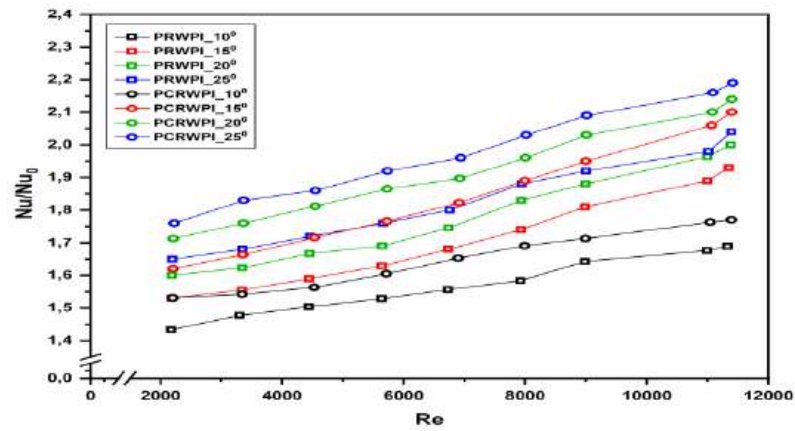
Bentuk VGs yang digunakan dalam eksperimen ini adalah *rectangular winglet* dan *concave rectangular winglet vortex generators* sebanyak tiga pasang dengan variasi lubang dan tanpa lubang, serta susunan secara *inline* dan *staggered*. Selain itu, variasi posisi sudut serang yang digunakan adalah 10° , 15° , 20° , dan 25° . Dengan memperhatikan kompleksitas dari konfigurasi VGs dan variasi yang diamati, bab ini menyajikan hasil eksperimental secara sistematis dan analisis terhadap data yang diperoleh.

4.1 Pengaruh Vortex Generators Terhadap Perpindahan Panas

Peningkatan atau penurunan efisiensi perpindahan panas pada suatu geometri atau aliran tertentu dapat direpresentasikan dengan rasio Nu/Nu_0 . Nilai rasio tersebut dipengaruhi oleh pola aliran sebagai pemicu pembentukan *vortex* yang merupakan efek dari penggunaan bentuk *vortex generators* (VGs) yang dipilih seperti terlihat pada gambar berikut ini.



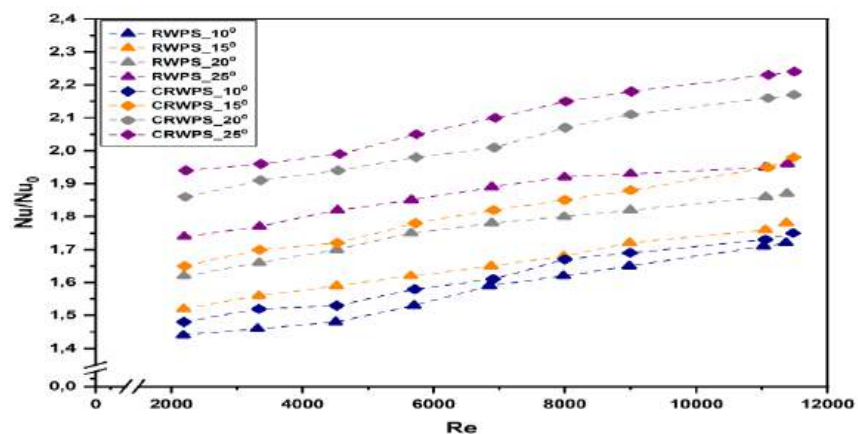
(a)



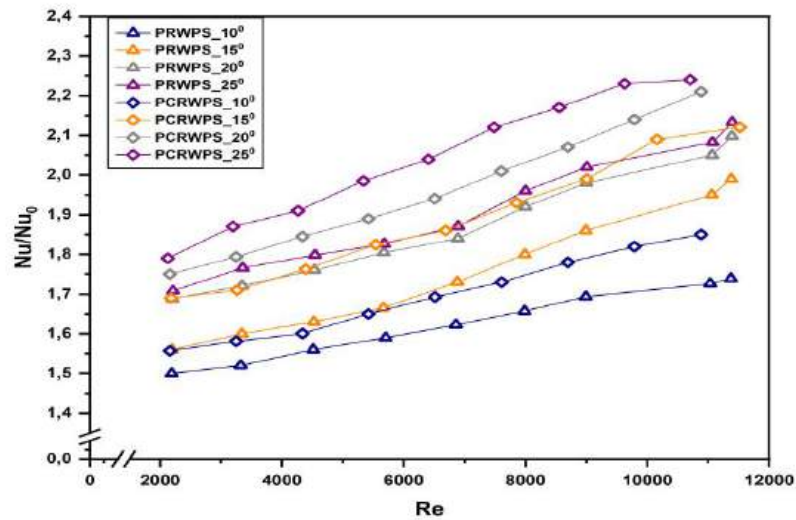
(b)

Gambar 4-1 Grafik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan *inline* (a) tanpa lubang (b) berlubang

Pada **Gambar 4-1** dan **4-2** terlihat bahwa nilai rasio Nu/Nu_0 yang menggunakan bentuk *concave rectangular winglet VGs* lebih besar dibandingkan bentuk *rectangular winglet VGs*. Peningkatan perpindahan panas yang ditimbulkan VGs dengan permukaan *concave rectangular winglet* tanpa lubang ataupun berlubang pada **Gambar 4-1** (a) dan (b) rata – rata sebesar 15,38 % dibandingkan dengan permukaan *rectangular winglet* tanpa lubang ataupun berlubang, sedangkan pada **Gambar 4-2** (a) dan (b) rata – rata sebesar 11,14 % . Hal ini disebabkan permukaan *concave* menimbulkan ketidakstabilan gaya sentrifugal aliran fluida yang menyebabkan penguatan vortisitas aliran (Sugiri et al., 2017). Penguatan vortisitas aliran membuat pencampuran fluida panas dekat dinding dengan fluida dingin dari aliran utama menjadi lebih baik (Song et al., 2022).



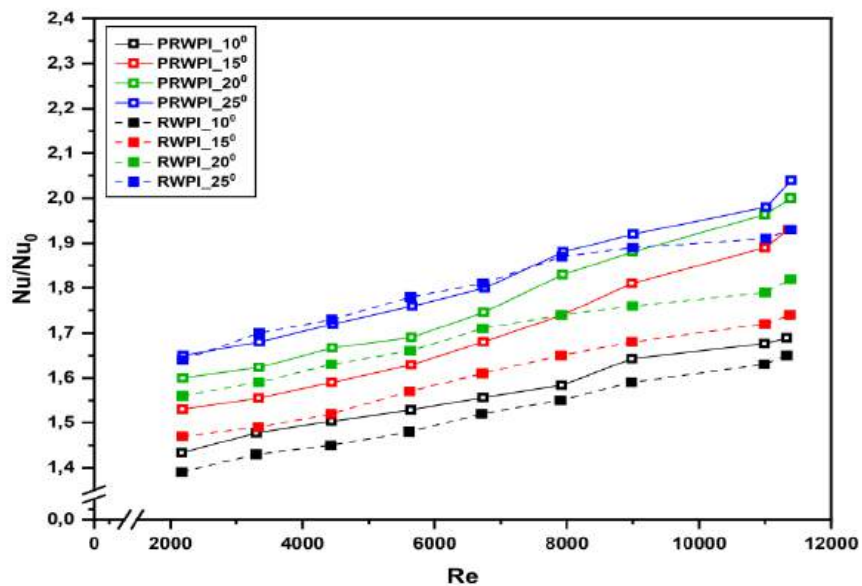
(a)



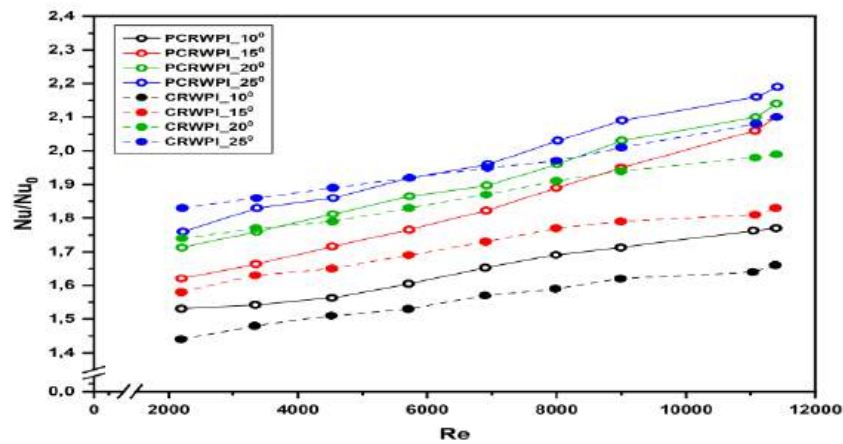
(b)

Gambar 4-2 Garfik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan *staggered* (a) tanpa lubang (b) berlubang

Vortisitas yang timbul juga dipengaruhi oleh bentuk VGs tanpa lubang dan berlubang, di mana berdampak pada rasio Nu/Nu_0 yang dihasilkan pada eksperimen ini, seperti terlihat pada **Gambar 4-3** dan **4-4**. Lubang pada permukaan VGs akan menghasilkan efek yang mengganggu pola fluida di sepanjang saluran.



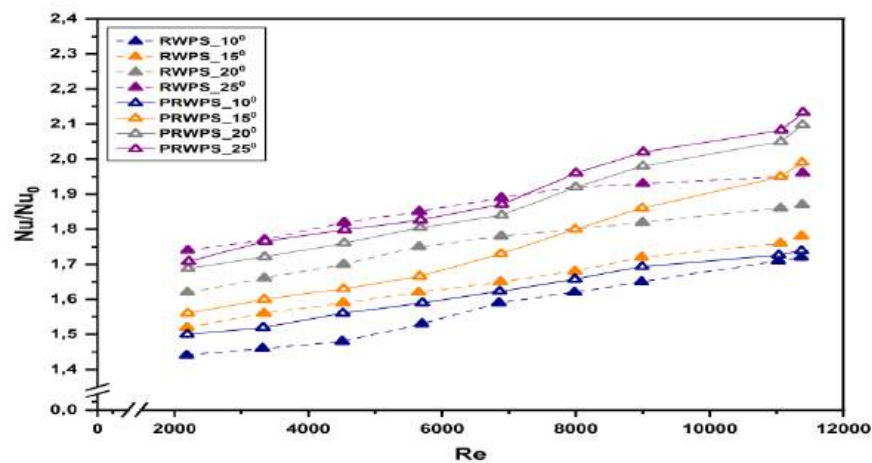
(a)



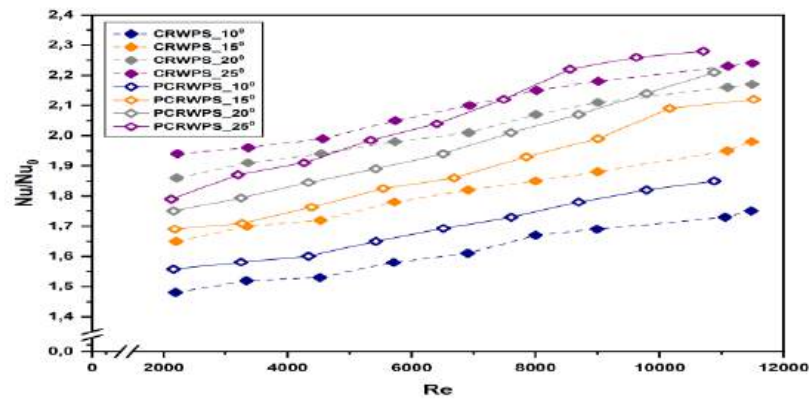
(b)

Gambar 4-3 Grafik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara inline (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

Gambar 4-3 dan **4-4** tampak bahwa nilai Nu/Nu_0 untuk *rectangular winglet* berlubang (PRWP) dan *concave rectangular winglet berlubang* (PCRWP) lebih besar dibandingkan tanpa lubang. Artinya, lubang dapat meningkat perpindahan panas di mana semakin banyak lubang dan semakin kecil lubang maka peningkatkan perpindahan panas semakin besar (Pranita Hendraswari et al., 2021). Peningkatan rata – rata Nu/Nu_0 untuk *perforated rectangular winglet* dibandingkan *rectangular winglet VGs* pada **Gambar 4-3** (a) sebesar 25,82% dan pada **Gambar 4-4** (a) sebesar 18,04%, sedangkan pada **Gambar 4-3** (b) sebesar 25,6% dan pada **Gambar 4-4** (b) sebesar 17,6% untuk *perforated concave rectangular winglet vortex generators* baik yang disusun secara *inline* ataupun *staggered*.



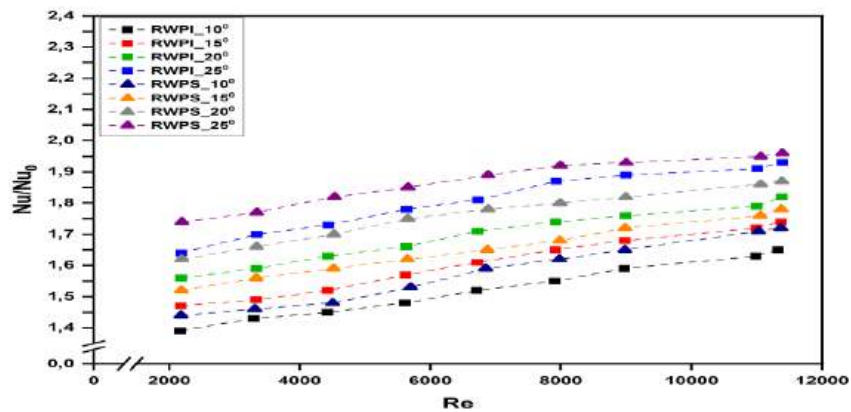
(a)



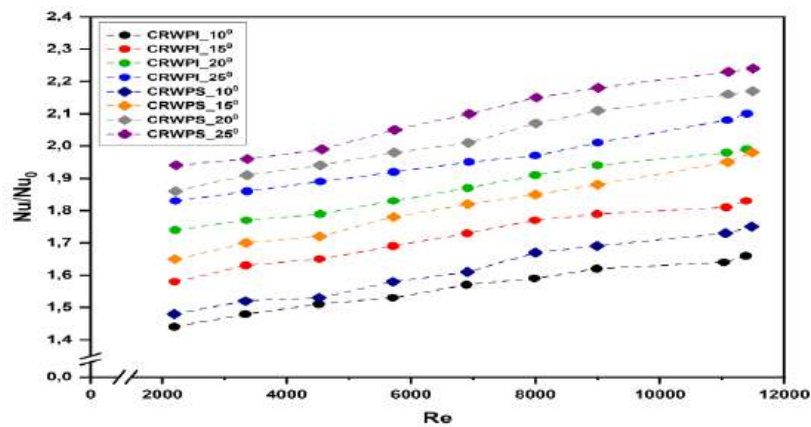
(b)

Gambar 4-4 Garfik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara *staggered* (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

Vortex generators yang disusun secara *inline* maupun *staggered* seperti terlihat pada **Gambar 4-5** dan **4-6** mempengaruhi rasio Nu/Nu_0 untuk eksperimen ini. Pada gambar tersebut tampak bahwa Nu/Nu_0 untuk VGs yang disusun secara *staggered* menghasilkan nilai yang lebih besar dibandingkan VGs yang disusun secara *inline* baik untuk *rectangular* ataupun *concave rectangular winglet* dengan tanpa lubang ataupun berlubang. Artinya, terjadi rata – rata peningkatan perpindahan panas yang lebih besar untuk susunan *staggered* dibandingkan *inline* sekitar 8%. Susunan *staggered* dapat mengubah pola aliran secara lebih kompleks, menciptakan zona – zona turbulensi yang dapat meningkatkan pencampuran fluida pada permukaan (Naik & Tiwari, 2021b). **Gambar 4-5** dan **4-6** terlihat bahwa susunan *staggered* untuk Nu/Nu_0 terbesar berturut-turut untuk RWPS, CRWPS, PRWPS, dan PCRWPS adalah 1,96; 2,13; 2,24; dan 2,28 pada sudut serang 25° .



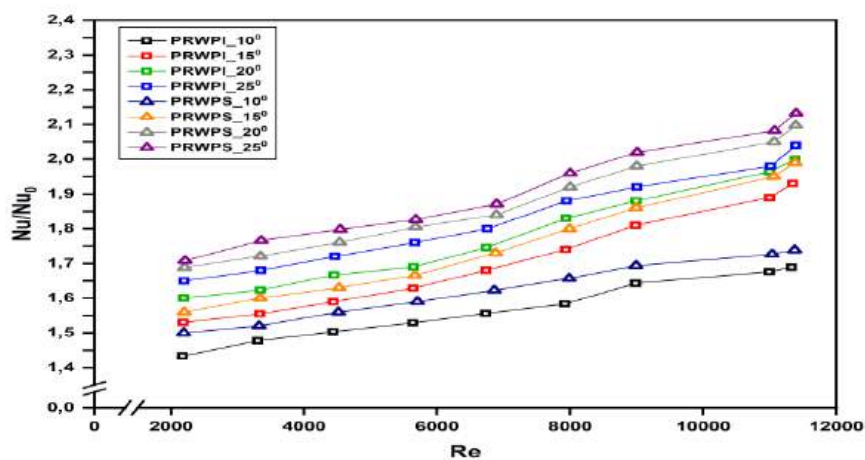
(a)



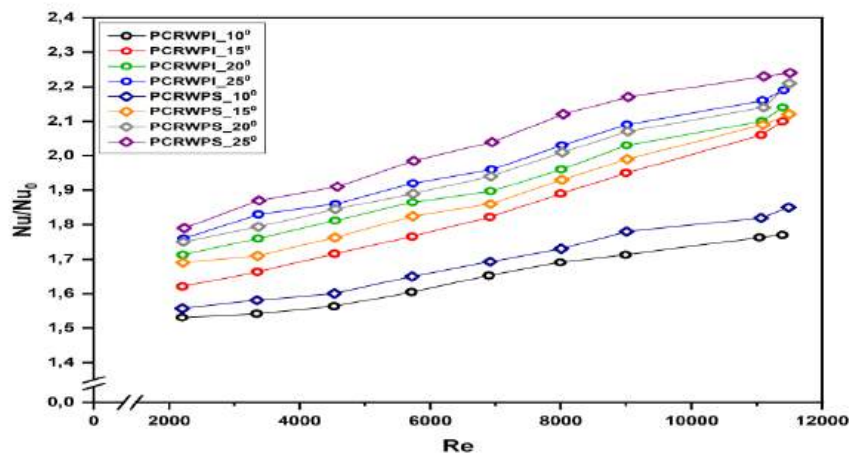
(b)

Gambar 4-5 Grafik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

Berdasarkan **Gambar 4-1 – 4-6** terlihat bahwa nilai Nu/Nu_0 terbesar pada sudut serang 25° . Sudut serang dapat memicu pembentukan *vortex* yang lebih kuat di sekitar VGs. *Vortex* ini dapat membawa fluida panas dari lapisan batas yang tebal ke permukaan yang dapat meningkatkan perpindahan panas (Abdollahi & Shams, 2015). Lapisan batas cenderung tipis pada Re yang tinggi sehingga memungkinkan terjadinya kontak langsung antara fluida dengan permukaan yang meningkatkan perpindahan panas. Hal ini terlihat dari nilai Nu/Nu_0 terbesar pada sudut serang 25° , yaitu 1,91 yang menggunakan *perforated concave rectangular winglet* VGs yang disusun secara *staggered* sebanyak tiga pasang dengan Re sebesar 11.058.



(a)

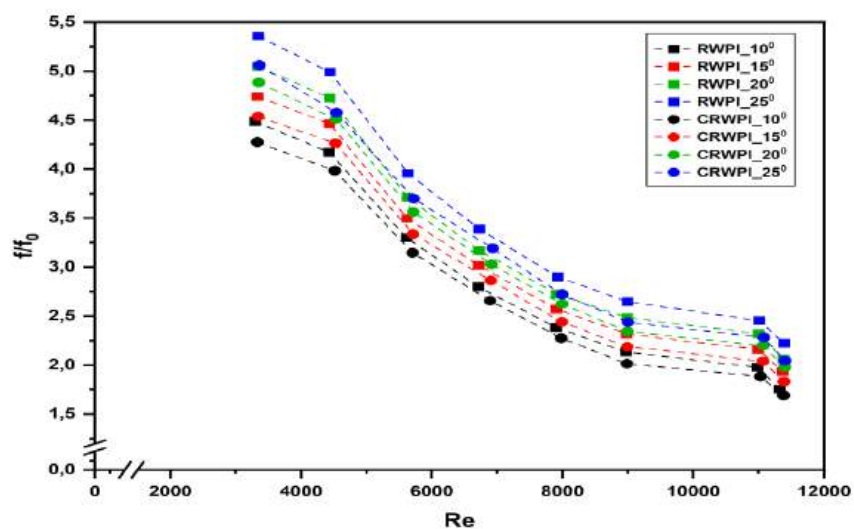


(b)

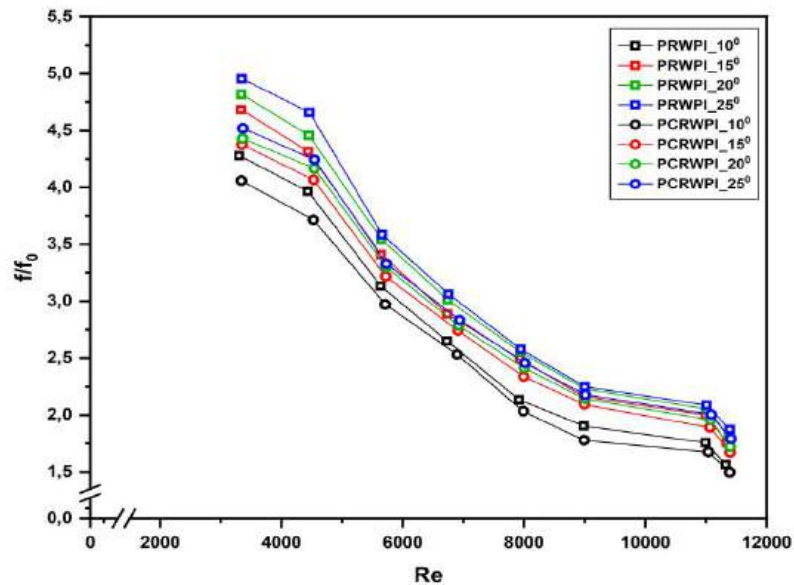
Gambar 4-6 Grafik rasio Nu/Nu_0 terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) *perforated rectangular winglet* (b) *perforated concave rectangular winglet*

4.2 Pengaruh Vortex Generators Terhadap Rasio *Friction Factor*

Struktur geometris VGs memicu pembentukan vortex dan gangguan aliran pada saat aliran fluida melewatinya. VGs yang digunakan dapat menginduksi turbulensi dalam aliran fluida di sekitarnya. Turbulensi tersebut dapat meningkatkan gesekan permukaan yang dapat meningkatkan rasio *friction factor*, seperti terlihat pada pembahasan berikut ini.



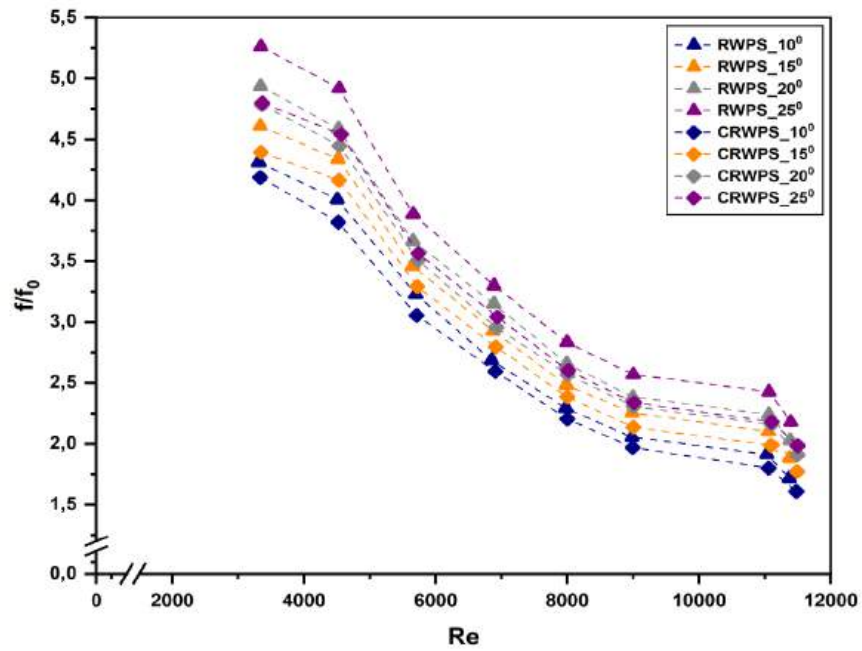
(a)



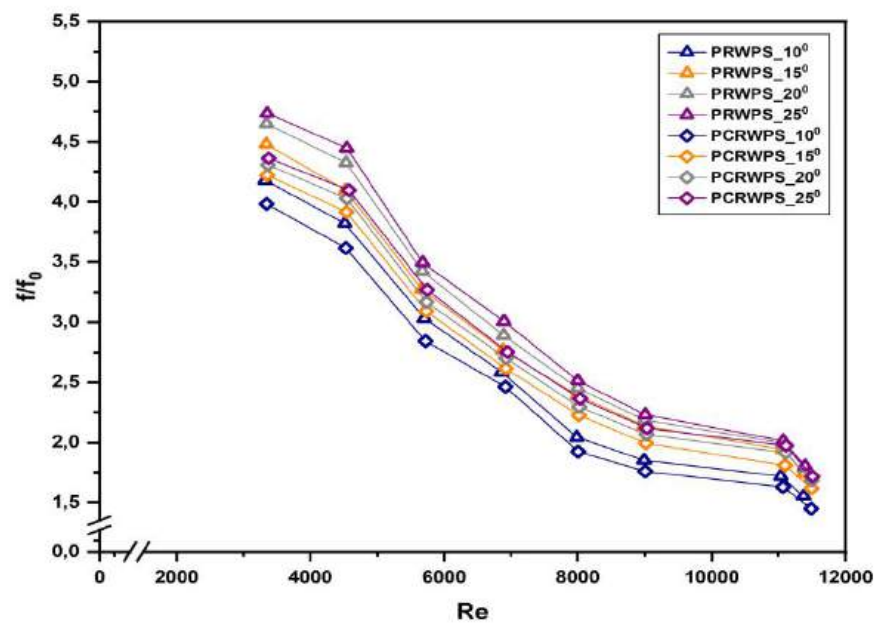
(b)

Gambar 4-7 Grafik Rasio *friction factor* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan *inline* (a) tanpa lubang (b) berlubang

Pada **Gambar 4-7** dan **4-8** terlihat bahwa penggunaan *concave rectangular winglet* VGs menghasilkan rasio *friction factor* yang lebih rendah dibandingkan dengan *rectangular winglet*. Hal ini disebabkan *frontal area* yang tertumbuk oleh aliran fluida dari permukaan *concave* lebih luas dibandingkan dengan dinding datar VGs (Sugiri et al., 2017). Penurunan berdasarkan hasil eksperimen pada **Gambar 4-7 (a)** rasio CRWPI lebih rendah sekitar 8,31 % dibandingkan RWPI dan **Gambar 4-8 (a)** CRWPS lebih rendah sekitar 8,78% dibandingkan RWPS, sedangkan PCRWPI pada **Gambar 4-7 (b)** lebih rendah sekitar 14,13% daripada PRWPI dan **4-8 (b)** PCRWPS mengalami penurunan sekitar 10,37% dibandingkan PRWPS. Penurunan ini dikarenakan efek pembentukan *vortex* yang lebih efisien dan pengurangan zona turbulensi yang tidak diinginkan di sekitar permukaan *winglet* (Kumar & Layek, 2020). Vorteks yang terbentuk secara efisien oleh *concave rectangular winglet* VGs karena dapat mengurangi gesekan permukaan dan meningkatkan profil aliran sehingga berdampak pada penurunan rasio *friction factor* (L. Zhao et al., 2023).

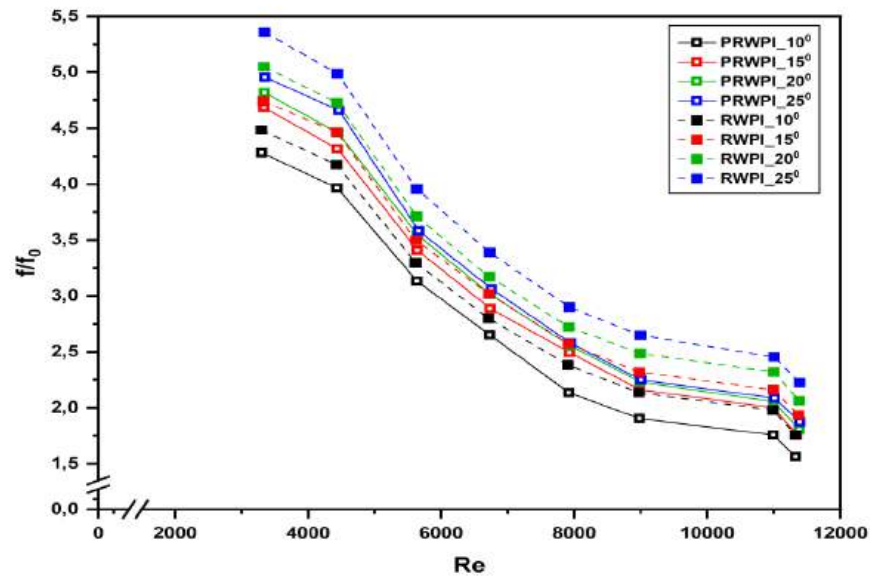


(a)

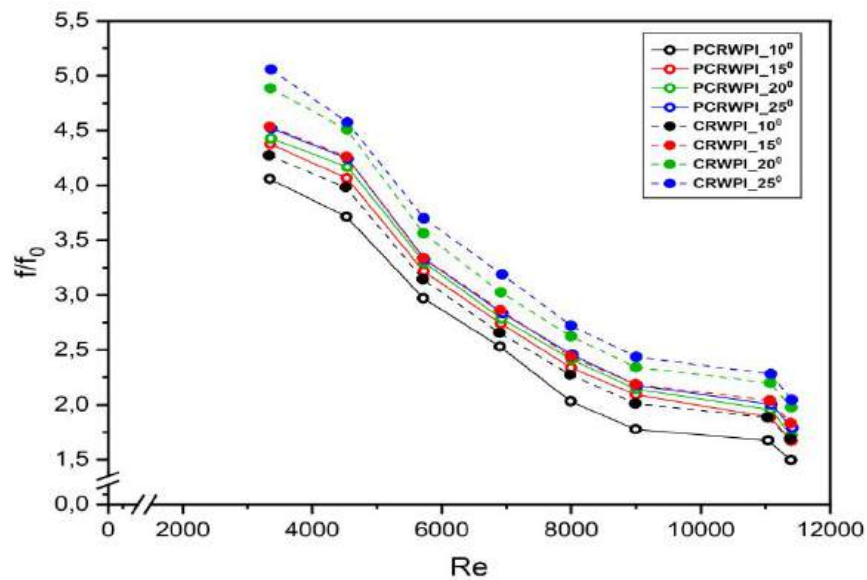


(b)

Gambar 4-8 Grafik rasio *friction factor* terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan *staggered* (a) tanpa lubang (b) berlubang



(a)

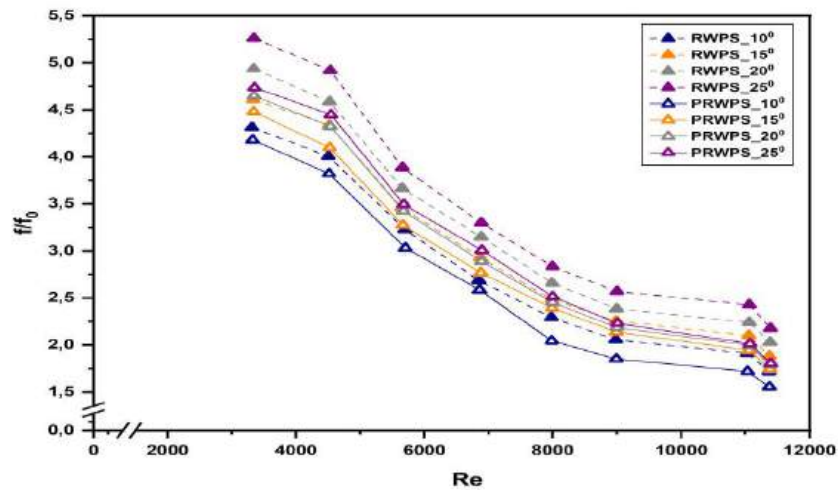


(b)

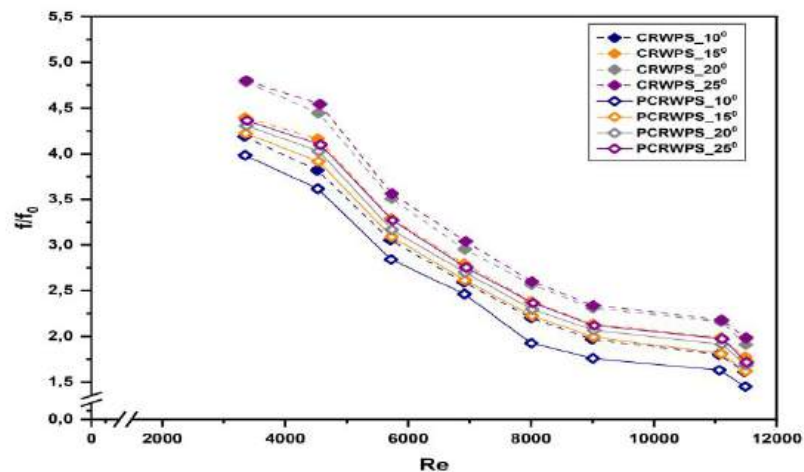
Gambar 4-9 Grafik rasio *friction factor* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara *inline* (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

Pada **Gambar 4-9** dan **4-10** menunjukkan bahwa penggunaan bentuk VGs yang berlubang pada eksperimen ini menghasilkan *rasio friction* yang lebih rendah dibandingkan

bentuk VGs yang tidak berlubang. Pada **Gambar 4-9** (a) terlihat bahwa terjadi penurunan sebesar 11,61% sedangkan pada **Gambar 4-9** (b) sebesar 13,37%. Untuk **Gambar 4-10** (a) menunjukkan penurunan yang dihasilkan sebesar 3,82 %, sedangkan pada **Gambar 4-10** (b) sebesar 14,58%.



(a)

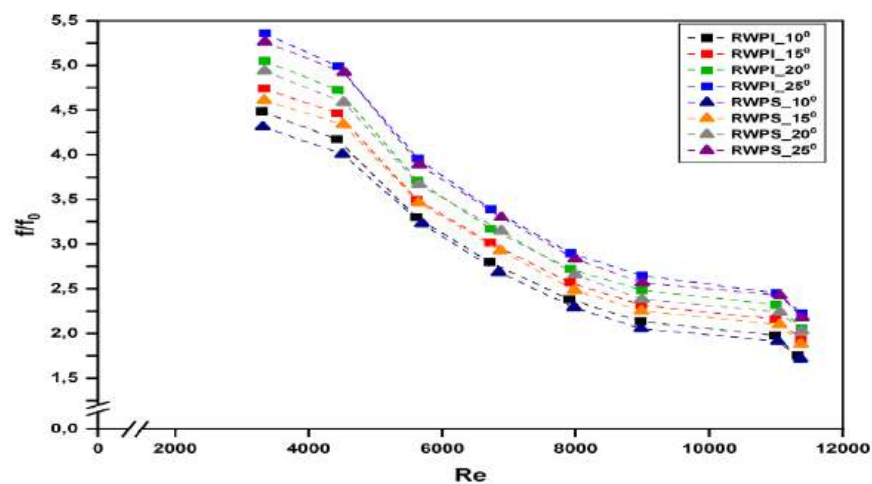


(b)

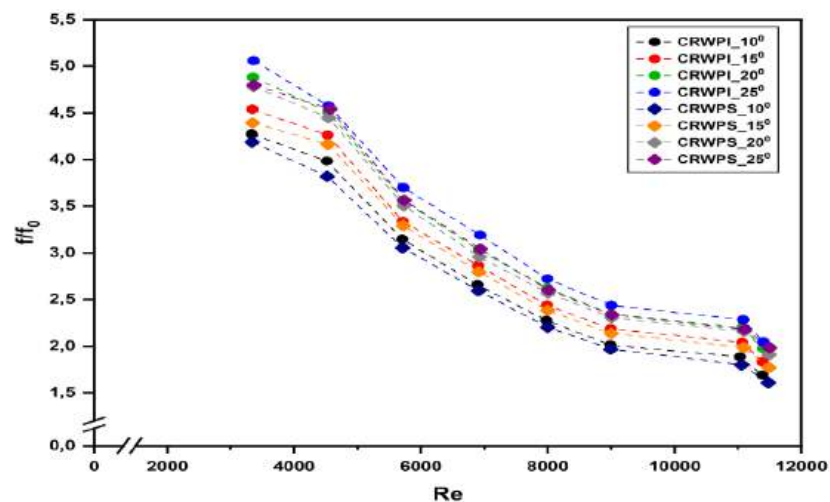
Gambar 4-10 Garfik rasio *friction factor* terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara *staggered* (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

Penurunan rasio *friction factor* pada **gambar 4-9** dan **4-10** disebabkan adanya efek lubang yang mengganggu aliran dan mempengaruhi pembentukan vortex dan distribusi tekanan di sekitar permukaan winglet. Lubang menimbulkan jet flow yang dapat mengurangi

aliran stagnasi dan *recirculation zone* (Boukhadia et al., 2018; Oneissi et al., 2018). Hal ini memungkinkan untuk pembentukan vortex yang lebih efisien dan mengurangi resistansi aliran yang dapat meningkatkan perpindahan panas dan menurunkan rasio *friction factor* (Pérez et al., 2022). Lubang cenderung menghasilkan zona turbulensi yang lebih terorganisir di sekitar permukaan dibandingkan yang tidak berlubang. Zona tersebut dan pola aliran yang lebih kompleks dapat tercipta pada VGs yang disusun secara staggered dibandingkan secara *inline* seperti ditunjukkan pada **Gambar 4-11** dan **4-12**.



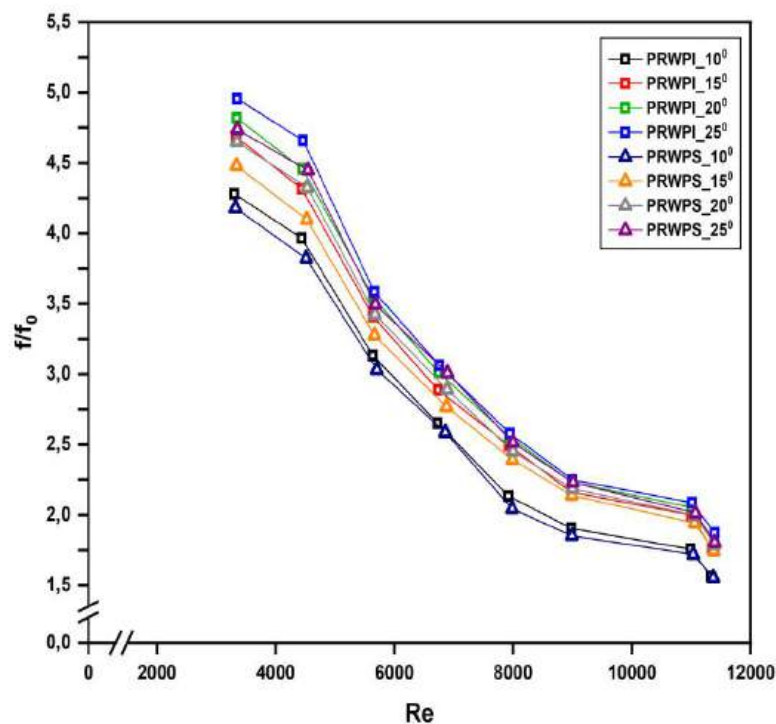
(a)



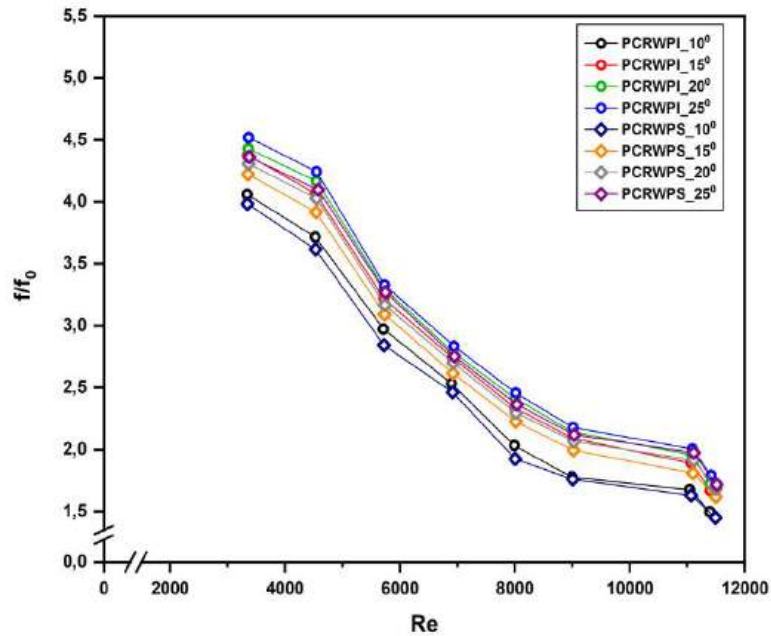
(b)

Gambar 4-11 Grafik rasio *friction factor* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

Pada **Gambar 4-11** dan **4-12** terlihat bahwa penggunaan susunan *staggered* VGs menghasilkan rasio *friction factor* yang lebih rendah dibandingkan dengan susunan *inline*. Rasio *friction factor* untuk RWPS lebih rendah 3,86% dibandingkan RWPI pada **Gambar 4-11** (a), sedangkan pada **Gambar 4-11**(b) rasio *friction factor* untuk CRWPS lebih rendah sebesar 4,38% dari CRWPI. Begitu juga pada **Gambar 4-12** (a) rasio *friction factor* PRWPS lebih rendah dari PRWPI sebesar 5,10% dan PCRWPS lebih rendah dari PCRWPI sebesar 5,43% pada **Gambar 4-12** (b). Hal ini disebabkan oleh interaksi antara vorteks yang dihasilkan oleh setiap VG dalam susunan *staggered*, yang mengarah pada distribusi tekanan yang lebih merata dan pembentukan zona turbulensi yang lebih efektif. Penurunan rasio *friction factor* yang diamati pada susunan *staggered* VGs dapat dijelaskan oleh efek interaksi antar *vortex* yang dihasilkan oleh setiap VGs. Susunan *staggered* menghasilkan pola aliran yang lebih kompleks, yang pada gilirannya mengurangi resistensi aliran dan meningkatkan profil aliran di sekitar permukaan *winglet*, yang menyebabkan penurunan rasio *friction factor* (H. Zhao et al., 2016).



(a)



(b)

Gambar 4-12 Grafik rasio *friction factor* terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

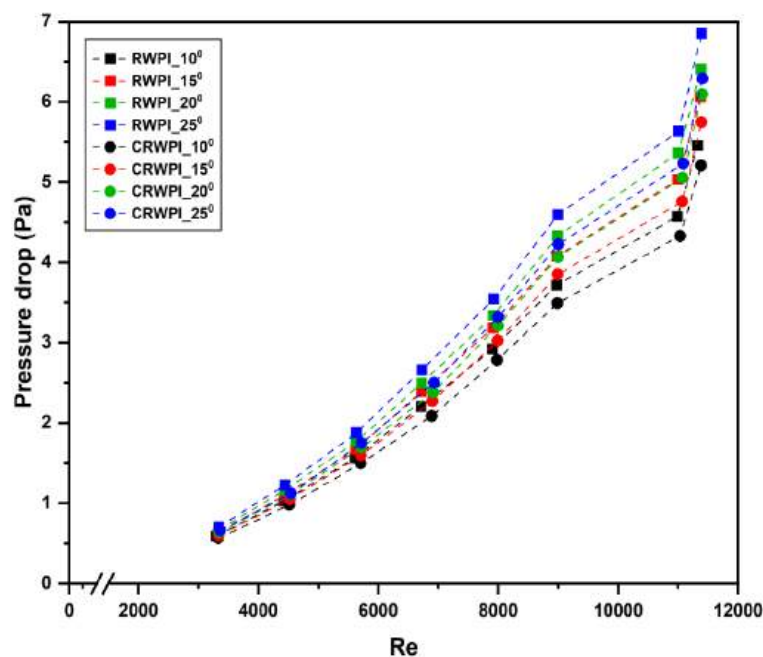
Hasil eksperimental pada **Gambar 4-7 – 4-12** menunjukkan bahwa variasi sudut serang mempengaruhi pola aliran di sekitar VGs. Dengan sudut serang yang lebih besar, aliran fluida cenderung tetap terikat pada permukaan VGs dalam rentang sudut yang lebih luas. Hal ini mengurangi zona pemisahan aliran di sekitar VGs, di mana aliran terpisah dari permukaan yang menyebabkan peningkatan rasio *friction factor*. Rasio *friction factor* pada sudut serang 25° lebih besar dibandingkan 20°, 15°, dan 10° dengan rasio tertinggi pada susunan *inline* sebesar 2,224 (RWPI) dan 1,871 (PRWPI) dengan Re yang bernilai 11389 (RWPI) dan 11389 (PRWPI). Pada gambar tersebut terlihat bahwa ketika sudut serang meningkat, maka terjadi peningkatan bilangan Reynolds (Re). Hal ini dikarenakan kecepatan aliran terhadap permukaan VGs juga meningkat (Rostamzadeh-Renani et al., 2023).

Perubahan Re akibat variasi sudut serang memiliki implikasi langsung pada rasio *friction factor*. Pada nilai Re yang rendah maka rasio *friction factor* cenderung lebih tinggi dikarenakan gesekan antar lapisan aliran dan permukaan VGs relatif tinggi dalam kondisi ini, seperti terlihat pada **Gambar 4-7 – 4-12**. Sebaliknya, seiring dengan peningkatan nilai Re , aliran cenderung lebih turbulen dan pembentukan vortex menjadi lebih aktif. Akibatnya, rasio *friction factor* cenderung menurun. Ini disebabkan gesekan permukaan yang lebih

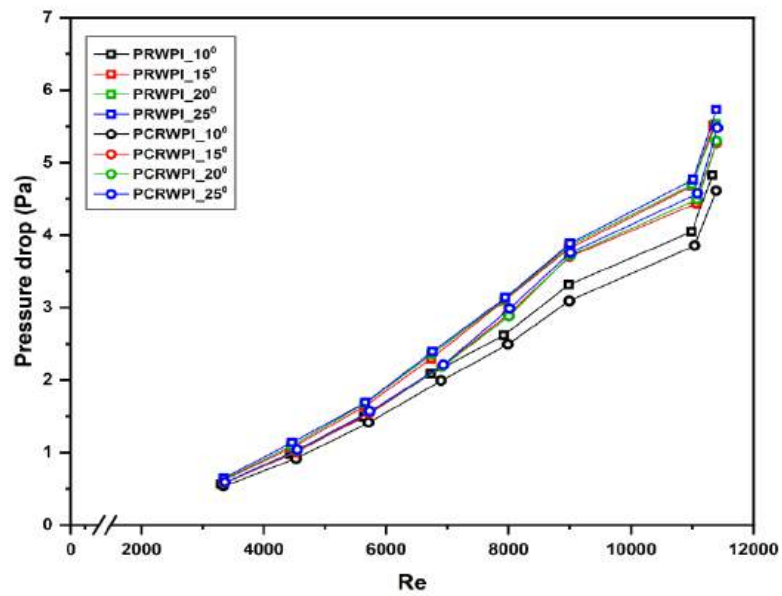
rendah dalam aliran turbulen (Srivastava & Sahoo, 2024a). Rasio *friction factor* *perforated concave rectangular winglet VGs* lebih rendah 10,19% dibandingkan *perforated rectangular winglet VGs*. Rasio *friction factor* untuk *perforated VGs* lebih rendah dibandingkan *non-perforated VGs*. Lubang – lubang pada permukaan VGs dapat mengganggu aliran dan meningkatkan pembentukan *vortex* yang mengurangi gesekan permukaan secara signifikan (Chamoli et al., 2017b). Re sebesar 11485 pada PCRWPS yang menghasilkan rasio *friction factor* terendah sebesar 1,451 pada sudut serang 10° .

4.3 Pengaruh *Vortex Generators* Terhadap *Pressure Drop*

Berdasarkan hasil eksperimen menunjukkan bahwa penggunaan VGs memiliki dampak yang signifikan terhadap nilai *pressure drop* dalam sistem aliran fluida. Ketika bentuk, susunan, dan konfigurasi VGs tepat maka dapat mengubah pola aliran udara di sekitarnya. Pola aliran udara dapat diarahkan untuk tetap melekat pada permukaan sehingga mengurangi terjadinya pemisahan aliran yang berpotensi untuk meningkatkan hambatan aliran. Selain itu, dapat membantu mengurangi gradien tekanan di sepanjang permukaan yang pada gilirannya dapat mengurangi tekanan yang diperlukan untuk mempertahankan aliran, seperti pembahasan berikut ini.

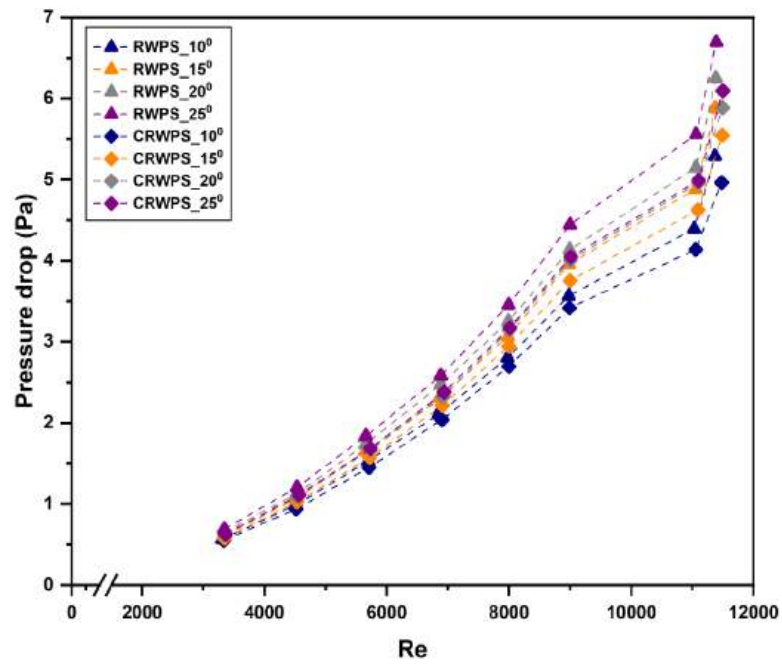


(a)

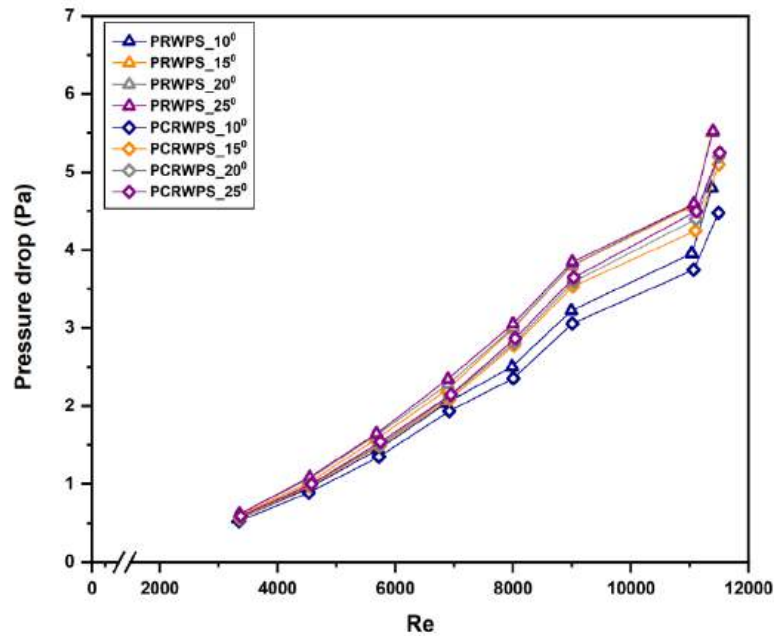


(b)

Gambar 4-13 Grafik *pressure drop* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan *inline* (a) tanpa lubang (b) berlubang



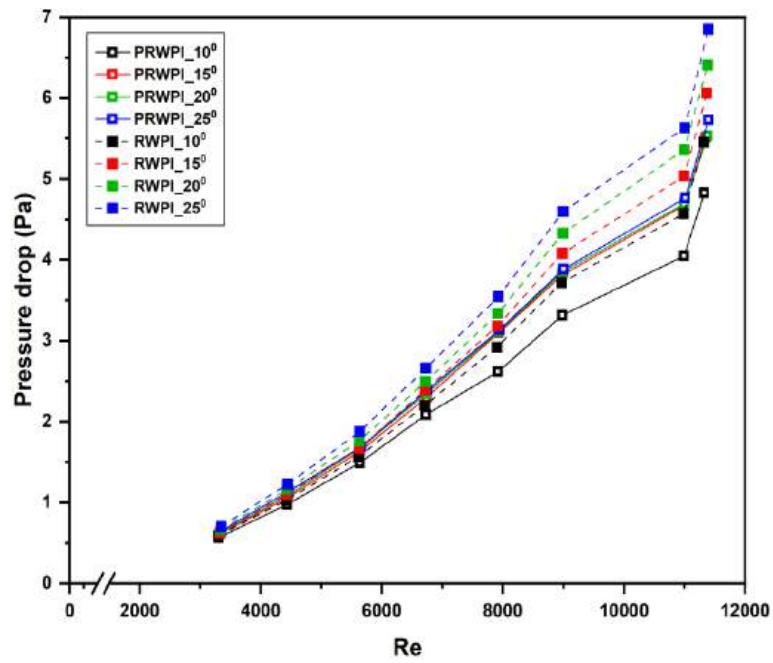
(a)



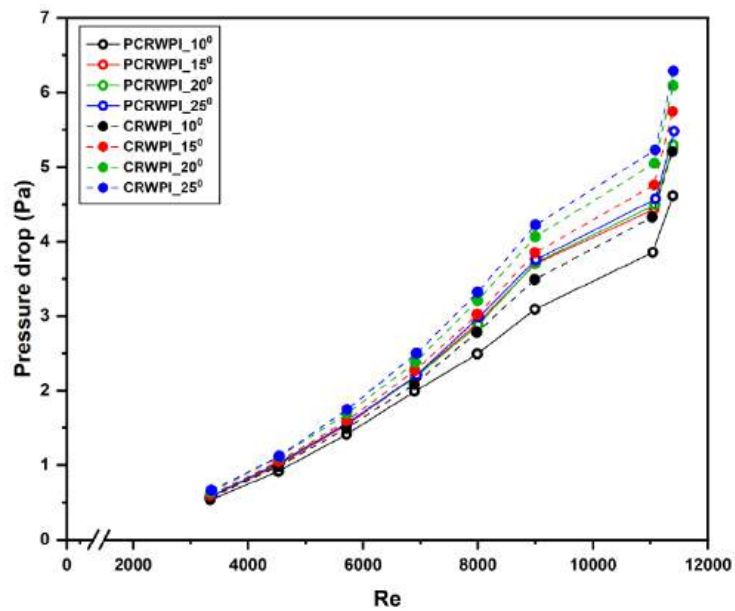
(b)

Gambar 4-14 Grafik *pressure drop* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan *staggered* (a) tanpa lubang (b) berlubang

Pada **Gambar 4-13** dan **4-14** terlihat bahwa nilai *pressure drop* yang dihasilkan oleh penggunaan *concave rectangular winglet VGs* cenderung lebih rendah dibandingkan dengan *rectangular winglet*. Penurunan nilai *pressure drop* pada penggunaan *concave rectangular winglet* **Gambar 4-13** (a) sebesar 8,59%, sedangkan **Gambar** (b) sebesar 9,87 % dibandingkan nilai *pressure drop* pada penggunaan *rectangular winglet VGs*. Nilai *pressure drop* juga terjadi penurunan pada **Gambar 4-14** (a) dan (b) sebesar 8,72 % dan 10,28 % untuk penggunaan *concave rectangular winglet VGs* dibandingkan *rectangular winglet VGs*. Hal ini dikarenakan bentuk *concave rectangular winglet VGs* yang lebih sederhana sehingga cenderung mempengaruhi aliran udara dengan cara yang lebih terprediksi. Akibatnya, terjadi peningkatan keefisienan aliran udara tanpa menambah terlalu banyak hambatan terhadap aliran udara sehingga nilai *pressure drop* cenderung relatif rendah dibandingkan dengan *rectangular winglet VGs* (Modi & Rathod, 2022). Cekungan dibagian dalam yang dimiliki *concave rectangular winglet VGs* dapat mempengaruhi aliran udara dengan cara yang lebih kompleks, di mana menciptakan efek peningkatan aliran udara di sekitarnya yang meningkatkan hambatan terhadap aliran udara (Modi & Rathod, 2019).

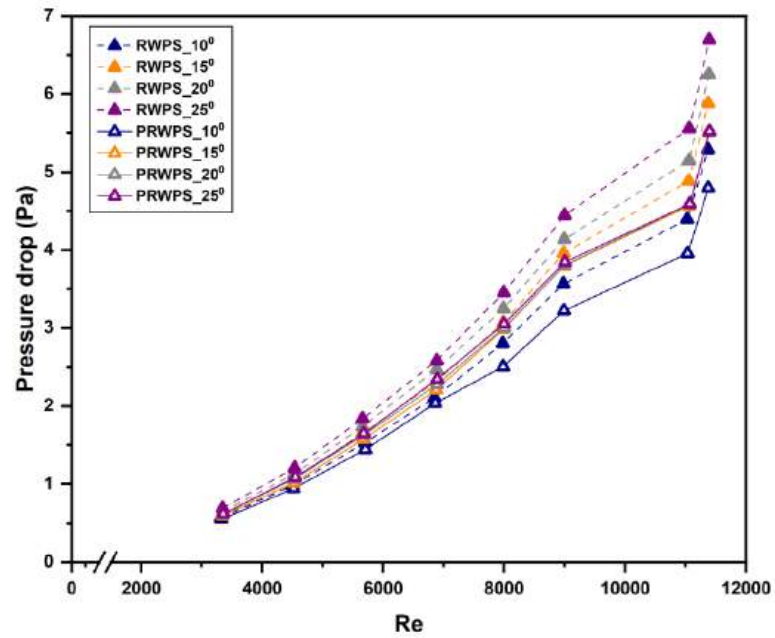


(a)

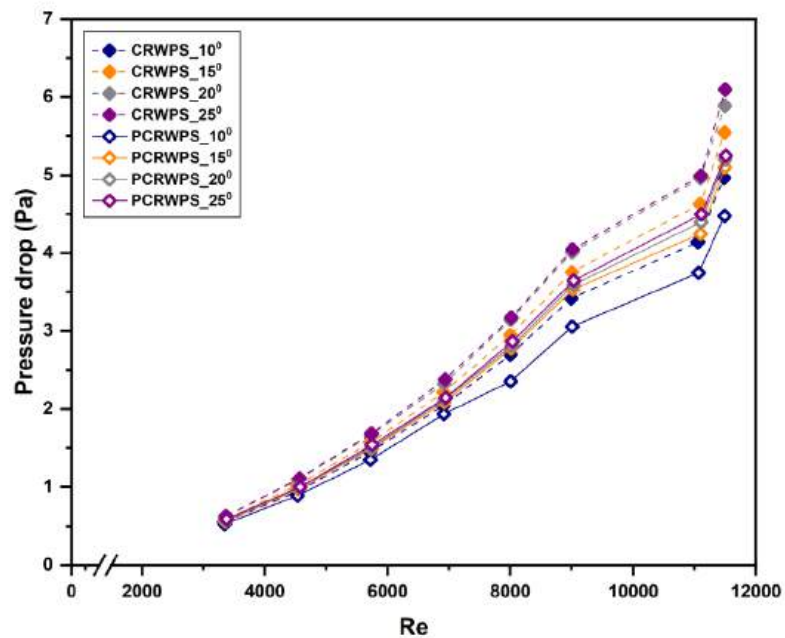


(b)

Gambar 4-15 *Pressure drop* terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara inline (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*



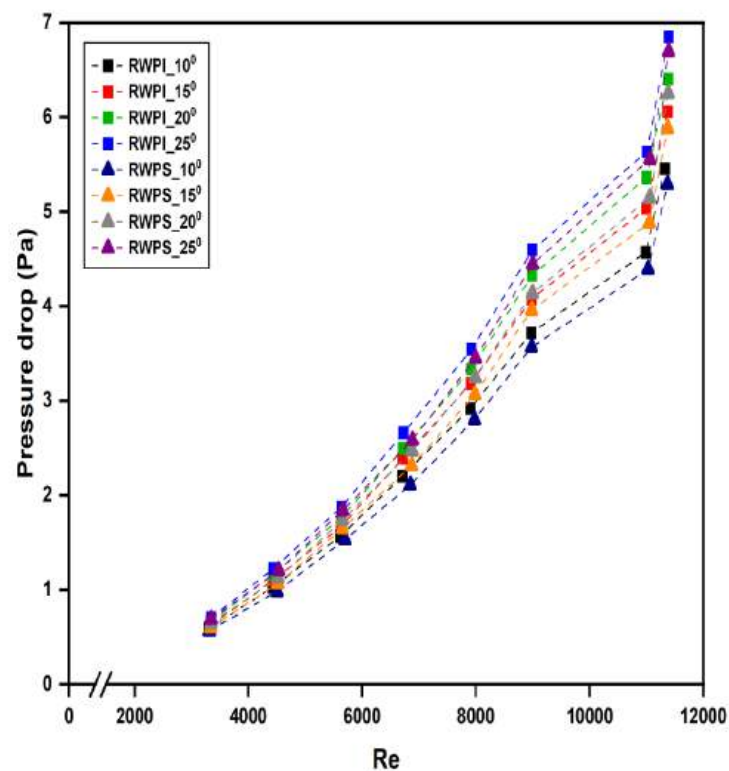
(a)



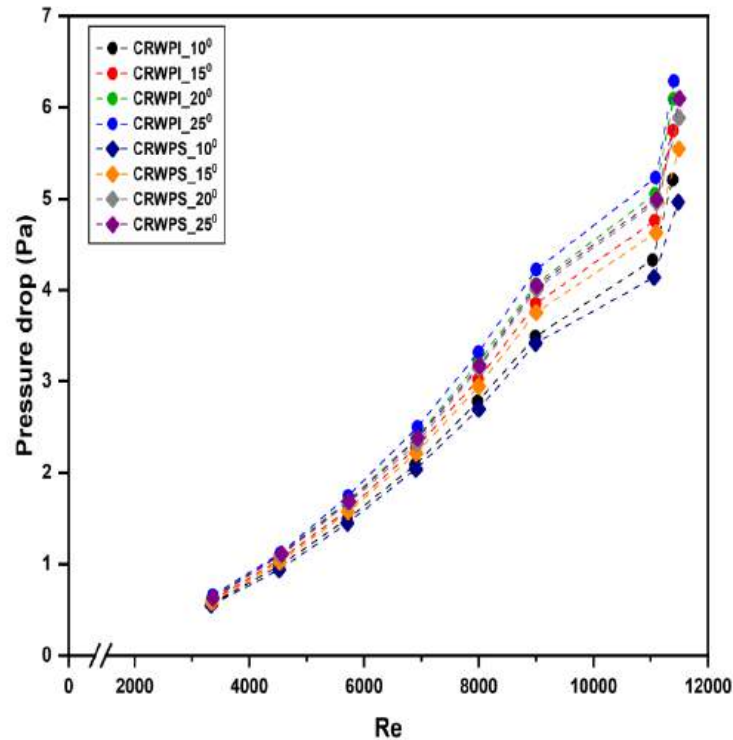
(b)

Gambar 4-16 Grafik *pressure drop* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara staggered (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet

Rectangular winglet maupun *concave rectangular winglet* VGs dengan dan tanpa lubang memiliki efek yang berbeda terhadap nilai *pressure drop*, seperti terlihat pada **Gambar 4-15** dan **4-16** di atas. Pada gambar tersebut terlihat bahwa VGs yang berlubang menghasilkan nilai *pressure drop* yang lebih rendah daripada VGs tanpa lubang. VGs tanpa lubang cenderung mempengaruhi aliran udara yang lebih sederhana sehingga menyebabkan peningkatan nilai *pressure drop* karena menambah hambatan pada aliran udara, sedangkan lubang – lubang pada VGs dapat mengurangi hambatan terhadap aliran udara sehingga menghasilkan nilai *pressure drop* yang lebih rendah daripada yang tidak berlubang (Saini et al., 2023a). Pada **Gambar 4-15 (a)** dan **(b)** terjadi penurunan nilai *pressure drop* rata – rata sebesar 12,01% dan 13,33% untuk VGs yang berlubang jika dibandingkan dengan VGs tidak berlubang pada susunan *inline*, sedangkan pada **Gambar 4-16 (a)** dan **(b)** penurunan terjadi sebesar 8,54% dan 14,05% pada susunan *staggered*.



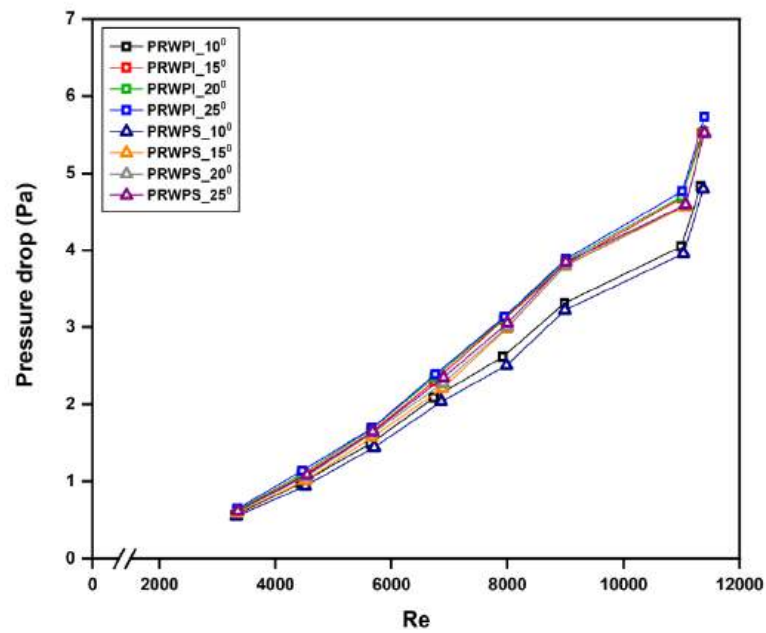
(a)



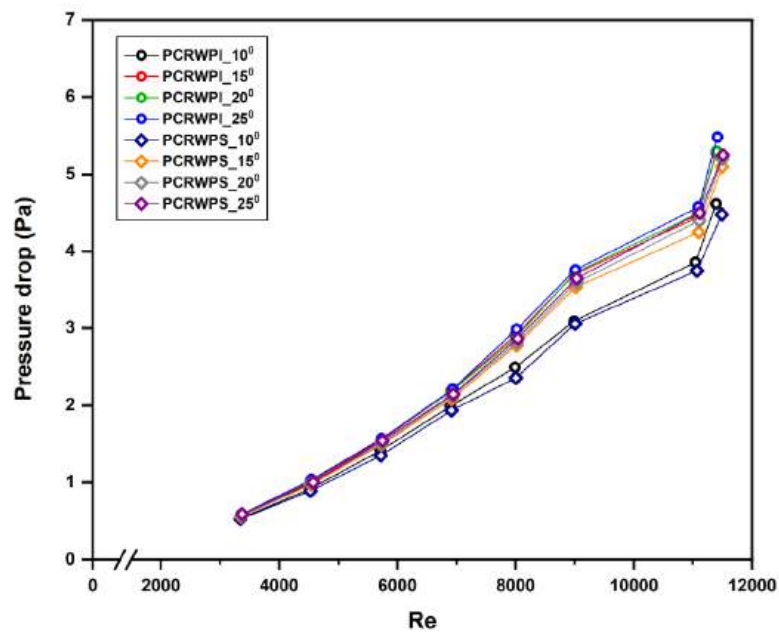
(b)

Gambar 4-17 Grafik *pressure drop* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

Pada **Gambar 4-17** dan **4-18** menunjukkan pengaruh *rectangular winglet* dan *concave rectangular winglet VGs* berlubang maupun tanpa lubang yang disusun secara *inline* dan *staggered* terhadap nilai *pressure drop*. *VGs* yang disusun secara *staggered* berdasarkan hasil eksperimen pada gambar tersebut menghasilkan nilai *pressure drop* yang lebih rendah dibandingkan susunan *inline*. Penurunan nilai *pressure drop* sebesar 4,30% dan 4,42% pada **Gambar 4-17** (a) dan **4-17** (b), sedangkan pada **Gambar 4-18** (a) sebesar 4,70% dan **Gambar 4-18** (b) sebesar 5,09% jika susunan *staggered* dibandingkan *inline*. Hal ini dikarenakan susunan *inline* cenderung menciptakan pola aliran yang lebih teratur dan kohesif di sepanjang permukaan sehingga nilai *pressure drop* yang dihasilkan lebih stabil dan terprediksi, sedangkan susunan *staggered* menghasilkan efek *vortex* yang lebih kuat sehingga mengurangi nilai *pressure drop* dengan mempertahankan aliran yang melekat pada permukaan (A. A. Gholami et al., 2014)



(a)



(b)

Gambar 4-18 Grafik *pressure drop* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang (a) *perforated rectangular winglet* (b) *perforated concave rectangular winglet*

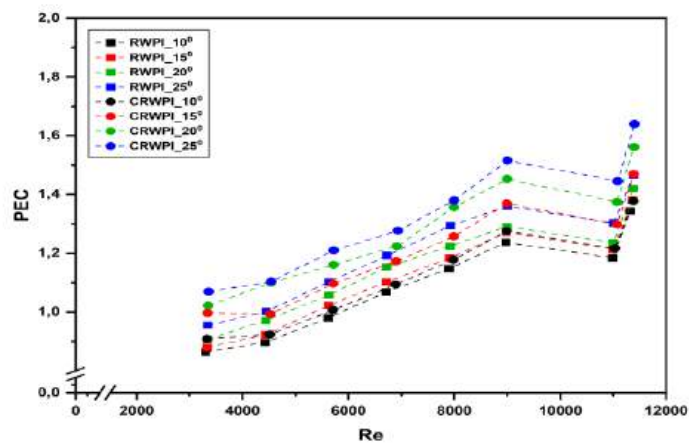
Pada **Gambar 4-13 – 4-18** terlihat bahwa terjadinya peningkatan nilai *pressure drop* seiring dengan semakin besarnya sudut serang yang digunakan. Peningkatan terjadi rata – rata sebesar 15,86% jika sudut serang 10^0 dibandingkan dengan sudut serang 15^0 , 19,63% dibandingkan dengan sudut serang 20^0 , dan 23,08% dibandingkan dengan sudut serang 25^0 . Hal ini disebabkan ketika sudut serang meningkat maka terjadi peningkatan pemisahan aliran, di mana aliran tidak lagi melekat pada permukaan tetapi terlepas dalam bentuk turbulensi sehingga terjadi peningkatan nilai *pressure drop* karena terjadinya hambatan aliran akibat turbulensi (Xu et al., 2017). Selain itu, peningkatan besar sudut serang menghasilkan pembentukan vortex yang dapat menciptakan zona tekanan rendah di sekitarnya sehingga meningkatkan nilai *pressure drop* (Lemouedda et al., 2010).

Peningkatan nilai *pressure drop* terjadi dengan seiring semakin besarnya bilangan *Reynold (Re)* seperti terlihat pada **Gambar 4-13 – 4-18** hasil eksperimen. Nilai *pressure drop* tertinggi pada sudut serang 25^0 dengan susunan *staggered* dan bentuk CRWPS sebesar 6,095 sedangkan nilai *pressure drop* terendah pada penggunaan PRWPI dengan sudut serang 10^0 yang disusun secara *inline* sebesar 0,565. Peningkatan nilai *Re* menyebabkan aliran fluida menjadi lebih turbulen sehingga terciptanya turbulensi, gangguan dalam aliran, dan zona tekanan rendah di sekitarnya sehingga meningkatkan nilai *pressure drop* (Liao & Jing, 2023). Pada angka *Reynolds (Re)* yang rendah, aliran umumnya bersifat laminar, yaitu aliran yang teratur dan memiliki gesekan viskositas yang lebih besar. Ketika *Re* meningkat melewati angka kritis, aliran mulai bertransisi ke kondisi turbulen. Aliran turbulen adalah aliran yang kacau dan memiliki fluktuasi kecepatan yang lebih tinggi, menyebabkan gesekan dan kehilangan energi yang lebih besar (Ramadhan Al-Obaidi & Chaer, 2021). Dalam aliran turbulen, gesekan dinding meningkat secara signifikan dibandingkan dengan aliran laminar. Ini menyebabkan peningkatan tekanan yang diperlukan untuk mempertahankan aliran pada kecepatan yang sama, sehingga ΔP meningkat drastis (Puri et al., 2021). Pada *Re* tinggi, aliran di dekat dinding pipa atau saluran menjadi lebih kompleks. Profil aliran yang tidak merata dan pembentukan *vortexts* dapat menyebabkan peningkatan resistansi terhadap aliran, yang berkontribusi pada kenaikan ΔP (Colgan et al., 2024).

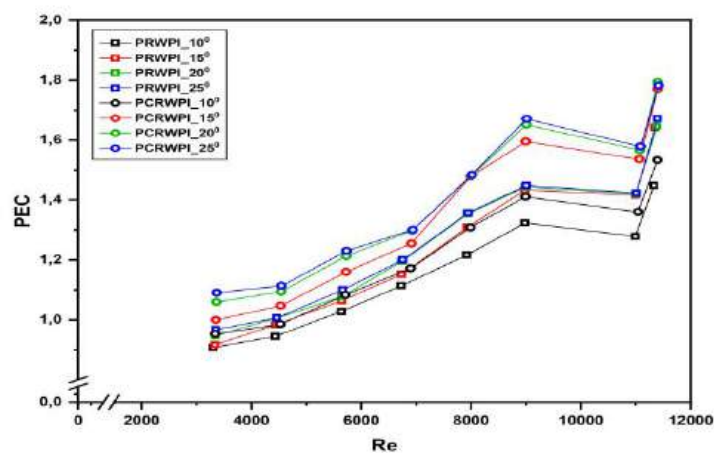
4.4 Pengaruh *Vortex Generators* Terhadap *PEC*

Performance evaluation criteria (PEC) merupakan salah satu indikator untuk mengetahui seberapa efektif suatu perubahan desain dalam meningkatkan performa sistem secara signifikan, seperti pembahasan berikut ini. Pada **Gambar 4-19** dan **4-20** terlihat bahwa

bentuk VGs mempengaruhi nilai PEC , di mana nilai PEC untuk bentuk *concave rectangular winglet VGs* lebih besar dibandingkan bentuk *rectangular winglet VGs* baik berlubang maupun tanpa lubang sebesar 62,53% pada **Gambar 4-19 (a)** dan 48,59% pada **Gambar 4-20 (a)**. Pada **Gambar 4-19 (b)** nilai PEC sebesar 76,33% dan 36% pada **Gambar 4-20 (b)** untuk *perforated concave rectangular winglet VGs* lebih besar 53,84% dibandingkan *perforated rectangular winglet VGs*. Hal ini dikarenakan terciptanya pola aliran yang lebih kompleks pada *concave rectangular winglet VGs* sehingga mengarah pada pembentukan vortex yang lebih kuat dan stabil serta dapat mengurangi *drag* dibandingkan bentuk *rectangular winglet VGs* baik berlubang maupun tanpa lubang (Oh & Kim, 2021b) .

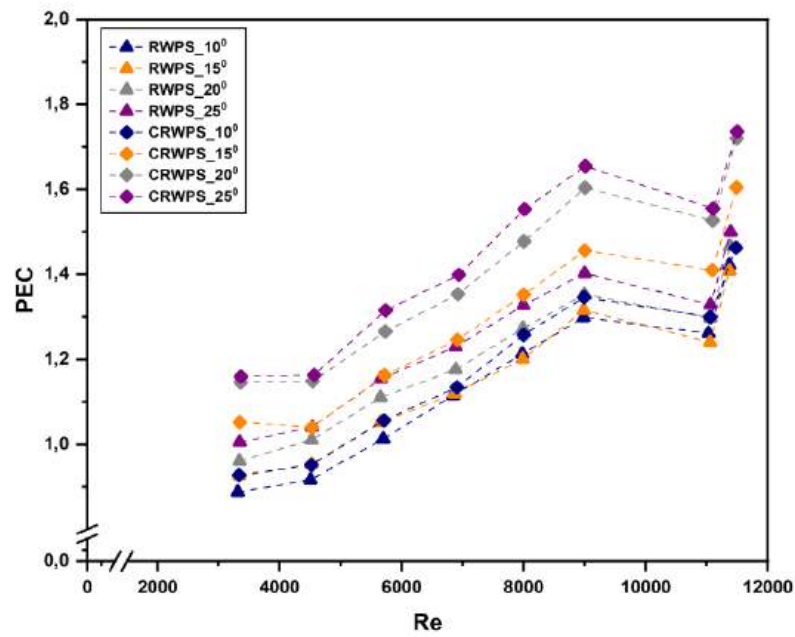


(a)

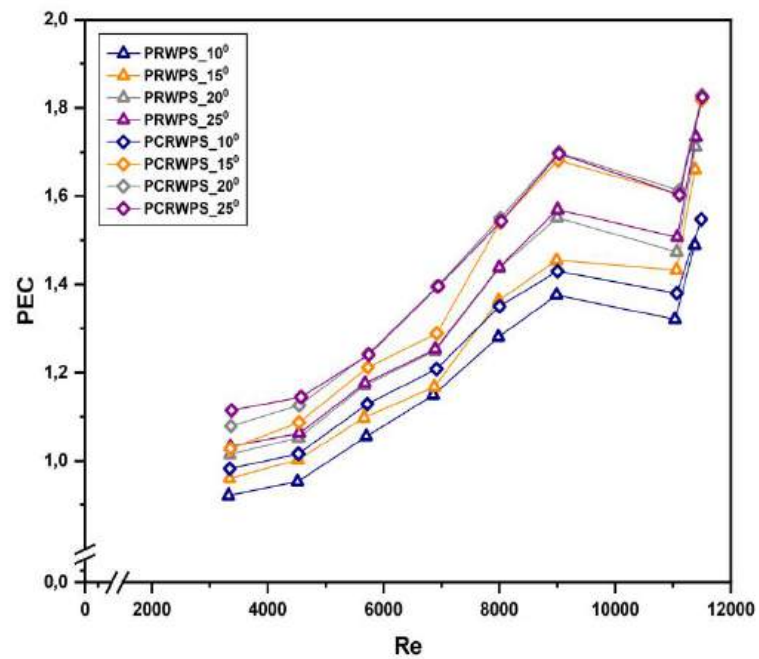


(b)

Gambar 4-19 Grafik *performance evaluation criteria* terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan *inline* (a) tanpa lubang (b) berlubang



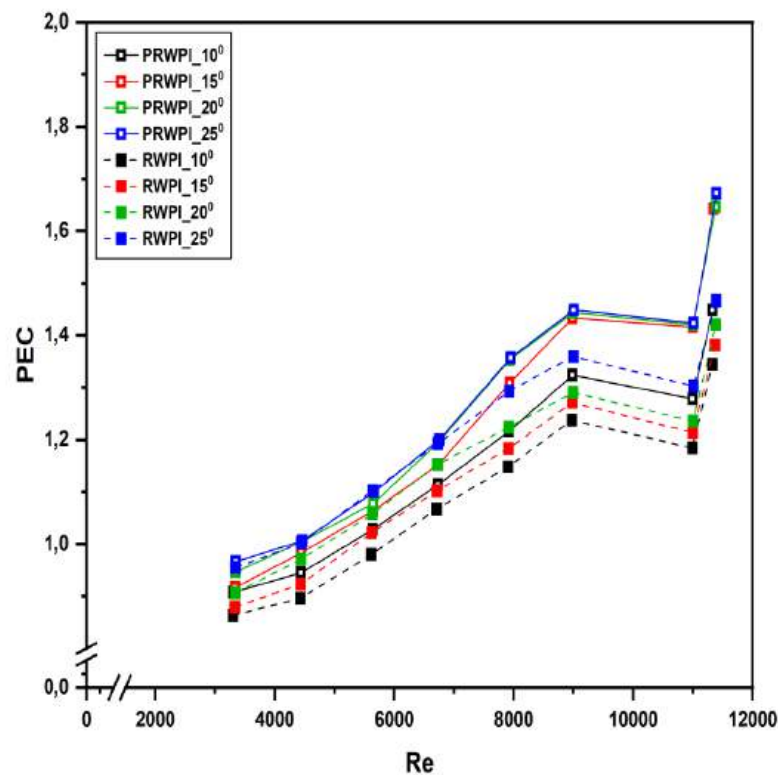
(a)



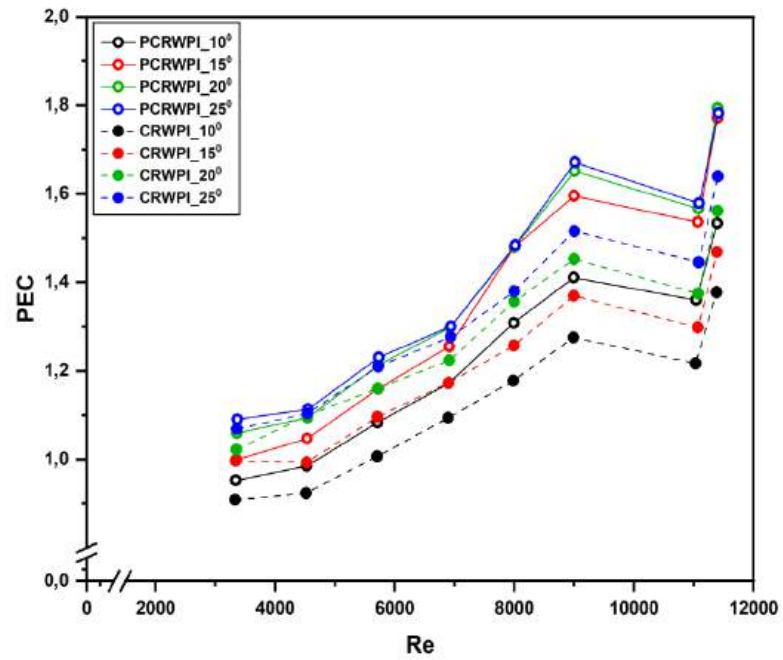
(b)

Gambar 4-20 Grafik *performance evaluation criteria* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan *staggered* (a) tanpa lubang (b) berlubang

Lubang pada VGs dapat mempengaruhi pola aliran yang dihasilkan berdasarkan pada hasil eksperimen yang ditunjukkan **Gambar 4.21 – 4.22**. Nilai *PEC perforated rectangular winglet VGs* lebih besar dibandingkan *rectangular winglet VGs* terlihat pada **Gambar 4.21 (a)** dan **4.22 (a)** sebesar 60,75% dan 52,715. Begitu juga terlihat pada **Gambar 4.21 (b)** dan **4.22 (b)** bahwa *perforated concave rectangular winglet VGs* menghasilkan nilai *PEC* lebih besar daripada *concave rectangular winglet VGs* sebesar 46,97% dan 17,79% baik yang disusun secara *inline* maupun *staggered*. Hal ini dikarenakan keberadaan lubang dapat mengoptimalkan terciptanya *vortex – vortex* kecil di sekitar area lubang. *Vortex* ini dapat meningkatkan pencampuran aliran fluida, memperkuat aliran turbulen, mempertahankan aliran yang lebih stabil dan terorganisir di sekitar permukaan sehingga mengurangi separasi aliran di sekitar VGs dan *drag* sistem (Saini et al., 2023b) .

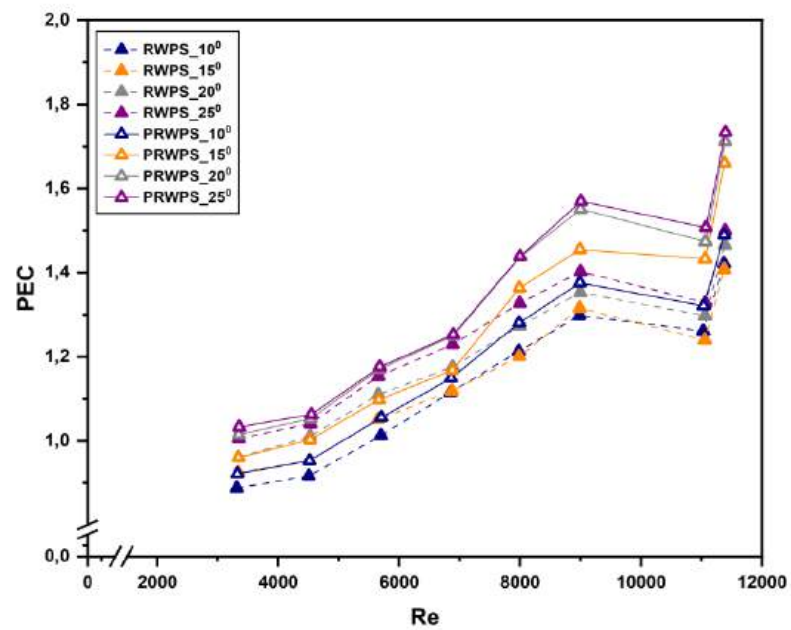


(a)

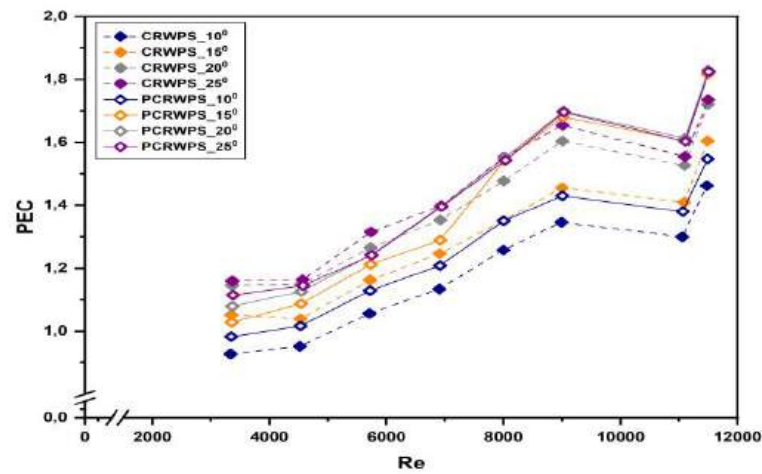


(b)

Gambar 4- 21 Grafik *performance evaluation criteria* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara inline (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*



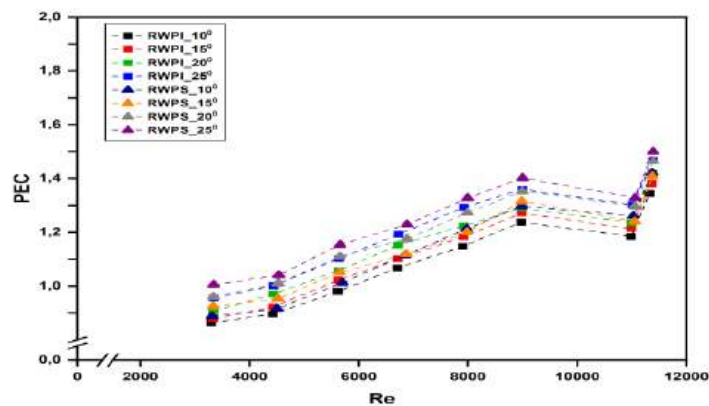
(a)



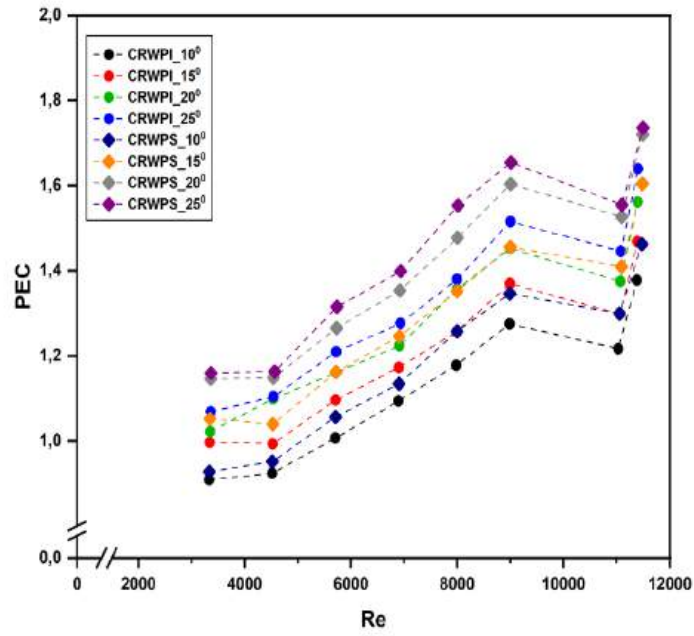
(b)

Gambar 4-22 Grafik *performanace evaluation criteria* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara *staggered* (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*

Pengaturan susunan VGs secara *inline* maupun *staggered* memiliki pengaruh terhadap nilai *PEC* berdasarkan hasil eksperimen berikut ini. Pada **Gambar 4-23** dan **4-24** menunjukkan bahwa nilai *PEC* yang disusun secara *staggered* lebih besar dibandingkan susunan secara *inline*. Hal ini dikarenakan terciptanya pola aliran yang lebih kompleks di sepanjang permukaan dengan adanya interaksi yang lebih dinamis antara *vortex* yang dihasilkan oleh setiap VGs. Pola aliran tersebut dapat meningkatkan perpindahan panas secara signifikan karena adanya turbulensi tambahan sehingga terjadinya peningkatan nilai *PEC* pada susunan *staggered* dibandingkan *inline* (Hu et al., 2023). Nilai *PEC* tertinggi pada **Gambar 4-23** (a), (b) dan **4-24** (a), (b) berturut – turut adalah 29,05 %, 40,01%, 22,60%, 12,21% pada sudut 25°.

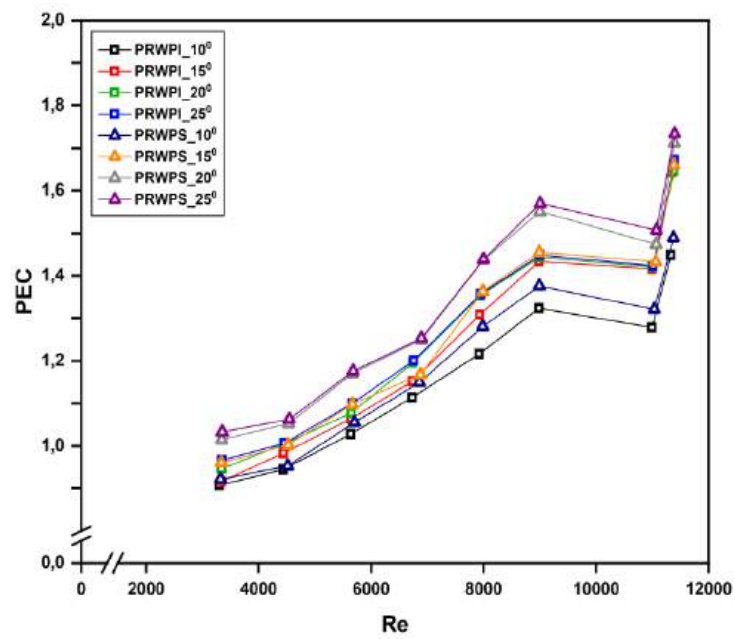


(a)

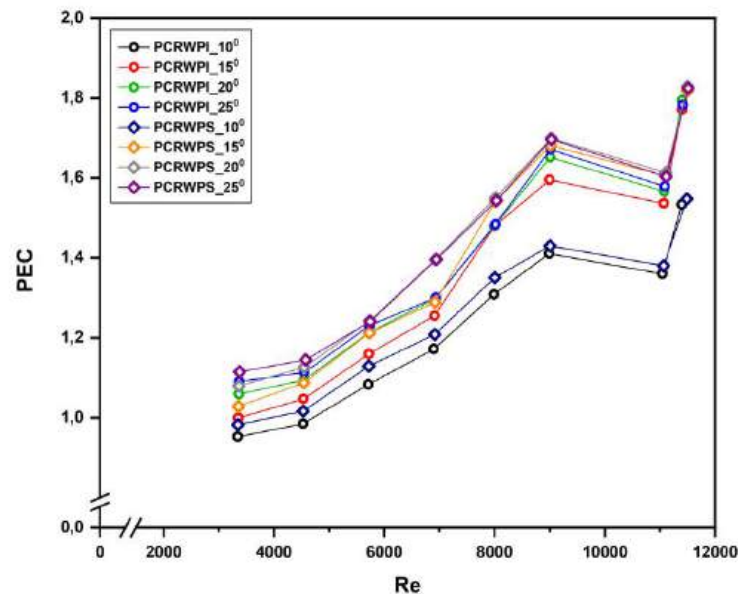


(b)

Gambar 4-23 Performance evaluation criteria terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet



(a)



(b)

Gambar 4- 24 Grafik *performance evaluation criteria* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang
(a) *perforated rectangular winglet* (b) *perforated concave rectangular winglet*

Berdasarkan **Gambar 4-19 – 4-24** memperlihatkan bahwa peningkatan besar sudut serang, seiring dengan peningkatan nilai *PEC*. Sudut serang yang optimal akan menghasilkan vortex yang kuat dan stabil sehingga terjadi peningkatan perpindahan panas dengan terciptanya turbulensi yang lebih besar dan pencampuran fluida yang lebih efektif (Srivastava & Sahoo, 2024b) . Sudut serang 25° merupakan sudut serang optimal karena adanya keseimbangan antara peningkatan perpindahan panas dan drag sehingga mencapai nilai *PEC* yang optimal sebesar 1,825 dibandingkan sudut 10°, 15°, dan 20° pada bilangan *Re* 11508.

Kenaikan nilai *PEC* terlihat juga pada **Gambar 4-19 – 4-24** seiring dengan kenaikan bilangan *Reynold* (*Re*). Kenaikan *Re* pada eksperimen ini akan menghasilkan vortex yang lebih kuat dan stabil sehingga meningkatkan turbulensi dan pencampuran aliran. Ini dapat menyebabkan pengurangan *drag* dan peningkatan perpindahan panas yang dapat meningkatkan nilai *PEC* (Ke et al., 2019).

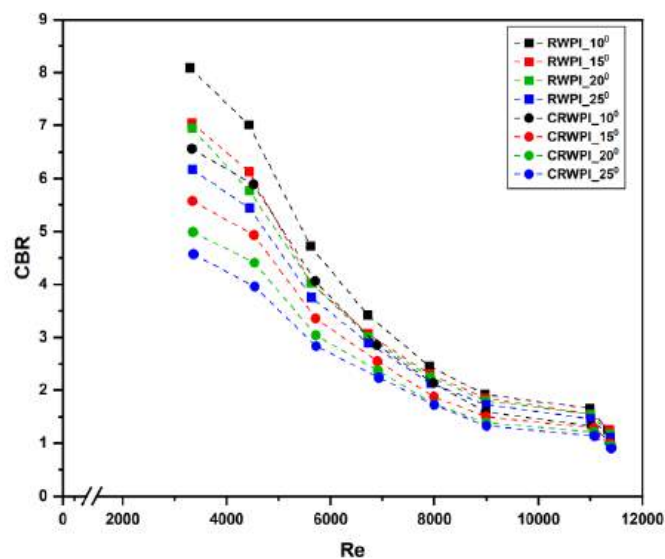
Penurunan *PEC* pada *Re* sekitar 8000 kemungkinan besar berkaitan dengan transisi aliran dari laminar menuju transisi awal menuju aliran turbulen. Pada daerah transisi ini, aliran bisa mengalami ketidakstabilan, sehingga efisiensi perpindahan panas bisa menurun. Pada rentang ini, aliran tidak sepenuhnya turbulen, yang menyebabkan perpindahan panas

tidak optimal dibandingkan dengan aliran laminar atau turbulen sepenuhnya (Pak & Cho, 1998).

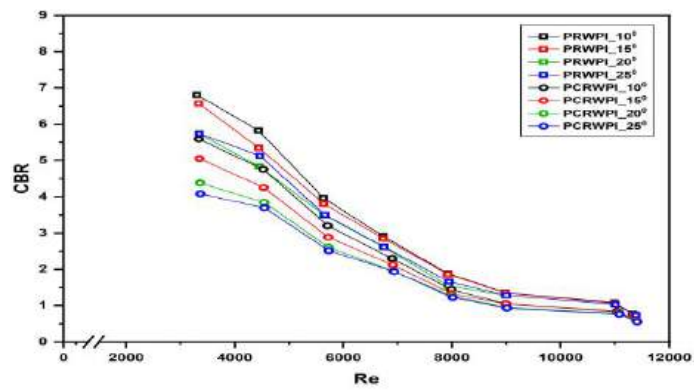
Setelah aliran mencapai Re 10000 dan lebih tinggi, aliran cenderung menjadi turbulen penuh. Pada kondisi ini, perpindahan panas menjadi lebih efisien karena adanya turbulensi yang meningkatkan *mixing* antara lapisan fluida yang panas dan dingin. Peningkatan turbulensi meningkatkan perpindahan panas, sehingga nilai PEC kembali meningkat. Kondisi turbulensi penuh ini memberikan distribusi energi termal yang lebih seragam dan efisiensi perpindahan panas yang lebih tinggi. (H. Sun et al., 2022)

4.5 Pengaruh Bentuk Vortex Generators Terhadap BCR

Pengaruh penggunaan VGs tidak hanya berimplikasi pada kinerja teknis, tetapi memiliki dampak signifikan terhadap aspek ekonomi, yang diukur melalui *benefit cost ratio* (BCR) pada pembahasan hasil eksperimen berikut ini. Pada **Gambar 4-25** dan **4-26** memperlihatkan bahwa *concave rectangular winglet VGs* memiliki nilai BCR yang lebih baik dibandingkan *rectangular winglet VGs*. Artinya, nilai BCR untuk penggunaan *concave rectangular winglet VGs* baik berlubang maupun tanpa lubang lebih rendah dibandingkan *rectangular winglet VGs* baik berlubang maupun tanpa lubang, yaitu sebesar 26,30% pada **Gambar 4-25 (a)** dan 30,37% pada **Gambar 4-25 (b)**, sedangkan pada **Gambar 4-26 (a)** sebesar 40,74% dan 20,33% pada **Gambar 4-26 (b)**.

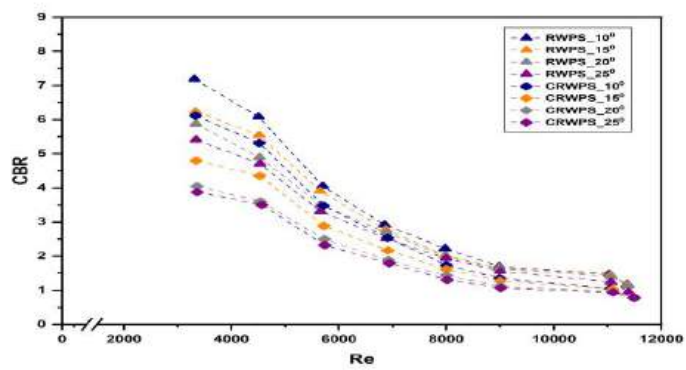


(a)

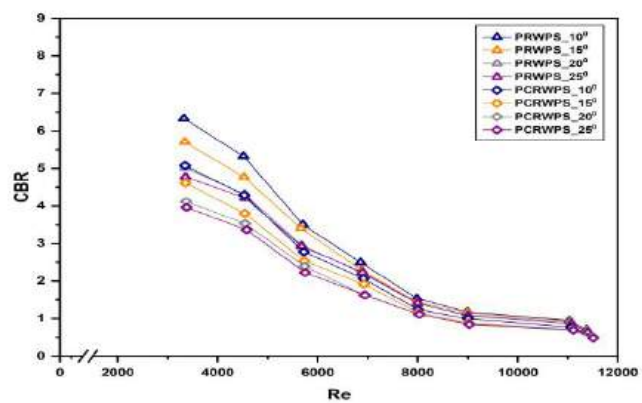


(b)

Gambar 4-25 Grafik *benefit cost ratio* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan *inline* (a) tanpa lubang (b) berlubang



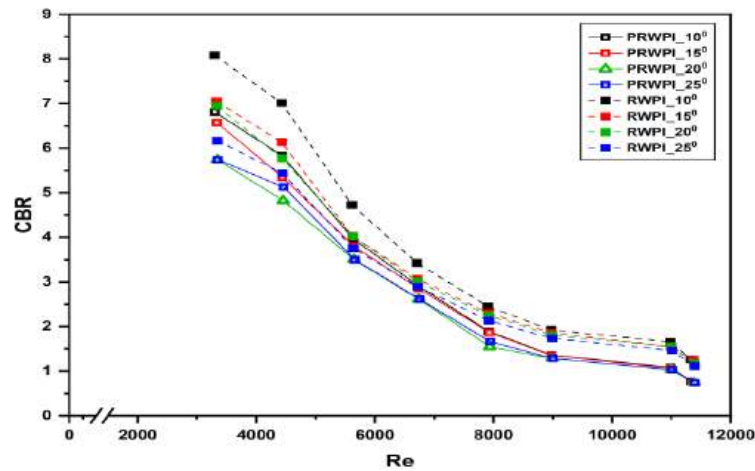
(a)



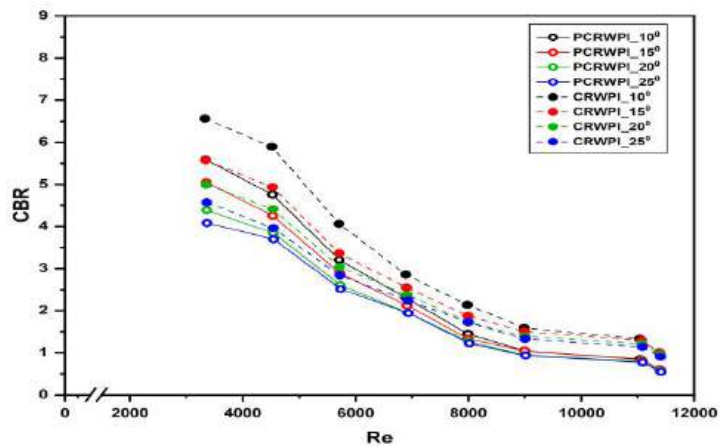
(b)

Gambar 4-26 Grafik *benefit cost ratio* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan *staggered* (a) tanpa lubang (b) berlubang

Pada **Gambar 4-27 – 4-28 (a) dan (b)** yang merupakan hasil eksplorasi untuk mengetahui kinerja penggunaan *vortex generators* dengan membandingkan antara penggunaan VGs yang berlubang dan tanpa lubang baik yang disusun *inline* (**Gambar 4-27**) maupun *staggered* (**Gambar 4-28**). Pada gambar tersebut terlihat bahwa *vortex generators* yang berlubang menghasilkan nilai *BCR* yang lebih rendah dibandingkan VGs tanpa lubang. Hal ini dikarenakan perforasi membantu dalam menciptakan turbulensi yang lebih efektif, meningkatkan perpindahan panas, dan mengurangi resistensi aliran secara parsial (Heriyani et al., 2022). Nilai *BCR* terbaik pada **Gambar 4-27 (a) dan (b)** adalah 0,739 (PRWPI) dan 0,547 (PCRWPI), sedangkan pada **Gambar 4-28 (a) dan (b)** adalah 0,649 (PRWPS) dan 0,483 (PCRWPS).

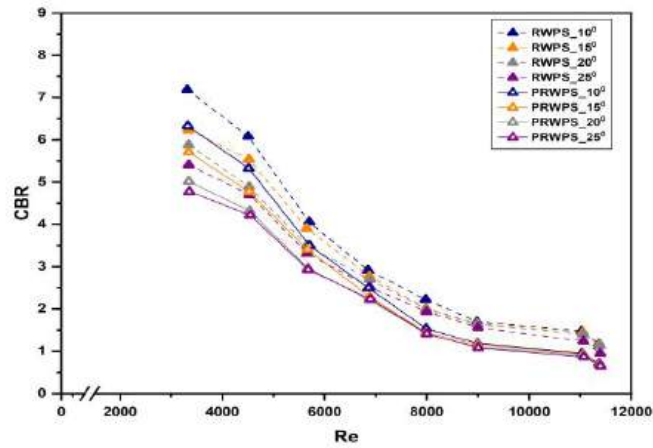


(a)

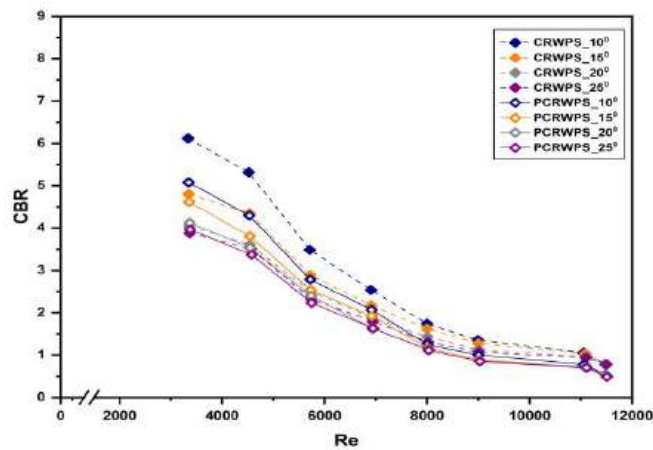


(b)

Gambar 4-27 Grafik *benefit cost ratio* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara *inline* (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*



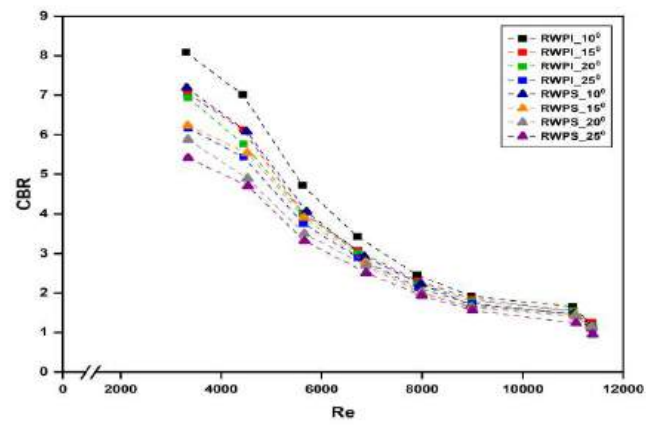
(a)



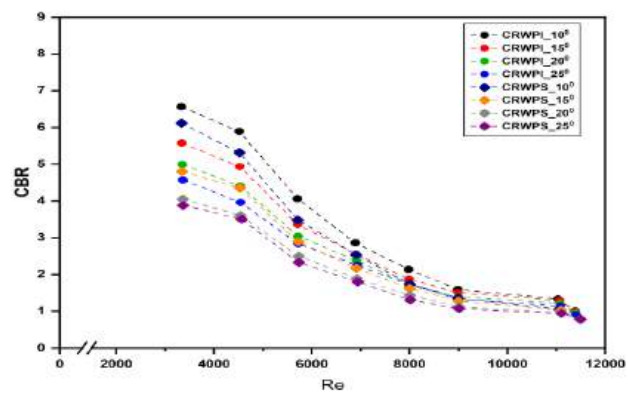
(b)

Gambar 4- 28 Benefit cost ratio terhadap Re untuk berbagai sudut serang dengan susunan secara staggered (a) rectangular winglet (b) concave rectangular winglet

Vortex generators yang disusun secara *inline* maupun *staggered* seperti tampak pada **Gambar 4-29 dan 4-30** mempengaruhi nilai *BCR*. Susunan *staggered* menghasilkan nilai *BCR* yang lebih baik dibandingkan susunan *inline*. Hal ini dikarenakan susunan *staggered* memberikan distribusi aliran yang lebih merata dan pola *vortex* yang lebih kompleks, namun tidak saling mengganggu secara langsung (Salviano et al., 2016). Hal ini menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang lebih efektif dan resistansi aliran yang lebih rendah dibandingkan susunan *inline*. Nilai *BCR* yang lebih ekonomis pada **Gambar 4-29 (a)** adalah 0,951 dan 0,905 (**Gambar 4-29 (b)**), sedangkan pada **Gambar 4-30 (a)** adalah 0,699 dan 0,483 (**b**).

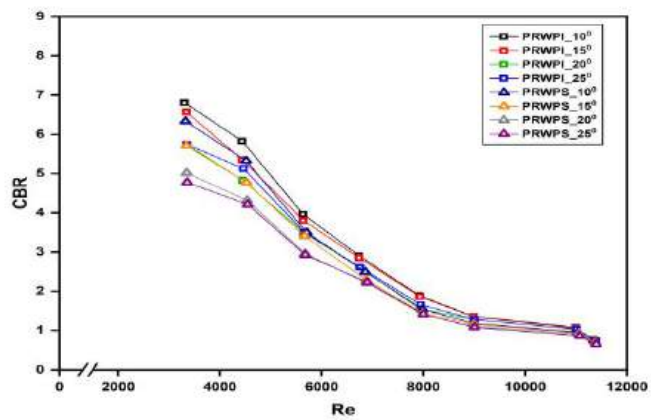


(a)

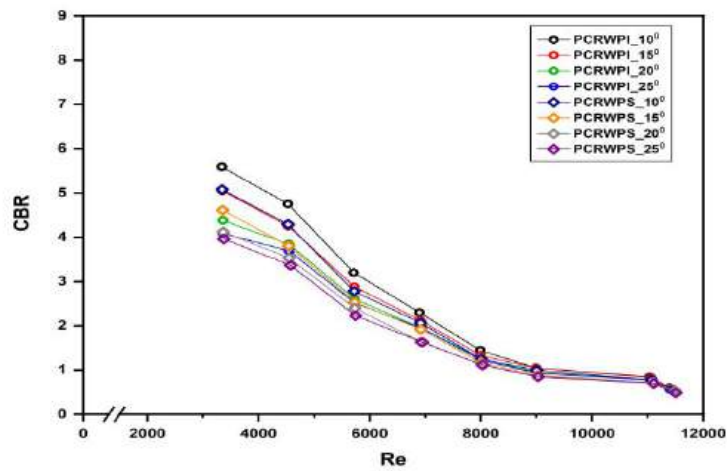


(b)

Gambar 4-29 Garfik benefit cost ratio terhadap Re untuk berbagai sudut serang (a) *rectangular winglet* (b) *concave rectangular winglet*



(a)



(b)

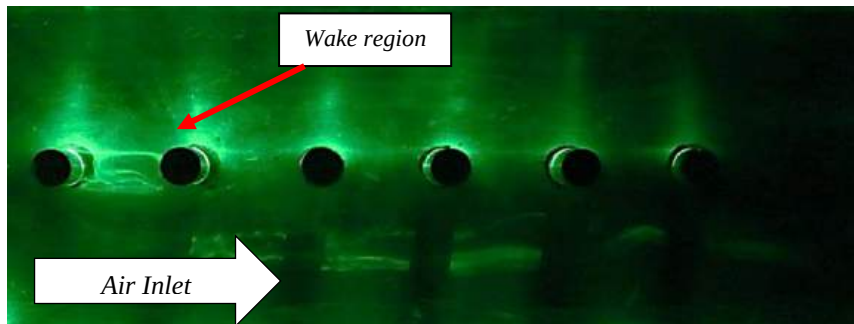
Gambar 4- 30 Grafik *benefit cost ratio* terhadap *Re* untuk berbagai sudut serang (a) *perforated rectangular winglet* (b) *perforated concave rectangular winglet*

Berdasarkan **Gambar 4-25 – 4-30** tampak bahwa sudut serang memiliki pengaruh yang signifikan terhadap nilai *BCR* pada penggunaan *vortex generators*. Sudut serang yang lebih besar dapat meningkatkan perpindahan panas, tetapi juga meningkatkan resistensi aliran (*pressure drop*). Sudut serang optimal adalah yang menghasilkan peningkatan perpindahan panas yang signifikan dengan peningkatan resistensi aliran yang terkendali sehingga menghasilkan nilai *BCR* yang paling menguntungkan. Artinya, *BCR* yang lebih rendah meningkatkan kinerja termal relatif terhadap resistivitas (M. W. Tian et al., 2020b). *BCR* bernilai rendah menunjukkan nilai yang lebih ekonomis dengan menggunakan VGs. Secara umum, semakin besar menggunakan PCRWP VGs dengan konfigurasi *staggered* adalah yang terbaik, yaitu 0,483 pada sudut serang 25° dengan *Re* sebesar 11508. Semakin besar nilai sudut serang dan *Re* maka *BCR* yang dihasilkan semakin rendah (Srivastava & Sahoo, 2024c).

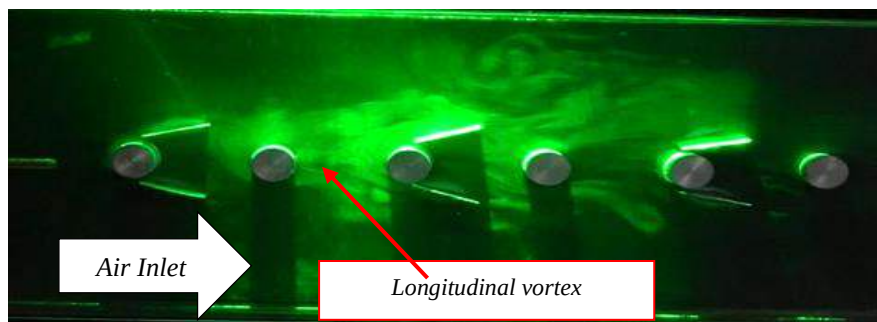
4.6 Visualisasi Pola Aliran

Uji visualisasi aliran dilakukan untuk mengamati *longitudinal vortices (LV)* yang terbentuk setelah aliran melewati VGs pada saluran persegi panjang. Uji ini dilakukan dalam kondisi cahaya redup untuk memperjelas *LV*. Sinar laser dibiaskan oleh kaca berbentuk silinder (diameter 5 mm), sehingga menghasilkan luas penampang tegak lurus arah aliran. Asap

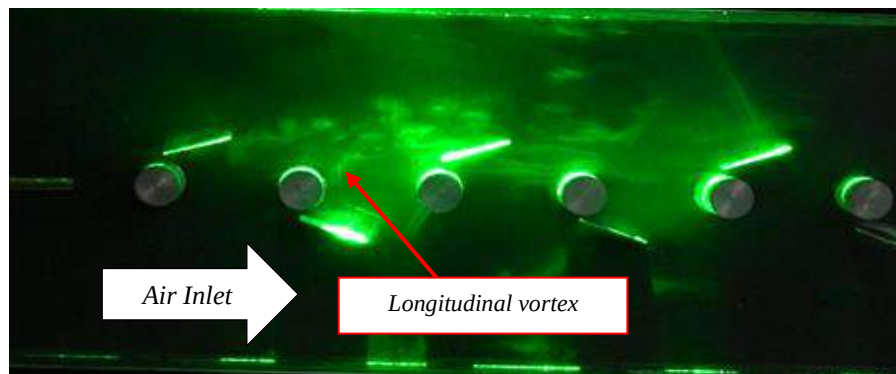
yang terbentuk dari penguapan cairan digunakan untuk memvisualisasikan *LV* dalam aliran, seperti terlihat pada gambar berikut ini.



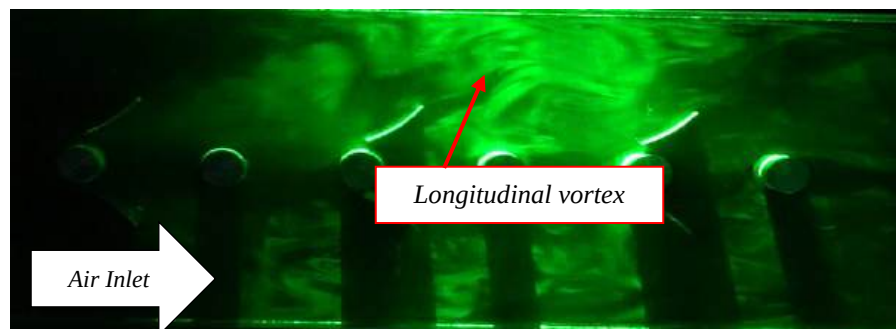
(a)



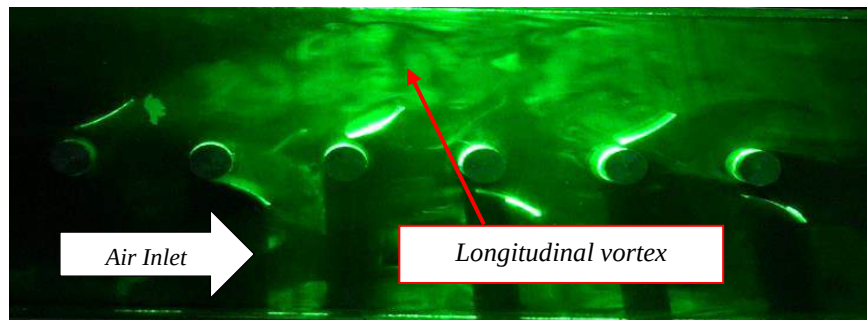
(b)



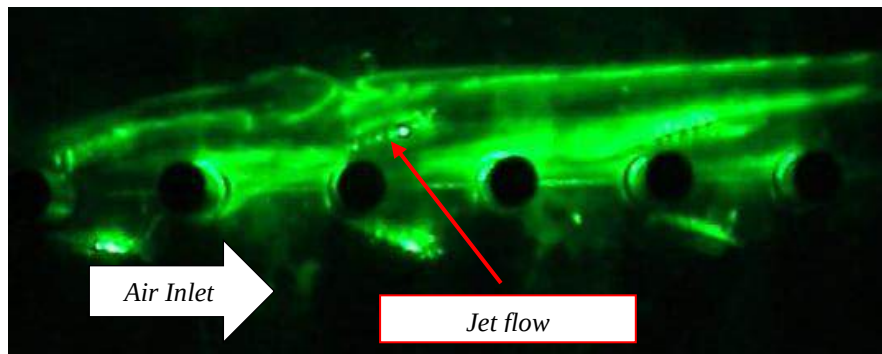
(c)



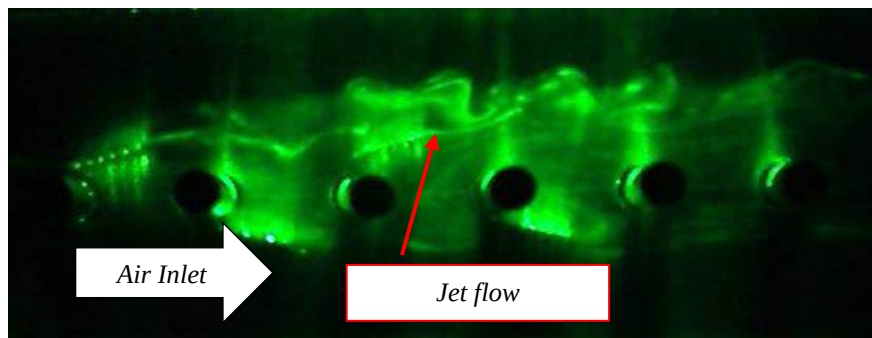
(d)



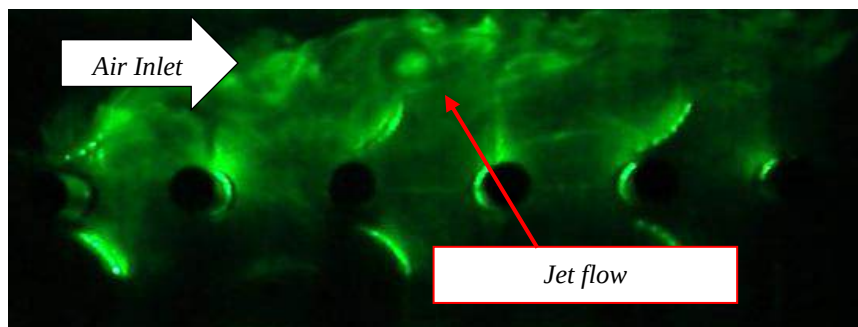
(e)



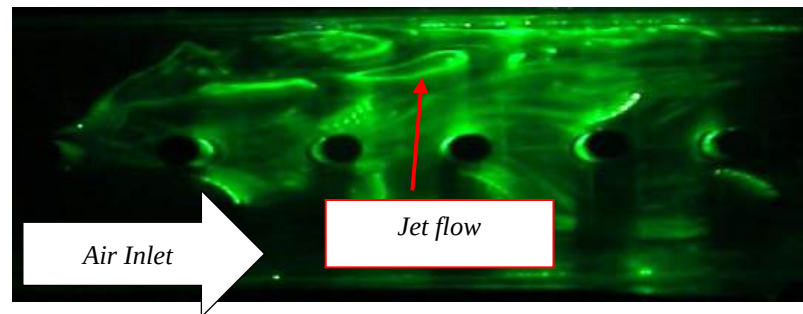
(f)



(g)



(h)



(i)

Gambar 4-31 Visualisasi *longitudinal vortices*

(a)Baseline (b) RWVGs inline (c) RWVGs staggered (d) CRWVGs inline (e) CRWVGs staggered
(f) PRWVGs inline (g) PRWVGs staggered (h) PCRWVGs inline (i) PCRWVGs staggered

Pada **Gambar 4-31(a)** menunjukkan susunan silinder pada kasus *baseline*, di mana aliran menghasilkan *wake region* yang besar di belakang silinder. *Wake region* yang besar ini menunjukkan rendahnya perpindahan panas di area tersebut (Wang et al., 2002). Sementara itu, **Gambar 4-31(b) – (c)** menampilkan pola aliran pada bagian uji yang dilengkapi dengan *RWP VGs*, di mana *VGs* menghasilkan *LV* yang meningkatkan pencampuran aliran dibandingkan dengan *baseline*. *LV* yang dihasilkan oleh *VGs* ini muncul akibat perbedaan tekanan di area *upstream* dan *downstream VGs* (Sinha et al., 2016). Selain itu, *LV* juga mampu membawa fluida dari *wake region* ke aliran utama dan meningkatkan pencampuran fluida panas di sekitar permukaan silinder dengan fluida dingin di aliran utama, yang meningkatkan perpindahan panas. **Gambar 4-31(d) – (e)** menunjukkan pola aliran pada kasus *CRWP VGs*. *CRWP VGs* mampu menginduksi *LV* yang lebih kuat dibandingkan *RWP VGs* karena memiliki area frontal yang lebih luas (Lu dan Zhou, 2009). *LV* yang lebih kuat ini juga disebabkan oleh gaya sentrifugal dari permukaan cekung (Syaiful et al., 2018). Namun pada **Gambar 4-31 (f) – (i)**, adanya lubang-lubang pada *VGs* menyebabkan penurunan koefisien perpindahan panas konveksi, karena efek *jet flow* yang dihasilkan oleh lubang-lubang tersebut merusak *LV*.

Wilayah belakang *VGs* berlubang memiliki luas permukaan depan yang lebih luas dibandingkan *VGs* tanpa lubang. Akibatnya, pencampuran dinding saluran yang dekat fluida dengan fluida di saluran utama lebih baik, yang berarti laju perpindahan panas meningkat (Awais & Bhuiyan, 2019). Di bagian hilir, kompresi *LV* di daerah bangun meningkatkan kecepatan aliran fluida yang melewati struktur silinder, sehingga meningkatkan laju perpindahan panas dari permukaan saluran ke aliran fluida di daerah bangun (A. Gupta et al., 2020c). Peningkatan perpindahan panas yang dihasilkan pada penggunaan *VGs* berlubang lebih baik dibandingkan dengan *VGs* tanpa lubang.

4.7 Analisis Ketidakpastian

Proses pengukuran dalam eksperimen ini tidaklah sempurna karena bermacam-macam faktor yang dapat mempengaruhi akurasi dan presisi, seperti *systematical error*, *random error*, dan *blunder*. *Blunder* dapat dihindari dengan menjalankan prosedur pengukuran yang baik, sedangkan *systematical error* dapat diperbaiki menggunakan kalibrasi. Akan tetapi, *random error* yang mempengaruhi akurasi dan presisi hanya dapat didekati dengan perhitungan statistik. Pada penelitian ini, *mean*, *standar of deviation*, dan *rum-sum-squared* dihitung untuk mengetahui penyimpangan yang terjadi.

4.7.1 Error rate hasil pengukuran pressure drop

Dari pengujian pada kasus *baseline* dengan kecepatan 2,0 m/s didapatkan hasil *pressure drop* seperti pada **Tabel 4-1**. Selanjutnya, dari **Tabel 4-1** didapatkan bahwa rata-rata Δp dapat dihitung sebagai berikut

$$\overline{\Delta p} = \frac{\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \cdots + \Delta p_{30}}{30} = 3,51 \text{ Pa}$$

Kemudian rata-rata standar deviasi *pressure drop* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini. Maka hasilnya

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\Delta p_i - \overline{\Delta p})^2}{N(N-1)}} = 8,9 \times 10^{-5}$$

Sehingga nilai *pressure drop* untuk kasus *baseline* pada kecepatan 2,0 m/det adalah sebesar $3,51 \pm 8,9 \times 10^{-5} \text{ Pa}$. Kemudian *error* dalam bentuk persen dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\frac{8,9 \times 10^{-5}}{3,51} \times 100 = 0,71\%$$

Tabel 4-1 Data *pressure drop baseline* pada kecepatan 2 m/s

Pressure Drop (Pa)			
Data ke	2,0 m/det	Data ke	2,0 m/det
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

Metode perhitungan yang sama digunakan pada keseluruhan data. Maka, didapatkan hasil *overall error* untuk *pressure drop vortex generator* seperti terlihat pada **Tabel 4-2** berikut ini.

Tabel 4-2 *Error rate pressure drop*

Jenis Vortex	Error (ΔP) (%)	Jenis Vortex	Error (ΔP) (%)
RWPI_10	1,95	PRWPI_10	1,88
RWPI_15	1,99	PRWPI_15	1,92
RWPI_20	2,03	PRWPI_20	1,89
RWPI_25	2,06	PRWPI_25	1,91
RWPS_10	1,96	PRWPS_10	1,90
RWPS_15	1,99	PRWPS_15	1,96
RWPS_20	1,99	PRWPS_20	1,92
RWPS_25	1,98	PRWPS_25	1,90
CRWPI_10	1,99	PCRWPI_10	1,87
CRWPI_15	1,98	PCRWPI_15	1,93
CRWPI_20	1,93	PCRWPI_20	1,95
CRWPI_25	1,97	PCRWPI_25	1,89
CRWPS_10	1,98	PCRWPS_10	1,94
CRWPS_15	1,99	PCRWPS_15	1,95
CRWPS_20	1,97	PCRWPS_20	1,94
CRWPS_25	1,99	PCRWPS_25	1,93

4.7.2 *Error rate hasil perhitungan PEC dan BCR*

Dari perhitungan hasil *PEC* didapatkan bahwa rata-rata ΔPEC dapat dihitung sebagai berikut

$$\overline{\Delta PEC} = \frac{\Delta PEC_1 + \Delta PEC_2 + \Delta PEC_3 + \dots + \Delta PEC_{32}}{32} = 1,27$$

Kemudian rata-rata standar deviasi *PEC* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini, maka hasilnya

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\Delta PEC_i - \overline{\Delta PEC})^2}{N(N-1)}} = 0,0672$$

Sehingga nilai *PEC* adalah sebesar $1,27 \pm 0,0672$. Kemudian *error* dalam bentuk persen dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\frac{0,0672}{1,27} \times 100\% = 5,2\%$$

Tabel 4-3 Error rate hasil perhitungan *PEC*

Jenis Vortex	Error (<i>PEC</i>) (%)	Jenis Vortex	Error (<i>PEC</i>) (%)
RWPI_10	4,84	PRWPI_10	5,16
RWPI_15	4,82	PRWPI_15	6,34
RWPI_20	4,61	PRWPI_20	6,05
RWPI_25	4,61	PRWPI_25	6,01
RWPS_10	4,63	PRWPS_10	5,39
RWPS_15	4,48	PRWPS_15	6,09
RWPS_20	4,34	PRWPS_20	5,83
RWPS_25	4,69	PRWPS_25	5,88
CRWPI_10	4,47	PCRWPI_10	5,35
CRWPI_15	4,51	PCRWPI_15	6,44
CRWPI_20	4,17	PCRWPI_20	6,02
CRWPI_25	5,11	PCRWPI_25	5,78
CRWPS_10	4,85	PCRWPS_10	5,06
CRWPS_15	4,70	PCRWPS_15	6,48
CRWPS_20	4,71	PCRWPS_20	5,95
CRWPS_25	4,75	PCRWPS_25	5,68

Untuk perhitungan hasil *BCR* didapatkan bahwa rata-rata ΔBCR dapat dihitung sebagai berikut

$$\overline{\Delta BCR} = \frac{\Delta BCR_1 + \Delta BCR_2 + \Delta BCR_3 + \dots + \Delta BCR_{32}}{32} = 2,50$$

Kemudian rata-rata standar deviasi *BCR* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini, maka hasilnya

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\Delta BCR_i - \overline{\Delta BCR})^2}{N(N-1)}} = 0,06045$$

Sehingga nilai BCR adalah sebesar $2,50 \pm 0,6045$. Kemudian *error* dalam bentuk persen dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\frac{0,06045}{2,50} \times 100\% = 2,4\%$$

Tabel 4-4 *Error rate* hasil perhitungan BCR

Jenis Vortex	Error (BCR) (%)	Jenis Vortex	Error (BCR) (%)
RWPI_10	2,09	PRWPI_10	2,29
RWPI_15	1,98	PRWPI_15	2,25
RWPI_20	1,97	PRWPI_20	2,19
RWPI_25	1,90	PRWPI_25	2,19
RWPS_10	2,08	PRWPS_10	2,39
RWPS_15	1,96	PRWPS_15	2,19
RWPS_20	1,87	PRWPS_20	1,73
RWPS_25	2,02	PRWPS_25	2,34
CRWPI_10	2,08	PCRWPI_10	2,29
CRWPI_15	1,94	PCRWPI_15	2,21
CRWPI_20	1,88	PCRWPI_20	2,15
CRWPI_25	1,80	PCRWPI_25	2,38
CRWPS_10	2,24	PCRWPS_10	2,35
CRWPS_15	1,85	PCRWPS_15	2,28
CRWPS_20	1,89	PCRWPS_20	2,25
CRWPS_25	1,90	PCRWPS_25	2,21

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil dan pembahasan studi eksperimen mengenai intensifikasi perpindahan panas menggunakan *vortex generators* berbentuk *concave rectangular winglet* yang berlubang (*perforated*), dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut.

Penggunaan *vortex generators* dengan bentuk *concave winglet* berlubang menunjukkan peningkatan intensifikasi perpindahan panas yang lebih signifikan dibandingkan dengan *vortex generators* berbentuk *concave rectangular winglet* yang tidak berlubang, serta *vortex generators* berbentuk *rectangular winglet*, baik yang berlubang maupun yang tidak berlubang. Peningkatan rasio *Nusselt* (Nu/Nu_0) mencapai 7,33% lebih tinggi dibandingkan dengan *concave rectangular winglet vortex generators* yang tidak berlubang, 16,3% lebih tinggi dibandingkan dengan *rectangular winglet vortex generators* yang berlubang, dan 30,48% lebih tinggi dibandingkan dengan *rectangular winglet vortex generators* yang tidak berlubang.

Novelty dari penelitian ini terletak pada temuan bahwa perforasi pada *vortex generators* dapat mengurangi tahanan termal, yang tercermin dalam penurunan rasio faktor gesekan (*friction factor*) dan penurunan *pressure drop* jika dibandingkan dengan *vortex generators* tanpa lubang. Penurunan optimal rasio faktor gesekan mencapai 53,16%, sementara penurunan *pressure drop* tercatat sebesar 12,91%. Temuan ini menunjukkan bahwa perforasi pada *vortex generators* tidak hanya meningkatkan perpindahan panas, tetapi juga mengurangi kerugian energi akibat gesekan dan penurunan tekanan.

Peningkatan terbesar pada nilai *Performance Evaluation Criterion* (PEC) terjadi pada *vortex generators* berbentuk *concave rectangular winglet* (PCRW VGs) yang disusun secara *staggered* pada sudut serang 25°, dengan nilai PEC mencapai 1,825. Selain itu, BCR) terbaik tercatat pada penggunaan *vortex generators* dengan nilai *Performance Evaluation Criterion* (PEC) terbaik sebesar 0,483.

Penelitian ini memberikan kontribusi baru dalam pengembangan teknologi *vortex generators*, dengan melihat peran perforasi pada *vortex generators* berbentuk *concave rectangular winglet* dalam meningkatkan kinerja perpindahan panas, serta mengurangi tahanan termal dan *pressure drop*. Temuan ini memiliki potensi diterapkan dalam berbagai sistem industri, seperti HVAC, penukar panas otomotif, pendingin elektronik, serta pembangkit energi, yang memerlukan efisiensi tinggi dalam perpindahan panas untuk mengurangi konsumsi energi dan biaya operasional.

5.2 **Saran**

Saran untuk penyempurnaan hasil eksperimen ini dalam penelitian disertasi adalah sebagai berikut.

1. Melakukan penelitian lebih lanjut secara numerik untuk dapat dibandingkan dengan pengujian eksperimen dalam menentukan optimalisasi desain *PCRW VGs*.
2. Implementasi dan uji coba *PCRW VGs* pada perindahan panas skala industri untuk melihat lebih lanjut performa dan keuntungan teknologi ini dalam pengaplikasiannya.

DAFTAR PUSTAKA

- Abdollahi, A., & Shams, M. (2015). Optimization of shape and angle of attack of winglet vortex generator in a rectangular channel for heat transfer enhancement. *Applied Thermal Engineering*, 81, 376–387. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2015.01.044>
- Alnaimat, F., Alhamad, I. M., & Mathew, B. (2021). *International Journal of Thermal fluids Heat transfer intensification in MEMS two- fluid parallel flow heat exchangers by embedding pin fins in microchannels*. 9. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2020.100048>
- 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, 154–166. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHEMALSCI.2019.02.041>
- Baragh, S., Shokouhmand, H., & Ajarostaghi, S. S. M. (2019). Experiments on mist flow and heat transfer in a tube fitted with porous media. *International Journal of Thermal Sciences*, 137(December 2018), 388–398. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.030>
- Baragh, S., Shokouhmand, H., Ajarostaghi, S. S. M., & Nikian, M. (2018). An experimental investigation on forced convection heat transfer of single-phase flow in a channel with different arrangements of porous media. *International Journal of Thermal Sciences*, 134(April), 370–379. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.04.030>
- 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(December 2017), 172–180. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.12.025>
- Cai, D., Lembège, B., Hasegawa, H., & Nishikawa, K. I. (2018). Identifying 3-D Vortex Structures At/Around the Magnetopause Using a Tetrahedral Satellite Configuration. *Journal of Geophysical Research: Space Physics*, 123(12), 10,158-10,176. <https://doi.org/10.1029/2018JA025547>
- Caliskan, S. (2014). International Journal of Heat and Mass Transfer Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 604–614. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.07.043>

- Cengel, Y. A. (2002). *Book Heat Transfer A practical Approach*, 2/E. <https://openlibrary.telkomuniversity.ac.id/home/catalog/id/205317/slug/book-heat-transfer-a-practical-approach-2-e-.html>
- Chamoli, S., Lu, R., & Yu, P. (2017a). Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts. *Applied Thermal Engineering*, 121, 1117–1134. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.145>
- Chamoli, S., Lu, R., & Yu, P. (2017b). Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts. *Applied Thermal Engineering*, 121, 1117–1134. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2017.03.145>
- Colgan, N., Nellis, G., & Anderson, M. (2024). Experimental measurement of the pressure drop and heat transfer characteristics of a crossflow heat exchanger in low-density flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 219, 124782. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2023.124782>
- da Silva, F. A. S., Dezan, D. J., Pantaleão, A. V., & Salviano, L. O. (2019). Longitudinal vortex generator applied to heat transfer enhancement of a flat plate solar water heater. *Applied Thermal Engineering*, 158(May), 113790. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113790>
- Fouda, A., Nada, S. A., Elattar, H. F., Refaey, H. A., & Bin-Mahfouz, A. S. (2018). Thermal performance modeling of turbulent flow in multi tube in tube helically coiled heat exchangers. *International Journal of Mechanical Sciences*, 135(November 2017), 621–638. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.12.015>
- Gholami, A. A., Wahid, M. A., & Mohammed, H. A. (2014). 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*, 54, 132–140. <https://doi.org/10.1016/J.ICHEATMASSTRANSFER.2014.02.016>
- Gholami, A., Wahid, M. A., & Mohammed, H. A. (2017). Thermal–hydraulic performance of fin-and-oval tube compact heat exchangers with innovative design of corrugated fin patterns. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 573–592. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2016.09.028>
- Gupta, A., Roy, A., Gupta, S., & Gupta, M. (2020a). Numerical investigation towards implementation of punched winglet as vortex generator for performance

- improvement of a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119171>
- Gupta, A., Roy, A., Gupta, S., & Gupta, M. (2020b). Numerical investigation towards implementation of punched winglet as vortex generator for performance improvement of a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149, 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119171>
- Gupta, A., Roy, A., Gupta, S., & Gupta, M. (2020c). Numerical investigation towards implementation of punched winglet as vortex generator for performance improvement of a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2019.119171>
- Gupta, S., Roy, A., Gupta, A., & Gupta, M. (2019). Numerical simulations of performance of plate fin tube heat exchanger using rectangular winglet type vortex generator with punched holes. *SAE Technical Papers, 2019-April*(April), 1–14. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0145>
- Han, Z., Xu, Z., & Wang, J. (2018a). Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 993–1001. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.081>
- Han, Z., Xu, Z., & Wang, J. (2018b). Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 993–1001. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.081>
- He, Y. L., Chu, P., Tao, W. Q., Zhang, Y. W., & Xie, T. (2013a). Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 770–783. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.040>
- He, Y. L., Chu, P., Tao, W. Q., Zhang, Y. W., & Xie, T. (2013b). Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 770–783. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.040>
- Heriyani, O., Djaeni, M., Syaiful, & Putri, A. K. (2022). Perforated concave rectangular winglet pair vortex generators enhance the heat transfer of air flowing through heated tubes inside a channel. *Results in Engineering*, 16, 100705. <https://doi.org/10.1016/J.RINENG.2022.100705>

- Hu, D. L., Zhang, Q., Song, K. W., Gao, C., Zhang, K., Su, M., & Wang, L. B. (2023). Performance optimization of a wavy finned-tube heat exchanger with staggered curved vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 183, 107830. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHERMALSCI.2022.107830>
- Huang, C. H., & Liu, L. W. (2022). Optimal position and perforated radius of punched vortex generators for heat sink. *Case Studies in Thermal Engineering*, 32, 101916. <https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2022.101916>
- Incropera, F. P. ., Bergman, T. L. ., DeWitt, D. P. ., Lavine, Adrienne., & Seetharamu, K. N. . (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. 840. https://books.google.com/books/about/Fundamentals_of_Heat_and_Mass_Transfer.html?hl=id&id=g6SYoAEACAAJ
- Karimi, A., Al-rashed, A. A. A. A., Afrand, M., Mahian, O., Wongwises, S., & Shahsavar, A. (2019). International Journal of Mechanical Sciences The effects of tape insert material on the flow and heat transfer in a nanofluid-based double tube heat exchanger: Two-phase mixture model. *International Journal of Mechanical Sciences*, 156(December 2018), 397–409. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.04.009>
- Kashyap, U., Das, K., & Debnath, B. K. (2018a). Effect of surface modification of a rectangular vortex generator on heat transfer rate from a surface to fluid. *International Journal of Thermal Sciences*, 127(August 2017), 61–78. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.01.004>
- Kashyap, U., Das, K., & Debnath, B. K. (2018b). Effect of surface modification of a rectangular vortex generator on heat transfer rate from a surface to fluid: An extended study. *International Journal of Thermal Sciences*, 134(August), 269–281. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.08.020>
- Ke, H., Khan, T. A., Li, W., Lin, Y., Ke, Z., Zhu, H., & Zhang, Z. (2019). Thermal-hydraulic performance and optimization of attack angle of delta winglets in plain and wavy finned-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 150, 1054–1065. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.083>
- Kumar, A., & Layek, A. (2020). Nusselt number and friction factor correlation of solar air heater having winglet type vortex generator over absorber plate. *Solar Energy*, 205, 334–348. <https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2020.05.047>

- Lee, T., & He, S. M. (2018). The trailing vortices generated by a reverse delta wing with different wing configurations. *Aerospace Science and Technology*, 82–83, 378–393. <https://doi.org/10.1016/J.AST.2018.08.022>
- Lemouedda, A., Breuer, M., Franz, E., Botsch, T., & Delgado, A. (2010). Optimization of the angle of attack of delta-winglet vortex generators in a plate-fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(23–24), 5386–5399. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2010.07.017>
- Li, N., Chen, J., Cheng, T., Wang, Q., Yang, W., Liu, X., & Zeng, M. (2020). *Analysing thermal-hydraulic performance and energy efficiency of shell-and-tube heat exchangers with longitudinal flow based on experiment and numerical simulation*. 202. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117757>
- Liao, W., & Jing, D. (2023). Experimental study on fluid mixing and pressure drop of mini-mixer with flexible vortex generator. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 142, 106615. <https://doi.org/10.1016/J.ICHEATMASSTRANSFER.2023.106615>
- Liu, H. ling, Li, H., He, Y. ling, & Chen, Z. tao. (2018). Heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with rectangular winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126(1800), 989–1006. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.038>
- Lu, G., & Zhai, X. (2018). Analysis on heat transfer and pressure drop of fin-and-oval-tube heat exchangers with tear-drop delta vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 1054–1063. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.07.148>
- Lu, G., & Zhou, G. (2016). Numerical simulation on performances of plane and curved winglet type vortex generator pairs with punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102, 679–690. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.06.063>
- Luo, C., Wu, S., Song, K., Hua, L., & Wang, L. (2019). Thermo-hydraulic performance optimization of wavy fin heat exchanger by combining delta winglet vortex generators. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114343>
- Modi, A. J., Kalel, N. A., & Rathod, M. K. (2020a). Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having

- circular punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119724>
- Modi, A. J., Kalel, N. A., & Rathod, M. K. (2020b). Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 1–16.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119724>
- Modi, A. J., Kalel, N. A., & Rathod, M. K. (2020c). Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 119724. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2020.119724>
- Modi, A. J., & Rathod, M. K. (2019). Comparative study of heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-circular tube compact heat exchangers with sinusoidal wavy and elliptical curved rectangular winglet vortex generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 141, 310–326.
<https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2019.06.088>
- Modi, A. J., & Rathod, M. K. (2022). Experimental investigation of heat transfer enhancement and pressure drop of fin-and-circular tube heat exchangers with modified rectangular winglet vortex generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 189, 122742.
<https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2022.122742>
- Moosavi, R., Banihashemi, M., Lin, C. X., & Abel Chuang, P. Y. (2021). Combined effects of a microchannel with porous media and transverse vortex generators (TVG) on convective heat transfer performance. *International Journal of Thermal Sciences*, 166(December 2020). <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.106961>
- Naik, H., & Tiwari, S. (2021a). Thermal performance analysis of fin-tube heat exchanger with staggered tube arrangement in presence of rectangular winglet pairs. *International Journal of Thermal Sciences*, 161(July 2020), 106723.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106723>
- Naik, H., & Tiwari, S. (2021b). Thermal performance analysis of fin-tube heat exchanger with staggered tube arrangement in presence of rectangular winglet pairs. *International Journal of Thermal Sciences*, 161(July 2020), 106723.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106723>
- Naik, H., & Tiwari, S. (2021c). Thermodynamic performance analysis of an inline fin-tube heat exchanger in presence of rectangular winglet pairs. *International Journal of*

- Mechanical Sciences*, 193(September 2020), 106148.
<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2020.106148>
- Oh, Y., & Kim, K. (2021a). Effects of position and geometry of curved vortex generators on fin-tube heat-exchanger performance characteristics. *Effects of Position and Geometry of Curved Vortex Generators on Fin-Tube Heat-Exchanger Performance Characteristics*, 189.
- Oh, Y., & Kim, K. (2021b). Effects of position and geometry of curved vortex generators on fin-tube heat-exchanger performance characteristics. *Applied Thermal Engineering*, 189, 116736.
<https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2021.116736>
- Oneissi, M., Habchi, C., Russeil, S., Lemenand, T., & Bougeard, D. (2018). Heat transfer enhancement of inclined projected winglet pair vortex generators with protrusions. *International Journal of Thermal Sciences*, 134(August), 541–551.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.08.032>
- Pak, B. C., & Cho, Y. I. (1998). HYDRODYNAMIC AND HEAT TRANSFER STUDY OF DISPERSED FLUIDS WITH SUBMICRON METALLIC OXIDE PARTICLES. *EXPERIMENTAL HEAT TRANSFER An International Journal*, 11(2), 151–170.
<https://doi.org/10.1080/08916159808946559>
- Pérez, R. B., Pérez, A. M., & Suárez, D. S. (2022). Influence of the punched holes on thermohydraulic performance and flow pattern of rectangular channels with a pair of perforated vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 184, 122291. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2021.122291>
- Pranita Hendraswari, M., Tony, M. S., & Soetanto, M. F. (2021). *Heat Transfer Enhancement inside Rectangular Channel by Means of Vortex Generated by Perforated Concave Rectangular Winglets*. <https://doi.org/10.3390/fluids6010043>
- Promvonge, P., & Skullong, S. (2019). Heat transfer augmentation in solar receiver heat exchanger with hole-punched wings. *Applied Thermal Engineering*, 155, 59–69.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.132>
- Promvonge, P., & Skullong, S. (2020). Thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube with V-shaped winglet vortex generator. *Applied Thermal Engineering*.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114424>
- Puri, S., Kumar Mandal, S., Kumar Sharma, N., -, al, Raghavendra Kumar, R., Gupta -, R., Bhattacharyya, S., Kumar Vishwakarma, D., & Kumar Soni, M. (2021). Heat Transfer and Pressure Drop in Transitional Flow: A Short Review. *IOP Conference*

- Series: *Materials Science and Engineering*, 1080(1), 012050.
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/1080/1/012050>
- Qian, Z., Wang, Q., & Cheng, J. (2018). Analysis of heat and resistance performance of plate fin-and-tube heat exchanger with rectangle-winglet vortex generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124, 1198–1211.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.037>
- Qian, Z., Wang, Q., Cheng, J., & Deng, J. (2018). Simulation investigation on inlet velocity profile and configuration parameters of louver fin. *Applied Thermal Engineering*, 138(February), 173–182. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.009>
- Raaj Khishorre, K. R., Rahul, P., Harshavardhanan, S., & Ramanathan, S. (2023). A critical review of the thermo-hydraulic performance of vortex generators using the field synergy and exergy principles. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 2023 148:14, 148(14), 6545–6577. <https://doi.org/10.1007/S10973-023-12226-W>
- Ramadhan Al-Obaidi, A., & Chaer, I. (2021). Study of the flow characteristics, pressure drop and augmentation of heat performance in a horizontal pipe with and without twisted tape inserts. *Case Studies in Thermal Engineering*, 25, 100964.
<https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2021.100964>
- Rostamzadeh-Renani, M., Rostamzadeh-Renani, R., Baghoolizadeh, M., & Khabazian Azarkhavarani, N. (2023). The effect of vortex generators on the hydrodynamic performance of a submarine at a high angle of attack using a multi-objective optimization and computational fluid dynamics. *Ocean Engineering*, 282, 114932.
<https://doi.org/10.1016/J.OCEANENG.2023.114932>
- Saini, P., Dhar, A., & Powar, S. (2023a). Performance enhancement of fin and tube heat exchanger employing curved delta winglet vortex generator with circular punched holes. *International Journal of Thermofluids*, 20, 100452.
<https://doi.org/10.1016/J.IJFT.2023.100452>
- Saini, P., Dhar, A., & Powar, S. (2023b). Performance enhancement of fin and tube heat exchanger employing curved trapezoidal winglet vortex generator with circular punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 209, 124142.
<https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2023.124142>
- Salviano, L. O., Dezan, D. J., & Yanagihara, J. I. (2016). Thermal-hydraulic performance optimization of inline and staggered fin-tube compact heat exchangers applying longitudinal vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 95, 311–329.
<https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2015.11.069>

- Samadifar, M., & Toghraie, D. (2018). Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 133(September 2017), 671–681. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.062>
- Sebayang, R. (2018). AC Akan Jadi Pengkonsumsi Listrik Utama di Dunia. In *CNBC Indonesia*.
- Singh, S., & Negi, B. S. (2020). Numerical thermal performance investigation of phase change material integrated wavy finned single pass solar air heater. *Journal of Energy Storage*, 32(June), 102002. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.102002>
- Skullong, S., Promthaisong, P., Promvong, P., Thianpong, C., & Pimsarn, M. (2018). Thermal performance in solar air heater with perforated-winglet-type vortex generator. *Solar Energy*, 170(June), 1101–1117. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.05.093>
- Song, K. W., Hu, D. L., Zhang, Q., Zhang, K., Wu, X., & Wang, L. B. (2022). Thermal-hydraulic characteristic of a novel wavy fin-and-circle tube heat exchanger with concave curved vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 194, 123023. <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2022.123023>
- Song, K. W., & Tagawa, T. (2018). The optimal arrangement of vortex generators for best heat transfer enhancement in flat-tube-fin heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.06.011>
- Song, K. W., Tagawa, T., Chen, Z. H., & Zhang, Q. (2019a). Heat transfer characteristics of concave and convex curved vortex generators in the channel of plate heat exchanger under laminar flow. *International Journal of Thermal Sciences*, 137(November 2018), 215–228. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.002>
- Song, K. W., Tagawa, T., Chen, Z. H., & Zhang, Q. (2019b). Heat transfer characteristics of concave and convex curved vortex generators in the channel of plate heat exchanger under laminar flow. *International Journal of Thermal Sciences*, 137, 215–228. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHERMALSCI.2018.11.002>
- Song, K. W., Wang, Y., Zhang, Q., Wang, L. B., & Liu, Y. J. (2011). Numerical study of the fin efficiency and a modified fin efficiency formula for flat tube bank fin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(11–12), 2661–2672. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.040>
- Song, K. W., Xi, Z. P., Su, M., Wang, L. C., Wu, X., & Wang, L. B. (2017). Effect of geometric size of curved delta winglet vortex generators and tube pitch on heat

- transfer characteristics of fin-tube heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 82, 8–18. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.11.002>
- Srivastava, K., & Sahoo, R. R. (2024a). Effect of pitch and angle of attack on thermal performance of new envelope and delta vortex generators for TEG: An experimental and numerical approach. *International Journal of Thermal Sciences*, 195, 108671. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHERMALSCI.2023.108671>
- Srivastava, K., & Sahoo, R. R. (2024b). Experimental and numerical study on thermal performance of new envelope and triangular vortex generators with different pitch and angle of attack. *Thermal Science and Engineering Progress*, 102459. <https://doi.org/10.1016/J.TSEP.2024.102459>
- Srivastava, K., & Sahoo, R. R. (2024c). Experimental and numerical study on thermal performance of new envelope and triangular vortex generators with different pitch and angle of attack. *Thermal Science and Engineering Progress*, 49, 102459. <https://doi.org/10.1016/J.TSEP.2024.102459>
- Sugiri, G., Soetanto, M. F., & Bae, M. (2017). Effect of concave rectangular winglet vortex generator on convection coefficient of heat transfer □. *AIP Conf. Proc*, 1788, 30025. <https://doi.org/10.1063/1.4968278>
- Sun, H., Fu, H., Yan, L., Ma, H., Luan, Y., & Magagnato, F. (2022). Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer in Rectangular Microchannels with and without Semi-Elliptical Protrusions. *Energies 2022, Vol. 15, Page 4927, 15(13)*, 4927. <https://doi.org/10.3390/EN15134927>
- Sun, Z., Zhang, K., Li, W., Chen, Q., & Zheng, N. (2020). Investigations of the turbulent thermal-hydraulic performance in circular heat exchanger tubes with multiple rectangular winglet vortex generators. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114838>
- Syaiful, Hendraswari, M. P., Tony, M. S. K. T., & Soetanto, M. F. (2021). Heat transfer enhancement inside rectangular channel by means of vortex generated by perforated concave rectangular winglets. *Fluids*, 6(1). <https://doi.org/10.3390/FLUIDS6010043>
- Tian, M. W., Khorasani, S., Moria, H., Pourhedayat, S., & Dizaji, H. S. (2020a). Profit and efficiency boost of triangular vortex-generators by novel techniques. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 156, 119842. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119842>
- Tian, M. W., Khorasani, S., Moria, H., Pourhedayat, S., & Dizaji, H. S. (2020b). Profit and efficiency boost of triangular vortex-generators by novel techniques. *International*

- Journal of Heat and Mass Transfer*, 156, 119842.
<https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2020.119842>
- Tian, S., Gao, Y., Dong, X., Liu, C., & Jian, W. (2016). A Definition of Vortex Vector and Vortex. *University of Science & Technology, Nanjing, Jiangsu, China*, 1(1), 1–26.
- Wang, C. C., Lee, C. J., Chang, C. T., & Lin, S. P. (1998). Heat transfer and friction correlation for compact louvered fm-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(11), 1945–1956. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00302-0](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00302-0)
- Wang, C., Wang, Z., Wang, L., Luo, L., & Sundén, B. (2019). Experimental study of fluid flow and heat transfer of jet impingement in cross-flow with a vortex generator pair. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135, 935–949. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.024>
- Wang, J., Zeng, L., Fu, T., Yu, S., & He, Y. (2024). Effects of the position and perforation parameters of the delta winglet vortex generators on flow and heat transfer in minichannels. *International Journal of Thermal Sciences*, 198, 108878. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHERMALSCI.2023.108878>
- Wang, J., Zeng, L., Yu, S., He, Y., & Tang, J. (2024). Experimental and numerical investigations of tube inserted with novel perforated rectangular V-shape vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 249, 123451. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2024.123451>
- Wang, Y., Liu, P., Xiao, H., Liu, Z., & Liu, W. (2022). Design and optimization on symmetrical wing longitudinal swirl generators in circular tube for laminar flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 193, 122961. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122961>
- Wijayanta, A. T., Istanto, T., Kariya, K., & Miyara, A. (2017). Heat transfer enhancement of internal flow by inserting punched delta winglet vortex generators with various attack angles. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 87, 141–148. <https://doi.org/10.1016/J.EXPTHERMFLUSCI.2017.05.002>
- Xu, Y., Islam, M. D., & Kharoua, N. (2017). Numerical study of winglets vortex generator effects on thermal performance in a circular pipe. *International Journal of Thermal Sciences*, 112, 304–317. <https://doi.org/10.1016/J.IJTHERMALSCI.2016.10.015>
- Yu, C., Zhang, H., Zeng, M., Wang, R., & Gao, B. (2020). Numerical study on turbulent heat transfer performance of a new compound parallel flow shell and tube heat

- exchanger with longitudinal vortex generator. *Applied Thermal Engineering*, 164(May 2019), 114449. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114449>
- Zeeshan, M., Nath, S., Bhanja, D., & Das, A. (2018a). Numerical investigation for the optimal placements of rectangular vortex generators for improved thermal performance of fin-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.006>
- Zeeshan, M., Nath, S., Bhanja, D., & Das, A. (2018b). Numerical investigation for the optimal placements of rectangular vortex generators for improved thermal performance of fin-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 136, 589–601. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2018.03.006>
- Zeeshan, M., Nath, S., Bhanja, D., & Das, A. (2018c). Numerical investigation for the optimal placements of rectangular vortex generators for improved thermal performance of fin-and-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.006>
- Zhao, H., Liu, Z., Zhang, C., Guan, N., & Zhao, H. (2016). Pressure drop and friction factor of a rectangular channel with staggered mini pin fins of different shapes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 71, 57–69. <https://doi.org/10.1016/J.EXPTHERMFLUSCI.2015.10.010>
- Zhao, L., Qian, Z., Wang, X., Wang, Q., Li, C., & Zhang, Z. (2023). Analysis of the thermal improvement of plate fin-tube heat exchanger with straight and curved rectangular winglet vortex generators. *Case Studies in Thermal Engineering*, 51, 103612. <https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2023.103612>
- Zheng, N., Yan, F., Zhang, K., Zhou, T., & Sun, Z. (2020). A review on single-phase convective heat transfer enhancement based on multi-longitudinal vortices in heat exchanger tubes. *Applied Thermal Engineering*, 164(September 2019), 114475. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114475>
- Zhou, G., & Feng, Z. (2014). Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes. *International Journal of Thermal Sciences*, 78, 26–35. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.11.010>

LAMPIRAN

f/fo TANPA LUBANG																	
v (m/s)	BASELINE	RWPI_10	RWPI_15	RWPI_20	RWPI_25	RWPS_10	RWPS_15	RWPS_20	RWPS_25	CRWPI_10	CRWPI_15	CRWPI_20	CRWPI_25	CRWPS_10	CRWPS_15	CRWPS_20	CRWPS_25
0.4	0.0000			0.000	0.000	0.00	0.000	0.00	0.00	0.00	0.000	0.00	0.00	0.000	0.000	0.00	0.00
0.6	1.0000	4.485	4.740	5.049	5.357	4.313	4.608	4.936	5.260	4.273	4.535	4.844	5.058	4.187	4.393	4.784	4.800
0.8	1.0000	4.172	4.464	4.726	4.988	4.006	4.337	4.586	4.919	3.983	4.262	4.508	4.575	3.819	4.164	4.446	4.541
1	1.0000	3.298	3.496	3.713	3.957	3.227	3.461	3.665	3.886	3.146	3.338	3.563	3.700	3.054	3.292	3.507	3.563
1.2	1.0000	2.799	3.016	3.171	3.389	2.686	2.926	3.148	3.299	2.656	2.863	3.027	3.188	2.594	2.796	2.955	3.040
1.4	1.0000	2.384	2.571	2.723	2.898	2.292	2.483	2.658	2.833	2.275	2.439	2.623	2.721	2.204	2.383	2.569	2.601
1.6	1.0000	2.134	2.319	2.485	2.647	2.054	2.255	2.383	2.568	2.012	2.187	2.342	2.438	1.968	2.136	2.308	2.339
1.8	1.0000	1.978	2.161	2.321	2.454	1.913	2.101	2.241	2.427	1.884	2.040	2.198	2.282	1.801	1.987	2.159	2.180
2	1.0000	1.756	1.935	2.062	2.224	1.716	1.882	2.028	2.178	1.690	1.833	1.978	2.045	1.610	1.772	1.909	1.984
rata - rata	1.00	2.88	3.09	3.28	3.49	2.78	3.01	3.21	3.42	2.74	2.94	3.14	3.25	2.65	2.87	3.08	3.13

Nu/Nu0 TANPA LUBANG																	
v (m/s)	BASELINE	RWPI_10	RWPI_15	RWPI_20	RWPI_25	RWPS_10	RWPS_15	RWPS_20	RWPS_25	CRWPI_10	CRWPI_15	CRWPI_20	CRWPI_25	CRWPS_10	CRWPS_15	CRWPS_20	CRWPS_25
0.4	1.00	1.385	1.464	1.564	1.638	1.440	1.521	1.621	1.742	1.445	1.582	1.748	1.859	1.480	1.648	1.851	1.942
0.6	1.00	1.426	1.494	1.576	1.697	1.454	1.568	1.659	1.775	1.492	1.628	1.761	1.872	1.514	1.699	1.910	1.964
0.8	1.00	1.446	1.525	1.636	1.721	1.485	1.591	1.720	1.818	1.498	1.651	1.783	1.885	1.522	1.716	1.942	1.990
1	1.00	1.477	1.573	1.662	1.771	1.537	1.620	1.745	1.850	1.517	1.688	1.828	1.930	1.578	1.783	1.985	2.076
1.2	1.00	1.515	1.606	1.708	1.808	1.593	1.651	1.780	1.891	1.567	1.726	1.836	1.954	1.614	1.821	2.016	2.109
1.4	1.00	1.548	1.639	1.729	1.866	1.629	1.658	1.799	1.917	1.579	1.762	1.910	1.966	1.671	1.845	2.068	2.185
1.6	1.00	1.593	1.685	1.752	1.886	1.653	1.729	1.811	1.926	1.613	1.784	1.934	2.047	1.691	1.881	2.127	2.205
1.8	1.00	1.615	1.707	1.779	1.912	1.707	1.736	1.856	1.952	1.639	1.801	1.956	2.085	1.727	1.944	2.164	2.212
2	1.00	1.628	1.736	1.825	1.932	1.716	1.754	1.872	1.963	1.655	1.816	1.980	2.103	1.744	1.978	2.174	2.223
rata - rata	1.00	1.51	1.60	1.69	1.80	1.58	1.65	1.76	1.87	1.56	1.72	1.86	1.97	1.62	1.81	2.03	2.10

dP TANPA LUBANG																	
v (m/s)	BASLINE	RWPI_10	RWPI_15	RWPI_20	RWPI_25	RWPS_10	RWPS_15	RWPS_20	RWPS_25	CRWPI_10	CRWPI_15	CRWPI_20	CRWPI_25	CRWPS_10	CRWPS_15	CRWPS_20	CRWPS_25
0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.6	0.132848	0.590	0.622	0.664	0.704	0.566	0.603	0.648	0.689	0.562	0.598	0.637	0.663	0.551	0.578	0.622	0.629
0.8	0.24909	1.027	1.099	1.164	1.226	0.984	1.065	1.126	1.206	0.979	1.048	1.109	1.122	0.940	1.025	1.094	1.113
1	0.481574	1.567	1.668	1.764	1.876	1.531	1.648	1.738	1.839	1.493	1.593	1.692	1.750	1.451	1.570	1.666	1.686
1.2	0.797088	2.203	2.389	2.494	2.660	2.109	2.313	2.472	2.583	2.086	2.271	2.378	2.500	2.040	2.214	2.323	2.381
1.4	1.24545	2.920	3.183	3.336	3.544	2.802	3.068	3.249	3.454	2.784	3.022	3.209	3.322	2.699	2.948	3.145	3.172
1.6	1.768539	3.716	4.079	4.327	4.595	3.567	3.959	4.138	4.444	3.492	3.850	4.066	4.222	3.420	3.755	4.009	4.047
1.8	2.341446	4.570	5.035	5.362	5.634	4.392	4.885	5.147	5.558	4.327	4.758	5.050	5.229	4.138	4.626	4.961	4.992
2	3.146837	5.456	6.056	6.406	6.851	5.290	5.880	6.252	6.695	5.206	5.744	6.095	6.287	4.964	5.544	5.887	6.095
rata - rata	1.27	2.76	3.02	3.19	3.39	2.66	2.93	3.10	3.31	2.62	2.86	3.03	3.14	2.53	2.78	2.96	3.01

PEC TANPA LUBANG																	
v (m/s)	BASLINE	RWPI_10	RWPI_15	RWPI_20	RWPI_25	RWPS_10	RWPS_15	RWPS_20	RWPS_25	CRWPI_10	CRWPI_15	CRWPI_20	CRWPI_25	CRWPS_10	CRWPS_15	CRWPS_20	CRWPS_25
0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.6	1.0000	0.863	0.879	0.907	0.955	0.888	0.925	0.961	1.005	0.909	0.997	1.022	1.069	0.928	1.052	1.146	1.159
0.8	1.0000	0.896	0.923	0.971	1.002	0.917	0.953	1.011	1.041	0.924	0.993	1.099	1.104	0.951	1.040	1.148	1.163
1	1.0000	0.980	1.022	1.058	1.103	1.013	1.051	1.110	1.154	1.007	1.096	1.161	1.210	1.056	1.162	1.265	1.315
1.2	1.0000	1.067	1.102	1.153	1.192	1.115	1.119	1.176	1.230	1.094	1.173	1.224	1.277	1.134	1.246	1.353	1.399
1.4	1.0000	1.148	1.183	1.224	1.293	1.213	1.200	1.273	1.327	1.178	1.257	1.356	1.380	1.258	1.352	1.477	1.553
1.6	1.0000	1.237	1.271	1.290	1.359	1.299	1.316	1.352	1.402	1.275	1.370	1.452	1.516	1.346	1.456	1.604	1.654
1.8	1.0000	1.184	1.214	1.236	1.303	1.261	1.240	1.297	1.328	1.217	1.298	1.375	1.446	1.299	1.409	1.527	1.555
2	1.0000	1.344	1.381	1.421	1.466	1.422	1.408	1.465	1.500	1.377	1.468	1.561	1.639	1.462	1.604	1.720	1.736
rata - rata	1.00	1.09	1.12	1.16	1.21	1.14	1.15	1.21	1.25	1.12	1.21	1.28	1.33	1.18	1.29	1.41	1.44

BCR TANPA LUBANG

v (m/s)	BASLINE	RWPI_10	RWPI_15	RWPI_20	RWPI_25	RWPS_10	RWPS_15	RWPS_20	RWPS_25	CRWPI_10	CRWPI_15	CRWPI_20	CRWPI_25	CRWPS_10	CRWPS_15	CRWPS_20	CRWPS_25
0.4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.6	0	8.0846	7.0506	6.9419	6.1682	7.1875	6.2336	5.8810	5.4082	6.5592	5.5717	4.9890	4.5708	6.1170	4.7946	4.0492	3.8754
0.8	0	7.0140	6.1304	5.7705	5.4362	6.0826	5.5417	4.8915	4.7000	5.8904	4.9306	4.4072	3.9585	5.3094	4.3479	3.6022	3.5044
1	0	4.7253	4.0291	4.0228	3.7543	4.0551	3.9073	3.5031	3.3137	4.0613	3.3553	3.0372	2.8318	3.4834	2.8869	2.4964	2.3236
1.2	0	3.4248	3.0711	3.0073	2.8912	2.9219	2.7772	2.6940	2.5145	2.8537	2.5480	2.3715	2.2395	2.5370	2.1660	1.8842	1.7919
1.4	0	2.4561	2.3034	2.2488	2.1298	2.2239	2.0140	1.9880	1.9347	2.1331	1.8732	1.7338	1.7251	1.7381	1.6171	1.4279	1.3052
1.6	0	1.9230	1.8551	1.8035	1.7287	1.6997	1.6518	1.6337	1.5581	1.5897	1.5021	1.3900	1.3255	1.3516	1.2744	1.1241	1.0690
1.8	0	1.6559	1.5479	1.5422	1.4625	1.4762	1.4433	1.4005	1.2395	1.3280	1.2877	1.2101	1.1368	1.0546	1.0343	0.9608	0.9340
2	0	1.2625	1.2555	1.1683	1.1074	1.1709	1.1516	1.1316	0.9513	1.0118	0.9984	0.9560	0.9049	0.7790	0.7762	0.7662	0.7762
rata - rata	0.00	3.82	3.41	3.31	3.08	3.35	3.09	2.89	0.45	3.18	2.76	2.51	2.34	2.80	0.17	2.04	1.95

f/fo LUBANG

v (m/s)	BASLINE	PRWPI_10	PRWPI_15	PRWPI_20	PRWPI_25	PRWPS_10	PRWPS_15	PRWPS_20	PRWPS_25	PCRWPI_10	PCRWPI_15	PCRWPI_20	PCRWPI_25	PCRWPS_10	PCRWPS_15	PCRWPS_20	PCRWPS_25
0.4	0.0000																
0.6	1.0000	4.279	4.684	4.819	4.956	4.179	4.480	4.649	4.736	4.058	4.377	4.428	4.518	3.981	4.221	4.306	4.362
0.8	1.0000	3.966	4.314	4.456	4.659	3.821	4.098	4.323	4.447	3.714	4.065	4.166	4.242	3.616	3.916	4.027	4.097
1	1.0000	3.130	3.409	3.544	3.583	3.032	3.274	3.423	3.494	2.971	3.217	3.297	3.326	2.843	3.091	3.167	3.269
1.2	1.0000	2.650	2.887	3.012	3.061	2.584	2.767	2.890	3.006	2.531	2.741	2.785	2.834	2.462	2.614	2.700	2.753
1.4	1.0000	2.133	2.494	2.556	2.576	2.043	2.392	2.451	2.513	2.032	2.336	2.413	2.456	1.924	2.225	2.295	2.363
1.6	1.0000	1.905	2.161	2.232	2.249	1.852	2.138	2.187	2.232	1.778	2.091	2.142	2.178	1.760	1.994	2.066	2.119
1.8	1.0000	1.758	1.999	2.054	2.087	1.719	1.942	1.995	2.013	1.676	1.889	1.957	2.003	1.630	1.809	1.913	1.975
2	1.0000	1.563	1.756	1.804	1.871	1.552	1.743	1.788	1.805	1.495	1.672	1.721	1.789	1.451	1.616	1.685	1.718
rata - rata	1.00	2.67	2.96	3.06	3.13	2.60	2.85	2.96	3.03	2.53	2.80	2.86	2.92	2.46	2.69	2.77	2.83

Nu/Nu0 LUBANG																	
v(m/s)	BASELINE	PRWPI_10	PRWPI_15	PRWPI_20	PRWPI_25	PRWPS_10	PRWPS_15	PRWPS_20	PRWPS_25	PCRWPI_10	PCRWPI_15	PCRWPI_20	PCRWPI_25	PCRWPS_10	PCRWPS_15	PCRWPS_20	PCRWPS_25
0.4	1.00	1.434	1.533	1.601	1.625	1.501	1.567	1.688	1.708	1.531	1.621	1.713	1.755	1.557	1.694	1.730	1.786
0.6	1.00	1.478	1.555	1.623	1.676	1.498	1.606	1.721	1.766	1.542	1.663	1.775	1.844	1.581	1.693	1.794	1.865
0.8	1.00	1.503	1.610	1.667	1.741	1.523	1.645	1.760	1.798	1.563	1.716	1.812	1.857	1.601	1.763	1.845	1.897
1	1.00	1.529	1.629	1.673	1.757	1.571	1.666	1.805	1.827	1.605	1.766	1.865	1.898	1.650	1.825	1.887	1.985
1.2	1.00	1.556	1.659	1.746	1.767	1.623	1.773	1.840	1.871	1.653	1.822	1.897	1.916	1.693	1.845	2.019	2.039
1.4	1.00	1.584	1.799	1.875	1.954	1.657	1.970	1.979	1.998	1.691	2.006	2.013	2.116	1.717	2.060	2.095	2.142
1.6	1.00	1.643	1.858	1.891	1.905	1.693	1.990	2.020	2.059	1.713	2.048	2.137	2.175	1.733	2.128	2.177	2.231
1.8	1.00	1.676	1.940	1.964	1.979	1.726	2.023	2.029	2.082	1.763	2.080	2.145	2.209	1.776	2.148	2.198	2.288
2	1.00	1.689	1.995	2.022	2.081	1.739	2.091	2.097	2.133	1.770	2.126	2.172	2.320	1.784	2.175	2.218	2.351
rata - rata	1.00	1.57	1.73	1.78	1.83	1.61	1.81	1.88	1.92	1.65	1.87	1.95	2.01	1.68	1.93	2.00	2.06

dP LUBANG																	
v(m/s)	BASELINE	PRWPI_10	PRWPI_15	PRWPI_20	PRWPI_25	PRWPS_10	PRWPS_15	PRWPS_20	PRWPS_25	PCRWPI_10	PCRWPI_15	PCRWPI_20	PCRWPI_25	PCRWPS_10	PCRWPS_15	PCRWPS_20	PCRWPS_25
0.4	0.000																
0.6	0.133	0.565	0.617	0.630	0.648	0.552	0.592	0.6135	0.6188	0.535	0.578	0.584	0.590	0.525	0.558	0.568	0.588
0.8	0.249	0.979	1.062	1.090	1.140	0.943	1.016	1.0671	1.0871	0.916	1.007	1.027	1.037	0.892	0.972	0.993	1.001
1	0.482	1.491	1.633	1.673	1.692	1.444	1.574	1.6289	1.6479	1.414	1.546	1.567	1.569	1.352	1.488	1.506	1.540
1.2	0.797	2.088	2.296	2.354	2.392	2.036	2.208	2.2753	2.3464	1.993	2.188	2.190	2.212	1.937	2.088	2.124	2.146
1.4	1.245	2.616	3.097	3.111	3.136	2.505	2.985	3.0055	3.0540	2.491	2.911	2.881	2.987	2.358	2.776	2.812	2.869
1.6	1.769	3.316	3.814	3.854	3.884	3.222	3.794	3.8043	3.8465	3.092	3.705	3.720	3.757	3.059	3.535	3.591	3.649
1.8	2.341	4.046	4.673	4.693	4.764	3.955	4.566	4.5865	4.5891	3.854	4.435	4.492	4.571	3.748	4.244	4.398	4.496
2	3.147	4.827	5.513	5.533	5.729	4.793	5.506	5.5103	5.5216	4.612	5.271	5.297	5.478	4.475	5.096	5.197	5.249
rata - rata	1.27	2.49	2.84	2.87	2.92	2.43	2.78	2.81	2.84	2.36	2.70	2.72	2.78	2.29	2.59	2.65	2.69

PEC LUBANG																	
v (m/s)	BASLINE	PRWPI_10	PRWPI_15	PRWPI_20	PRWPI_25	PRWPS_10	PRWPS_15	PRWPS_20	PRWPS_25	PCRWPI_10	PCRWPI_15	PCRWPI_20	PCRWPI_25	PCRWPS_10	PCRWPS_15	PCRWPS_20	PCRWPS_25
0.4	0																
0.6	1.0000	0.908	0.917	0.946	0.967	0.922	0.960	1.015	1.033	0.952	1.000	1.059	1.090	0.982	1.028	1.079	1.114
0.8	1.0000	0.945	0.983	1.005	1.007	0.953	1.003	1.052	1.063	0.985	1.047	1.094	1.113	1.016	1.087	1.126	1.145
1	1.0000	1.028	1.064	1.077	1.100	1.056	1.098	1.171	1.176	1.083	1.159	1.213	1.230	1.129	1.212	1.242	1.241
1.2	1.0000	1.114	1.152	1.195	1.200	1.149	1.168	1.249	1.253	1.172	1.255	1.298	1.301	1.208	1.289	1.395	1.396
1.4	1.0000	1.216	1.309	1.353	1.357	1.281	1.363	1.437	1.439	1.308	1.479	1.480	1.484	1.351	1.541	1.550	1.543
1.6	1.0000	1.324	1.433	1.444	1.449	1.376	1.455	1.551	1.570	1.411	1.595	1.652	1.671	1.430	1.681	1.699	1.696
1.8	1.0000	1.278	1.416	1.421	1.423	1.321	1.432	1.474	1.507	1.360	1.536	1.566	1.579	1.380	1.605	1.613	1.603
2	1.0000	1.449	1.642	1.646	1.672	1.489	1.660	1.712	1.734	1.533	1.771	1.794	1.782	1.547	1.818	1.829	1.825
rata - rata	1.00	1.16	1.24	1.26	1.27	1.19	1.27	1.33	1.35	1.23	1.36	1.39	1.41	1.26	1.41	1.44	1.45

BCR Lubang																	
v (m/s)	BASLINE	PRWPI_10	PRWPI_15	PRWPI_20	PRWPI_25	PRWPS_10	PRWPS_15	PRWPS_20	PRWPS_25	PCRWPI_10	PCRWPI_15	PCRWPI_20	PCRWPI_25	PCRWPS_10	PCRWPS_15	PCRWPS_20	PCRWPS_25
0.4	0																
0.6	0	6.8065	6.5714	5.740	5.740	6.3308	5.709	5.017	4.776	5.587	5.049	4.381	4.081	5.078	4.615	4.122	3.963
0.8	0	5.8244	5.3486	4.827	5.126	5.3269	4.774	4.319	4.215	4.755	4.250	3.845	3.692	4.295	3.802	3.533	3.365
1	0	3.9632	3.8021	3.500	3.500	3.5007	3.407	2.961	2.930	3.202	2.885	2.606	2.514	2.779	2.533	2.398	2.231
1.2	0	2.9113	2.8511	2.609	2.609	2.4949	2.290	2.208	2.232	2.297	2.121	1.948	1.938	2.064	1.917	1.634	1.628
1.4	0	1.8862	1.8621	1.546	1.661	1.5392	1.441	1.403	1.415	1.448	1.329	1.261	1.220	1.245	1.159	1.119	1.112
1.6	0	1.3606	1.3489	1.283	1.283	1.1853	1.156	1.098	1.080	1.050	1.045	0.945	0.932	0.995	0.885	0.853	0.842
1.8	0	1.0764	1.0588	1.028	1.028	0.9488	0.929	0.906	0.863	0.847	0.828	0.781	0.768	0.774	0.708	0.714	0.697
2	0	0.7752	0.7561	0.739	0.739	0.7079	0.687	0.666	0.649	0.605	0.600	0.568	0.547	0.538	0.527	0.521	0.483
rata - rata	0.00	3.08	2.95	2.66	2.71	2.75	2.55	2.32	0.45	2.47	2.26	2.04	1.96	2.22	2.02	1.86	1.79



Perforated concave rectangular winglet pair vortex generators enhance the heat transfer of air flowing through heated tubes inside a channel

Oktarina Heriyani^{a,b,*}, Mohammad Djaeni^a, Syaiful^{a,**}, Aldila Kurnia Putri^a

^a Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Diponegoro, Semarang, Indonesia

^b Mechanical Engineering Program, Engineering Faculty, University of Muhammadiyah Prof. DR. HAMKA, Jakarta, Indonesia

ARTICLE INFO

Keywords:

Perforated
Rectangular winglet
Concave
Pressure drop
Vortex generator
Heat transfer
Thermal performance

ABSTRACT

A significant increase in the rate heat transfer in a heat exchanger system is made possible by increasing the convection heat-transfer coefficient using a passive method. The addition of vortex generators (VGs) to the fins and tubes of a heat exchanger is currently the most effective passive method. However, the increase in heat was accompanied by an increase in pressure drop. Therefore, in this study, we installed perforated concave rectangular winglet pair vortex generators (PCRWP VGs) on plates in rectangular ducts to increase the heat transfer through the six heated tubes to the air stream by lowering the enhancement in the pressure drop. We attempted to determine the best cost-benefit ratio (*CBR*) with a fluid flow velocity difference of 0.4–2 m/s at intervals of 0.2 m/s (Reynolds number (*Re*) of 2143 to 11,763) in the channel. The PCRWP VGs were composed of in-line and staggered configurations. The results showed a lower *CBR* (3.56) for the in-line configuration than for the staggered configuration. Moreover, the lowest *CBR* was accompanied by an increase in thermal performance (*TEF*) of 1.29.

1. Introduction

The global energy demand is expected to triple over the next few years. According to a statement by the International Energy Agency (IEA), the main driver is the increasing use of air conditioning (AC) machines [1]. Thus, promoting energy efficiency in air conditioners is important and requires maximising their thermal performance, which involves increasing the rate of heat transfer in its main component, i.e., the condenser. A condenser, commonly used in air conditioners, comprises a fin and a tube and functions as a refrigerant cooling medium. However, the high thermal resistance (75%) of the fin air side of the condenser lowers the heat-transfer rate in the heat exchanger [2]. Thus, the thermal resistance must be lowered to enhance the heat transfer rate.

A commonly used active methods to increase the rate of heat transfer involves adding vortex generators (VGs), which, according to the research results obtained by Mugisidi et al., increases the performance of a condenser [3]. The added VGs cause longitudinal vortices (LVs), damage the primary flow, make the second flow as large as the first and increase air mixing in the area [4,5]. The size of the LVs, shape of the flow, and mixing are influenced by the shape, geometry and position of

the VGs added to the fins and tubes of the heat exchanger [6].

Samidifat et al. showed that simple rectangular vortex generators (RVGs) can increase the heat transfer rate by 7%; however, this causes a pressure drop in the heat exchanger system [7]. Meanwhile, modified RVGs with a concave shape on the front and rear surfaces decreased the heat transfer performance of the heat exchanger tube. A better option is to use RVGs with a double convex front surface and a single concave back surface, which can strengthen the primary vortex, increasing the rate of heat transfer from the plate to the fluid, as demonstrated in a study by Kashyap et al. [8]. Further research conducted by Kashyap et al. in the same year concluded that modifying the surface shape of rectangular winglet vortex generators (RWVGs) can create longitudinal eddies that interact with the boundary layer, thereby increasing the rate of convection heat transfer [9]. Based on their research, the increase in the optimal heat transfer rate was 14.4. The optimal heat transfer performance was also obtained from the results of experiments conducted by Adnan et al. on rectangular ducts by adding delta and rectangular winglet VGs [10]. Concave curved delta winglet VGs were compared with convex curved delta winglet VGs by Song et al. to observe changes in the heat transfer rate [11]. The results showed that the concave VGs

* Corresponding author. Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Diponegoro, Semarang, Indonesia.

** Corresponding author.

E-mail addresses: oktarina@uhamka.ac.id (O. Heriyani), syaiful.undip2011@gmail.com (Syaiful).

improved the heat transfer better than the convex VGs. The differences in the shape of the VGs affects the change in the heat transfer rate and the change in the geometry of the VG, such as a new rib geometry in the cylinder channel [12].

Zeeshan et al. showed that increasing the angle of attack increased the rate of heat transfer (to 37.01–64.54%) if a pair of RWVGs were placed at the back of the tube even though this did not reduce the pressure drop [13]. A decrease in the value of the pressure drop also did not occur significantly, even though there was an increase in heat of 260% in heat, as per the results of the research conducted by Linardo et al. using the batched heat and channelled pipe (BHCP) approach [14]. The increase in heat transfer performance is influenced by the number of RWVG pairs based on the research results of Heriyani et al., where there is an increase in the hydraulic thermal performance evaluation criteria by 15.17% for three pairs of RWVG compared with the baseline [15]. Wang et al. found that the more pairs of VGs placed in the crossflow, the higher the increase in the heat transfer coefficient [16]. Sun et al. further discovered that increasing the number of RWVGs in the heat exchanger tube increased the heat transfer, with a maximum thermal enhancement factor (TEF) of 1.27 [17]. The TEF value of a V-delta winglet VG reached 1.82–3% higher than that of a V-rectangular winglet VG, as revealed by Promvong et al. [18]. These results were obtained with an optimal blockage ratio (BR) of 0.15 and pitch ratio (PR) 1.0. Skullong et al. modified the shapes of RWVGs with optimal BRs and PRs to achieve an optimum heat transfer performance and reduced pressure drop; their shape modification involved perforating RWVGs [19].

The positions of the holes in the RWVGs did not significantly affect the increase in heat transfer; however, they significantly affected the flow resistance of the VGs. The heat-transfer rate increased as the height (vertical position) of the hole increased. Widthwise, although there is an initial increase, the heat transfer rate decreased with increasing lateral distance [20]. An increase in the number of holes in the RWVGs indicates an increase in fluid flow, which forces the fluid to flow behind the RWVGs, thereby increasing heat transfer [4]. The heat transfer rate increased during laminar flow when the Reynolds number (Re) increased and then decreased with an increase in Re during turbulent flow [20]. Positioning the tube in-line with a pair of RWVGs in a common flow-down configuration provides better performance than the common flow-up configuration. However, a staggered tube position is

superior, resulting in a 25.85% higher heat-transfer performance than when a pair of RWVGs is not used [21].

In the existing studies, no detailed analyses of heat transfer were conducted on from the surfaces of several cylinders heated and arranged in-line when using a perforated vortex generator. Therefore, the focus herein is on investigating the advantages of using perforated concave rectangular winglet pair vortex generators (PCRWP VGs) to increase the heat transfer of the airflow through heated tubes arranged in-line in the ducts.

2. Experimental approach

2.1. Experimental setup

This research was conducted experimentally with a test equipment scheme comprising a rectangular channel sized $370 \times 18 \times 8$ cm. The duct was made of 1 cm thick glass, as shown in Fig. 1.

Based on Fig. 1, the rectangular channel is equipped with a blower (50 Hz, Wipro with a rated voltage of 220 V), an inverter (Mitsubishi Electric type FR-D700 with an accuracy of 0.01), straightener, hot wire anemometer (Lutron type AM-4204 with an accuracy of 0.1), wattmeter (Lutron DW-6060 with an accuracy ± 1.0), central processing unit (CPU), micromanometer, thermocouple (K type with a temperature interval of -200 – 1250 °C and an accuracy ± 0.5) where one thermocouple was placed in the air inlet area, six thermocouples on the back surface of the tubes and 15 on the outlet side of the wire, data acquisition (Advantech USB-4718 type with an accuracy of 0.001) and heater regulator. The heater was connected to six tubes with a diameter of 19.05 mm and height of 65.8 mm, with each tube having the same power. Total heating power of 40 W was applied to the six tubes using a regulator. The heating air flowing through the tubes occurs via convection. Thus, the air at the outlet side becomes hotter than that at the inlet side.

A pressure micromanometer (Fluke type 922, with an accuracy of ± 0.05) was used to monitor the flow pressure drop. Two pitot tubes, each set 26 cm ahead of the inlet of the test specimen and 2.5 cm behind it, were connected to a micromanometer to measure the pressure drop. The pressure drop measurements were recorded 30 times for 5 sek on at each speed variation. Furthermore, flow visualisation was performed by

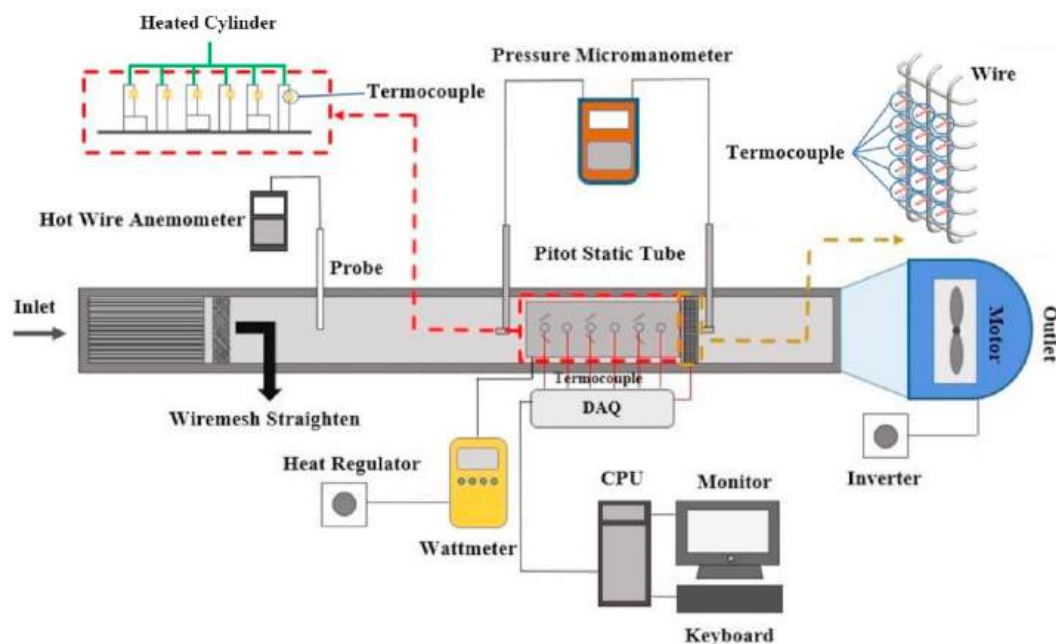


Fig. 1. Experimental tool schematic.

directing the smoke from vaporised fluid in the fluid vaporator into the mainflow.

The VGs used as test specimens were perforated rectangular winglet pair (PRWP) and perforated concave rectangular winglet pair (PCRWP) vortex generators (VGs). Perforated is a term for holes in the VGs, as shown in Fig. 2. The VGs have dimensions of the same length and width of 30 mm, with 36 holes. The bore diameter on the VGs was 2.5 mm. The distance between the holes was 5 mm from the center.

The VGs are placed on an aluminium plate measuring $500 \times 165 \times 1$ mm. The geometry and the pitch between VGs for both in-line and staggered configurations are shown in Fig. 3, with an angle of attack (α) of 150 [2]. The distance between the cylinders is 120 mm, with a cylinder diameter of 19.05 mm.

The VGs configurations were arranged in-line and staggered on the plate. The perforated rectangular winglet (PRW) and perforated concave rectangular winglet (PCRW) VGs in-line configurations with one, two and three pairs are shown in Fig. 4. For each pair, the VGs were placed

on the left and right sides of the first row of tubes. VGs were placed in the first- and third-row tubes for two pairs. For the three pairs, VGs were placed on the first-, third-, and fifth-row tubes.

The PRW and PCRW VGs staggered configurations with one, two, and three pairs are shown in Fig. 5. For one pair, the VGs are placed on the right side of the first-row tube and on the left side of the second. The VGs are placed on the right side of the first and third row tubes and on the left side of the second and fourth tubes for two pairs. For the three pairs, the VGs are placed on the right side of the first, third and fifth rows of the tubes and on the left side of the second, fourth and sixth tubes.

2.2. Parameter definitions

The parameters in this study were derived from the equation used by Oneissi et al. to obtain the thermal enhancement factor (TEF) [22].

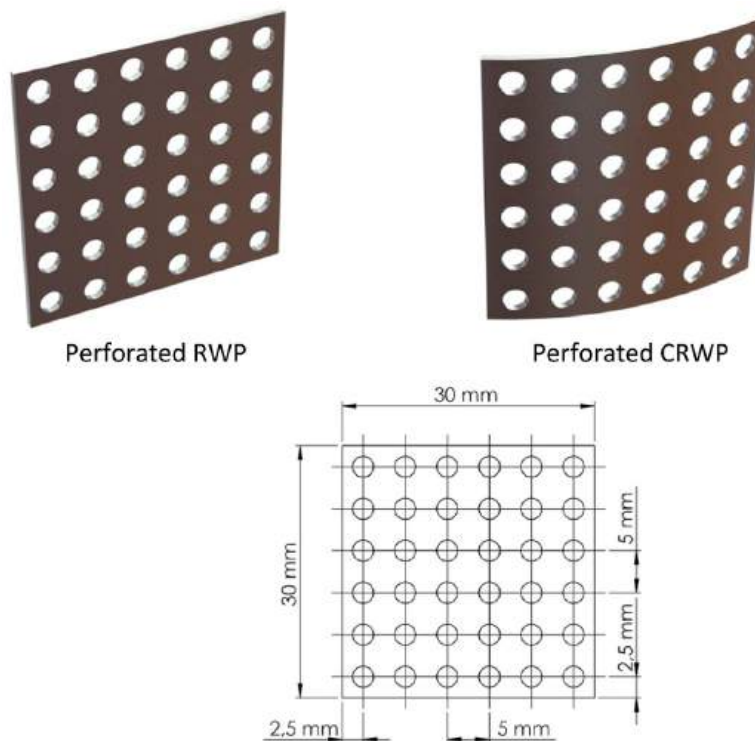


Fig. 2. Geometry of the VGs.

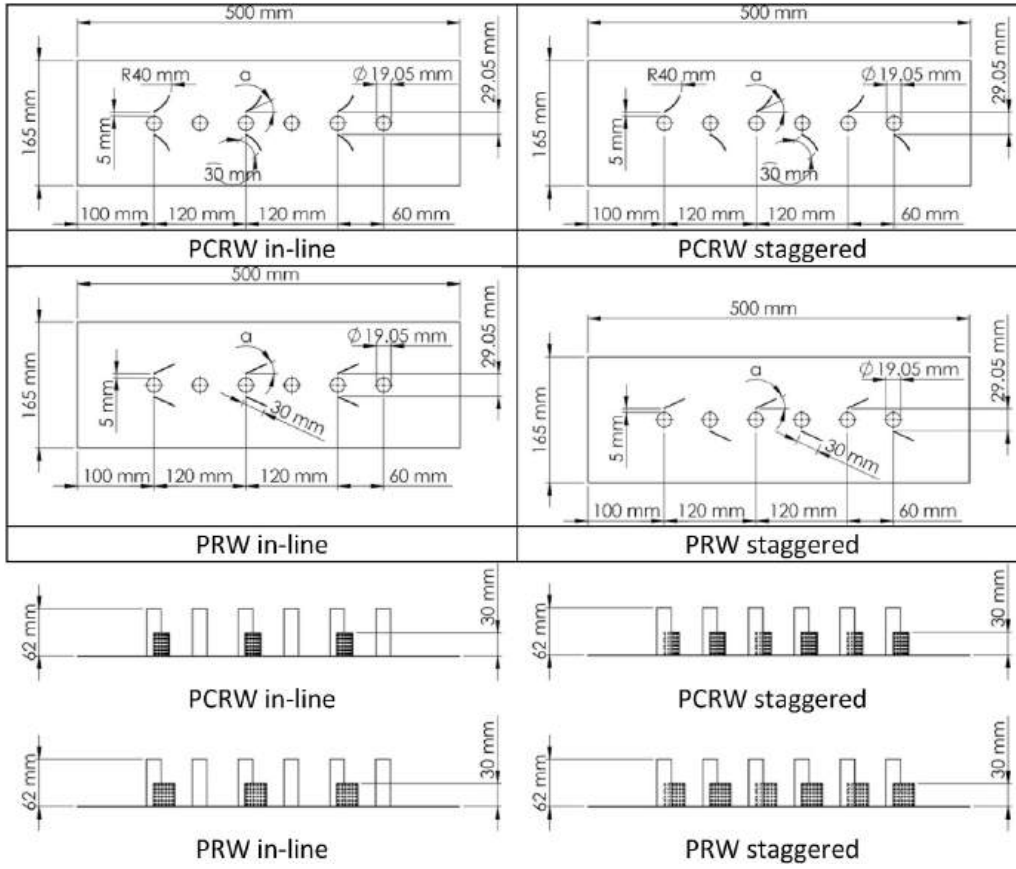


Fig. 3. Geometry and pitch of the VGs.

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

The Nusselt number and friction factor for the baseline conditions are symbolised as (Nu_0) and (f_0) , and (Nu) and (f) based on the research of Zeeshan et al. [23]

$$Nu = \frac{q D_h}{A_{tube} \Delta T_{LMTD} k} \quad (2)$$

$$h = \frac{q}{A_{tube} \Delta T_{LMTD}} \quad (3)$$

$$q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

where D_h , A_{tube} , ΔT_{LMTD} , $\dot{m}$, c_p , T_{out} and T_{in} , are hydraulic diameter, tube surface area, log mean temperature difference, mass flow rate, specific heat, outlet temperature, and inlet temperature, respectively

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b} \quad (5)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(\bar{T}_{tube} - \bar{T}_{out}) - (\bar{T}_{tube} - \bar{T}_{in})}{\ln[(\bar{T}_{tube} - \bar{T}_{out}) - (\bar{T}_{tube} - \bar{T}_{in})]} \quad (6)$$

where A_c and T_{tube} are channel surface area and tube temperature, respectively.

The result of D_h is used to calculate Re with the formula

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (7)$$

and friction factor (f) was determined to evaluate the performance of hydro dynamic using

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho V^2 (L + 6D)} \quad (8)$$

where ρ , V , and L are the air density, inlet airflow velocity and length of the test specimen, respectively.

The equation required to determine the cost-benefit ratio (CBR), defined as the ratio of pressure drop per variation in Nu number, as formulated by Tian et al. [25], is as follows:

$$CBR = \frac{\% \Delta P}{\% Nu} \quad (9)$$

This concept investigates whether the method used to enhance the heat-transfer rate is economically efficient. In the hydrodynamic test, the pressure drop (ΔP) is measured by the pressure difference on the sides of P_{inlet} and P_{outlet} of the test specimen in the tested part using equation (10):

$$\Delta P = P_{inlet} - P_{outlet} \quad (10)$$

2.3. Validation

The current study is a follow-up investigation to the work of Yafid et al. [24], and the experimental setup was similar to that of Yafid et al. The difference between the current study and the experiment of Yafid et al. is a test object in which the current study uses concave rectangular winglet (CRW) VGs; in Yafid et al.'s experiment concave delta winglet (CDW) VGs are used. Whitaker et al. [25] studied the heat transfer characteristics of airflow through a single cylinder in a rectangular duct. The results of Yafid et al. were valid, and the same experimental set-up was determined. The Nu value from the experiment of Yafid et al. were comparable with the Nu values from the experiments of Whitaker et al. in the Reynolds number (Re) range of 2143 to 11,763.

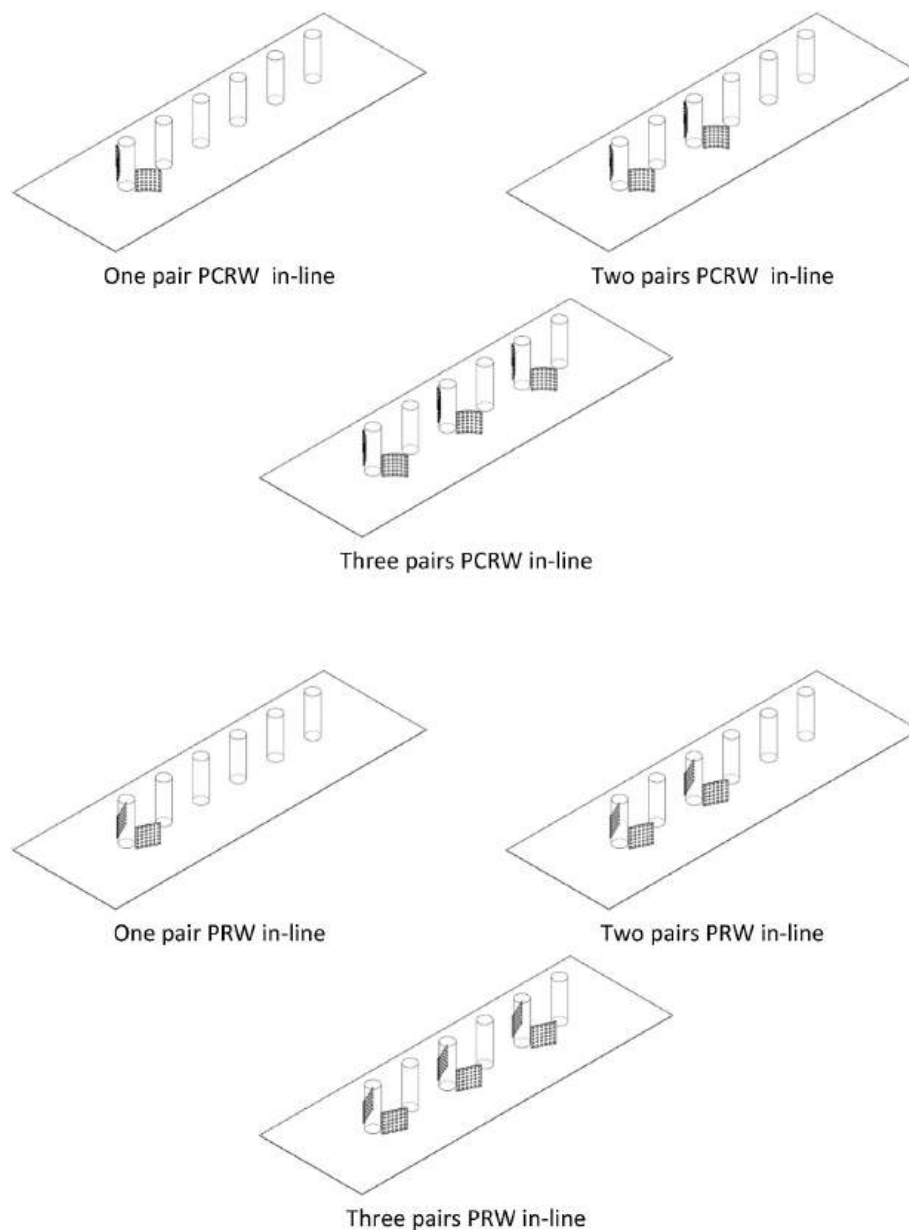


Fig. 4. VGs pairs in-line configurations.

3. Results and discussion

3.1. Flow visualisation

A flow visualisation test was performed to observe the longitudinal vortices (LV) formed after the flow passed through the VGs in the rectangular channel. This test was conducted under low-light conditions to clarify the LV. The laser beam was refracted by a cylindrical glass (diameter 5 mm), which produced a cross-sectional area perpendicular to the direction of the flow. Smoke formed from the evaporation of the liquid was used to visualise the LV in the flow. The VGs used in this visualisation test were PRWP and PCRWP with an in-line arrangement, as shown in Fig. 6.

In Fig. 6 (c) and (d), the PCRWP VGs appear to produce longitudinal vortices (LV) in a wide flow area compared with the PRWP VGs in Fig. 6 (a) and (b) downstream. The back region of the PCRWP VGs had a wider frontal surface area than the PRWP VGs. Consequently, mixing the near-fluid the channel walls with the fluid in the mainstream is better, meaning that the heat transfer rate is increased [26]. Downstream, the

LV compression in the wake area increases the fluid flow velocity passing through the cylindrical structure, thereby increasing the heat transfer rate from the channel surface to the fluid flow in the wake region [27]. The increase in heat transfer produced when using PCRWP VGs was better than that with PRWP VGs.

3.2. Perforated vortex generators effect on heat transfer

The increase in the convection heat transfer was due to the mixing of fluids caused by the strong longitudinal vortices (LVs) [28]. The strength of the LVs is caused by the amount of VGs sets; increasing the amount of VGs pairs in the test specimen can increase the coefficient of the convection heat transfer [29], as shown in Fig. 7.

In Fig. 7, we can see the convective heat transfer coefficient with respect to the Reynolds number (Re), analysed after installing the PCRWP and PRWP with pairs ranging from one, two and three, arranged in-line or staggered. Based on Fig. 7, the convective heat transfer coefficient increased with a rise in Re due to an increase in flow vortices and high turbulence intensity in the channel [30], alongside a reduction in

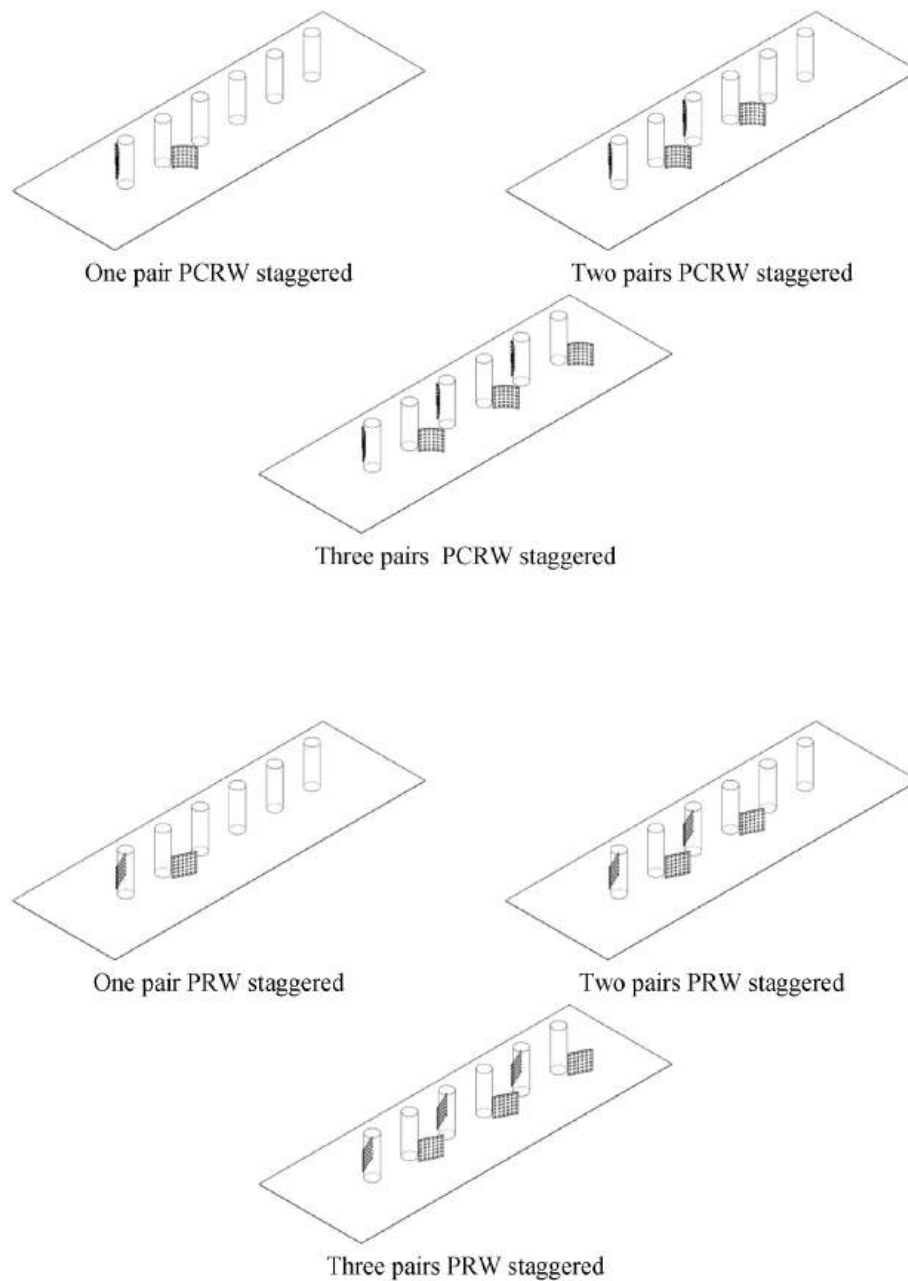


Fig. 5. VGs pairs staggered configurations.

the wake region and stagnation area for each increase in flow velocity [31]. The improve in heat transfer for the staggered was better than that for the PCRW VGs with any number of pairs at the highest Re (11,000). The results in Fig. 7 show that the PCRWP VGs worked better than the PRWP VGs, and the staggered arrangement of the former, with three pairs, gave the highest yield ($153.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$), as shown in Fig. 7(c). Two PCRW pairs ($137.33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, Fig. 7(b)) were better than one ($132.25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$) (Fig. 7(a)) because the VGs with a concave surface destabilise the force of centrifugal of the fluid flow, strengthening the flow vortices and making the mixing of the hot fluid near the wall with the cold fluid of the main flow more robust [32]. In Fig. 7(a), the convection heat-transfer coefficient for the case of the in-line PRW VGs has the same value as that of the in-line or staggered PCRW VGs in a pair of VGs. In one pair of VGs, a longitudinal vortex is generated after the flow hits and weakens the VGs [29]. This result contrasts with the cases with two and three pairs of VGs, where the longitudinal vortex produced after striking the first VGs is amplified again when the flow strikes the second

VGs and so on. Therefore, the value of the heat transfer coefficient in the case of a pair of PRW VGs is the same value as that of PCRW VGs at Reynolds numbers above 8000.

3.3. Effect of perforated vortex generators on pressure drop

Using VGs can affect the increase in heat transfer, but there is often an accompanying increase in pressure drop, as shown in Fig. 8, where an increase in pressure drop can be seen along with the increases in Re and pair numbers for both the VG types PCRW and PRW. In general, the highest pressure drop was observed using the PCRWP VGs with a staggered configuration for all Re , except for one pair of VGs. The highest pressure drop was found in the PRWP VGs with an in-line configuration at Re greater than 8000. The pressure drop on the staggered VGs was found to be higher than that on the in-line configuration because of the shorter distance between the VGs of the staggered configuration than that of the in-line [29], caused by the resistance of fluid flow against the

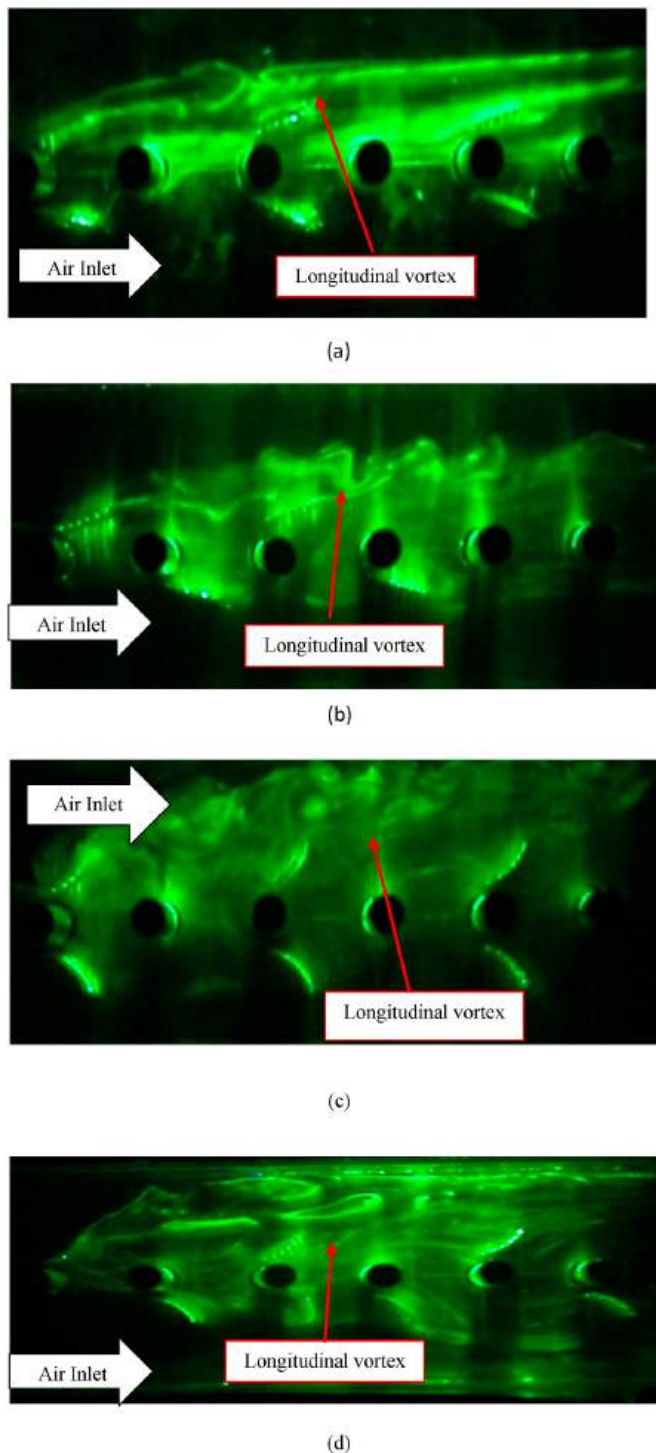


Fig. 6. Visualisation of LV generated by (a) in-line PRWP, (b) staggered PRWP, (c) in-line PCRWP and (d) staggered PCRWP.

walls of the VGs and the expansion of the frontal zone of the VGs in the next-pair arrangement [33]. The pressure drop in the staggered arrangement was lower than that in the in-line arrangement, whereas the PRW VGs type created a lower pressure drop than the PCRW VGs because the latter reduced the frontal area hit by the airflow, resulting in a decrease in drag [34]. In addition, the jet flow from the VG hole can reduce the stagnation flow, which can reduce the pressure drop [35]. A significant decrease in the pressure drop was due to the VG perforation [36]. The best pressure drop value for one pair with a staggered arrangement was 4.58 Pa (see Fig. 4(a)), whereas two pairs (5 Pa, Fig. 4

(b)) were better than three (5.4 Pa, Fig. 4(c)).

3.4. Effect of perforated VGs on thermal enhancement factor

TEF exhibited the hydraulic thermal performance while using VGs, which played a role in restructuring the incoming fluid flow pattern. The increase in the TEF was due to the influence of complex overlapping structures, which meant that the flow developed into a turbulent structure, significantly affecting the heat transfer increase [37]. The experimental TEF values are shown in Fig. 9.

The TEF is the thermal-hydraulic performance which is the ratio of the increase in heat transfer to the pressure drop ratio. In general, the highest TEF was observed when the PCRWP VGs were used with a staggered configuration, as depicted in Fig. 9. The PCRW creates wider flow vortices that can reduce the wake area behind the cylinder. Reducing the wake area can reduce the recirculation zone, affecting the heat transfer from the back of the cylinder to the stream [26]. A large-radius, high-intensity anterior-posterior vortex can reduce the wake area. A lessening within the wake zone increased the flow velocity behind the tube and reduced the recirculation area, resulting in increased heat transfer in this area [27,38]. As shown in Fig. 9, there was an increase in the TEF with greater pairs of VGs used for both the PCRW and PRW VG because the PCRW produced wider flow vortices, which reduced the wake region behind the cylinder, thereby reducing the recirculation zone and impacting the heat transfer increment from the rear cylinder surface to the stream [39]. In this process, a large number of longitudinal vortices with high intensities can reduce the wake area, which increases the flow velocity downstream of the tube and reduces the recirculation region, leading to an increased heat-transfer rate in the region [40,41]. Based on Fig. 9, the best TEF increase occurred at Re between 8000 and 9000. The best TEF values, with one, two and three pairs occurred in the staggered arrangement with PCRW VGs, at 1.18, 1.20 and 1.29, respectively (see Fig. 9).

3.5. Effects of perforated VGs on the cost-benefit ratio

Economic evaluation cannot be conducted based only on the TEF and the net profit from the heat load of the transferred unit [26]. Instead, it must be determined by evaluating the economic value of the heat-transfer improvement by calculating the cost benefit ratio (CBR), as shown in Fig. 10.

Fig. 10 show the result of the CBR calculation to compare the percentage increase in the pressure drop with the percentage increase in the Nusselt number when using VGs. These results indicate that a lower CBR improves thermal performance, which is greater than the drag force [25]. The greatest increase in CBR occurred with the PRW VGs, with an in-line arrangement, totalling 4.57, 4.95 and 3.56 for one, two and three pairs, respectively. The lowest CBR was measured when three sets of PCRW vortex generators with a staggered arrangement were used. The lowest CBR were obtained with the three pairs of staggered-type VGs PCRW. The three VG pairs showed a lower CBR than the one and two pairs because they resulted in the greatest increase in the Nusselt number, accompanied by a lower pressure drop increase, which lowered the CBR. These results show that a lower CBR improves thermal performance relative to resistivity [26]. A low value CBR indicates a more economical value using VGs. In general, using PCRWP VGs with a staggered configuration is the best.

3.6. Heat loss analysis

Heat loss analysis was performed by considering the convection heat transfer from the six tubes to the surrounding fluid flow. The heat transfer rate was calculated for laminar and turbulent flows.

The heat loss in this experiment was calculated by calculating the difference between the induced electric power and total heat through convection from the surface of the tubes to the fluid. In this experiment,

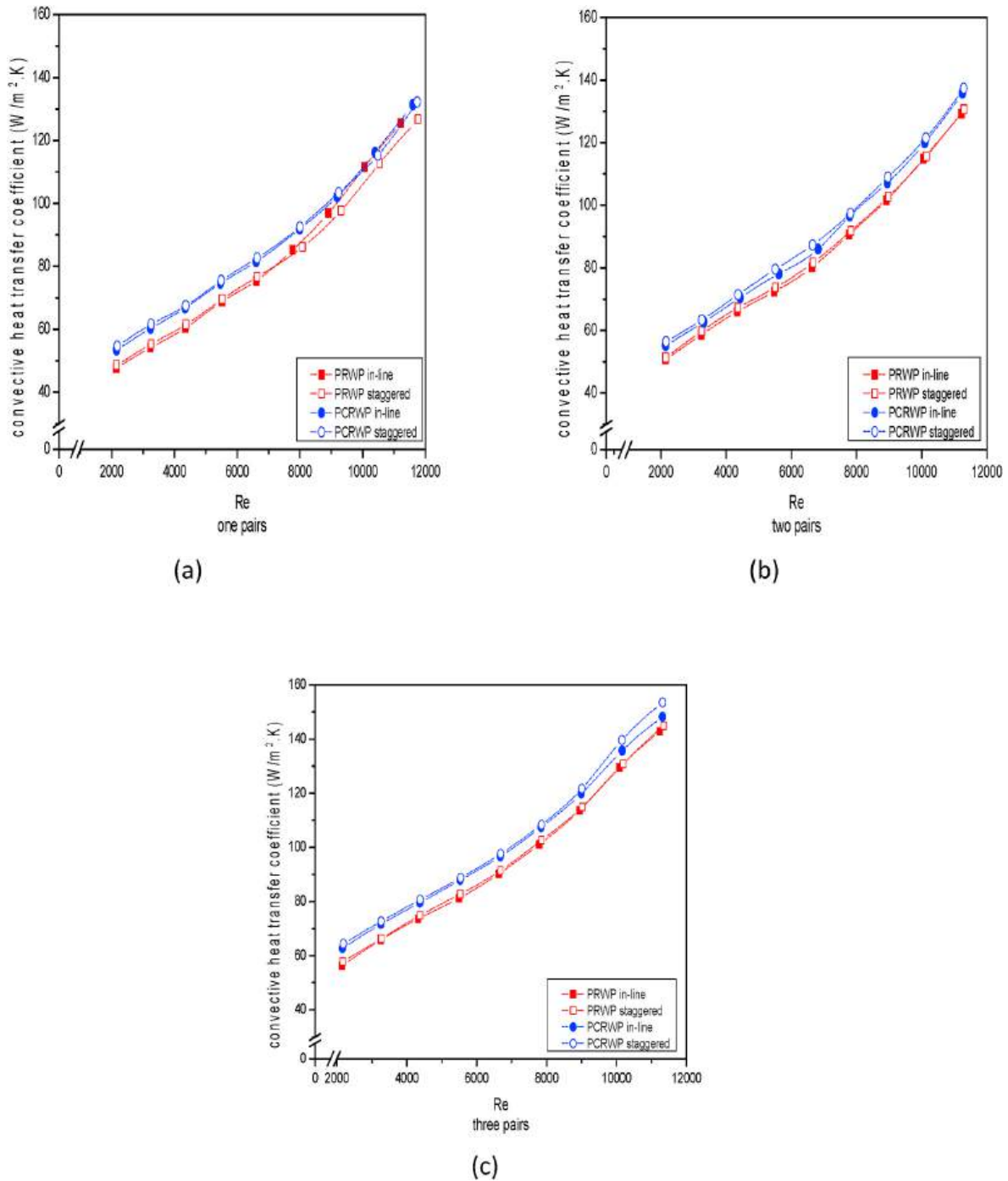


Fig. 7. Graphs of convective heat-transfer coefficient against Reynolds number: (a) one, (b) two and (c) three pairs.

six tubes in a wind tunnel were heated using a heater at a power of 40 W; the velocity of the inlet fluid is varied from 0.4 to 2 m/s at intervals of 0.2 m/s or in the Reynolds number range from 2143 to 11,763. Based on the Reynolds number range, two types of flows were determined; laminar and turbulent. Therefore, the heat loss was determined from the correlation between laminar at 0.4 m/s and turbulent for other velocities. The experimental data for the hydraulic diameter D_h , tube surface area A_{tube} , channel surface area A_c and air specific heat c_p are 0.09223 m, 0.02338908 m², 0.01056 m² and 1.007 J/kgK, respectively. Table 1 is a baseline for calculating heat loss

From Table 1, the greater the velocity with an increase in the Re , the lower the heat loss. It can be observed that the heat flow from the heater not only spreads into the tube, but convection also occurs outside the

tube. The heat output increased with Re , i.e., the higher the flow velocity, the greater the turbulence through the cylinder and the higher the turbulence intensity. An increase in the turbulence intensity between a cold airflow and hot cylinder with a constant surface temperature is caused by the airflow velocity [26]. In row-tube arrays, this recirculation area increased for the second and subsequent columns. A lower air velocity in the circulation region indicated less airflow in the region participating in the local heating process [37]. The heat loss under all conditions in this experiment is listed in Table 2.

Table 2 shows that the lowest heat loss occurs when three sets of PCRWPs are staggered. The placement of the VGs can increase heat transfer in square ducts as the VGs create longitudinal vortices, which in turn increase vortex strength in the wake region downstream of the tube.

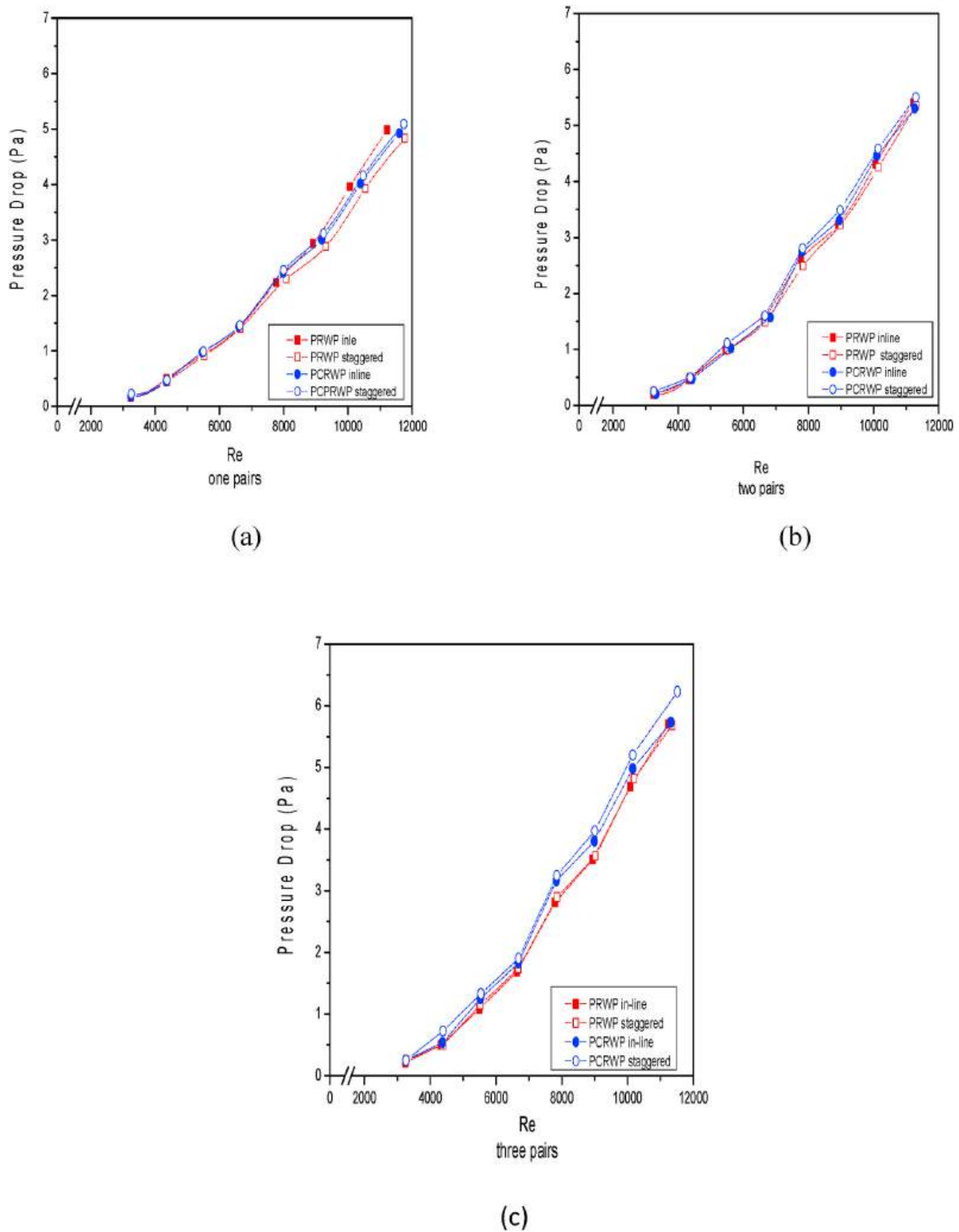


Fig. 8. Graph of pressure drop against Reynolds number: (a) one, (b) two and (c) three pairs.

Longitudinal vortices make the overall temperature field more uniform, improve heat mixing and boundary layer modification, and improve heat transfer performance. A higher number of vortex generators creates more longitudinal vortices and significantly increases heat transfer [26, 29].

3.7. Uncertainty analysis

In this section, uncertainty analysis calculation data will be shown for the temperature at base-line conditions with a velocity of 0.4 m/s as shown in Table 3.

From these data, it is found that $\bar{T}_{Tube}$ can be calculated by the equation as

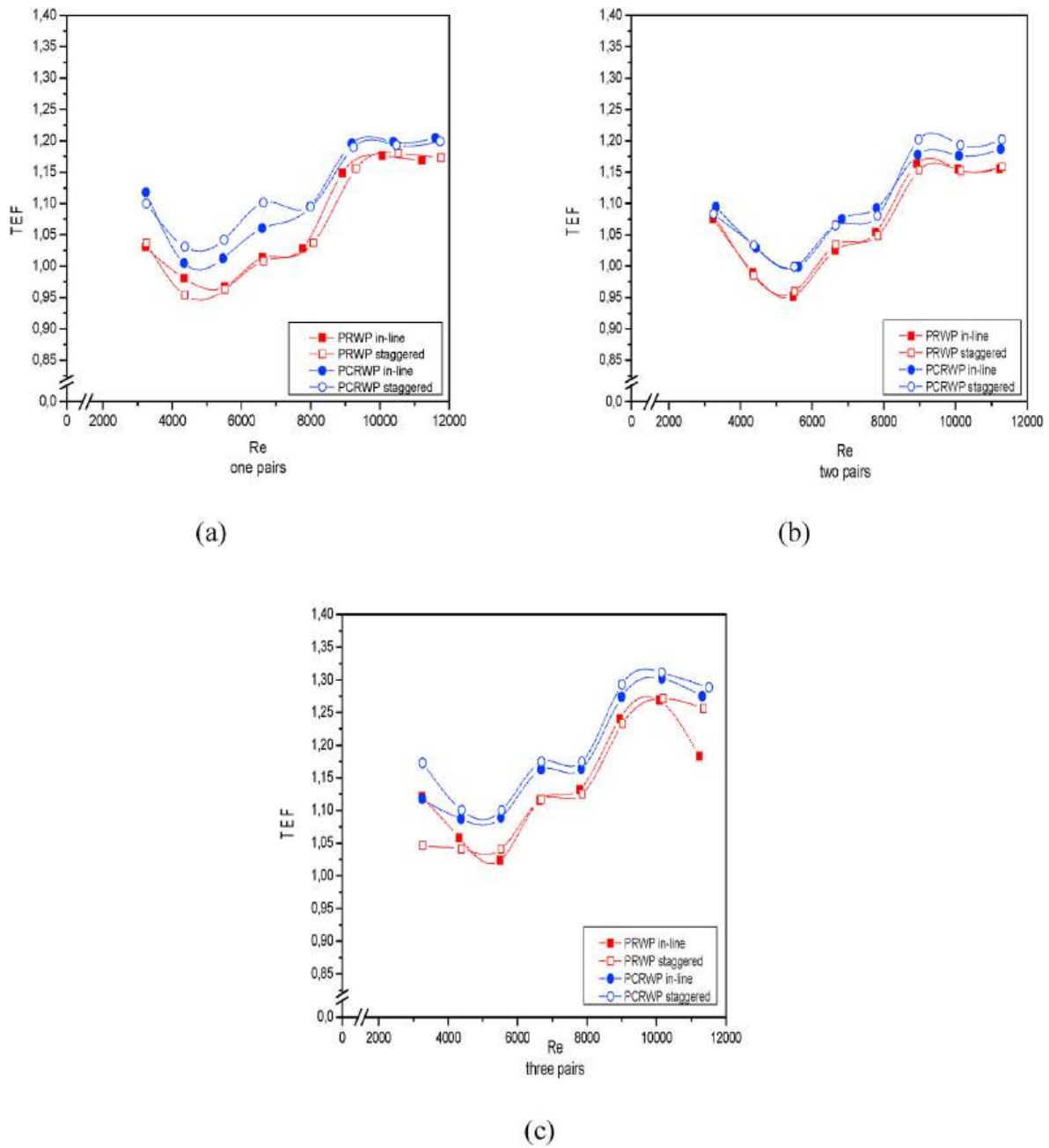


Fig. 9. Graph of thermal enhancement factor against Reynolds number: (a) one, (b) two and (c) three pairs.

$$\bar{T}_{Tube} = \frac{\bar{T}_{Tube1} + \bar{T}_{Tube2} + \bar{T}_{Tube3} + \bar{T}_{Tube4} + \bar{T}_{Tube5} + \bar{T}_{Tube6}}{6} = 49.56^{\circ}\text{C} \quad (11)$$

Then, the average standard deviation is obtained by the following formula.

$$s_{tube} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{tubei} - \bar{T}_{tube})^2}{N(N-1)}} = 0.029 \quad (12)$$

Therefore, the average T_{tube} can be written as $49.5 \pm 0.029^{\circ}\text{C}$. $\bar{T}_{out}$ calculation results obtained 32.95°C . The average standard deviation was calculated using the following equation:

$$s_{Tout} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{outi} - \bar{T}_{out})^2}{N(N-1)}} = 0.051 \quad (13)$$

Furthermore, the average value of T_{out} can be written as $32.95 \pm$

0.051°C . Using the same equation, the standard deviation of T_{in} was found to be 0.033. Thus, the average T_{in} value was $29.75 \pm 0.016^{\circ}\text{C}$.

The value of q at a speed of 0.4 m/s was found to be 19.48 W. To determine of the standard deviation of q , the following equation was used:

$$RSS_q = \sqrt{\left(s(\Delta T_{out}) \frac{\partial q}{\partial T_{out}}\right)^2 + \left(s(\Delta T_{in}) \frac{\partial q}{\partial T_{in}}\right)^2} \quad (14)$$

$$\frac{\partial q}{\partial T_{out}} = \frac{\partial(m \cdot c_p \cdot T_{out} - m \cdot c_p \cdot T_{in})}{\partial T_{out}} = m \cdot c \cdot p$$

$$\frac{\partial q}{\partial T_{in}} = \frac{\partial(m \cdot c_p \cdot T_{out} - m \cdot c_p \cdot T_{in})}{\partial T_{in}} = -(m \cdot c \cdot p)$$

where $s(\Delta T_{out}) = 0.051^{\circ}\text{C}$ and $s(\Delta T_{in}) = 0.033^{\circ}\text{C}$, ensuring, that $RSS_q =$

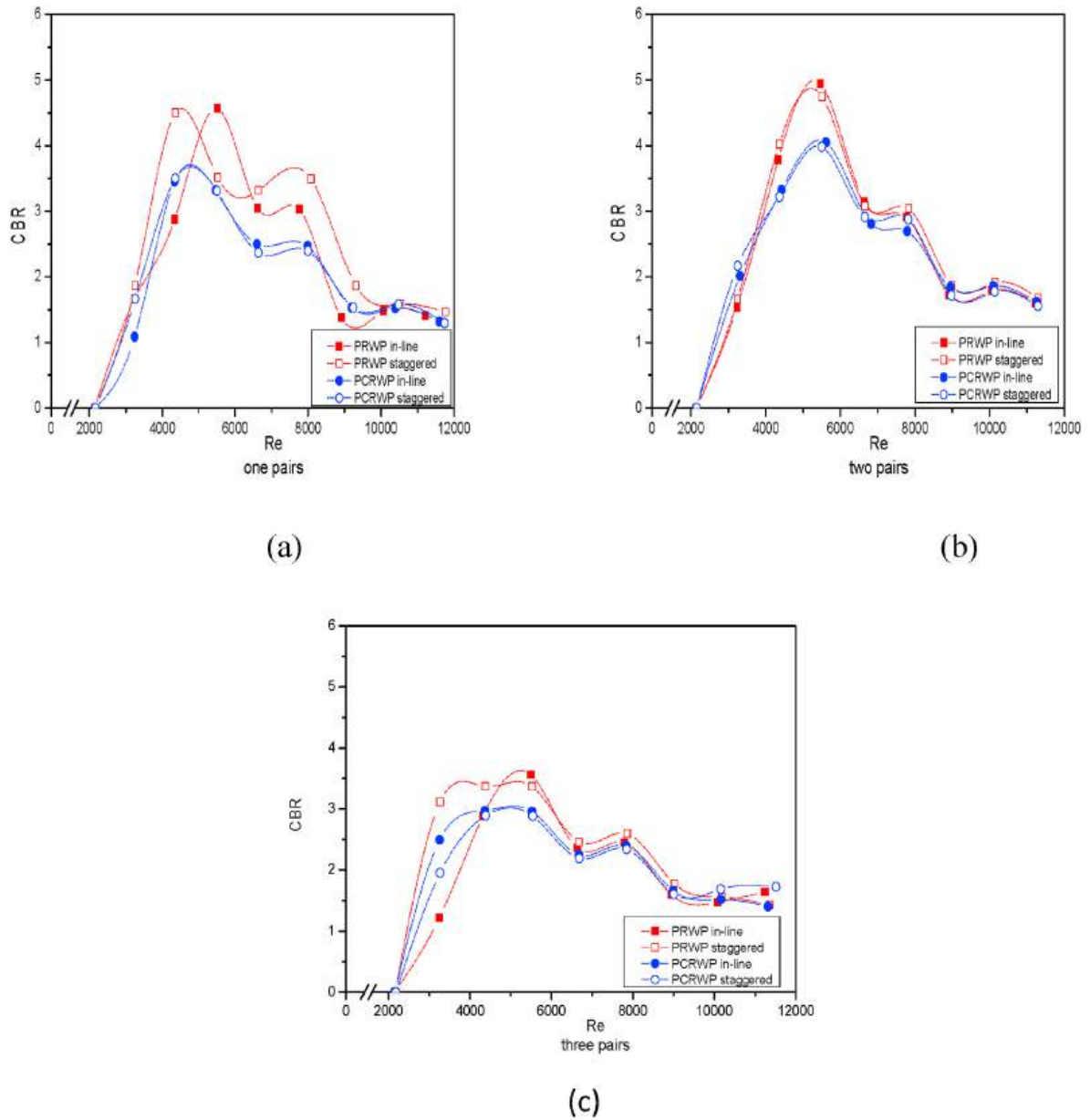


Fig. 10. Graph of cost-benefit ratio against Reynolds number: (a) one, (b) two and (c) three pairs.

± 0.290 W. Therefore, the heat transfer rate q becomes 19.48 ± 0.290 W. The value of ΔT_{lmd} at a speed of 0.4 m/s was found to be 18.56 °C. To determine the value of the standard deviation of ΔT_{lmd} we used the following equation:

$$\frac{\partial(\Delta T_{lmd})}{\partial T_{out}} = \frac{\partial \left(\frac{(T_{tube} - T_{out}) - (T_{tube} - T_{in})}{\ln \frac{T_{tube} - T_{out}}{T_{tube} - T_{in}}} \right)}{\partial T_{out}}$$

$$RSS_{\Delta T_{lmd}} = \sqrt{\left(s(\Delta T_{tube}) \frac{\partial(\Delta T_{lmd})}{\partial T_{tube}} \right)^2 + \left(s(\Delta T_{out}) \frac{\partial(\Delta T_{lmd})}{\partial T_{out}} \right)^2 + \left(s(\Delta T_{in}) \frac{\partial(\Delta T_{lmd})}{\partial T_{in}} \right)^2} \quad (15)$$

$$\frac{\partial(\Delta T_{lmd})}{\partial T_{tube}} = \frac{\partial \left(\frac{(T_{tube} - T_{out}) - (T_{tube} - T_{in})}{\ln \frac{T_{tube} - T_{out}}{T_{tube} - T_{in}}} \right)}{\partial T_{tube}}$$

$$\frac{\partial(\Delta T_{lmd})}{\partial T_{in}} = \frac{\partial \left(\frac{(T_{tube} - T_{out}) - (T_{tube} - T_{in})}{\ln \frac{T_{tube} - T_{out}}{T_{tube} - T_{in}}} \right)}{\partial T_{in}}$$

Table 1
Heat loss baseline.

	v (m/s)	Re	Mass flow rate (kg/s)	Density (kg/m ³)	Dynamics viscous (kg/ms)	k	Pr	T inlet (C)	T outlet (C)	T tube (C)	ΔT LMTD	ΔT (T tube - T inlet)	Nu	h (W/mK)	q conv (W)	q input (W)	q loss (W)
baseline	0.4	2165	0.004757	1.13	1.9.E-05	0.03	0.73	29	33	50	19	21	155	45	19.48	40	20.52
	0.6	3291	0.00719	1.13	1.9.E-05	0.03	0.73	28	31	46	16	18	174	50	18.98	40	21.02
	0.8	4413	0.009618	1.14	1.9.E-05	0.03	0.73	28	30	44	15	16	192	50	19.19	40	20.81
	1	5545	0.012056	1.14	1.9.E-05	0.03	0.73	28	30	43	14	15	214	55	19.84	40	20.16
	1.2	6661	0.014477	1.14	1.9.E-05	0.03	0.73	28	29	43	14	15	228	61	21.15	40	18.85
	1.4	7826	0.016958	1.15	1.9.E-05	0.03	0.73	28	29	41	12	13	247	70	20.30	40	19.70
	1.6	8965	0.019407	1.15	1.9.E-05	0.03	0.73	27	29	40	12	13	263	75	21.03	40	18.97
	1.8	10,110	0.021863	1.15	1.9.E-05	0.03	0.73	27	28	39	12	12	296	84	22.54	40	17.46
	2	11,272	0.024341	1.15	1.9.E-05	0.03	0.73	27	28	38	11	11	342	97	24.17	40	15.83

Table 2

Calculation of heat loss for the whole case.

type VGs	q conv (W)	q input (W)	q loss (W)
Baseline	20.74	40	19.26
PCRWPI1	25.15	40	14.85
PCRWPI2	27.55	40	12.45
PCRWPI3	27.61	40	12.39
PCRWPS1	26.43	40	13.57
PCRWPS2	26.43	40	13.57
PCRWPS3	27.94	40	12.06
PRWPI1	24.09	40	15.91
PRWPI2	27.25	40	12.75
PRWPI3	28.82	40	11.18
PRWPS1	23.94	40	16.06
PRWPS2	26.37	40	13.63
PRWPS3	28.12	40	11.88

Table 3

Base-line test temperature data at a speed of 0.4 m/s.

T (Tube ₁)	T (Tube ₂)	T (Tube ₃)	T (Tube ₄)	T (Tube ₅)	T (Tube ₆)
49.19093	51.21368	48.32313	49.76915	47.80219	51.27142
49.1834	51.17728	48.3156	49.79053	47.7657	51.2639
49.14545	51.16826	48.30655	49.7526	47.7856	51.25489
49.12105	51.17277	48.28214	49.72821	47.76118	51.2594
49.15297	51.20465	48.28515	49.73122	47.73524	51.2624
49.09966	51.15141	48.28967	49.73573	47.76871	51.26691
49.09815	51.14991	48.23029	49.73423	47.73826	51.29428
49.08912	51.14089	48.25019	49.66739	47.72922	51.22751

where $s(\Delta T_{tube}) = 0.029^\circ\text{C}$, $s(\Delta T_{out}) = 0.051^\circ\text{C}$ and $s(\Delta T_{in}) = 0.033^\circ\text{C}$; we get $RSS_{\Delta T_{lmd}}$ of ± 0.043 , ensuring, that the obtained ΔT_{lmd} is 8.56 ± 0.043 .

The value of Nu at a speed of 0.4 m/s was found to be 155.31. The standard deviation of Nu was obtained using following equation

$$RSS_{Nu} = \sqrt{\left(s(q) \frac{\partial Nu}{\partial Q}\right)^2 + s(\Delta T_{lmd}) \frac{\partial Nu}{\partial \Delta T_{lmd}}} \quad (16)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial q} = \frac{\partial(q \cdot D_h \cdot At^{-1} \cdot \Delta T_{lmd}^{-1} \cdot k^{-1})}{\partial q} = \frac{D_h}{(At)(\Delta T_{lmd})(k)}$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial \Delta T_{lmd}} = \frac{\partial(q \cdot D_h \cdot At^{-1} \cdot \Delta T_{lmd}^{-1} \cdot k^{-1})}{\partial \Delta T_{lmd}} = \frac{q \cdot D_h}{(At)(\Delta T_{lmd})^2(k)}$$

With the values of $s(q) = 0.290 \text{ W}$ and $s(\Delta T_{lmd}) = 0.043$, the obtained RSS_{Nu} was $\pm 2.889 \text{ W/(m}^2\text{C)}$. Therefore, the value of RSS_{Nu} is $155.31 \pm 2.889 \text{ W/m}^2\text{C}$.

The value of h at a speed of 0.4 m/s was found to be 44.86. To determine the standard deviation of Nu the following equation is used

$$RSS_h = \sqrt{\left(s(Nu) \frac{\partial h}{\partial Nu}\right)^2} \quad (17)$$

$$\frac{\partial h}{\partial Nu} = \frac{\partial(h \cdot D_h \cdot k^{-1})}{\partial h} = \frac{k}{D_h}$$

Furthermore, the value of D_h is 0.092 m and k at $T_f = 40.24$ is 0.026. So the value of h at a speed of 0.4 m/s is:

$$RSS_h = \sqrt{\left(s(Nu) \frac{\partial h}{\partial Nu}\right)^2} = 0.83$$

Thus, the number h at a speed of 0.4 m/s is 44.86 ± 0.83 . So, the error h for the baseline at a speed of 0.4 m/s is

$$Error = \frac{RSS_h}{h} \times 100 \quad (18)$$

Table 4

Baseline pressure drop data at a speed of 2.0 m/s.

ΔP (Pa)			
Data to	2.0 m/s	Data to	2.0 m/s
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

$$Error = \frac{0.83}{44.86} \times 100 = 1.51\%$$

From the test in the baseline case with a speed of 2.0 m/s, the results of the pressure drop are listed in Table 4, which show that the average P can be calculated as follows:

$$\overline{\Delta P} = \frac{\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \dots + \Delta P_{30}}{30} = 3.51 \text{ Pa} \quad (19)$$

The average standard deviation of the pressure drop can then be calculated using the equation

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\Delta P_i - \overline{\Delta P})^2}{N(N-1)}} = 8.9 \times 10^{-5} \quad (20)$$

Baseline case for the pressure drop value at a speed of 2.0 m/s is $3.51 \pm 8.9 \times 10^{-5}$ Pa. Then, the error in the form of percentage can be calculated using the following equation:

$$\frac{8.9 \times 10^{-5}}{3.51} \times 100 = 0.71$$

The equal calculation approach changed into used for all data. Therefore, the overall error outputs for the pressure-drop vortex generator with placement variations (in-line and staggered), Re and amount of VG sets (one, two and three) are listed in Table 5.

The average TEF results from the experimental results can be calculated as follows.

$$\overline{TEF} = \frac{TEF_1 + TEF_2 + TEF_3 + \dots + TEF_{12}}{12} = 1.12 \quad (21)$$

Then, the average standard deviation of the TEF can be calculated with the equation

Table 5Overall pressure drop (ΔP).

Vortex Generator Variations	Overall Error P (perforated)
1 PRWP in-line	2.94%
2 PRWP in-line	2.87%
3 PRWP in-line	1.98%
1 PRWP staggered	2.88%
2 PRWP staggered	2.34%
3 PRWP staggered	1.36%
1 PCRWP in-line	2.72%
2 PCRWP in-line	1.80%
3 PCRWP in-line	1.80%
1 PCRWP staggered	2.43%
2 PCRWP staggered	1.91%
3 PCRWP staggered	0.97%

Table 6Overall error TEF .

Variasi Vortex Generator	Overall Error TEF (Berlubang)
1 RWP in-line	0.47%
2 RWP in-line	0.47%
3 RWP in-line	0.43%
1 RWP staggered	0.47%
2 RWP staggered	0.47%
3 RWP staggered	0.43%
1 CRWP in-line	0.45%
2 CRWP in-line	0.45%
3 CRWP in-line	0.42%
1 CRWP staggered	0.45%
2 CRWP staggered	0.45%
3 CRWP staggered	0.41%

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (TEF_i - \overline{TEF})^2}{N(N-1)}} = 1.07 \quad (22)$$

Therefore, the TEF value was 1.12 ± 1.07 . Then, the error in the form of percentage can be calculated using the following equation:

$$\frac{1.07}{1.12} \times 100 = 0.94\%$$

The overall error results for the TEF vortex generator with placement variations (in-line and staggered), Re and amount of VG sets (one, two and three) are listed in Table 6.

First, find the average CBR of the experimental results with the following formula.

$$\overline{CBR} = \frac{CBR_1 + CBR_2 + CBR_3 + \dots + CBR_{12}}{12} = 2.14 \quad (23)$$

The average standard deviation of the pressure drop CBR can then be calculated using the following equation:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (CBR_i - \overline{CBR})^2}{N(N-1)}} = 1.60 \quad (24)$$

The CBR value is 2.14 ± 1.60 . Then the error in the form of percentage can be calculated using the following equation:

$$\frac{1.60}{2.14} \times 100 = 0.63\%$$

The overall error results for the CBR vortex generator with placement variations (in-line and staggered), Re and amount of VG sets (one, two and three) are listed in Table 7.

4. Conclusion

Based on the experimental results for perforated concave rectangular winglet pair vortex generators (PCRWP VGs) used to increase the heat transfer of airflow through heated tubes arranged in-line in the duct, we

Table 7Overall error CBR .

Variasi Vortex Generator	Overall Error CBR (Berlubang)
1 RWP in-line	0.32%
2 RWP in-line	0.29%
3 RWP in-line	0.45%
1 RWP staggered	0.32%
2 RWP staggered	0.31%
3 RWP staggered	0.45%
1 CRWP in-line	0.4%
2 CRWP in-line	0.42%
3 CRWP in-line	0.56%
1 CRWP staggered	0.43%
2 CRWP staggered	0.42%
3 CRWP staggered	0.66%

conclude that using PCRWP VGs affects the convection heat transfer coefficient, pressure drop in achieving hydraulic thermal performance and cost-benefit ratio. In our investigation, the best heat-transfer convection coefficient was $153.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ for the three pairs of PCRW VGs, in a staggered manner. The greatest improvement in the pressure drop value (4.58 Pa), occurred for one pair of PCRW VGs arranged in a staggered manner, whereas the hydraulic thermal performance was the best (1.29) in this experiment with the three pairs of PCRW VGs arranged in a staggered manner. Finally, the best CBR (3.56) was recorded for the three pairs of PCRW VGs composed in a staggered manner.

Credit author statement

Oktarina Heriyani: Conceptualization, Methodology, Investigation, Writing – original draft preparation.; Mohammad Djaeni: Supervision – Reviewing and Editing.; Syaiful: Conceptualization, Writing – Reviewing and Editing, Conceptualization.; Aldila Kurnia Putri: Visualisation, Validation.

Declaration of competing interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

Acknowledgements

The authors would like to thank LEMLITBANG UHAMKA which has funded this research through internal grants from UHAMKA and UPPI UHAMKA what have contributed in facilitating translation and proof reading. The authors also thank the UNDIP thermofluidics laboratory, where the authors carried out this experiment.

References

- [1] R. Sebayang, AC Akan jadi pengkonsumsi listrik utama di Dunia, CNBC Indonesia (2018).
- [2] Z. Qian, Q. Wang, J. Cheng, Analysis of heat and resistance performance of plate fin-and-tube heat exchanger with rectangle-winglet vortex generator, *Int. J. Heat Mass Tran.* 124 (2018) 1198–1211, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.037>.
- [3] D. Mugisidi, O. Heriyani, P.H. Gunawan, D. Apriani, Performance improvement of a forced draught cooling tower using a vortex generator, *CFD Lett.* 13 (1) (2021) 45–57, <https://doi.org/10.37934/cfdl.13.1.4557>.
- [4] A.J. Modi, N.A. Kalel, M.K. Rathod, Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes, *Int. J. Heat Mass Tran.* 158 (2020) 1–16, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119724>.
- [5] K.W. Song, T. Tagawa, The optimal arrangement of vortex generators for best heat transfer enhancement in flat-tube-fin heat exchanger, *Int. J. Therm. Sci.* (2018), <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.06.011>.
- [6] C. Yu, H. Zhang, M. Zeng, R. Wang, B. Gao, Numerical study on turbulent heat transfer performance of a new compound parallel flow shell and tube heat exchanger with longitudinal vortex generator, *May 2019, Appl. Therm. Eng.* 164 (2020), 114449, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114449>.
- [7] M. Samadifar, D. Toghraie, Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators, *September 2017, Appl. Therm. Eng.* 133 (2018) 671–681, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.062>.
- [8] U. Kashyap, K. Das, B.K. Debnath, Effect of surface modification of a rectangular vortex generator on heat transfer rate from a surface to fluid, *August 2017, Int. J. Therm. Sci.* 127 (2018) 61–78, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.01.004>.
- [9] U. Kashyap, K. Das, B.K. Debnath, Effect of surface modification of a rectangular vortex generator on heat transfer rate from a surface to fluid: an extended study, *August, Int. J. Therm. Sci.* 134 (2018) 269–281, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.08.020>.
- [10] A.Q. Ibrahim, R.S. Alturahi, Experimental work for single-phase and two-phase flow in duct banks with vortex generators, *Sep, Results in Engineering* (2022), 100497, <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100497>.
- [11] K.W. Song, T. Tagawa, Z.H. Chen, Q. Zhang, Heat transfer characteristics of concave and convex curved vortex generators in the channel of plate heat exchanger under laminar flow, *November 2018, Int. J. Therm. Sci.* 137 (2019) 215–228, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.002>.
- [12] K.A. Hammoodi, H.A. Hasan, M.H. Abed, A. Basem, A.M. Al-Tajer, Control of heat transfer in circular channels using oblique triangular ribs, *Sep, Results in Engineering* 15 (2022), 100471, <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100471>.
- [13] M. Zeeshan, S. Nath, D. Bhanja, A. Das, Numerical investigation for the optimal placements of rectangular vortex generators for improved thermal performance of fin-and-tube heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.* (2018), <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.006>.
- [14] H. Linardos, G. Mavrogenis, D. Margaritis, Novel designs of LVGs conformations and introduction of Batch Heated and Channeled Pipe for increasing heat transfer efficiency in pipes, *Mar, Results in Engineering* 13 (2022), 100357, <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100357>.
- [15] O. Heriyani, M. Djaeni, Syaiful, Thermal-hydraulic performance analysis by means of rectangular winglet vortex generators in a channel: an experimental study, *European Journal of Engineering and Technology Research* 6 (3) (2021) 150–153, <https://doi.org/10.24018/ejers.2021.6.3.2424>.
- [16] C. Wang, Z. Wang, L. Wang, L. Luo, B. Sundén, Experimental study of fluid flow and heat transfer of jet impingement in cross-flow with a vortex generator pair, *Int. J. Heat Mass Tran.* 135 (2019) 935–949, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.024>.
- [17] Z. Sun, K. Zhang, W. Li, Q. Chen, N. Zheng, Investigations of the turbulent thermal-hydraulic performance in circular heat exchanger tubes with multiple rectangular winglet vortex generators, *Mar, Appl. Therm. Eng.* 168 (2020), 114838, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114838>.
- [18] P. Promvongse, S. Skullong, Thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube with V-shaped winglet vortex generator, *Appl. Therm. Eng.* (2020), <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114424>.
- [19] S. Skullong, P. Promthaisong, P. Promvongse, C. Thianpong, M. Pimsarn, Thermal performance in solar air heater with perforated-winglet-type vortex generator, *June, Sol. Energy* 170 (2018) 1101–1117, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.05.093>.
- [20] Z. Han, Z. Xu, J. Wang, Numerical simulation on heat transfer characteristics of rectangular vortex generators with a hole, *Int. J. Heat Mass Tran.* 126 (2018) 993–1001, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.081>.
- [21] C. Luo, S. Wu, K. Song, L. Hua, L. Wang, Thermo-hydraulic performance optimization of wavy fin heat exchanger by combining delta winglet vortex generators, *Appl. Therm. Eng.* (2019), <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114343>.
- [22] H. Naik, S. Tiwari, Effect of winglet location on performance of fin-tube heat exchangers with inline tube arrangement, *Int. J. Heat Mass Tran.* 125 (2018) 248–261, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.071>.
- [23] M. Zeeshan, S. Nath, D. Bhanja, A. Das, Numerical investigation for the optimal placements of rectangular vortex generators for improved thermal performance of fin-and-tube heat exchangers, *May, Appl. Therm. Eng.* 136 (2018) 589–601, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.006>.
- [24] Y. Effendi, A. Prayogo, Syaiful, M. Djaeni, E. Yohana, Effect of perforated concave delta winglet vortex generators on heat transfer and flow resistance through the heated tubes in the channel, *Exp. Heat Tran.* 35 (5) (2022) 553–576, <https://doi.org/10.1080/08916152.2021.1919245>.
- [25] S. Whitaker, Forced Convection Heat Transfer Correlations for Flow In Pipes, Past Flat Plates, Single e Cylinders, Single Spheres, and for Flow In Packed Beds and Tube Bundles, Reprinted from, *AIChE J.* (1972).
- [26] M. Awais, A.A. Bhuiyan, Enhancement of thermal and hydraulic performance of compact finned-tube heat exchanger using vortex generators (VGs): a parametric study, *Jun, Int. J. Therm. Sci.* 140 (2019) 154–166, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.041>.
- [27] A. Gupta, A. Roy, S. Gupta, M. Gupta, Numerical investigation towards implementation of punched winglet as vortex generator for performance improvement of a fin-and-tube heat exchanger, *Mar, Int. J. Heat Mass Tran.* 149 (2020), 119171, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119171>.
- [28] M.W. Tian, S. Khorasani, H. Moria, S. Pourheydayat, H.S. Dizaji, Profit and efficiency boost of triangular vortex-generators by novel techniques, *Int. J. Heat Mass Tran.* 156 (2020), 119842, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119842>.
- [29] Y.L. He, P. Chu, W.Q. Tao, Y.W. Zhang, T. Xie, Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators, *Nov, Appl. Therm. Eng.* 61 (2) (2013) 770–783, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.040>.
- [30] M. Pranita Hendraswari, M.S. Tony, M.F. Soetanto, Heat Transfer Enhancement inside Rectangular Channel by Means of Vortex Generated by Perforated Concave Rectangular Winglets, 2021, <https://doi.org/10.3390/fluids6010043>.
- [31] A. R. Siwi Syaiful, T.S. Utomo, Y. Yurianto, R. Wulandari, Numerical analysis of heat and fluid flow characteristics of airflow inside rectangular channel with presence of perforated concave delta winglet vortex generators, *International Journal of Heat and Technology* 37 (4) (2019) 1059–1070, <https://doi.org/10.18280/IJHT.370415>.
- [32] A. Sinha, H. Chattopadhyay, A.K. Iyengar, G. Biswas, Enhancement of heat transfer in a fin-tube heat exchanger using rectangular winglet type vortex generators, *Oct. Int. J. Heat Mass Tran.* 101 (2016) 667–681, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.032>.
- [33] H. Ke, et al., Thermal-hydraulic performance and optimization of attack angle of delta winglets in plain and wavy finned-tube heat exchangers, *Mar, Appl. Therm. Eng.* 150 (2019) 1054–1065, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.083>.

- [34] A. Arora, P.M.V. Subbarao, R.S. Agarwal, Development of parametric space for the vortex generator location for improving thermal compactness of an existing inline fin and tube heat exchanger, *Apr. Appl. Therm. Eng.* 98 (2016) 727–742, <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2015.12.117>.
- [35] S. Gururatana, S. Skullong, Heat transfer augmentation in a pipe with 3D printed wavy insert, *Oct, Case Stud. Therm. Eng.* 21 (2020), 100698, <https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2020.100698>.
- [36] A. Sinha, H. Chattopadhyay, A.K. Iyengar, G. Biswas, Enhancement of heat transfer in a fin-tube heat exchanger using rectangular winglet type vortex generators, *Oct. Int. J. Heat Mass Tran.* 101 (2016) 667–681, <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2016.05.032>.
- [37] A.J. Modi, M.K. Rathod, Experimental investigation of heat transfer enhancement and pressure drop of fin-and-circular tube heat exchangers with modified rectangular winglet vortex generator, *Jun, Int. J. Heat Mass Tran.* 189 (2022), 122742, <https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2022.122742>.
- [38] Y. Li, Z. Qian, Q. Wang, Numerical investigation of thermohydraulic performance on wake region in finned tube heat exchanger with section-streamlined tube, *May, Case Stud. Therm. Eng.* 33 (2022), 101898, <https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2022.101898>.
- [39] K. Boukhadia, H. Ameur, D. Sahel, M. Bozit, Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger, *December 2017, Int. J. Therm. Sci.* 126 (2018) 172–180, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.12.025>. Apr..
- [40] C.-H. Huang, L.-W. Liu, Optimal position and perforated radius of punched vortex generators for heat sink, *Apr, Case Stud. Therm. Eng.* 32 (2022), 101916, <https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2022.101916>.
- [41] Y. Menni, et al., Effects of two-equation turbulence models on the convective instability in finned channel heat exchangers, *Mar, Case Stud. Therm. Eng.* 31 (2022), 101824, <https://doi.org/10.1016/J.CSITE.2022.101824>.



Results in Engineering

Certificate of publication for the article titled:

"Perforated concave rectangular winglet pair vortex generators enhance the heat transfer of air flowing through heated tubes inside a channel"

Authored by:

Oktarina Heriyani

Mohammad Djaeni, Syaiful, Aldila Kurnia Putri

Published in:

2022, Volume 16, Pages 100705

Serial number: PR-356331-1B5F876345BB



Thermal-Hydraulic Performance Analysis by Means of Rectangular Winglet Vortex Generators in a Channel: An Experimental Study

Oktarina Heriyani, Moh Djaeni, and Syaiful

Abstract — Vortex generators (VGs) are one of the effective passive models used to increase the heat transfer rate in heat exchangers. In this experiment, heat transfer from six cylinders heated to the airflow was improved by attaching rectangular winglet vortex generators (RWVGs) to a plate in a rectangular channel. The installation aimed to increase the value of the thermal-hydraulic performance evaluation criteria in the line. This experimental study was carried out by varying the fluid flow velocity from 0.4 m/s to 2 m/s with an interval of 0.2 m/s in the channel. Three pairs of VGs were arranged in both in-line and staggered configurations. The experimental results show that the thermal-hydraulic performance evaluation criteria for three pairs of vortex generators in the staggered configuration was 15.17% higher than the baseline, while the thermal-hydraulic performance of the in-line arrangement was 1.54% higher than the staggered one.

Index Terms — performance, thermal, rectangular winglet, vortex, in-line, staggered.

I. INTRODUCTION

The use of household and industrial air conditioning is increasing. Therefore, improving thermal-hydraulic performance of air conditioning components is of concern to researchers. The passive method (using a vortex generator) is an effective way to improve the hydraulic thermal performance of heat exchangers. Samadifar et al. studied the numerical effects of VGs on thermal hydraulic performance in plate fin heat exchangers [1] and found that using rectangular VGs on the fin plate resulted in maximum thermal-hydraulic performance. According to a study by Z. Han et al. the shapes of VGs, such as modified rectangular winglet vortex generators (RWVGs), also influence thermal-hydraulic performance [2]. H. Ling Liu et al. modified the heights of the RWVGs [3], while H. Naik et al. used modified RWVGs with concave shapes to improve thermal-hydraulic performance [4].

Concave RWVGs' surfaces, according to the findings of Y. Wang et al. give rise to longitudinal vortices [5] which impact thermal-hydraulic performance. Investigations by Liu et al. [6] concluded that this new vortex generator (VG) geometry can improve thermal-hydraulic performance. Likewise, the findings of Modi et al. show that wavy up and wavy down winglet VGs with a common flow down (CFD) configuration can improve thermal-hydraulic performance [7]. The results of a study by C. Zhai et al. showed that the

thermal-hydraulic performance of the delta winglet vortex generator (DWVG) pair with a CFD configuration is better than common flow up (CFU) [8] because the vortices formed from a pair of winglets create a downwash flow toward the wall between the vortex and the two upwash flows in the outer region of the vortex in the CFD configuration.

The optimal VG configuration for improved thermal-hydraulic performance was explored by J. Xie and Lee at a height ratio of 0.8 and a radius ratio of 1.55, with the obtained performance evaluation criterion (PEC) ranging from 1.3 to 1.5 times [9]. The increase in PEC can reach 34% based on the results of the study of A. Gupta et al. [10]. Their results were achieved using the RWVG perforated and CFU configuration at the upstream location. The thermal-hydraulic performance of the heat exchanger is also influenced by the placement and arrangement of VGs, which was demonstrated in research conducted by H. Naik et al. [11]. Their findings show that RWVG pairs in a staggered arrangement improved thermal-hydraulic performance better than those in an in-line arrangement. H. Naik et al. analyzed the thermodynamic performance of a fin tube heat exchanger arranged in-line by adding three pairs of RWVGs [12]. The results of their analysis show that the location of the RWVGs' paired arrangement affects thermal-hydraulic performance.

Given the findings discussed above, the experiments carried out in this study investigated the effects on thermal-hydraulic performance of three pairs of RWVGs arranged in-line and staggered on the plate in the channel based on the ratio of the Colburn factor (j) to the friction factor (f).

II. METHODOLOGY

This research was conducted experimentally in the thermofluid laboratory of the Department of Mechanical Engineering, Diponegoro University. This experiment used a rectangular air duct with dimensions of 370×18×8 cm. The channel was made of glass, equipped with a blower, hot wire anemometer, pitot tube, straightener, micromanometer (fluke), heater, watt meter, type K thermocouple, heating plate, data acquisition, and regulator, as shown in Fig. 1 below.

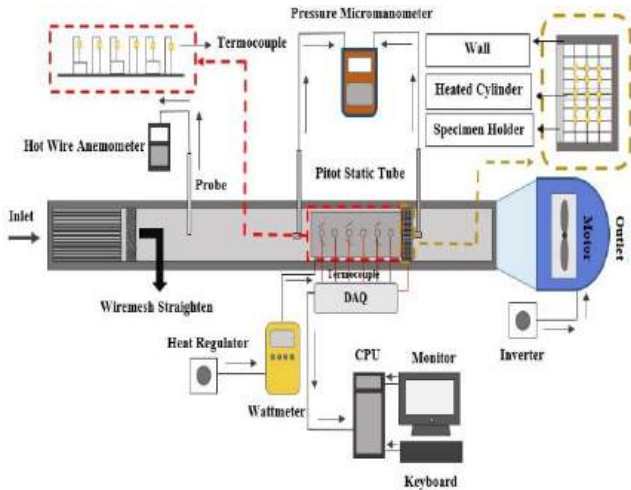


Fig. 1. Specimens of the test equipment.

Tests in this experiment varied the intake air velocity from 0.4 m/s to 2 m/s with an interval of 0.2 m/s. Then, the air flowed through six cylindrical tubes, each with a diameter of 19.05 mm and a height of 65.8 mm. Six rows of cylinders were installed in-line, each with a diameter of 19.05 mm and a length of 65.8 mm. The distance between the cylinders was 60 mm, with a fixed angle of attack of 15°. The results of Lu and Zhai's observations showed that the best thermal-hydraulic performance was at an angle of attack of 15° [6].

The RWVGs used in this experiment had dimensions of 30×30 mm. The RWVGs were mounted on aluminum plates, which were 500 mm long, 155 mm wide, and 1 mm thick. The RWVGs were installed on the plates, both in-line and staggered (Fig. 2a, b, c, and d).

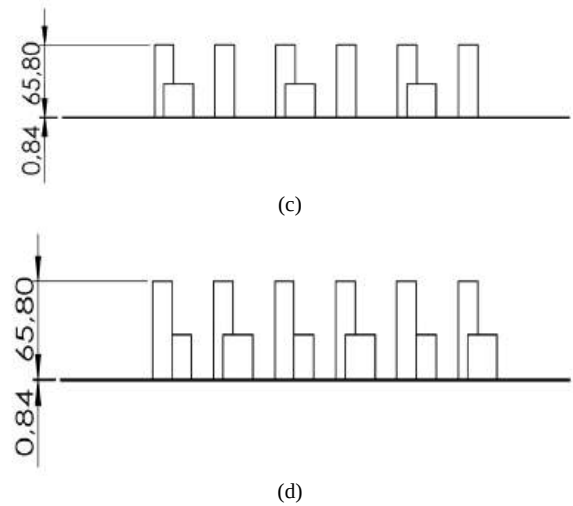
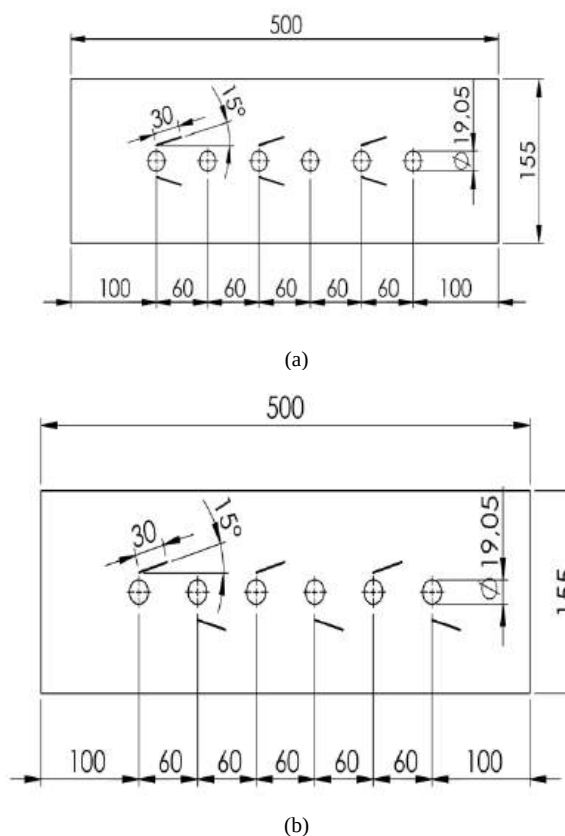


Fig. 2. Test specimens:

- (a) Top plane of RWVGs arranged in three in-line rows;
- (b) Top plane of RWVGs arranged in three staggered rows;
- (c) Side plane of RWVGs arranged in three in-line rows;
- (d) Side plane of RWVGs arranged in three in-line rows.

The data obtained from the experiment were calculated based on the ratio of the Colburn factor (j) to the friction factor (f) to obtain the thermal-hydraulic performance (PEC) with the following formulas:

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} \quad (1)$$

where j is the Colburn factor, and

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho u_{in} L} \quad (2)$$

where f is the friction factor. Therefore,

$$PEC = \frac{\frac{j_1}{j_0}}{\left(\frac{f_1}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (3)$$

III. RESULTS AND DISCUSSION

The effects of the RWVGs on thermal-hydraulic performance were studied by comparing the baseline PEC to the PEC when arranged in-line and staggered, with the addition of three pairs of RWVGs in a rectangular channel passing through six heated cylinders. The discussion of PEC is based on the JF factor, which is the ratio between the Colburn factor and the friction factor, which is formulated in (3).

Fig 3 shows the effects of the aforementioned arrangements on the Colburn factor. According to Modi et al., a decrease in the Colburn factor entails an increase in the Reynolds (Re) number [7].

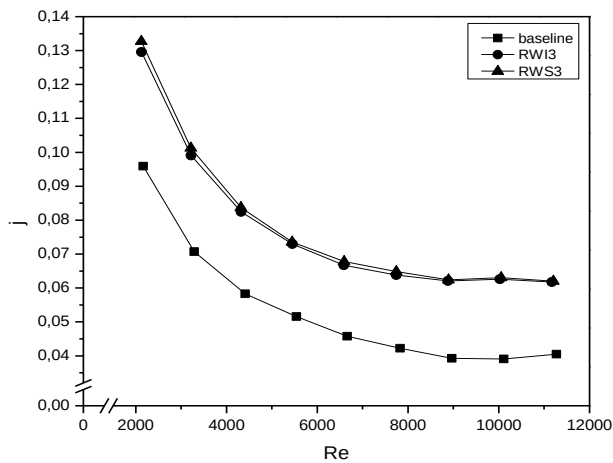


Fig 3. Graph of j values versus Re for in-line and staggered arrangements

Fig. 3 shows a decrease in the Colburn factor (j) and an increase in the Re number in the RWVGs with in-line and staggered arrangements. The highest Colburn factor (j) value (0.13) at a low Re number was found in staggered RWVG arrangements. The lowest Colburn factor value (0.0618) was found in in-line RWVGs arrangements. This is due to the influence of the main vortices induced by the fluid flow downstream of the RWVGs. Therefore, based on experimental data, the arrangements of paired VGs' row configurations affect the resulting Colburn factor (j) values [13].

The determination of the PEC is influenced not only by the Colburn factor, but also by the friction factor (f). The friction factor decreases as the Re number increases, according to the findings of Modi et al [7]. However, a higher variation of the Re number is found to be nearly constant in their f value according to their analysis. This is due to reducing the coefficient of resistance.

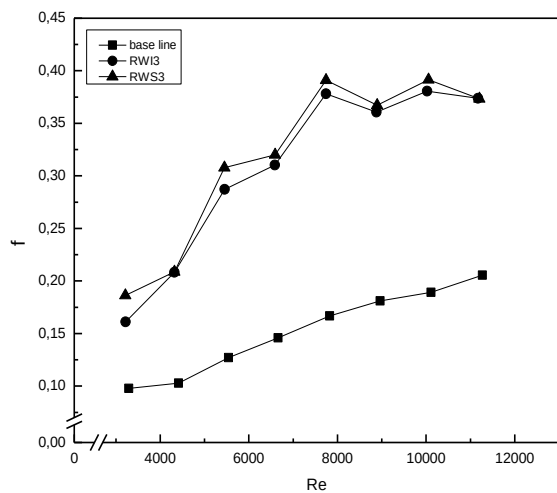


Fig. 4. Graph of f values versus Re .

Fig. 4 shows that the value of the friction factor (f) was higher in the staggered arrangement than in the in-line arrangement [14]. The highest value of friction factor (f) was in the staggered arrangements (0.392), and for the three in-line row arrangements, it was 0.381. The number of rows affects the value of the friction factor (f); the more rows there are, the greater the value of the friction factor (f) [4].

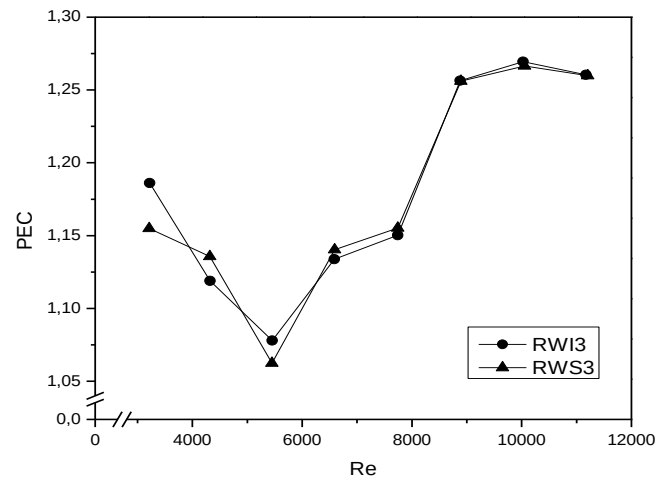


Fig. 5. Graph of PEC values versus Re .

The variation in the PEC value generated with Re , as shown in Fig 5, explains the effect of the JF factor ratio and the friction factor on the increase in the PEC value, which is in line with the increase in Re [10]. The resulting PEC values were larger in RWVGs with staggered arrangements than in those with in-line arrangements. The number of rows also affects PEC values; the more RWVG rows there are, the greater the resulting PEC value, which is caused by flow resistance [2]. The PEC as a performance evaluation scale in this experiment gave the best indication by the ratio between the number of rows of in-line and staggered installations of RWVGs. The largest PEC value (1.27) was in the staggered RWVG arrangement with three pairs.

IV. CONCLUSION

The effects of RWVGs on the performance evaluation criterion in heat exchanger tubes were determined by comparing the results of in-line and staggered arrangements. Overall performance was based on the JF factor by calculating the ratio of the Colburn factor (j_1/j_0) to the friction factor (f_1/f_0)^{1/3}. The effect of thermal characteristics and pressure drop can be seen from the JF factor obtained.

The staggered arrangement showed an increase in the PEC value proportional to the increase in the Colburn factor for the increase in Re number and inlet velocity by 15.17% compared to the baseline and 1.54% lower than the in-line arrangement with three rows. Therefore, the staggered arrangement of RWVGs and a greater number of rows increase the PEC value.

ACKNOWLEDGMENT

Thanks to the UNDIP Thermofluid Laboratory for providing a place to conduct data collection experiments and UHAMKA, which helped to finance this experiment in the research scheme.

REFERENCES

- [1] M. Samadifar and D. Toghraie, "Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 133, no. September 2017, pp. 671–681, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.01.062.
- [2] Z. Han, Z. Xu, and J. Wang, "Numerical simulation on heat transfer

- characteristics of rectangular vortex generators with a hole," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 126, pp. 993–1001, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.06.081.
- [3] H. ling Liu, H. Li, Y. ling He, and Z. tao Chen, "Heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with rectangular winglet vortex generators," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 126, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.038.
- [4] H. Naik, S. Hari Krishnan, and S. Tiwari, "Numerical investigations on heat transfer characteristics of curved rectangular winglet placed in a channel," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 129, no. April, pp. 489–503, 2018, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.03.028.
- [5] Y. Wang, P. Liu, F. Shan, Z. Liu, and W. Liu, "Effect of longitudinal vortex generator on the heat transfer enhancement of a circular tube," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. May 2018, pp. 1018–1028, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.080.
- [6] G. Lu and X. Zhai, "Effects of curved vortex generators on the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 136, no. May 2018, pp. 509–518, 2019, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.009.
- [7] A. J. Modi, N. A. Kalel, and M. K. Rathod, "Thermal performance augmentation of fin-and-tube heat exchanger using rectangular winglet vortex generators having circular punched holes," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119724.
- [8] C. Zhai, M. D. Islam, M. M. Alam, R. Simmons, and I. Barsoum, "Parametric study of major factors affecting heat transfer enhancement in a circular tube with vortex generator pairs," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 153, no. March, pp. 330–340, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.018.
- [9] J. Xie and H. M. Lee, "Flow and heat transfer performances of directly printed curved-rectangular vortex generators in a compact fin-tube heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115830.
- [10] A. Gupta, A. Roy, S. Gupta, and M. Gupta, "Numerical investigation towards implementation of punched winglet as vortex generator for performance improvement of a fin-and-tube heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119171.
- [11] N. Heman and T. Shaligram, "Thermal performance analysis of fin-tube heat exchanger with staggered tube arrangement in presence of rectangular winglet pairs," *Int. J. Therm. Sci.*, 2020.
- [12] H. Naik and S. Tiwari, "Thermodynamic performance analysis of an inline fin-tube heat exchanger in presence of rectangular winglet pairs," *Int. J. Mech. Sci.*, 2021, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2020.106148.
- [13] W. M. Yan and P. J. Sheen, "Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2000, doi: 10.1016/S0017-9310(99)00229-X.
- [14] Y. H. Zhang, X. Wu, L. B. Wang, K. W. Song, Y. X. Dong, and S. Liu, "Comparison of heat transfer performance of tube bank fin with mounted vortex generators to tube bank fin with punched vortex generators," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 2008, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2008.07.002.



Oktarina Heriyani was born in Palembang on June 5, 1977. Her last education was Master of Engineering (M.T) majoring in Industrial Engineering and Management, Institute of Technology Bandung in 2003. Currently, She is currently studying for a Doctoral Program in Mechanical Engineering Study Program at Diponegoro University, Semarang, Indonesia.

The author is a lecturer at the Faculty of Engineering, Prof. Dr. HAMKA which is located in East Jakarta, Indonesia. Some of the author's publications in recent years include the effect of vortex generator on the approach value on forced draft type cooling tower, effect of cylinder surface roughness to the distance formation of vortex, and performance improvement of a forced draught cooling tower using a vortex generator.



Syaiful was born on March 8, 1974 in Malang. Ph.D in Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University, Korea, M.Eng., Mechanical Engineering, Institute Technology of Bandung, Indonesia and B.Eng., Mechanical Engineering, University of Brawijaya, Indonesia. He is a lecturer, mechanical engineering, Diponegoro University, Indonesia with the teaching area of engineering mathematics, internal combustion engine, numerical analysis, and computational fluid dynamics. His publications

include numerical analysis of heat and fluid flow characteristics of airflow inside rectangular channel with presence of perforated concave delta winglet vortex generators, effect of butanol on performance and smoke emission of direct injection diesel engine fueled by jatropa oil and diesel fuel with egr system, and thermo-hydrodynamics performance analysis of fluid flow through concave delta winglet vortex generators by numerical simulation. His research interest is in the field of development of new selective catalytic reduction devices for reducing nox and soot emissions from diesel combustors, development of renewable energy sources, thermofluid (heat transfer and fluid mechanics)



Mohamad Djaeni, born on February 7, 1971. Master of Engineering at Universiti Teknologi Malaysia, Malaysia. Doctoral system and control group at Wageningen University, Netherlands.

He is a Professor at Diponegoro University, Semarang, Indonesia. Some of his publications, air dehumidification with advance adsorptive materials for food drying: a critical assessment for future prospective, a kinetic study on color degradation during application of dried colorant from roselle extract with foaming agent, and optimization foam mat drying of roselle (*Hibiscus sadariffa* L.) extract.



EUROPEAN JOURNAL of
ENGINEERING and TECHNOLOGY
RESEARCH

Certificate of Publication

is awarded to

Oktarina Heriyani
Mohamad Djaeni
Syaiful

for the paper titled

*“Thermal-Hydraulic Performance Analysis by
Means of Rectangular Winglet Vortex Generators in
a Channel: An Experimental Study”*

Published in

European Journal of Engineering and Technology Research

Volume-6, Issue-3, April 2021

ISSN: 2506-8016

