



DISERTASI TM. 093501

**PENINGKATAN KINERJA KOLEKTOR SURYA TIPE  
*V-CORRUGATED ABSORBER PLATE*  
MENGUNAKAN *OBSTACLE* YANG DITEKUK SECARA VERTIKAL**

Ekadewi Anggraini Handoyo

NRP 2109301201

Pembimbing:

Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani , M.Eng.

Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

PROGRAM DOKTOR

BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2014



DISERTATION TM. 093501

***IMPROVING THE PERFORMANCE OF A V-CORRUGATED  
ABSORBER PLATE SOLAR COLLECTOR AIR HEATER USING  
OBSTACLE FOLDED VERTICALLY***

Ekadewi Anggraini Handoyo

NRP 2109301201

Academic Supervisor:

Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani , M.Eng.

Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

DOCTORAL PROGRAM

ENERGY CONVERSION

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2014

## ABSTRAK

Perpindahan kalor terjadi dalam berbagai proses seperti pemanasan, pengeringan, pemasakan, maupun pendinginan. Besar perpindahan kalor bergantung pada luasan, beda temperatur, sifat-sifat/*properties* media, bentuk geometri, dan mekanisme terjadinya perpindahan kalor tersebut. Salah satu peralatan penukar kalor yang menguntungkan dipakai di daerah tropis adalah kolektor surya. Fluida kerja yang umum dipakai dalam kolektor surya adalah air atau udara. Kolektor surya pemanas udara mempunyai banyak keuntungan dibandingkan pemanas air, seperti lebih ringan, tidak memiliki masalah dengan kebocoran, dan tidak bersifat korosif. Namun, udara mempunyai konduktivitas termal dan koefisien perpindahan kalor konveksi yang lebih rendah daripada air.

Dua temuan yang terbukti dapat meningkatkan kinerja kolektor surya pemanas udara adalah: 1) plat penyerap *v-corrugated* sebagai pengganti plat datar, 2) penambahan *obstacles* dalam aliran udara pada kolektor saluran plat datar. Namun, hingga saat ini belum ditemukan adanya penelitian yang menggabungkan keduanya. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui dampak penambahan *obstacles* terhadap kinerja kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis *v-corrugated*. Penambahan *obstacle* dipilih dengan pertimbangan: dapat mengarahkan aliran ke plat penyerap dan meningkatkan turbulensi aliran dalam kolektor. Mengingat *obstacle* juga dapat menghambat aliran yang menyebabkan penurunan tekanan aliran yang besar, maka dalam penelitian ini juga diteliti pengaruh dari penekukan *obstacle* secara vertikal terhadap perpindahan kalor dan penurunan tekanan dalam kolektor surya.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimen dan numerik. Simulasi numerik dengan Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26 dilakukan untuk aliran tanpa *obstacle*, aliran dengan *obstacle* lurus, *obstacle* dengan sudut tekuk  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ , dan  $40^\circ$ . Domain dari simulasi adalah aliran udara dalam saluran berpenampang segitiga. Langkah awal dari simulasi numerik adalah pengujian *grid independency mesh* yang dibangun dan validasi model *viscous* yang digunakan terhadap hasil eksperimen.

Dari simulasi numerik didapatkan vektor kecepatan aliran ketika mendekati, mengenai, dan melalui *obstacle*. Aliran mengalami separasi ketika melalui *obstacle* dan mengalami olakan atau aliran balik di belakangnya. Aliran balik berkurang dengan ditekuknya *obstacle*. Di daerah yang terdapat aliran balik, vektor kecepatan di sisi dekat plat penyerap lebih tinggi. Hal ini

menyebabkan perpindahan kalor konveksi meningkat dan temperatur udara ke luar saluran lebih tinggi ketika diberi *obstacle*, namun juga memperbesar penurunan tekanan.

*Obstacle* yang ditebuk vertikal dengan sudut lebih besar membuat aliran balik berkurang dan vektor kecepatan di sisi dekat plat juga berkurang. Hal ini menyebabkan perpindahan kalor konveksi ke udara, temperatur udara ke luar saluran, dan penurunan tekanan aliran ikut berkurang ketika *obstacle* ditebuk dengan sudut besar.

Distribusi temperatur aliran menunjukkan kenaikan temperatur di sepanjang saluran dengan temperatur udara di bagian yang menempel plat penyerap lebih tinggi. Sudut tekuk *obstacle* membuat temperatur udara ke luar saluran lebih rendah dibanding *obstacle* yang lurus.

*Obstacle* yang lurus ( $0^\circ$ ) ketika ditambahkan dalam aliran membuat temperatur udara di dekat plat penyerap lebih cepat mencapai nilai temperatur 'free stream',  $T_\infty$  dan memberikan temperatur  $T_\infty$  yang tertinggi. Semakin besar sudut tekuk *obstacle*, semakin rendah  $T_\infty$  udara yang dihasilkan.

Eksperimen dilakukan di dalam ruangan yang dikondisikan dengan empat lampu halogen sebagai sumber radiasi pengganti matahari. Pemasangan alat ukur dalam peralatan eksperimen mengikuti ketentuan ASHRAE. Sebuah *blower* digunakan untuk mengalirkan udara secara paksa. Eksperimen dilakukan untuk lima laju aliran udara, tiga intensitas radiasi, dan sembilan sudut tekuk *obstacle* yang berbeda. Agar hasil eksperimen dapat dibandingkan, maka laju aliran udara dalam saluran dijaga sama ketika eksperimen dilakukan untuk intensitas radiasi yang berbeda atau sudut tekuk *obstacle* yang berbeda. Pengaturan laju aliran dilakukan dengan menggunakan *variable-frequency drive* (VFD) untuk mengatur frekuensi putaran motor *blower*. Sedang empat *dimmer* terpisah digunakan untuk memastikan keseragaman intensitas radiasi di sepanjang kolektor. Variabel yang diukur adalah temperatur udara masuk dan ke luar kolektor, temperatur plat penyerap, kecepatan udara di keluaran, dan intensitas radiasi.

Dari serangkaian eksperimen yang telah dilakukan pada aliran dengan bilangan Reynolds antara 2000 hingga 10000, didapatkan bahwa kenaikan temperatur udara tertinggi sebagai hasil perpindahan kalor dari plat penyerap, yaitu  $34.9^\circ\text{C}$ , dicapai ketika intensitas radiasi  $716 \text{ W/m}^2$ , kecepatan udara dalam saluran  $1.3 \text{ m/s}$  (bilangan Reynolds 2000), dan diberi *obstacle* lurus yang dipasang dengan spasi  $1x$  tinggi dengan penurunan tekanan aliran sebesar  $6.5 \text{ Pa}$ .

Efisiensi kolektor tertinggi, yaitu 0.85, dicapai ketika intensitas radiasi  $430 \text{ W/m}^2$ , kecepatan aliran udara dalam saluran  $6.5 \text{ m/s}$  (bilangan Reynolds 10000), dan diberi *obstacle* lurus yang dipasang dengan spasi 1x tinggi dengan penurunan tekanan aliran sebesar 409 Pa.

Efisiensi kolektor berkurang ketika *obstacle* ditekuk, tetapi penurunan tekanan juga menjadi berkurang. Untuk mencari sudut tekuk *obstacle* yang optimal dibuat rasio  $(\Delta P/\Delta E_{ff})$ . Kinerja optimal kolektor ditandai dengan rasio  $(\Delta P/\Delta E_{ff})$  yang tinggi. *Obstacle* yang memberikan kinerja optimal adalah ketika ditekuk dengan sudut  $30^\circ$ .

Dari eksperimen yang dilakukan, persamaan empiris yang menghubungkan bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds dan Prandtl untuk aliran dengan *obstacle* yang ditekuk  $30^\circ$  adalah:  $Nu = 0.00064 Re^{1.386} Pr^{0.4}$ .

## ABSTRACT

Heat transfer is involved in some processes such as heating, drying, cooking, and cooling. The amount of heat transferred depends on the area, temperature difference, fluid properties, geometry of duct, and heat transferred mechanism. An advantageous heat exchanger for tropical country is a solar collector. Water or air is the common fluid heated in the collector. The air solar heater is better in some ways compare to water solar heater, such as it is lighter, no leakage problem, and not corrosive. Unfortunately, air has much less thermal conductivity and convection heat transfer coefficient than water.

Two of many findings that are proven able to improve the air solar heater's performance are: 1) using v-corrugated absorber plate instead of flat plate, 2) inserting obstacles in a flat plate air solar collector. Yet, no research was conducted to combine both. This research was done to find the effect of inserting obstacles on the bottom plate to the performance of a v-corrugated-air solar heater. Obstacles are chosen because it directs the flow toward the absorber plate and increase the turbulence in the air flow. Since obstacles increase the pressure drop, it will be better if we fold the obstacles. So, the effect of folding obstacles vertically on the heat transfer and pressure drop inside air collector is observed in this research, too.

The research was conducted experimentally and numerically. Gambit 2.4.6 and Fluent 6.3.26 are used for numeric simulation. The simulation was conducted for no obstacle-air flow, straight ( $0^\circ$ ) obstacle air flow, and other obstacle angles, i.e.  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ , and  $40^\circ$ . Domain of the numerical simulation is the same as for the experimental studies. It is air flow in a duct which cross section is triangle. The duct is comprised of absorber plate in upper and a flat plate in bottom. The first step in numerical simulation is ensuring the grid independency and then choosing the suitable viscous model. When the grid size does not change the result of simulation, then it satisfies the grid independency. The suitable viscous model is chosen when it gives the same result with experiments.

Numerical simulation gives detail velocity vector of air flow when it is near, struck, and over the obstacles. The flow separation happens near the tip of the obstacles and the vortex is formed at the downstream of the obstacles. Vortex formation is reduced when the obstacle is folded vertically. The velocity vector of air between the tip of obstacles and absorber plate is high in downstream of the flow where vortex happens. This high velocity improves the

convection heat transfer and increases the outlet air temperature when obstacles are inserted in the flow. Yet, obstacles increase the pressure drop, too.

The larger the angle of obstacles folded vertically, less vortex and lower velocity near plate is found. These makes convection heat transfer, outlet air temperature, and pressure drop are reduced when obstacles folded with large angle.

Temperature distribution show the temperature increase along the duct. Obstacles folded vertically lower the outlet air temperature compare to straight obstacles. The temperature distribution shows that air temperature reaches its "free stream" temperature ( $T_{\infty}$ ) faster with straight ( $0^{\circ}$ ) obstacles than folded obstacles. The larger the angle of obstacles, the lower the air free stream temperature  $T_{\infty}$ .

Experiment conducted indoor to maintain the room in fix condition. Four halogen lamps are used to replace Solar with four adjuster separately to emit the same radiation on the cover glass. The measurement devices are installed complied with ASHRAE's regulation. A blower is used to draw air. There will be five different air flow rates, three different radiation intensities, and nine different obstacle angle. A *variable-frequency drive* (VFD) is used to adjust the rotation of blower's motor to maintain the same air flow rate during an experiment. The variables to be measured are inlet and outlet air temperature, absorber plate temperature, air velocity at outlet, and radiation intensity.

From experiments conducted between 2,000 and 10,000, it was found that the highest air temperature was  $34.9^{\circ}\text{C}$ . It happened when the radiation intensity was  $716 \text{ W/m}^2$ , Reynolds number was 2,000 with straight obstacle which spacing is 1 x its height and gave 6.5 Pa of pressure drop.

The highest efficiency was 0.85 when the the radiation intensity was  $430 \text{ W/m}^2$ , Reynolds number was 10,000 with straight obstacle which spacing is 1 x its height and gave 409 Pa of pressure drop.

The collector's efficiency is reduced when the obstacle is folded, but its pressure drop is reduced, too. A ratio ( $\Delta P/\Delta Eff$ ) is created to obtain the optimal obstacle's angle. The high ratio shows the optimal collector. From the experiment, it was found that the optimal angle is  $30^{\circ}$ .


From the experiment, the empirical equation of Nusselt number as a function of Reynolds and Prandtl numbers for air flow with  $30^{\circ}$  obstacle folded vertically is  $Nu = 0.00064 Re^{1.386} Pr^{0.4}$ .

Disertasi disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
**DOKTOR (Dr)**  
di  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

oleh :  
**Ekadewi Angraini Handoyo**  
**NRP 2109 301 201**

**Tanggal ujian : 4 Februari 2014**  
**Periode Wisuda : Maret 2014**

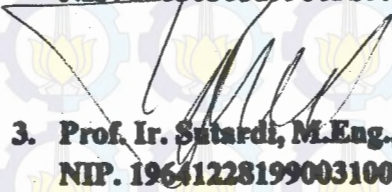
Disetujui oleh :

  
1. **Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani , M.Eng.**  
**NIP. 195310191979031002**


**(Pembimbing I)**

  
2. **Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.**  
**NIP. 196505051990031005**

**(Pembimbing II)**

  
3. **Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.**  
**NIP. 196412281990031002**

**(Pembimbing III)**

  
4. **Prof. Dr. Ir. Indarto, DEA.**  
**NIP. 195306241981011001**

**(Penguji I)**

  
5. **Prof. Dr. Ir. I Made Arya Djoai, M.Sc.**  
**NIP. 194406251974121001**

**(Penguji II)**

  
**Direktur Program Pascasarjana,**

  
**Prof. Dr. Ir. Adi Suprilanto, M.T.**  
**NIP. 196405051990021001**



## KATA PENGANTAR

Hanya oleh belas kasih dan anugerah Tuhan Yang Maha Kuasa, saya diberi kesempatan untuk melanjutkan studi di usia yang sudah menjelang senja. Dengan kekuatan dan pertolongan Tuhan, saya dapat menyelesaikan disertasi dan studi di Program Doktor bidang keahlian Rekayasa Energi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri – Institut Teknologi Sepuluh Nopember meskipun memerlukan waktu lebih panjang setahun dari yang seharusnya.

Ada banyak hal yang saya pelajari melalui disertasi ini, di antaranya bagaimana menyampaikan pemikiran dalam bentuk tulisan yang dapat dipahami orang lain, bagaimana melakukan penelitian yang memadai, masalah yang muncul selama eksperimen, bagaimana menampilkan hasil penelitian, dan juga mempunyai kesempatan ikut membimbing mahasiswa di Jurusan Teknik Mesin, ITS meskipun secara informal. Namun, saya percaya semua hal di atas membentuk saya menjadi lebih siap untuk tugas Sang Pencipta yang berikutnya.

Selain mengucapkan syukur kepada Tuhan, saya juga menyampaikan terima kasih dan penghargaan yang sedalam-dalamnya kepada:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng., promotor yang meluangkan waktu untuk memberi semangat, bimbingan, dan masukan yang berharga dalam studi dan pengerjaan disertasi ini.
2. Bapak Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng., co-promotor yang meluangkan waktu untuk memberi tantangan, bimbingan, dan masukan yang berharga dalam studi dan pengerjaan disertasi ini.
3. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., PhD, Ka Prodi Pascasarjana, Jurusan Teknik Mesin, FTI – ITS dan co-promotor yang meluangkan waktu untuk memberi arahan, pemikiran baru, bimbingan, dan masukan yang berharga dalam pengerjaan disertasi ini.
4. Bapak Prof. Dr. Ir. Indarto, DEA., penguji yang menolong saya melihat kekurangan dalam penelitian ini dan memberikan masukan yang berharga agar hasil penelitian ini lebih berguna.
5. Bapak [Prof. Dr. Ir. I Made Arya Djoni, MSc.](#), penguji yang mendorong saya untuk melakukan hal yang belum terpikirkan dan memberikan masukan yang berharga agar hasil penelitian ini lebih berguna.

6. Bapak Prof. Ir. Rolly Intan, M.A.Sc., Dr.Eng. (Rektor UK Petra), Bapak Dr. Hanny Tumbelaka, Ir, M.Eng. (Wakil Rektor bidang Akademik UK Petra), dan Bapak Ir. Djoni Hariyadi Setiabudi, M.Eng. (Dekan FTI UK Petra) yang memberikan persetujuan beasiswa untuk studi ini.
7. Bapak Fandi Dwiputra Suprianto, S.T., M.Sc., Ka Prodi Teknik Mesin – UK Petra, yang memberikan dukungan penuh dalam saya menempuh studi.
8. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT teman S3 yang banyak memberi semangat dan pertolongan dengan *sharing* format proposal hingga buku disertasi.
9. Rekan-rekan sejawat di Prodi Teknik Mesin – UK Petra yang memberikan penghiburan, pertolongan, dan dukungan.
10. Orang tua saya yang selalu mendoakan dan memberikan perhatian.
11. Suami (David Tandio Didi Purwanto) dan anak-anak (Joshua, Joseph, dan Ruth) yang dengan setia memberi dukungan dan semangat ketika saya berkeluh kesah.
12. Semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan namanya satu per satu yang secara langsung maupun tidak langsung ikut berperan dalam studi dan pengerjaan disertasi ini.

Tak ada gading yang tak retak. Demikian pula dengan buku disertasi ini, ada banyak kekurangan di dalamnya. Dengan hati terbuka, saya menerima semua masukan yang diberikan agar buku ini menjadi lebih bermanfaat, khususnya di bidang kolektor surya pemanas udara dan penukar kalor dengan fluida udara.

Surabaya, Februari 2014

Penulis

---



---

**DAFTAR ISI**

HALAMAN JUDUL .....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
KATA PENGANTAR .....	iii
ABSTRAK .....	v
ABSTRACT.....	viii
DAFTAR ISI .....	xi
DAFTAR GAMBAR .....	xiv
DAFTAR TABEL .....	xx
DAFTAR LAMPIRAN.....	xxi
<b>Bab 1. PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar belakang .....	1
1.2 Perumusan masalah .....	5
1.3 Tujuan dan manfaat penelitian .....	6
1.4 Hipotesa.....	7
1.5 Kontribusi.....	8
<b>Bab 2. KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI .....</b>	<b>10</b>
2.1 Kajian Penelitian Terdahulu Terkait Plat Penyerap Jenis <i>V-corrugated</i> .....	10
2.2 Kajian Penelitian Terdahulu Terkait Penambahan <i>Fins</i> atau <i>Baffles</i> atau <i>Obstacles</i> .....	15
2.3 Kajian Penelitian Terdahulu Terkait CFD dan Perpindahan Kalor dan Aliran dengan <i>Obstacles</i> .....	27
2.4 Kolektor Surya Pemanas Udara.....	30
2.4.1 Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya.....	31
2.4.2 Analisa Termal dalam Kolektor Surya.....	32
2.4.3 Energi yang Berguna dan Efisiensi Kolektor Surya.....	33

---

2.5	Konfigurasi Pengujian Kolektor Surya Fluida Udara .....	34
2.6	Dasar dari Perpindahan Kalor Konveksi .....	35
2.6.1	Aliran Laminar dan Turbulen .....	35
2.6.2	Lapisan Batas Kecepatan ( <i>Velocity Boundary Layer</i> ) .....	35
2.6.3	Lapisan Batas Termal ( <i>Thermal Boundary Layer</i> ) .....	37
2.6.4	Lapisan Batas Laminar dan Turbulen .....	38
2.7	Persamaan dalam Boundary Layer .....	40
2.7.1	Kekekalan Massa .....	40
2.7.2	Persamaan Navier-Stokes .....	41
2.7.3	Persamaan Energi .....	41
2.8	Parameter Terkait Aliran dan Perpindahan Panas .....	42
2.9	Aliran dalam Saluran .....	43
2.10	Kinerja Pompa atau Blower .....	44
2.11	<i>Honeycombs</i> pada Saluran .....	45
2.12	Komputasi Fluida Dinamis ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> ) dengan Fluent .....	46
2.12.1	Pembuatan <i>Meshing</i> .....	48
2.12.2	Model dalam Fluent .....	48
2.13	Penelitian Terdahulu .....	51
<b>Bab 3.</b>	<b>METODA PENELITIAN .....</b>	<b>57</b>
3.1	Perencanaan penelitian .....	57
3.2	Rancangan Simulasi Numerik .....	58
3.3	Rancangan Eksperimen .....	60
<b>Bab 4.</b>	<b>HASIL SIMULASI NUMERIK DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>66</b>
4.1	<i>Grid Independency</i> .....	66
4.2	Model <i>Viscous</i> .....	70

4.3	<i>Grid</i> yang Dipakai untuk Simulasi Numerik <i>Obstacle</i> Lain .....	71
4.4	<i>Global properties</i> hasil simulasi numerik .....	72
4.5	Distribusi kecepatan aliran udara hasil simulasi numerik .....	73
4.6	Distribusi temperatur aliran udara hasil simulasi numerik.....	85
4.7	Struktur aliran dan bilangan Nusselt .....	91
4.8	Jarak antar <i>obstacle</i> dalam aliran .....	99
<b>Bab 5.</b>	<b>HASIL EKSPERIMEN DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>104</b>
5.1	Hasil Eksperimen.....	104
5.1.1	Kenaikan Temperatur Udara .....	104
5.1.2	Penurunan Tekanan dan Koefisien Friksi Aliran Udara ..	109
5.1.3	Efisiensi Kolektor.....	111
5.1.4	Bilangan Nusselt Aliran .....	119
5.2	Analisa Kesalahan Eksperimen .....	121
5.3	Perbandingan Hasil Eksperimen dengan Hasil Eksperimen Peneliti lain .....	123
5.3.1	Perbandingan Hasil Eksperimen dengan Bekele, et al.....	124
5.3.2	Perbandingan Hasil Eksperimen dengan Hasil Peng, et al. ....	126
5.3.3	Perbandingan Hasil Eksperimen dengan Hasil Tao, et al.	127
5.4	Persamaan Empiris Bilangan Nusselt Fungsi Bilangan Reynolds dan Bilangan Prandtl .....	129
<b>Bab 6.</b>	<b>KESIMPULAN .....</b>	<b>132</b>
<b>Bab 7.</b>	<b>SARAN .....</b>	<b>134</b>
	<b>Daftar Pustaka .....</b>	<b>135</b>
	<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>139</b>

---

---

**DAFTAR TABEL**

Tabel 1.1 Klasifikasi kolektor surya.....	1
Tabel 3.1. Alat ukur yang dipakai selama eksperimen.....	62
Tabel 3.2. Disain eksperimen .....	64
Tabel 4.1 Jumlah <i>cell</i> , <i>face</i> , dan <i>node</i> dari empat <i>mesh</i> yang diuji .....	67
Tabel 4.2 Perbedaan hasil simulasi antara lima <i>mesh</i> yang diuji .....	68
Tabel 4.3 <i>Global properties</i> dan hasil simulasi dengan beberapa model <i>viscous</i> .....	70
Tabel 4.4 Perbandingan selisih $\Delta T$ dan $\Delta P$ untuk beberapa jarak spasi <i>obstacle</i> .....	103
Tabel 5.1. Daftar ketelitian alat ukur dan pembacaan maksimumnya.....	121

**DAFTAR GAMBAR**

Gambar 1.1 Kolektor surya pemanas udara pada umumnya .....	2
Gambar 1.2 <i>Road-map</i> penelitian terkait kolektor surya yang diteliti. ....	5
Gambar 1.3 Penekukan <i>obstacle</i> dalam arah vertikal.....	7
Gambar 2.1 Beberapa parameter geometri kolektor surya (Tao, et al., 2007). ...	10
Gambar 2.2 Pengaruh intensitas radiasi terhadap efisiensi dan temperatur beberapa komponen kolektor (Tao, et al., 2007).....	11
Gambar 2.3 Tiga kolektor surya yang diteliti (Karim & Hawlader, 2006). ....	11
Gambar 2.4 Skema pengujian kolektor surya (Karim & Hawlader, 2006). ....	12
Gambar 2.5 Perbandingan efisiensi ketiga kolektor surya (Karim & Hawlader, 2006).....	12
Gambar 2.6 Rangkaian termal dari kolektor surya (Bashria, et al., 2004).....	13
Gambar 2.7 Perbandingan efisiensi dan temperatur udara ke luar pada berbagai laju aliran massa untuk kolektor plat datar dan <i>v-groove</i> (Bashria, et al., 2004).....	13
Gambar 2.8 Skema kolektor surya DPFPSAH dan DPVCPSAH (El-Sebaai, et al., 2011a). ....	14
Gambar 2.9 Skema dan foto peralatan uji kolektor surya (El-Sebaai, et al., 2011a). ....	14
Gambar 2.10 Perbandingan temperatur udara ke luar dari saluran atas dan saluran bawah untuk DPFPSAH dan DPCVPSAH pada laju aliran 0.0203 kg/s (El-Sebaai, et al., 2011a). ....	14
Gambar 2.11 Kinerja DPFPSAH dan DPCVPSAH (El-Sebaai, et al., 2011a)....	15
Gambar 2.12 Jenis <i>obstacle</i> dan <i>baffle</i> (Akpinar & Koçyiğit, 2010). ....	15
Gambar 2.13 Skema peralatan untuk pengujian kolektor dengan <i>obstacle</i> dan <i>baffle</i> (Akpinar & Koçyiğit, 2010). ....	16
Gambar 2.14 Kenaikan temperatur terhadap radiasi pada dua laju aliran udara (Akpinar & Koçyiğit, 2010). ....	16
Gambar 2.15 Perbandingan efisiensi empat kolektor surya (Akpinar & Koçyiğit, 2010).....	17

Gambar 2.16 Jenis <i>obstacle</i> lurus dan ditekuk (Esen, 2008).	17
Gambar 2.17 Susunan peralatan eksperimen dengan <i>obstacle</i> lurus dan ditekuk (Esen, 2008).	17
Gambar 2.18 Efisiensi kolektor dengan beberapa jenis <i>obstacle</i> , letak saluran, dan laju aliran massa (Esen, 2008).	18
Gambar 2.19 Kolektor surya plat datar dengan dan tanpa <i>obstacle</i> (Abene, et al., 2004).	18
Gambar 2.20 Tujuh bentuk <i>obstacle</i> (Abene, et al., 2004).	19
Gambar 2.21 Efisiensi kolektor dengan berbagai <i>obstacle</i> (Abene, et al., 2004).	19
Gambar 2.22 Peralatan uji dan <i>obstacle</i> yang disusun dengan dua konfigurasi (Ozgen, et al., 2009).	20
Gambar 2.23 Peralatan uji dan <i>obstacle</i> yang disusun dengan dua konfigurasi (Ozgen, et al., 2009).	21
Gambar 2.24 Skema peralatan eksperimen dan peletakan <i>obstacle</i> bentuk delta (Bekele, et al., 2011).	22
Gambar 2.25 Bilangan Nusselt sebagai fungsi bilangan Reynolds pada beberapa jarak antara dan ketinggian <i>obstacle</i> (Bekele, et al., 2011).	23
Gambar 2.26 Koefisien gesekan aliran sebagai fungsi bilangan Reynolds pada beberapa jarak antara dan ketinggian <i>obstacle</i> (Bekele, et al., 2011).	23
Gambar 2.27 Model <i>fin</i> I (kiri) dan <i>fin</i> II (kanan) (Kurtbas & Turgut, 2006).	24
Gambar 2.28 Kinerja kolektor dengan <i>fin</i> I dan <i>fin</i> II (Kurtbas & Turgut, 2006).	24
Gambar 2.29 Konfigurasi kolektor surya dengan <i>pin-fin</i> di atas plat penyerap (Peng, et al., 2010).	25
Gambar 2.30 Efisiensi dan koefisien perpindahan kalor konveksi dalam kolektor (Peng, et al., 2010).	25
Gambar 2.31 Detil konstruksi kolektor Type I, II, dan III (Alta, et al., 2010).	26
Gambar 2.32 Efisiensi kolektor yang diletakkan pada kemiringan 0° dengan tiga laju aliran udara (Alta, et al., 2010).	26
Gambar 2.33 <i>Mesh</i> yang digunakan dalam simulasi numerik aliran melalui silinder segitiga (Zeitoun, et al., 2011).	27



Gambar 2.34 Aliran tegak lurus <i>vertex</i> pada bilangan Reynolds = 13.00 (Zeitoun, et al., 2011). .....	28
Gambar 2.35 Aliran tegak lurus permukaan pada bilangan Reynolds = 13.00 (Zeitoun, et al., 2011). .....	28
Gambar 2.36 Aliran tegak lurus <i>vertex</i> pada bilangan Reynolds = 69.40. ....	28
Gambar 2.37 Aliran tegak lurus permukaan pada bilangan Reynolds = 69.40 (Zeitoun, et al., 2011). .....	28
Gambar 2.38 Profil <i>streamline</i> aliran pada Re = 58 dan 59 (Srikanth, et al., 2010). .....	29
Gambar 2.39 Skema dan domain komputasi numerik aliran melalui <i>obstacle</i> kubus (Ratnam & Vengadesan, 2008). .....	30
Gambar 2.40 Distribusi temperatur di sekitar <i>obstacles</i> (Ratnam & Vengadesan, 2008). .....	30
Gambar 2.41 Kolektor surya pemanas udara saluran dengan plat <i>v-corrugated</i> dan rangkaian termal yang bersesuaian. ....	32
Gambar 2.42 Konfigurasi pengujian kolektor surya fluida udara. ....	34
Gambar 2.43 Pertumbuhan lapisan batas kecepatan di atas plat datar (Incropera & DeWitt, 2002). .....	36
Gambar 2.44 Lapisan batas termal aliran di atas plat datar (Çengel, 2003). ....	37
Gambar 2.45 Profil kecepatan dan temperatur dalam aliran dekat permukaan (Çengel, 2003). .....	38
Gambar 2.46 Gambaran Pemodelan CFD. ....	47
Gambar 2.47 Jenis <i>grid</i> yang dipakai dalam CFD. ....	48
Gambar 2.48 <i>Meshing</i> tiga-dimensi yang sederhana. ....	48
Gambar 2.49 Pandangan depan saluran dengan <i>obstacle</i> dan ukurannya. ....	52
Gambar 2.50 Posisi <i>obstacle</i> berseling dalam saluran. ....	53
Gambar 2.51 Posisi <i>obstacle</i> segaris dalam saluran. ....	53
Gambar 2.52 <i>Obstacle</i> yang ditekuk 20° terhadap sumbu vertikal. ....	54
Gambar 2.53 Ukuran <i>obstacle</i> yang ditekuk 20° terhadap vertikal. ....	54
Gambar 2.54 Perbandingan efisiensi kolektor yang diberi <i>obstacle</i> lurus dan yang ditekuk 20°. ....	55
Gambar 3.1 Rancangan kolektor surya dan <i>obstacle</i> yang dipakai. ....	57

---

Gambar 3.2 Rancangan <i>mesh</i> yang digunakan dalam simulasi numerik.....	59
Gambar 3.3. Kolektor surya yang digunakan pada eksperimen. ....	61
Gambar 3.4 Penempatan <i>thermocouple</i> dan <i>pressure gage</i> pada peralatan uji. .	63
Gambar 3.5 <i>Obstacle</i> dengan beberapa sudut tekuk yang dipakai. ....	64
Gambar 4.1 Rancangan <i>mesh</i> A (paling renggang). ....	66
Gambar 4.2 Rancangan <i>mesh</i> B (agak renggang).....	66
Gambar 4.3 Rancangan <i>mesh</i> C (sedang). ....	67
Gambar 4.4 Rancangan <i>mesh</i> D (agak rapat). ....	67
Gambar 4.5 Rancangan <i>mesh</i> E (paling rapat). ....	67
Gambar 4.6 Temperatur plat penyerap dan temperatur udara keluar dan masuk ketika kecepatan aliran dalam saluran 6.5 m/s dan intensitas radiasi 430 W/m <sup>2</sup> .....	68
Gambar 4.7 Perbandingan hasil simulasi dengan <i>mesh</i> A, B, C, D, dan E. ....	69
Gambar 4.8 Pola <i>mesh</i> yang dipakai untuk aliran dengan <i>obstacle</i> 0° .....	70
Gambar 4.9 <i>Grid</i> untuk simulasi numerik aliran tanpa <i>obstacle</i> .....	71
Gambar 4.10 <i>Grid</i> untuk simulasi numerik aliran dengan <i>obstacle</i> 10° .....	71
Gambar 4.11 <i>Grid</i> untuk simulasi numerik aliran dengan <i>obstacle</i> 20° .....	72
Gambar 4.12 <i>Grid</i> untuk simulasi numerik aliran dengan <i>obstacle</i> 30° .....	72
Gambar 4.13 <i>Grid</i> untuk simulasi numerik aliran dengan <i>obstacle</i> 40° .....	72
Gambar 4.14 Temperatur udara masuk dan ke luar kolektor pada kecepatan aliran dalam saluran sebesar 6.5 m/s dan intensitas radiasi 430 W/m <sup>2</sup> . ....	73
Gambar 4.15 Penurunan tekanan untuk kecepatan aliran 6.5 m/s. ....	73
Gambar 4.16 Vektor kecepatan aliran udara di <i>centerline</i> ( $x = 0$ ).....	78
Gambar 4.17 Vektor kecepatan aliran udara di $x = 5$ mm saat kecepatan aliran 6.5 m/s.....	82
Gambar 4.18 Posisi <i>obstacle</i> (tampak depan) dalam saluran. ....	82
Gambar 4.19 Vektor kecepatan aliran udara di $y = 30$ mm saat kecepatan aliran 6.5 m/s.....	84
Gambar 4.20 Distribusi temperatur aliran di <i>centerline</i> ( $x = 0$ ) dan $y = 10$ mm. 87	
Gambar 4.21 Distribusi temperatur aliran udara di beberapa lokasi dalam arah aliran ( $z = inlet, 18$ mm, 36 mm, 54 mm, 72 mm, <i>outlet</i> ).....	89

Gambar 4.22 Distribusi temperatur aliran udara di dua posisi aksial untuk aliran dengan kecepatan 6.5 m/s dan temperatur plat 320 K.....	90
Gambar 4.23 Perbandingan profil temperatur aliran udara dengan <i>obstacle</i> 0° dan tanpa <i>obstacle</i> .....	91
Gambar 4.24 Bilangan Nusselt rata-rata dalam arah penampang untuk aliran dengan kecepatan 6.5 m/s dalam saluran yang diberi <i>obstacle</i> 30° .....	92
Gambar 4.25 Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan di $y = 1$ cm dari plat bawah untuk kecepatan aliran dalam saluran 1.3 m/s.....	95
Gambar 4.26 Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan di $y = 1$ cm dari plat bawah untuk kecepatan aliran dalam saluran 6.5 m/s.....	97
Gambar 4.27 Perbedaan bilangan Nusselt aliran yang diberi <i>obstacle</i> yang ditekuk pada arah aksial di $z = 40 - 45$ cm.....	98
Gambar 4.28 Vektor kecepatan di dekat <i>obstacle</i> untuk kecepatan aliran masuk 6.5 m/s di ketinggian 1 cm dari plat bawah.....	99
Gambar 4.29 Perbandingan <i>mesh</i> yang digunakan pada simulasi aliran dengan tiga rasio spasi/tinggi.....	100
Gambar 4.30 Vektor kecepatan di antara dua <i>obstacle</i> dengan jarak antara 2 x tinggi <i>obstacle</i> .....	101
Gambar 4.31 Vektor kecepatan di antara dua <i>obstacle</i> dengan jarak antara $1 \frac{1}{2}$ x tinggi <i>obstacle</i> .....	101
Gambar 4.32 Vektor kecepatan di antara dua <i>obstacle</i> dengan jarak antara 1 x tinggi <i>obstacle</i> .....	102
Gambar 4.33 Vektor kecepatan di antara dua <i>obstacle</i> dengan jarak antara $\frac{1}{2}$ x tinggi <i>obstacle</i> .....	102
Gambar 4.34 Kenaikan temperatur dan penurunan tekanan aliran udara melintasi saluran dengan empat macam spasi antar <i>obstacle</i> .....	103
Gambar 5.1 Kenaikan temperatur udara terhadap sudut tekuk <i>obstacle</i> .....	105
Gambar 5.2 Kenaikan temperatur udara terhadap intensitas radiasi.....	108
Gambar 5.3 Manometer pipa U yang digunakan dalam eksperimen.....	110
Gambar 5.4 Penurunan tekanan udara rata-rata terhadap sudut tekuk <i>obstacle</i> .....	110
Gambar 5.5 Koefisien friksi aliran melalui kolektor dengan <i>obstacle</i> .....	111

---

Gambar 5.6 Efisiensi kolektor surya terhadap bilangan Reynolds aliran.....	112
Gambar 5.7 Temperatur plat penyerap terhadap bilangan Reynolds aliran. ....	114
Gambar 5.8 Efisiensi kolektor surya fungsi sudut tekuk <i>obstacle</i> .....	115
Gambar 5.9 Efisiensi kolektor surya saat bilangan Reynolds aliran 5957. ....	115
Gambar 5.10 Rasio penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi ketika <i>obstacle</i> ditekuk dibandingkan <i>obstacle</i> lurus. ....	117
Gambar 5.11 Energi yang diperlukan untuk mengalirkan udara pada kecepatan 6.5 m/s per kenaikan 1°C temperatur udara.....	118
Gambar 5.12 Bilangan Nusselt untuk aliran dengan <i>obstacle</i> 0°, 30°, dan tanpa <i>obstacle</i> . ....	120
Gambar 5.13 Perbandingan antara bilangan Nusselt kolektor Bekele, et al. dengan kolektor yang diteliti. ....	124
Gambar 5.14 Perbandingan antara faktor gesekan kolektor Bekele, et al. dengan kolektor yang diteliti.....	126
Gambar 5.15 Perbandingan efisiensi kolektor surya terbaik yang diteliti dengan kolektor terbaik Peng, et al. ....	127
Gambar 5.16 Perbandingan pengaruh $I$ terhadap efisiensi dan temperatur plat penyerap kolektor Tao, et al. dengan kolektor yang diteliti .....	128
Gambar 5.17 Hubungan empiris antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds untuk aliran dengan bilangan Prandtl $\cong 0.7$ yang diberi <i>obstacle</i> 30°.....	130

# Bab 1. PENDAHULUAN

## 1.1 Latar belakang

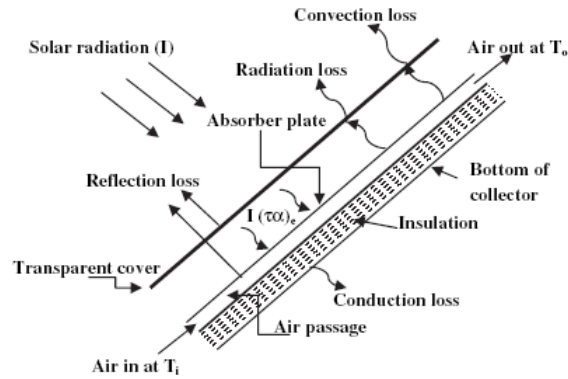
Energi elektromagnetik dari surya yang berlimpah dan ramah lingkungan dapat dikonversi menjadi energi termal dalam suatu kolektor surya. Pada dasarnya, kolektor surya terbagi menjadi kolektor yang *stationary* (diam) dan *concentrating*. Kolektor jenis *concentrating* memerlukan suatu sistem pelacak surya dan biasanya diberi permukaan yang reflektif untuk memantulkan radiasi yang datang ke atasnya sehingga memberikan radiasi yang lebih terfokus dibanding jenis *stationary*. Klasifikasi kolektor surya pada umumnya terbagi seperti pada Tabel 1.1 (Kalogirou, 2004).

Tabel 1.1 Klasifikasi kolektor surya<sup>\*)</sup>

Motion	Collector type	Absorber type
Stationary	Flat plate collector (FPC)	Flat
	Evacuated tube collector (ETC)	Flat
	Compound parabolic collector (CPC)	Tubular
Single-axis tracking	Linear Fresnel reflector (LFR)	Tubular
	Parabolic trough collector (PTC)	Tubular
	Cylindrical trough collector (CTC)	Tubular
Two-axes tracking	Parabolic dish reflector (PDR)	Point
	Heliostat field collector (HFC)	Point

<sup>\*)</sup> Kalogirou (2004)

Energi termal ini digunakan untuk memanaskan air atau udara. Kelebihan pemanas air dibanding pemanas udara ada pada sifat termal air seperti konduktivitas dan kapasitas termal air yang lebih tinggi sehingga dapat menghantarkan kalor lebih baik dan menyimpan kalor lebih lama daripada udara. Namun, udara lebih ringan dan tidak bersifat korosif dibandingkan air. Udara dapat digunakan secara langsung untuk proses pengeringan yang membutuhkan temperatur rendah atau sedang, misalnya pengeringan hasil pertanian, ikan, dan lain-lain. Kolektor surya pemanas udara pada dasarnya hanya terdiri dari plat penyerap yang menyerap radiasi surya, saluran tempat udara mengalir, kaca penutup dan blower untuk mengalirkan udara (Gambar 1.1). Pemanas udara tenaga surya membutuhkan perawatan lebih sedikit dan lebih mudah dibanding pemanas air.



Gambar 1.1 Kolektor surya pemanas udara pada umumnya (Bhushan & Singh , 2010).

Problem terbesar yang dihadapi kolektor surya pemanas udara adalah rendahnya koefisien perpindahan kalor konveksi antara permukaan plat penyerap dengan udara yang mengalir di sebelah atas atau bawahnya. Menurut Frank & DeWitt (2002), koefisien perpindahan kalor konveksi gas jauh lebih rendah dari cairan, baik untuk konveksi jenis alami ataupun jenis paksa. Hal ini mendorong banyak peneliti berupaya untuk meningkatkan efisiensi kolektor surya pemanas udara.

Upaya untuk meningkatkan efisiensi kolektor udara antara lain adalah menggunakan plat penyerap yang dicat hitam atau diberi lapisan yang mempunyai *absorptance* tinggi dan *emittance* rendah (El-Sebaïi & Al-Snani, 2010), memasang *honeycomb* untuk mengurangi kalor yang hilang ke lingkungan (Abdullah, et al., 2003; Ghoneim, 2005; Suehrcke, et al., 2004) membuat aliran menjadi dua laluan (Chamoli, et al., 2012; Naphon, 2005; Ho, et al., 2011). Upaya lain untuk meningkatkan koefisien konveksi antara udara dengan plat penyerap adalah dengan mempersempit saluran sehingga aliran menjadi turbulen (Sun, et al., 2010; Islamoglu & Parmaksizoglu, 2003), mengganti plat penyerap yang umumnya plat datar dengan plat bergelombang atau *v-corrugated absorber plate* (El-Sebaïi, et al., 2011a; Naphon, 2007, 2009; Gao, et al., 2007; Tao, et al., 2007; Karim & Hawlader, 2006; dan Bashria, et al., 2004).

Selain upaya di atas, peningkatan koefisien konveksi antara plat penyerap dengan aliran udara dilakukan dengan meningkatkan turbulensi dengan memberi: a) kekasaran buatan pada plat penyerap, baik dalam bentuk susunan kawat yang disebut *rib* atau cekungan yang disebut *groove* pada saluran (Kumar, et al., 2009; Layek, et al., 2009; Bhushan & Singh, 2010; Gupta & Kaushik, 2009), b) menambahkan *fins* atau *baffles* atau *obstacles* (El-Sebaïi, et al., 2011b;

Akpınar & Koçyiğit, 2010; Peng et al., 2010; Bekele, et al., 2011; Ho, et al., 2009; Ozgen, et al., 2009; Alta, et al., 2010; Esen, 2008; Romdhane, 2007; Karsli, 2007; Abene, et al., 2004; dan Kurtbas & Turgut, 2006).

Saluran dalam kolektor udara dibentuk dari plat penyerap, plat dasar, dan dua dinding kiri – kanan. Plat penyerap dapat berupa plat datar, plat gelombang atau plat yang ditekuk membentuk saluran segitiga atau *v-corrugated*. El-Sebaai et al. (2011a dan 2011b) menyatakan bahwa kolektor udara dengan plat penyerap tipe *v-corrugated* mempunyai efisiensi 11 – 14% lebih tinggi daripada kolektor dengan plat datar. Kedua kolektor yang dibandingkan merupakan kolektor dengan dua laluan. Dari simulasi numerik yang dilakukan Naphon (2009), didapatkan bahwa ujung yang lancip dari plat bergelombang memberikan peningkatan perpindahan kalor yang signifikan. Dari simulasi eksperimental, Naphon (2007) menemukan bahwa saluran dengan plat *v-corrugated* pada sebelah atas dan bawah menghasilkan peningkatan perpindahan kalor sebesar ~ 3.5 kali dari yang terjadi pada plat datar dan penurunan tekanan sebesar 1.96 kali lebih tinggi dari yang terjadi pada plat datar. Gao et al. (2007) dan Tao et al. (2007) menemukan bahwa pemanas udara tipe *cross-corrugated* mempunyai kinerja termal lebih baik dari tipe plat datar. Menurut Karim & Hawlader (2006), kolektor tipe *v-corrugated* lebih efisien 10 – 15% dari plat datar jika digunakan satu laluan dan lebih efisien 5 – 11% jika digunakan dua laluan. Dua laluan memberi peningkatan efisiensi paling tinggi jika digunakan pada kolektor plat datar dan paling sedikit di kolektor tipe *v-corrugated*. Bashria et al. (2004) menemukan bahwa kolektor tipe *v-corrugated* memiliki efisiensi lebih tinggi daripada plat datar baik dari simulasi matematis maupun dari hasil eksperimen.

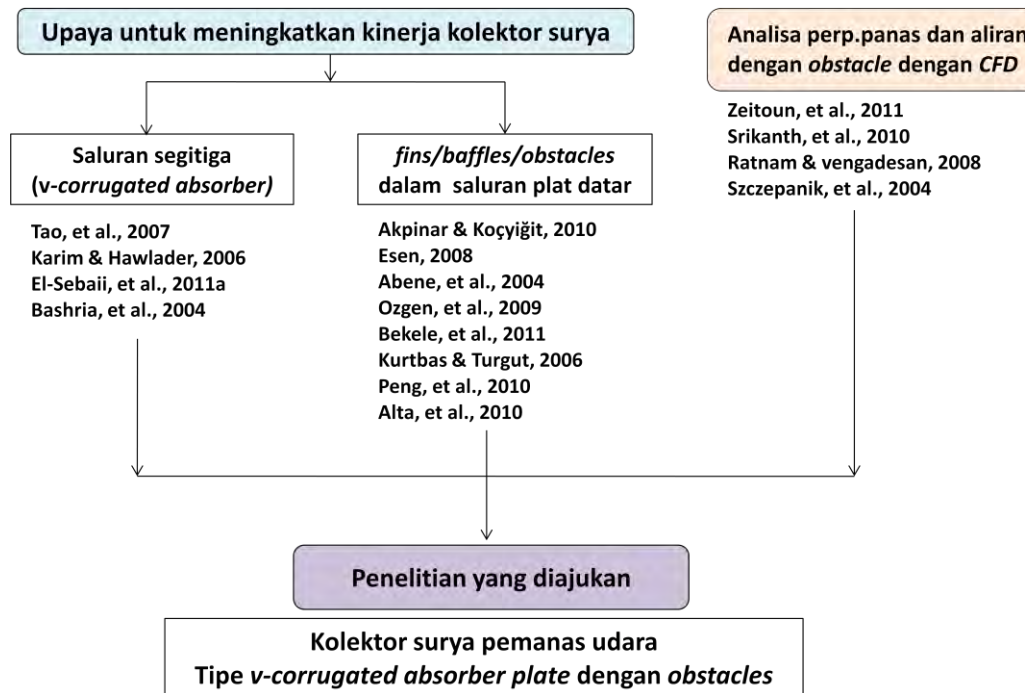
Dewasa ini banyak upaya untuk meningkatkan koefisien konveksi antara plat penyerap dengan aliran udara dengan meningkatkan turbulensi. Kumar et al. (2009), Layek et al. (2009), Bhushan & Singh (2010), dan Gupta & Kaushik (2009) memberi kekasaran buatan pada plat penyerap, baik dalam bentuk susunan kawat (*rib*) atau cekungan (*groove*) pada saluran. Penggunaan kekasaran buatan atau *turbulence promoters* pada suatu permukaan merupakan cara yang efektif untuk meningkatkan kecepatan perpindahan kalor ke fluida yang mengalir di atasnya.

Selain penambahan kekasaran buatan, modifikasi untuk meningkatkan koefisien perpindahan kalor dari plat ke udara juga dilakukan dengan menambahkan *fins* atau *baffles* atau *obstacles*. Para peneliti membandingkan pemanas udara tanpa *obstacle* dengan yang diberi

*obstacle*. Akpınar & Koçyiğit (2010) meneliti pemanas udara dengan *obstacle* berbentuk segitiga, daun, dan empat persegi panjang yang dipasang dengan sudut  $45^\circ$  terhadap aliran. Peng et al. (2010) meneliti *obstacle* yang berbentuk *pin fin* dengan beberapa tinggi dan susunan. Hasil yang didapat adalah semakin rapat dan tinggi fin, maka efisiensi semakin tinggi. Bekele et al. (2011) meneliti *obstacle* berbentuk segitiga yang dipasang di atas plat penyerap dengan beberapa susunan. Mereka menemukan bahwa semakin rapat dan tinggi *obstacle* segitiga semakin tinggi efisiensi kolektor. Ho et al. (2009) meneliti fin yang dipasang di atas dan di bawah plat penyerap dengan diberi aliran *recycle*. Ozgen et al. (2009) mempelajari kinerja termal suatu pemanas udara dua laluan yang menggunakan kaleng aluminium sebagai *obstacle* dengan dua susunan berbeda. Alta et al. (2010) meneliti pengaruh fin dan jumlah kaca penutup pada suatu kolektor surya pemanas udara. Esen (2008) membandingkan pemanas udara beberapa laluan dengan tiga macam *obstacles*, yaitu segitiga lurus, segitiga ditekuk horisontal di bagian ujung, dan gabungan persegi panjang dengan segitiga yang ditekuk horisontal. Romdhane (2007) meneliti penambahan baffle dengan bentuk delta, persegi panjang yang dipasang searah dan tegak lurus aliran, serta warna cat plat penyerap. Karsli (2007) meneliti *obstacle* berupa fin yang dipasang dengan dua macam sudut dan pipa tembaga. Abene et al. (2004) meneliti *obstacle* yang berbentuk *ogival transverse* (OT), *ogival inclined folded* (OIF1), *waisted tube* (WT), *waisted delta lengthways* (WDL1), *waisted ogival lengthways* (WOL1), and *transverse-longitudinal obstacles* (TL). Kurtbas & Turgut (2006) melakukan penelitian pada kolektor udara dengan fin yang panjang dan fin kecil-kecil dengan total luasan yang sama. Mereka menemukan bahwa fin yang kecil-kecil menghasilkan efisiensi lebih tinggi. Semua penelitian dengan menambahkan *obstacle* ini terbukti dapat meningkatkan koefisien perpindahan kalor antara plat penyerap dengan udara.

Penelitian terkait *v-corrugated absorber plate* dan penambahan *obstacle* dalam saluran plat datar dapat dilihat pada Gambar 1.2.





Gambar 1.2 *Road-map* penelitian terkait kolektor surya yang diteliti.

## 1.2 Perumusan masalah

Kolektor surya pemanas udara mempunyai kinerja, yang meliputi efisiensi dan kenaikan temperatur, yang rendah dibanding pemanas air. Dari penelitian-penelitian terdahulu, ada dua temuan yang belum digabungkan yang sebenarnya memberikan peluang dapat meningkatkan perpindahan kalor dari plat penyerap ke aliran udara dalam kolektor surya pemanas udara. Dua temuan tersebut adalah 1) penggunaan saluran berpenampang segitiga atau *v-corrugated absorber plate* yang telah terbukti dapat meningkatkan kinerja kolektor dibandingkan kolektor saluran plat datar, 2) penambahan kekasaran buatan, *fins* atau *baffles* atau *obstacles* yang telah terbukti dapat meningkatkan perpindahan kalor konveksi dalam kolektor plat datar.

Hingga saat ini, belum ada penelitian yang dilakukan pada kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis *v-corrugated* yang diberi *obstacle* di atas plat bawah saluran.

Penambahan *obstacle* yang mampu meningkatkan perpindahan kalor konveksi, mempunyai efek negatif yaitu menghambat aliran dan menyebabkan penurunan tekanan yang lebih besar. Penurunan tekanan yang lebih besar membawa akibat diperlukan tenaga pendorong aliran yang lebih besar. Hal ini tidak diharapkan dalam suatu kolektor surya pemanas udara.

### 1.3 Tujuan dan manfaat penelitian

Berangkat dari masalah yang ada dilakukan penelitian pada kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis *v-corrugated* yang diberi *obstacle* di atas plat bawah saluran.

Penelitian dilakukan dengan tujuan untuk mempelajari pengaruh penambahan dan penekukan *obstacle* dalam perpindahan kalor konveksi dari plat penyerap ke aliran udara di bawahnya dan penurunan tekanan yang terjadi dalam suatu kolektor surya pemanas udara, yang meliputi:

- Menganalisa pengaruh penambahan dan penekukan *obstacle* terhadap kinerja kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis *v-corrugated*. Kinerja kolektor surya meliputi: efisiensi, kenaikan temperatur udara, dan penurunan tekanan.
- Mendapatkan struktur aliran yang berupa vektor maupun kontur kecepatan atau *streamline* aliran untuk mengetahui terjadinya separasi dan vortex yang mempengaruhi perpindahan kalor dan penurunan tekanan aliran, serta kontur temperatur untuk mengetahui distribusi kalor yang ditransfer dari plat penyerap ke udara dengan adanya penambahan dan penekukan *obstacle* dalam aliran.
- Mendapatkan hubungan empiris antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds dan Prandtl untuk aliran dengan konfigurasi *obstacle* yang memberikan kinerja kolektor terbaik.

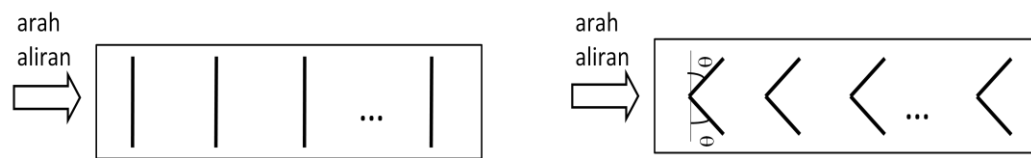
Manfaat dari penelitian ini adalah:

- Hasil penelitian ini dapat dimanfaatkan sebagai panduan dalam merancang suatu kolektor surya pemanas udara agar menghasilkan kinerja yang baik.
- Meskipun penelitian dilakukan di dalam suatu kolektor surya, namun hasil penelitian ini dapat diterapkan pada semua peralatan yang melibatkan perpindahan kalor konveksi dalam fluida gas dengan geometri saluran dan *obstacle* yang serupa.

### 1.4 Hipotesa

Dengan penambahan *obstacles*, turbulensi dalam aliran akan meningkat. Hal ini mengakibatkan perpindahan kalor dari plat penyerap ke aliran udara lebih tinggi tetapi menyebabkan penurunan tekanan aliran lebih besar. Mengingat kinerja suatu kolektor surya atau penukar kalor bukan hanya kemampuan untuk bertukar kalor, maka penurunan tekanan aliran

perlu mendapat perhatian juga. Untuk mengurangi penurunan tekanan ini, maka dilakukan penekukan *obstacle* dalam arah vertikal.



Gambar 1.3 Penekukan *obstacle* dalam arah vertikal.

Dengan menekuk *obstacle* secara vertikal seperti terlihat pada Gambar 1.3, turbulensi akan berkurang dibandingkan jika *obstacle* tidak ditekuk sehingga perpindahan kalor konveksi juga akan berkurang. Dalam penelitian ini akan didapatkan sudut tekuk optimal yang memberikan kinerja kolektor terbaik, dari segi perpindahan kalor dan penurunan tekanan aliran.

### 1.5 Kontribusi

Penelitian yang telah banyak dilakukan adalah pada kolektor surya dengan plat datar. Masih sangat sedikit penelitian dengan menggunakan plat penyerap jenis *v-corrugated*. Sementara kinerja kolektor surya dengan plat *v-corrugated* ditemukan para peneliti lain lebih baik daripada plat datar.

Penelitian terkait penambahan *obstacle* saat ini baru terbatas pada kolektor jenis plat datar. Belum ada penelitian yang menambahkan *obstacle* pada kolektor dengan plat penyerap *v-corrugated*.

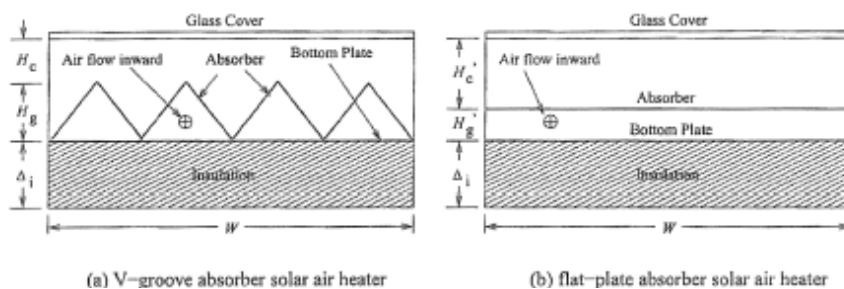
Penelitian ini menggabungkan penambahan *obstacle* pada kolektor surya dengan plat penyerap jenis *v-corrugated*. Selain itu, juga diteliti penekukan *obstacle* dalam arah vertikal. Dengan demikian, penelitian ini mampu menghasilkan pengetahuan bagaimana *obstacle* dapat meningkatkan kinerja kolektor surya dan pengaruh dari penekukannya. Di samping itu, penelitian ini juga dimaksudkan untuk mendapatkan suatu persamaan empiris antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds dan Prandtl untuk aliran dengan konfigurasi *obstacle* yang memberikan kinerja kolektor terbaik.

## Bab 2. KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

Kajian pustaka dilakukan terkait dengan penelitian terdahulu yang berupaya untuk meningkatkan perpindahan kalor konveksi dengan menggunakan plat penyerap jenis *v-corrugated* dan penambahan *fin*, *baffle*, dan *obstacle* seperti ditunjukkan pada Gambar 1.2.

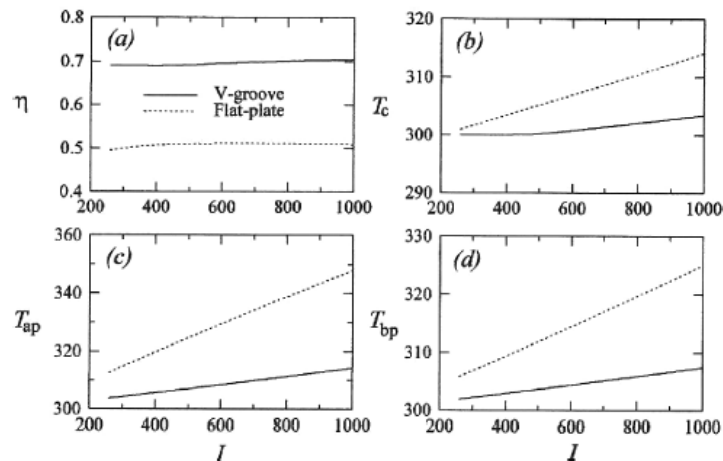
### 2.1 Kajian Penelitian Terdahulu Terkait Plat Penyerap Jenis *V-corrugated*

Tao et al. (2007) melakukan kajian teoritis untuk mengetahui pengaruh beberapa parameter terhadap kinerja kolektor surya. Kolektor surya yang dikaji berupa plat datar dan plat *v-corrugated* dengan skema seperti ditunjukkan pada Gambar 2.1. Parameter yang diteliti adalah panjang kolektor  $L$ , tinggi *v-corrugated*  $H_g$ , celah antara kaca penutup dengan ujung plat *v-corrugated*  $H_c$ , emisivitas terhadap radiasi dari plat penyerap  $\varepsilon_{ap}$ , plat bawah  $\varepsilon_{bp}$ , pengaruh intensitas radiasi  $I$ , laju aliran massa udara  $m_f$ , dan temperatur udara masuk  $T_{fi}$ . Asumsi yang digunakan dalam perhitungan adalah: a) kinerja termal kolektor dianggap *steady state*, b) penurunan temperatur melalui kaca penutup, plat penyerap, dan plat bawah dapat diabaikan, c) perpindahan kalor melalui isolator hanya dalam arah tegak lurus aliran udara, d) langit dianggap sebagai *blackbody*, e) kalor yang hilang dari permukaan depan dan belakang dianggap ke temperatur lingkungan yang sama, f) komponen kolektor dianggap tidak menyimpan kalor, g) temperatur komponen kolektor dan temperatur rata-rata udara dalam saluran dianggap seragam, h) tidak ada kebocoran udara, dan i) temperatur udara yang mengalir dianggap hanya berubah dalam arah aliran.



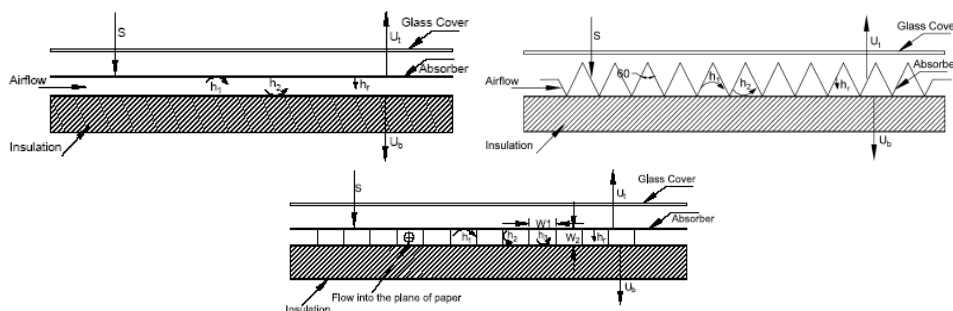
Gambar 2.1 Beberapa parameter geometri kolektor surya (Tao, et al., 2007).

Mereka menemukan bahwa pada semua parameter yang divariasikan, kolektor surya jenis *v-groove absorber* (atau *v-corrugated absorber*) menghasilkan kinerja termal lebih baik dibandingkan kolektor plat datar, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.2. Dari kajiannya, Tao et al. menyatakan bahwa kinerja termal dapat ditingkatkan dengan menggunakan saluran lebih sempit atau saluran segitiga yang lebih kecil.

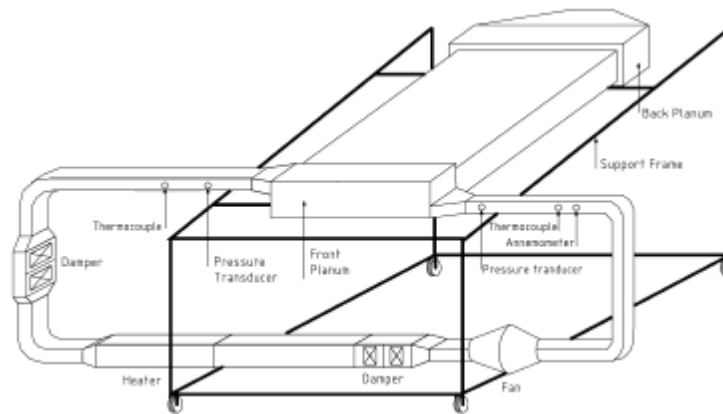


Gambar 2.2 Pengaruh intensitas radiasi terhadap efisiensi dan temperatur beberapa komponen kolektor (Tao, et al., 2007).

Karim & Hawlader (2006) meneliti kinerja kolektor surya pemanas udara jenis plat datar, kolektor dengan fin di atas plat penyerap, dan kolektor dengan *v-corrugated absorber plate* secara eksperimen dan teoritis. Gambar skema ketiga kolektor yang diuji dapat dilihat pada Gambar 2.3. Pengujian dilakukan dengan membuat temperatur udara masuk dan kecepatan aliran udara konstan serta mengikuti standart ASHRAE 93 – 97 saat pengukuran, yaitu: intensitas radiasi surya lebih dari  $630 \text{ W/m}^2$  dengan fluktuasi kurang dari  $50 \text{ W/m}^2$ , dan kecepatan angin lebih rendah dari  $4,5 \text{ m/s}$ . Kolektor juga diuji dalam aliran *double-pass*. Skema pengujian dapat dilihat pada Gambar 2.4.

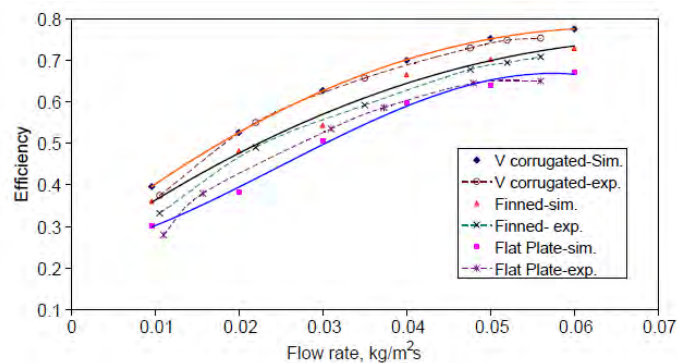


Gambar 2.3 Tiga kolektor surya yang diteliti (Karim & Hawlader, 2006).



Gambar 2.4 Skema pengujian kolektor surya (Karim & Hawlader, 2006).

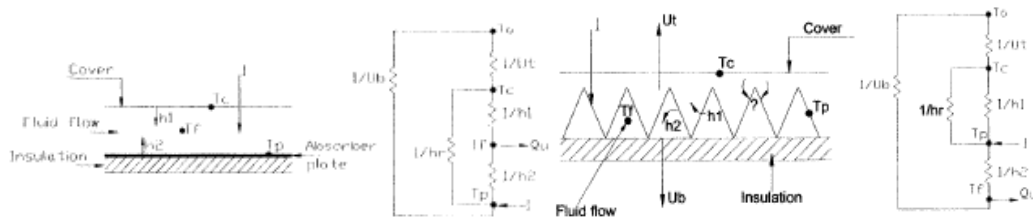
Dari penelitian yang telah dilakukan untuk banyak kondisi di Singapore, Karim & Hawlader menyampaikan bahwa efisiensi kolektor *v-corrugated* terbukti yang tertinggi dan efisiensi plat datar terendah, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.5. Hasil simulasi dan eksperimen membuktikan bahwa kolektor *v-corrugated* mempunyai efisiensi 10 – 15% lebih tinggi dari plat datar dan 5 – 9 % lebih dari kolektor fin. Penggunaan aliran *double-pass* menyebabkan peningkatan efisiensi terbesar pada kolektor plat datar dan paling tidak berpengaruh pada kolektor *v-corrugated*.



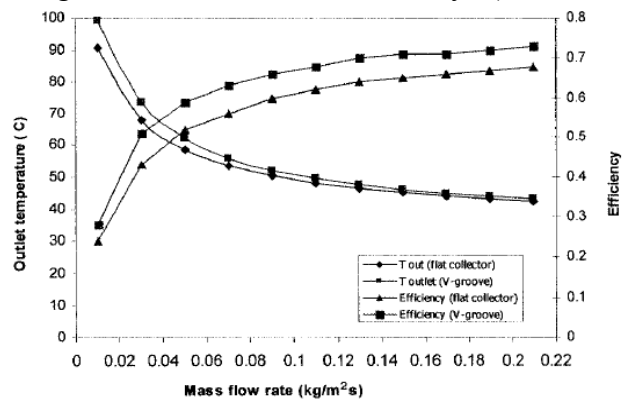
Gambar 2.5 Perbandingan efisiensi ketiga kolektor surya (Karim & Hawlader, 2006).

Bashria, et al. (2004) mengusulkan perhitungan matematis untuk memperkirakan efisiensi termal dan kenaikan temperatur udara ketika melalui kolektor surya dengan bentuk plat datar dan *v-groove* penyerap seperti ditunjukkan pada Gambar 2.6. Dari hasil perhitungan yang telah bersesuaian dengan hasil eksperimen, Bashria, et al. menyampaikan bahwa kolektor surya

dengan plat penyerap jenis *v-groove* mempunyai kinerja lebih baik daripada kolektor plat datar seperti ditunjukkan pada Gambar 2.7.



Gambar 2.6 Rangkaian termal dari kolektor surya (Bashria, et al., 2004).



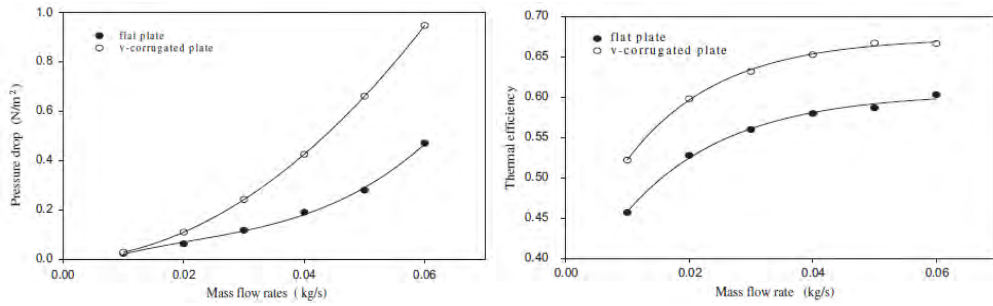
Gambar 2.7 Perbandingan efisiensi dan temperatur udara ke luar pada berbagai laju aliran massa untuk kolektor plat datar dan *v-groove* (Bashria, et al., 2004).

El-Sebaai, et al. (2011a) meneliti kolektor surya pemanas udara jenis *double pass* dengan plat datar (DPFPSAH) dan *double pass* dengan plat *v-corrugated* (DPVCPSAH) secara teoritis dan eksperimen. Skema kedua kolektor tersebut ditunjukkan pada Gambar 2.8. Perhitungan teoritis dilakukan untuk memprediksi pengaruh laju aliran massa udara terhadap penurunan tekanan dan efisiensi termal kedua jenis kolektor. Perhitungan menggunakan beberapa asumsi, yaitu: a) kaca penutup, plat penyerap dan plat bawah serta isolator termal dianggap tidak menyimpan kalor, b) tidak ada beda temperatur dalam arah ketebalan kaca penutup, plat penyerap, dan plat bawah, sehingga temperatur kaca dan semua plat sama, c) tidak ada kebocoran udara, dan d) temperatur udara yang mengalir dianggap hanya berubah dalam arah aliran.

Hasil perhitungan dari model analitis yang dibangun dibandingkan dengan hasil eksperimen. Eksperimen hanya dilakukan pada satu laju aliran massa yaitu 0.0203 kg/s. Peralatan eksperimen yang digunakan El-Sebaai, et al. dapat dilihat pada Gambar 2.9.



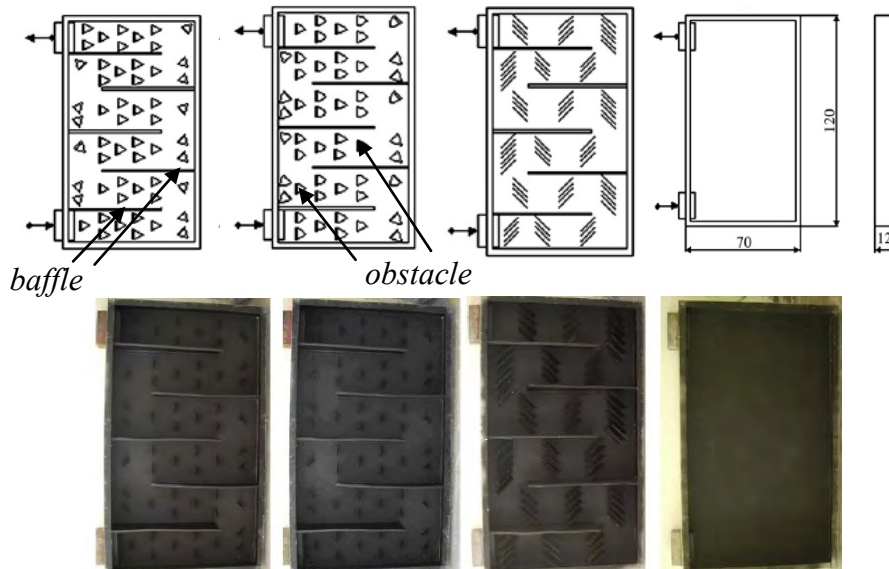




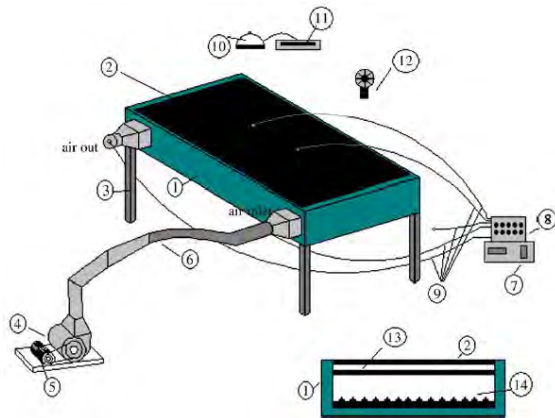
Gambar 2.11 Kinerja DPFPSAH dan DPCVPSAH (El-Sebaei, et al., 2011a).

## 2.2 Kajian Penelitian Terdahulu Terkait Penambahan *Fins* atau *Baffles* atau *Obstacles*

Akpinar & Koçyiğit (2010) melakukan penelitian terhadap kinerja kolektor surya dengan beberapa *obstacle* (type I, type II, dan type III) dan tanpa *obstacle* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.12. Kolektor type I diberi *obstacle* bentuk segitiga dengan ukuran 5 x 5 cm dengan interval antar *obstacle* 10 cm dan jarak antar baris 3.5 cm. Kolektor type II diberi *obstacle* bentuk daun dengan ukuran 5 x 5 cm dengan interval antar *obstacle* 10 cm dan jarak antar baris 3.5 cm. Kolektor type III diberi *obstacle* bentuk persegi panjang dengan ukuran 10 x 10 cm dengan interval 2.5 cm dan sudut 45°. Kolektor type IV adalah kolektor plat datar biasa tanpa *obstacle*.



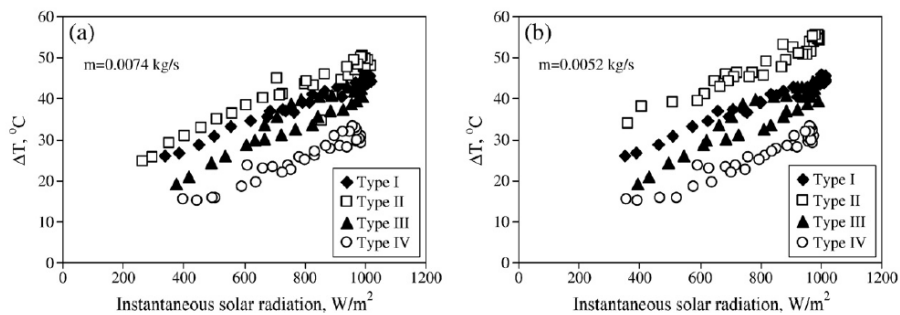
Type I (segitiga) Type II (daun) Type III (segiempat) tanpa *obstacle*  
Gambar 2.12 Jenis *obstacle* dan *baffle* (Akpinar & Koçyiğit, 2010).



- 1) collector box, 2) glass cover, 3) foot, 4) fan, 5) fan engine, 6) connection pipe, 7) channel selector, 8) digital thermometer, 9) thermocouples, 10) pyranometer, 11) pyranometer recorder, 12) anemometer, 13) absorber plate (copper plate that's been painted black), 14) absorber plate with *obstacle*

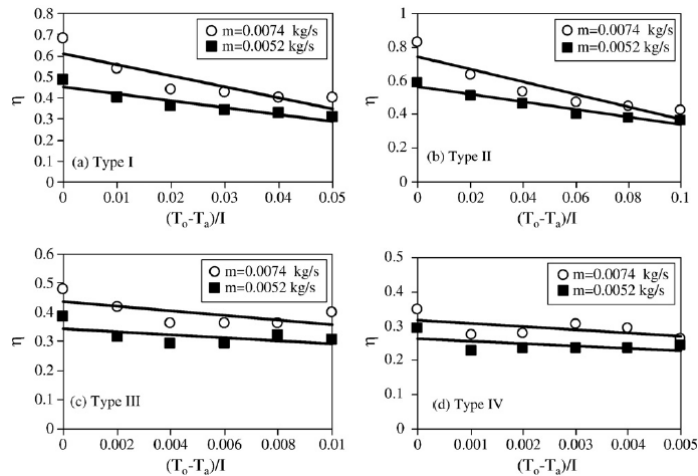
Gambar 2.13 Skema peralatan untuk pengujian kolektor dengan *obstacle* dan *baffle* (Akpınar & Koçyiğit, 2010).

Skema peralatan selama pengujian yang digunakan Akpınar & Koçyiğit seperti terlihat pada Gambar 2.13. Akpınar & Koçyiğit melakukan penelitian dengan laju aliran massa 0.0074 kg/s dan 0.0052 kg/s pada kolektor plat datar. Kenaikan temperatur udara melintasi kolektor yang didapatkan Akpınar & Koçyiğit ditunjukkan pada Gambar 2.14 dan efisiensi termal dari keempat kolektor pada Gambar 2.15.



Gambar 2.14 Kenaikan temperatur terhadap radiasi pada dua laju aliran udara (Akpınar & Koçyiğit, 2010).

Dari Gambar 2.14 didapat bahwa kenaikan temperatur udara saat mengalir di atas plat yang diberi *obstacle* type I hingga IV adalah: 45.9, 50.5, 44.1, dan 33.1 °C untuk kecepatan aliran 0.0074 kg/s dan 47.4, 55.4, 48.5, dan 38.3°C untuk kecepatan aliran 0.0052 kg/s. Dari data ini tampak bahwa *obstacle* dengan type II memberikan perpindahan kalor lebih tinggi. Demikian pula dengan efisiensi kolektor tipe II lebih tinggi daripada kolektor tipe lain untuk parameter  $(T_o - T_a) / I$  yang sama, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.15.

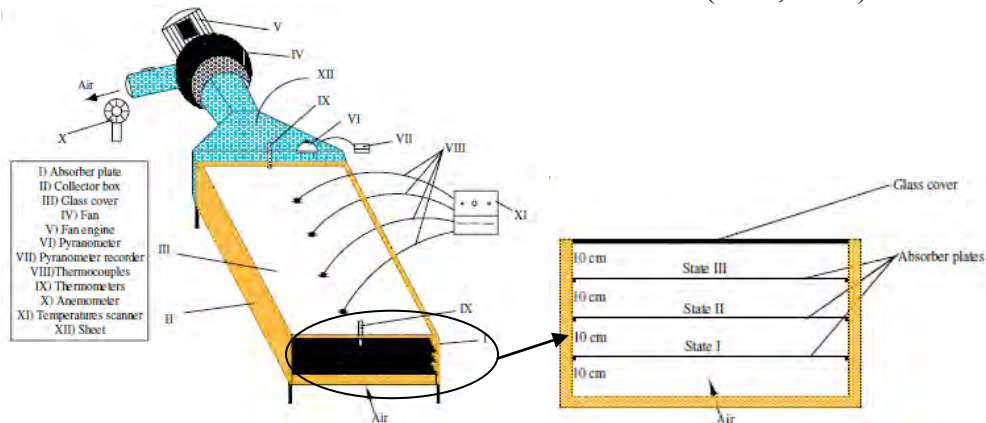


Gambar 2.15 Perbandingan efisiensi empat kolektor surya (Akpinar & Koçyiğit, 2010).

Upaya yang dilakukan Esen (2008) untuk meningkatkan perpindahan kalor dalam suatu kolektor surya adalah dengan menambahkan *obstacle* dengan berbagai bentuk seperti terlihat pada Gambar 2.16. Peralatan eksperimen yang digunakan seperti ditunjukkan pada Gambar 2.17.



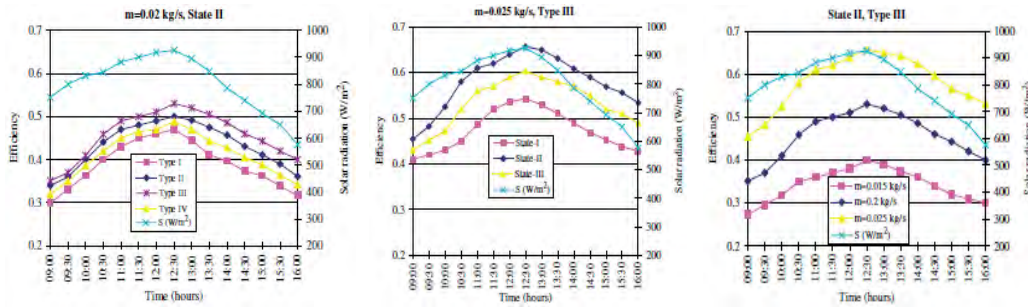
Gambar 2.16 Jenis *obstacle* lurus dan ditekuk (Esen, 2008).



Gambar 2.17 Susunan peralatan eksperimen dengan *obstacle* lurus dan ditekuk (Esen, 2008).

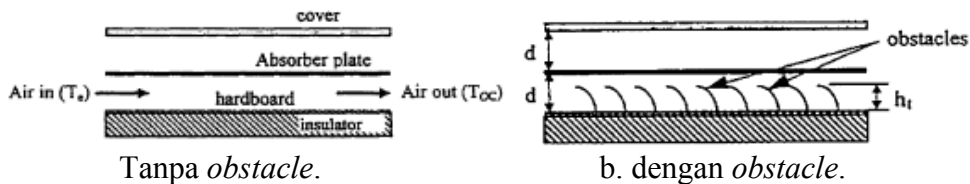
Efisiensi tertinggi dicapai kolektor dengan *obstacle* Type III, dengan aliran paling optimal di State II dan laju aliran massa paling besar, seperti

ditunjukkan pada Gambar 2.18. Hikmet Esen juga menemukan bahwa irreversibilitas tertinggi terjadi pada plat yang tidak menggunakan *obstacle*.

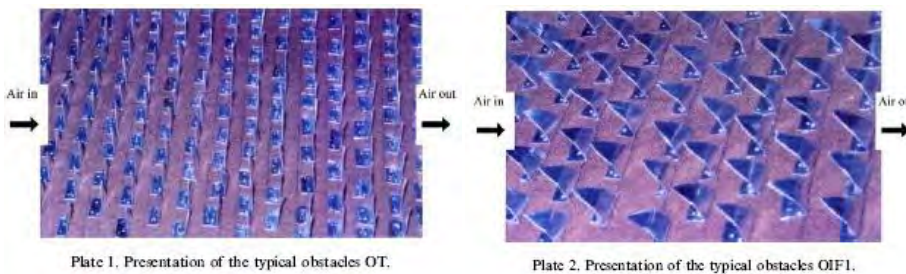


Gambar 2.18 Efisiensi kolektor dengan beberapa jenis *obstacle*, letak saluran, dan laju aliran massa (Esen, 2008).

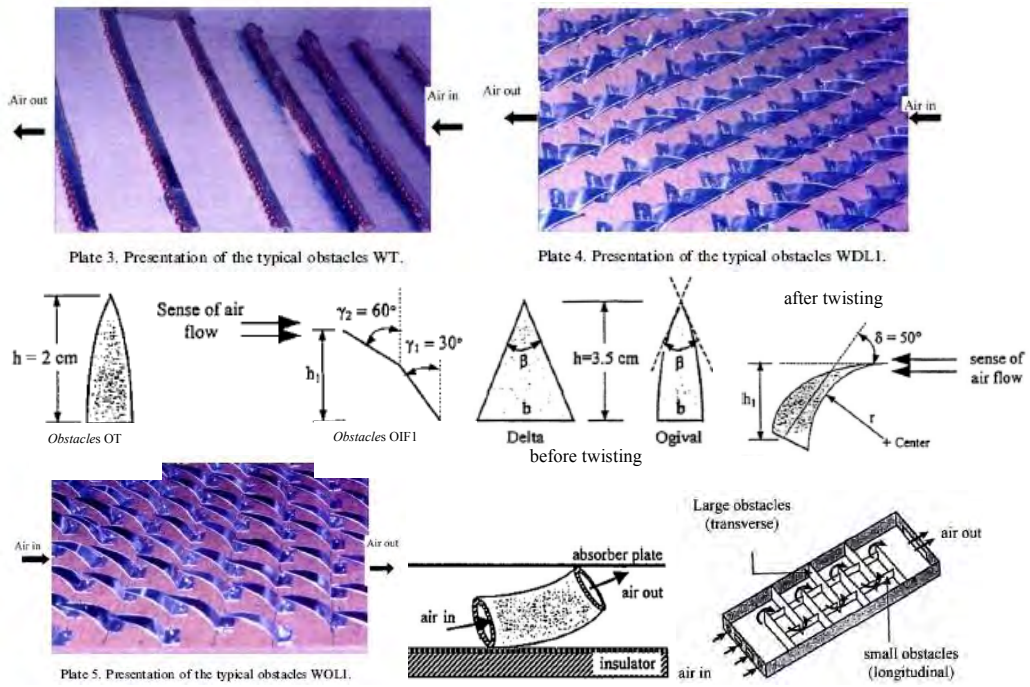
Abene et al. (2004) meneliti pengaruh penggunaan *obstacle*, yang dipasang seperti ditunjukkan pada Gambar 2.19, terhadap kinerja kolektor surya pemanas udara. Kolektor yang diteliti adalah: tanpa *obstacle* (WO), *obstacle* bentuk *ogival transverse* (OT), bentuk *ogival* yang ditekuk miring (OIF1), pipa dibengkokkan (WT), delta dibengkokkan (WDL1), *ogival* dibengkokkan (WOL1), dan bentuk *transverse-longitudinal* (TL) seperti ditunjukkan pada Gambar 2.20.



Tanpa *obstacle*. b. dengan *obstacle*.  
Gambar 2.19 Kolektor surya plat datar dengan dan tanpa *obstacle* (Abene, et al., 2004).

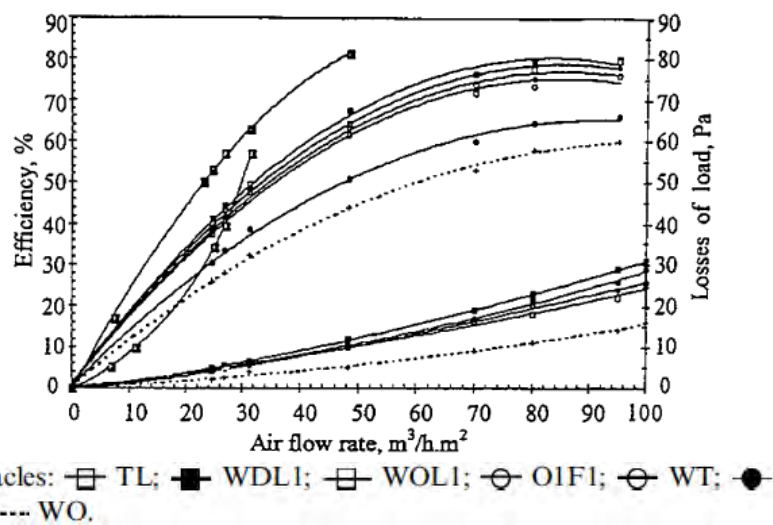






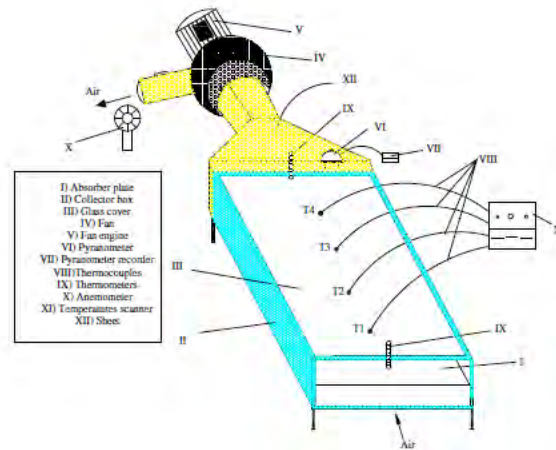
Gambar 2.20 Tujuh bentuk *obstacle* (Abene, et al., 2004).

Dari penelitian yang dilakukan, Abene et al. menyampaikan bahwa kolektor surya dengan *obstacle* jenis TL dan WDL1 memberikan peningkatan efisiensi dan kenaikan temperatur yang signifikan dibandingkan kolektor tanpa *obstacle* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.21. Demikian pula dengan waktu pengeringan yang menjadi lebih singkat dengan penambahan *obstacle* TL dan WDL1.



Gambar 2.21 Efisiensi kolektor dengan berbagai *obstacle* (Abene, et al., 2004).

Ozgen et al. (2009) menggunakan peralatan uji seperti terlihat pada Gambar 2.22 a) dan kaleng aluminium sebagai *obstacle* yang dipasang di atas dan di bawah plat penyerap seperti terlihat pada Gambar 2.22 b).



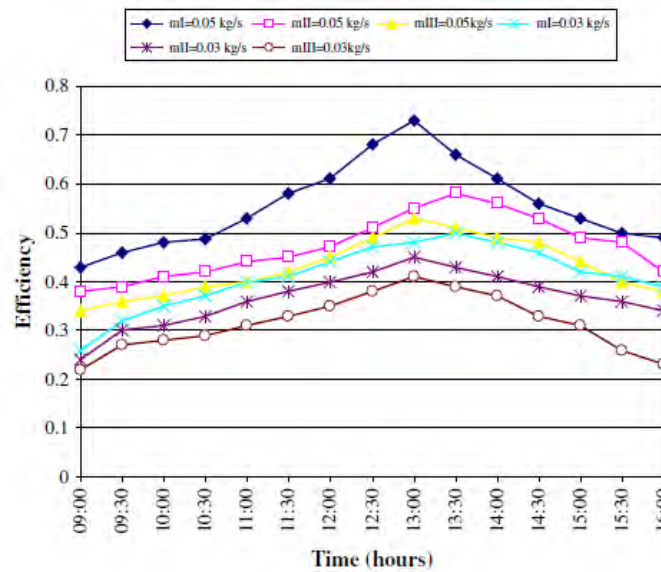
a) Skema peralatan uji



b) *Obstacle* yang digunakan di atas dan bawah plat penyerap



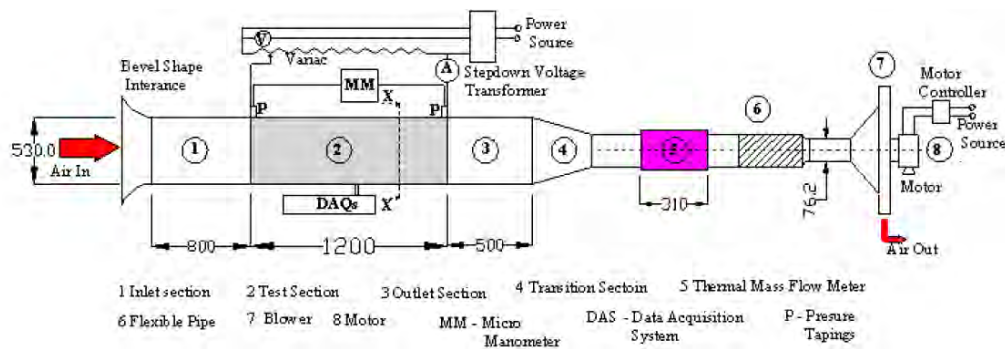
c) Susunan *obstacle* yang disusun *staggered* dan sebaris  
Gambar 2.22 Peralatan uji dan *obstacle* yang disusun dengan dua konfigurasi  
(Ozgen, et al., 2009).



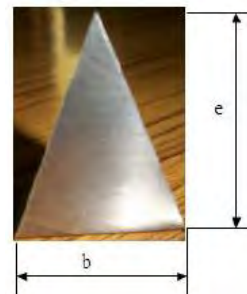
Gambar 2.23 Peralatan uji dan *obstacle* yang disusun dengan dua konfigurasi (Ozgen, et al., 2009).

Dari Gambar 2.23 terlihat bahwa kolektor dengan laju aliran yang besar (0.05 kg/s) memberikan efisiensi lebih tinggi daripada yang rendah (0.03 kg/s). Kolektor tipe I (diberi *obstacle* kaleng aluminium yang disusun *staggered*) memberikan efisiensi lebih tinggi daripada tipe II (diberi *obstacle* kaleng aluminium yang disusun sebaris) dan kolektor tipe III (tanpa *obstacle* kaleng) yang paling rendah. Hasil ini konsisten untuk kedua laju aliran massa udara yang dipakai. Kolektor dengan aliran dua laluan mempunyai efisiensi lebih tinggi dari yang satu laluan.

Bekele, et al. (2011) melakukan eksperimen untuk mengetahui pengaruh *obstacle* bentuk delta yang dipasang di atas plat penyerap dalam kolektor surya pemanas udara seperti terlihat pada Gambar 2.24. Rasio penampang (*aspect ratio*) saluran yang digunakan 6:1. Eksperimen dilakukan untuk aliran dengan bilangan Reynolds antara 3400 hingga 27600, dengan jarak longitudinal antar *obstacle* ( $P_l/e$ ) divariasikan antara  $3/2$  hingga  $11/2$ , dan ketinggian *obstacle* relatif terhadap tinggi saluran ( $e/H$ ) divariasikan dari 0.25 hingga 0.75. Sedang jarak transversal ( $P_t/e$ ) dijaga konstan sebesar  $7/3$  dan aliran mengenai *obstacle* secara tegak lurus.

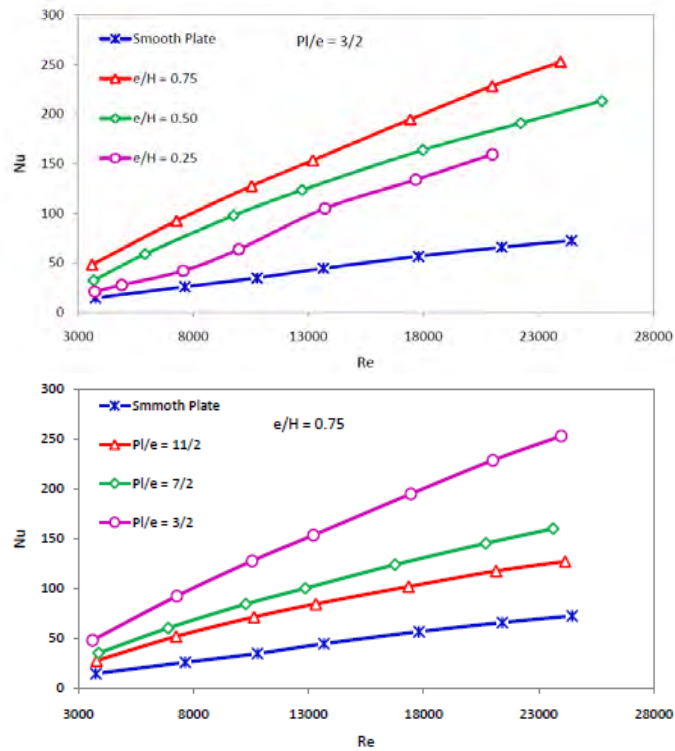


a) Skema peralatan eksperimen

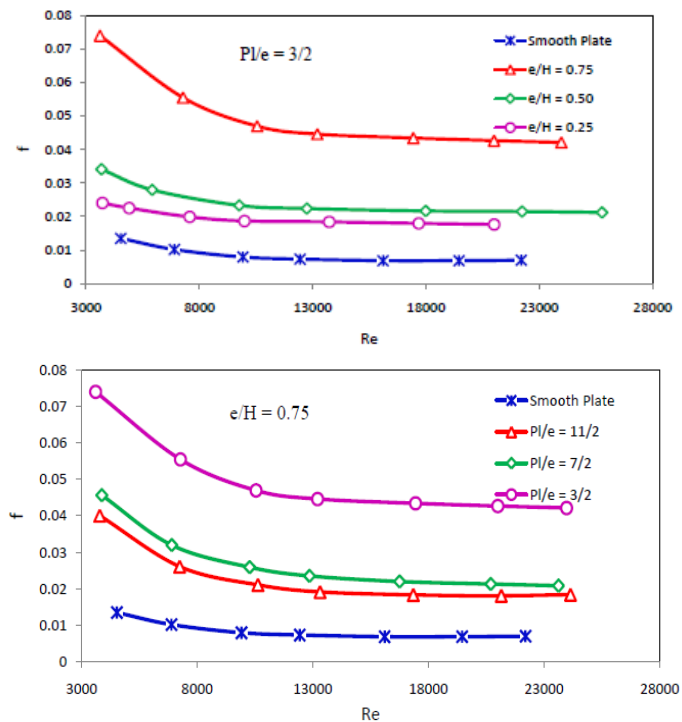
b) *Obstacle* dipasang di atas platc) dimensi *obstacle*Gambar 2.24 Skema peralatan eksperimen dan peletakan *obstacle* bentuk delta (Bekele, et al., 2011).

Dari Gambar 2.25 dan Gambar 2.26 terlihat bahwa semakin rapat jarak antar *obstacle* (semakin kecil  $P_i/e$ ) dan semakin tinggi *obstacle* (semakin besar  $e/H$ ) semakin besar nilai bilangan Nusselt dan koefisien gesekan aliran ketika bilangan Reynolds aliran meningkat. Hal ini berarti perpindahan kalor konveksi dan koefisien gesekan meningkat dengan kenaikan laju aliran udara yang mengalir dalam kolektor. Ketika rasio  $P_i/e$  terkecil, yaitu  $3/2$ , dan rasio  $e/H$  terbesar, yaitu  $0.75$ , bilangan Nusselt dan koefisien friksi aliran mencapai nilai tertinggi seperti ditunjukkan pada Gambar 2.25 dan Gambar 2.26.





Gambar 2.25 Bilangan Nusselt sebagai fungsi bilangan Reynolds pada beberapa jarak antara dan ketinggian *obstacle* (Bekele, et al., 2011).

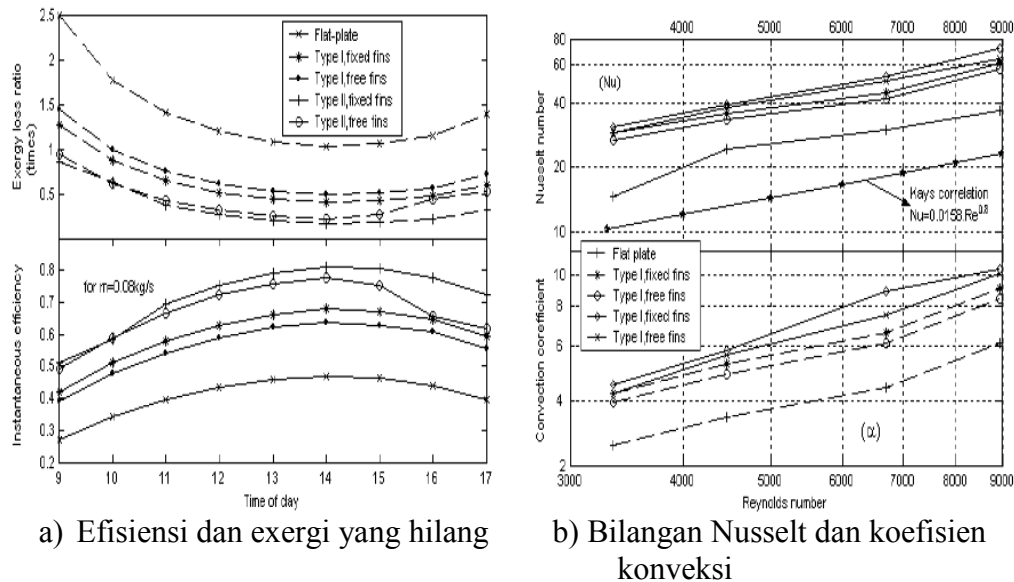


Gambar 2.26 Koefisien gesekan aliran sebagai fungsi bilangan Reynolds pada beberapa jarak antara dan ketinggian *obstacle* (Bekele, et al., 2011).

Kurtbas & Turgut (2006) meneliti pengaruh *fin* yang dipasang dengan dua model, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.27. Di samping kedua model *fin*, Kurtbas juga meneliti *fin* yang dipasang tetap dan yang dapat bergerak. Percobaan dilakukan pada bulan Mei dan Juni di Elazığ, Turkey. Kolektor diletakkan pada kemiringan  $37^\circ$  menghadap ke selatan.



Gambar 2.27 Model *fin* I (kiri) dan *fin* II (kanan) (Kurtbas & Turgut, 2006).

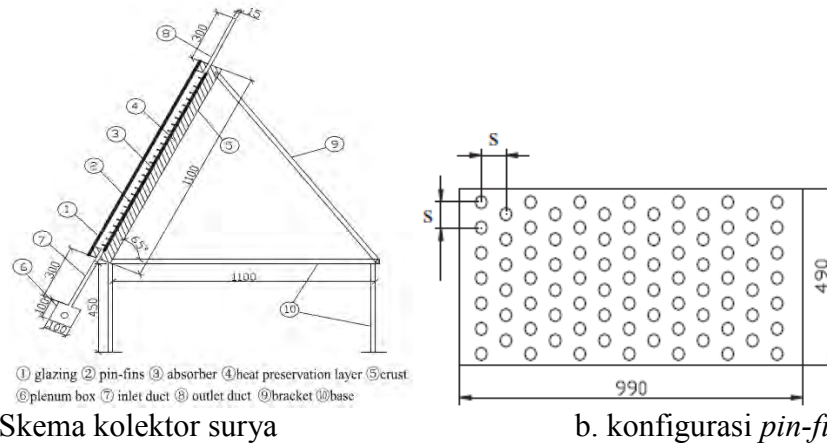


Gambar 2.28 Kinerja kolektor dengan *fin* I dan *fin* II (Kurtbas & Turgut, 2006).

Dari Gambar 2.28 terlihat bahwa *fin* type II memberikan efisiensi lebih tinggi, menghasilkan bilangan Nusselt dan koefisien konveksi lebih tinggi dibanding type I, baik untuk *fin* yang dipasang tetap (*fix*) maupun yang dapat bergerak (*free*). Hasil lain adalah bahwa kolektor *fin* yang dipasang tetap lebih efektif dibandingkan *fin* yang dapat bergerak.

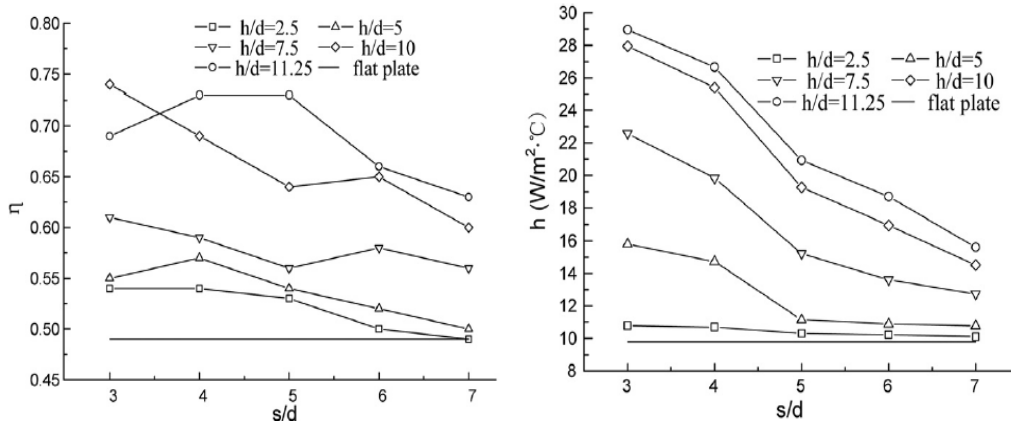
Kolektor surya yang digunakan Peng, et al. adalah jenis plat datar, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.29 a) dengan susunan *pin-fin* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.29 b). Dimensi kolektor yang mereka gunakan

adalah 1100 x 580 mm. *Pin-fin* yang digunakan terbuat dari besi dengan diameter ( $d$ ) sebesar 4 mm dengan ketinggian yang bervariasi. Peng, et al. meneliti pengaruh tinggi ( $h$ ) dan jarak antara *pin-fin* ( $s$ ), yang dinyatakan dengan  $h/d$  dan  $s/d$ , dengan lima harga untuk masing-masing  $h/d$  dan  $s/d$ .



a) Skema kolektor surya  
Gambar 2.29 Konfigurasi kolektor surya dengan *pin-fin* di atas plat penyerap (Peng, et al., 2010).

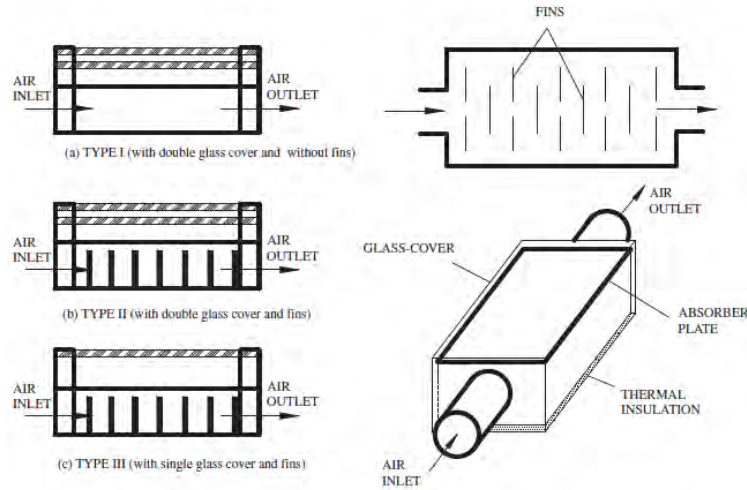
Dari Gambar 2.30, Peng, et al. mendapatkan bahwa efisiensi dan perpindahan kalor konveksi dalam kolektor meningkat dengan semakin rapatnya jarak *pin-fin* dan semakin tinggi *pin-fin* yang digunakan. Kolektor mempunyai efisiensi dan perpindahan kalor tertinggi ketika rasio jarak antar *pin-fin*,  $s/d = 3$  dan rasio tinggi *pin-fin*,  $h/d = 11.25$ .



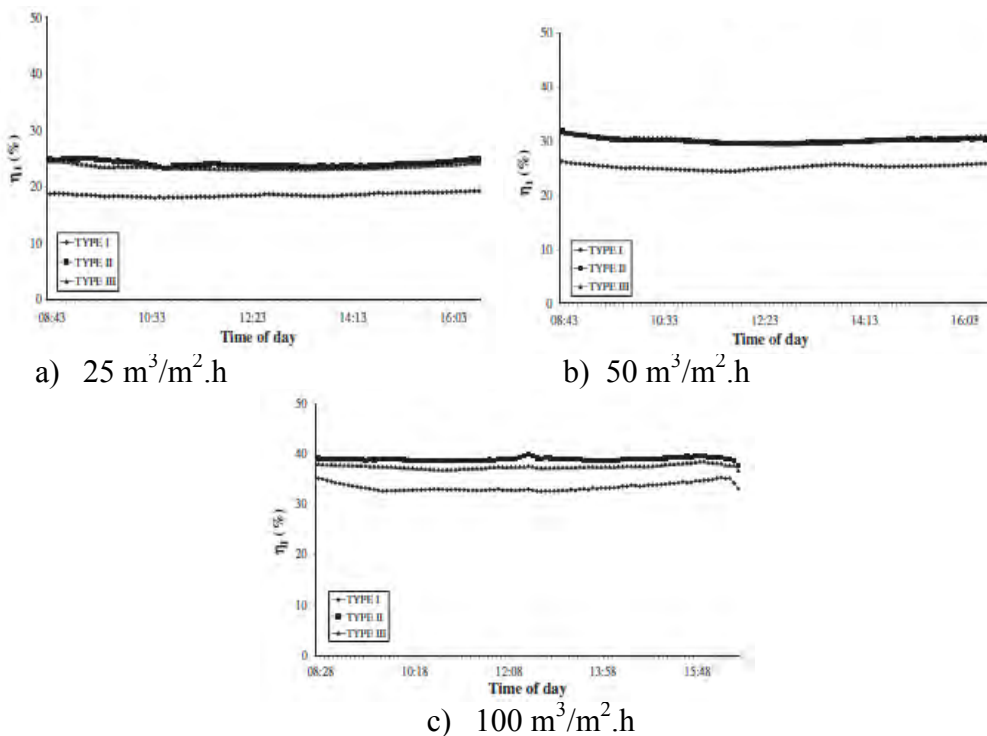
Gambar 2.30 Efisiensi dan koefisien perpindahan kalor konveksi dalam kolektor (Peng, et al., 2010).

Alta, et al. (2010) meneliti pengaruh fin dan jumlah kaca penutup pada tiga kolektor surya pemanas udara dengan skema seperti ditunjukkan pada

Gambar 2.31. Dua kolektor diberi fin (tipe II dan tipe III) dan yang lain tanpa fin (tipe I), salah satu kolektor dengan fin diberi 1 kaca penutup dan yang lain dengan 2 kaca penutup. Alta, et al. menganalisa laju energi dan exergy dari ketiga kolektor pada tiga macam laju aliran udara ( $25, 50, \text{ dan } 100 \text{ m}^3/\text{m}^2.\text{h}$ ), dengan tiga sudut kemiringan ( $0^\circ, 15^\circ, \text{ dan } 30^\circ$ ).



Gambar 2.31 Detil konstruksi kolektor Type I, II, dan III (Alta, et al., 2010).

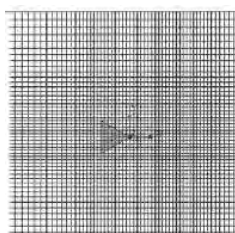


Gambar 2.32 Efisiensi kolektor yang diletakkan pada kemiringan  $0^\circ$  dengan tiga laju aliran udara (Alta, et al., 2010).

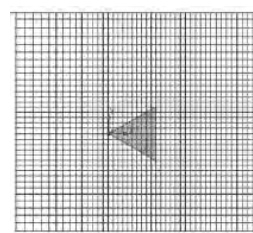
Dari Gambar 2.32, terlihat bahwa pemanas tipe II (dengan dua kaca penutup dan diberi *fin*) memberikan efisiensi paling tinggi dan beda temperatur udara masuk dan ke luar lebih tinggi daripada yang lain. Dari semua pengujian yang dilakukan, Alta, et al. menyatakan bahwa efisiensi minimum terjadi dalam kolektor tipe I (tanpa *fin*) dengan laju aliran udara terendah pada semua sudut kemiringan dan efisiensi maksimum dicapai kolektor tipe II dengan laju aliran udara tertinggi yaitu  $100 \text{ m}^3/\text{m}^2.\text{h}$  pada semua sudut kemiringan.

### 2.3 Kajian Penelitian Terdahulu Terkait CFD dan Perpindahan Kalor dan Aliran dengan *Obstacles*

Zeitoun et al. (2011) melakukan simulasi numerik dua-dimensi untuk mengetahui perpindahan kalor konveksi paksa di daerah laminar dari suatu silinder segitiga sama sisi horisontal yang dijaga isothermal dengan bilangan Reynolds kurang dari 200. Dua konfigurasi silinder yang digunakan dalam simulasi numerik dirancang dengan *mesh* seperti terlihat pada Gambar 2.33.



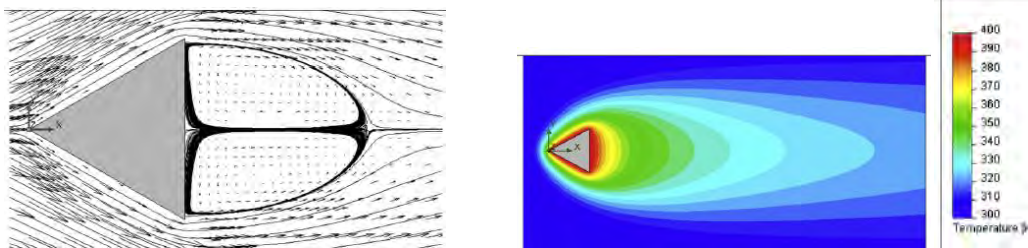
a. *Mesh* untuk aliran tegak lurus permukaan



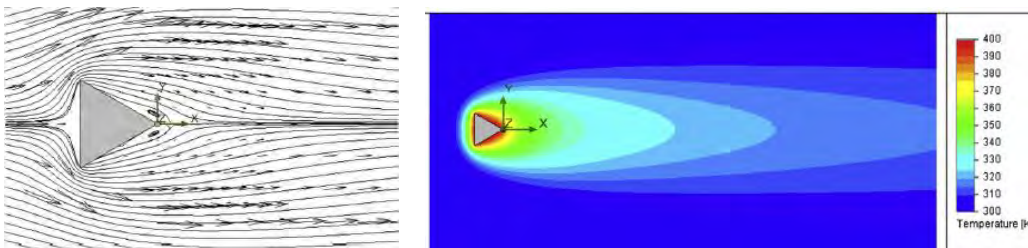
b. *Mesh* untuk aliran tegak lurus titik

Gambar 2.33 *Mesh* yang digunakan dalam simulasi numerik aliran melalui silinder segitiga (Zeitoun, et al., 2011).

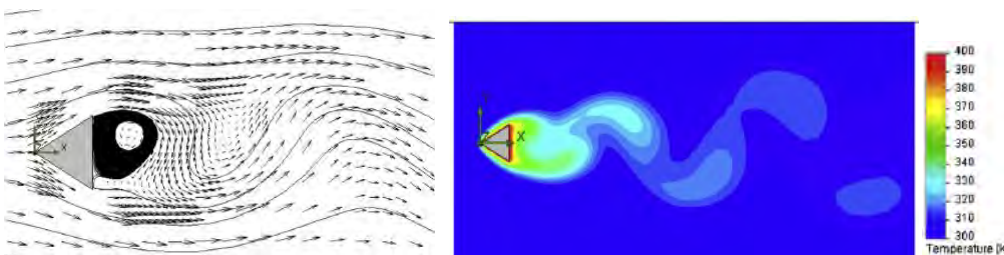
Dari simulasi tersebut, Zeitoun et al. (2011) menemukan bahwa bilangan Reynolds kritis adalah 38.03 untuk aliran tegak lurus *vertex* (Gambar 2.34 a) dan 34.7 untuk aliran tegak lurus permukaan (Gambar 2.35 a). *Blockage ratio* yang digunakan sangat rendah yaitu  $1/80$ . *Streamline* dan kontur temperatur aliran melalui silinder untuk bilangan Reynolds = 13.00 dapat dilihat pada Gambar 2.34 dan Gambar 2.35 dan bilangan Reynolds = 69.40 pada Gambar 2.36 dan Gambar 2.37.



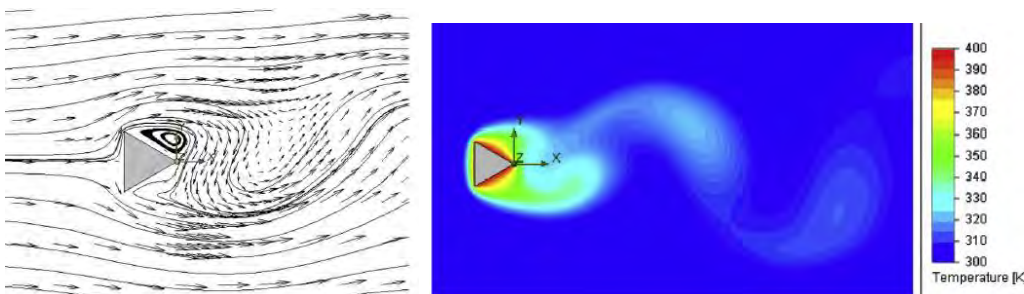
a. *Streamline* dengan vektor kecepatan  
 b. kontur temperatur  
 Gambar 2.34 Aliran tegak lurus *vertex* pada bilangan Reynolds = 13.00  
 (Zeitoun, et al., 2011).



a. *Streamline* dengan vektor kecepatan  
 b. kontur temperatur  
 Gambar 2.35 Aliran tegak lurus permukaan pada bilangan Reynolds = 13.00  
 (Zeitoun, et al., 2011).



a. *Streamline* dengan vektor kecepatan  
 b. kontur temperatur  
 Gambar 2.36 Aliran tegak lurus *vertex* pada bilangan Reynolds = 69.40.

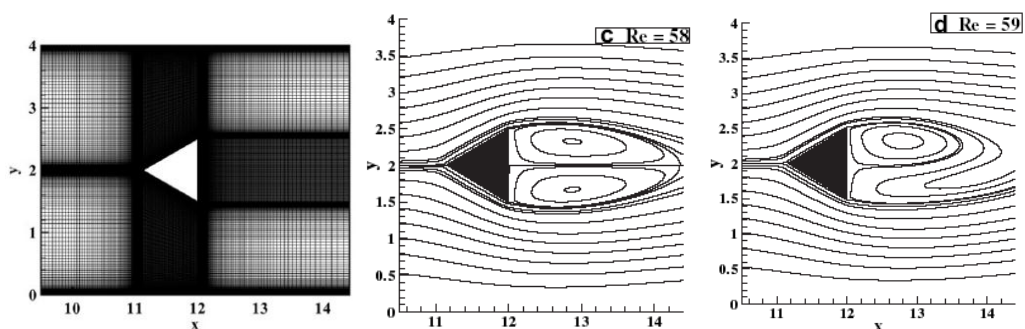


a. *Streamline* dengan vektor kecepatan  
 b. kontur temperatur  
 Gambar 2.37 Aliran tegak lurus permukaan pada bilangan Reynolds = 69.40  
 (Zeitoun, et al., 2011).



Zeitoun et al. menemukan bahwa bilangan Nusselt sebagai fungsi bilangan Reynolds untuk aliran tegak lurus *vertex* adalah  $Nu = 0.737 Re^{0.429}$  dan untuk aliran tegak lurus permukaan adalah  $Nu = 0.758 Re^{0.377}$ .

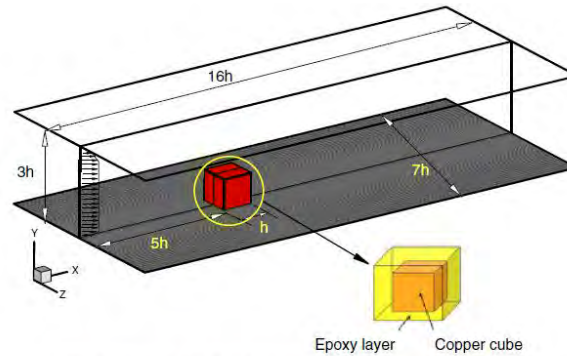
Srikanth et al. (2010) meneliti aliran dan perpindahan kalor pada prisma segitiga sama sisi yang terletak pada saluran horizontal datar dengan *blockage ratio* 0.25, bilangan Reynolds antara 1 – 80 (dengan kenaikan 5), bilangan Prandtl 0.7 secara numerik dengan *software* Fluent 6.3. Mereka menemukan bahwa bilangan Nusselt rata-rata dengan *obstacle* berbentuk segitiga sama sisi lebih besar 12.5% – 15% dibandingkan *obstacle* bentuk kotak pada bilangan Reynolds antara 5 – 45. Mereka menemukan bahwa bilangan Reynolds kritis antara 58 – 59. Domain dari simulasi numerik yang dilakukan dan *streamline* aliran pada bilangan Reynolds 58 dan 59 saat aliran mulai tidak simetri dapat dilihat pada Gambar 2.38. Bilangan Nusselt dari aliran melalui segitiga sama sisi untuk bilangan Prandtl sebesar 0.7 dan bilangan Reynolds  $10 \leq Re \leq 80$  adalah  $Nu = 1.32 + 0.17 (Re Pr)^{0.74}$ .



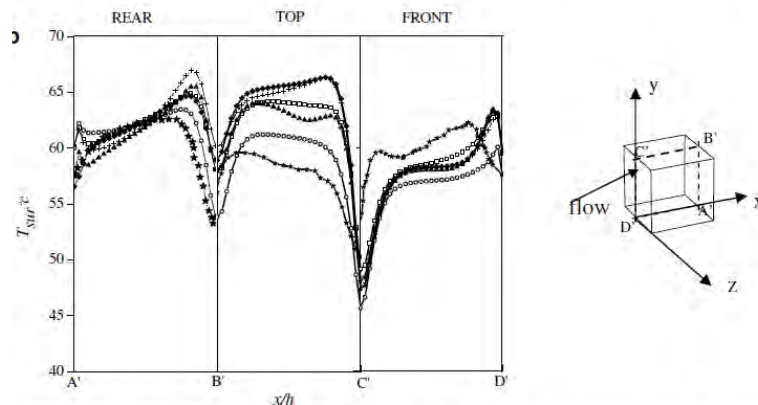
Gambar 2.38 Profil *streamline* aliran pada  $Re = 58$  dan  $59$  (Srikanth, et al., 2010).

Ratnam & Vengadesan (2008) membuat prediksi CFD dari aliran tiga dimensi yang tidak termampatkan dalam saluran plat datar dengan sebuah *obstacle* berbentuk kubus diletakkan di tengah seperti ditunjukkan pada Gambar 2.39. Mereka mencari model turbulen yang paling tepat untuk aliran yang melibatkan *recirculation*, *separation*, dan *reattachment*. Dua persamaan dari model turbulen yang mereka gunakan adalah *standard k-ε*, *low-Reynolds number k-ε*, *non-linear standard k-ε*, *standard k-ω*, dan *improved k-ω*. Hasil CFD yang memberikan prediksi terbaik adalah model *non-linear standard k-ε*

dan *improved k- $\omega$*  seperti ditunjukkan pada Gambar 2.40. Koefisien perpindahan kalor maksimum terjadi di dekat titik *reattachment* dan minimum di daerah *recirculation*.



Gambar 2.39 Skema dan domain komputasi numerik aliran melalui *obstacle* kubus (Ratnam & Vengadesan, 2008).



Gambar 2.40 Ditribusi temperatur di sekitar *obstacles* (Ratnam & Vengadesan, 2008).

Szczepanik et al. (2004) melakukan simulasi numerik untuk mengetahui perpindahan kalor dari suatu silinder dalam aliran melintang dengan model turbulen SST  $k-\omega$  dan modified  $k-\omega$ . Hasil yang didapat menunjukkan bahwa model modified  $k-\omega$  memberikan hasil prediksi yang lebih mendekati eksperimen.

## 2.4 Kolektor Surya Pemanas Udara

Kolektor surya mengubah radiasi surya menjadi kalor. Sinar radiasi matahari mula-mula menembus kaca penutup, kemudian mengenai plat *absorber* atau penyerap yang kemudian menyalurkan kalor tersebut ke fluida yang mengalir pada saluran di bawah dan/atau atas plat penyerap. Karena menerima



kalor dari plat penyerap, maka temperatur fluida mengalami kenaikan ketika ke luar dari kolektor surya. Fluida kerja dalam kolektor dapat berupa air atau udara.

Pada dasarnya, suatu kolektor surya terdiri dari plat penyerap yang umumnya dicat hitam, kaca penutup yang transparan terhadap radiasi surya yang dipasang di atas plat penyerap untuk mengurangi kehilangan kalor secara konveksi dan radiasi ke atmosfer, serta isolasi termal di bagian bawah dan samping kiri kanan untuk mengurangi kehilangan kalor secara konduksi. Plat penyerap dapat berupa plat datar maupun plat yang ditekuk sehingga membentuk saluran dengan penampang segitiga atau plat tipe *v-corrugated* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.41.

#### 2.4.1 Radiasi Matahari yang Diserap Kolektor Surya

Matahari merupakan sumber energi yang bermanfaat bagi kehidupan di Bumi yang diteruskan secara radiasi. Matahari mengeluarkan radiasi rata-rata sebesar  $G_{sc} = 1353 \frac{W}{m^2}$  setiap saat. Namun, energi yang sangat besar ini tidak dapat ditangkap seluruhnya di Bumi. Sebelum mencapai Bumi, radiasi dari Matahari melalui atmosfer terlebih dahulu dimana sebagian radiasi ini diserap, sebagian diteruskan dan sebagian lagi dipantulkan atmosfer. Energi matahari yang diteruskan ke Bumi diterima oleh suatu permukaan secara langsung (disebut *beam radiation*) dan secara tak langsung dalam pengertian pantulan dari permukaan tanah atau gedung atau pohon (disebut *diffuse radiation*).

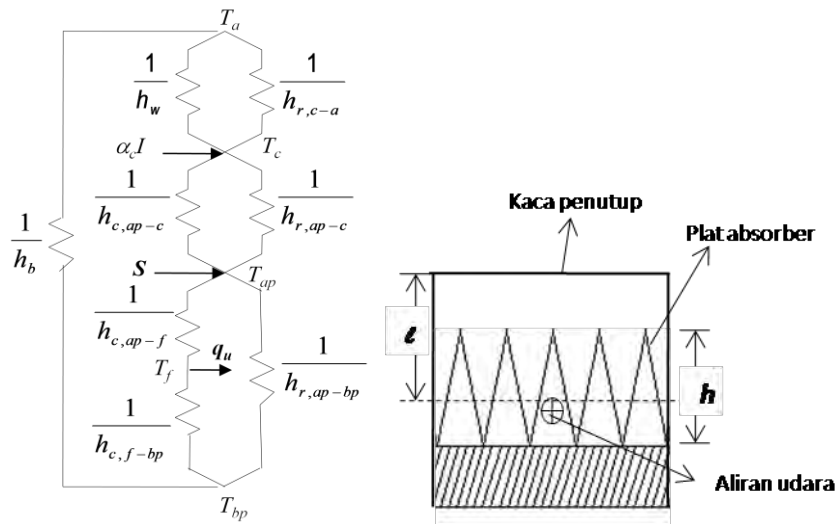
Energi matahari yang berlimpah dimanfaatkan dalam suatu kolektor atau sel surya. Faktor yang mempengaruhi jumlah radiasi matahari yang diserap permukaan antara lain: transmisivitas dan absorpsivitas dari bahan kolektor, pengaruh adanya atmosfer bumi, nilai dari intensitas radiasi matahari di bidang ekstraterrestrial, waktu, dan lokasi penempatan kolektor surya.

Jika kecepatan radiasi surya yang diterima pada kaca adalah  $I$  ( $W/m^2$ ), transmitansi radiasi surya dari kaca penutup adalah  $\tau_c$ , dan absorptivitas radiasi surya dari plat penyerap adalah  $\alpha_{ap}$ , maka menurut Duffie (1991) besar radiasi surya yang diserap plat penyerap per luasan area,  $S$  ( $W/m^2$ ) adalah:

$$S = \tau_c \alpha_{ap} I \quad (2.1)$$

### 2.4.2 Analisa Termal dalam Kolektor Surya

Rangkaian termal dan kolektor surya pemanas udara dengan saluran segitiga dapat dilihat pada Gambar 2.41. Energi yang diserap plat,  $S$ , memanaskan plat hingga temperaturnya menjadi  $T_{ap}$ . Energi ditransfer dari plat ke udara sekitar pada  $T_a$  melalui bagian bawah kolektor dengan koefisien kehilangan kalor  $U_B$  dan bagian atas plat hingga kaca penutup dengan koefisien kehilangan kalor  $U_T$  serta menjadi energi yang berguna,  $q_u$ , yang memanasi udara dari temperatur masukan,  $T_{f,in}$ , menjadi temperatur keluaran,  $T_{f,out}$ .



Gambar 2.41 Kolektor surya pemanas udara saluran dengan plat *v-corrugated* dan rangkaian termal yang bersesuaian.

Kaca penutup menerima energi radiasi  $\alpha_c I$  (dimana  $\alpha_c$  adalah absorptansi kaca). Perpindahan kalor terjadi dari plat penyerap ke kaca penutup secara konveksi alami dengan koefisien  $h_{c,ap-c}$  dan radiasi dengan koefisien  $h_{r,ap-c}$ . Pada kaca penutup juga terdapat kehilangan kalor ke angin yang bertiup di atas kolektor dengan koefisien  $h_w$  dan kehilangan kalor secara radiasi dengan koefisien  $h_{r,c-s}$ . Dengan demikian, kesetimbangan energi di kaca penutup adalah:

$$\alpha_c I + (h_{c,ap-c} + h_{r,ap-c})(T_{ap} - T_c) = (h_w + h_{r,c-s})(T_c - T_a) \quad (2.2)$$

dimana  $T_{ap}$  adalah temperatur plat penyerap,  $T_c$  adalah temperatur kaca penutup, dan  $T_a$  adalah temperatur udara ambien.

Pada plat penyerap, radiasi surya yang diserap,  $S$ , didistribusi menjadi kehilangan kalor ke kaca penutup secara konveksi dengan koefisien  $h_{c,ap-c}$ , radiasi dengan koefisien  $h_{r,ap-c}$  dan plat bawah secara radiasi dengan koefisien  $h_{r,ap-bp}$  serta ke fluida udara secara konveksi dengan koefisien  $h_{c,ap-f}$ . Maka kesetimbangan energi di plat penyerap adalah:

$$S = (h_{c,ap-c} + h_{r,ap-c})(T_{ap} - T_c) + h_{r,ap-bp}(T_{ap} - T_{bp}) + h_{c,ap-f}(T_{ap} - T_f) \quad (2.3)$$

dimana  $T_f$  adalah temperatur rata-rata udara yang didapat dari  $(T_{f,in} + T_{f,out})/2$ .

Fluida udara yang mengalir di bawah plat penyerap menerima kalor secara konveksi dengan koefisien  $h_{c,ap-f}$  yang kemudian menjadi energi berguna,  $q_u$ , dan kehilangan kalor ke plat bawah, sehingga menghasilkan kesetimbangan energi sebagai berikut:

$$h_{c,ap-f}(T_{ap} - T_f) = q_u + h_{c,f-bp}(T_f - T_{bp}) \quad (2.4)$$

$$\text{dan } q_u = \dot{m}_f c_p (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (2.5)$$

dimana  $c_p$  adalah kalor jenis udara dan  $\dot{m}_f$  adalah kecepatan aliran massa udara.

Sedangkan kesetimbangan energi pada plat bawah sebagai berikut:

$$h_{r,ap-bp}(T_{ap} - T_{bp}) + h_{c,f-bp}(T_f - T_{bp}) = h_b(T_{bp} - T_a) \quad (2.6)$$

dimana  $h_b = k_{insulation}/\text{tebal}_{insulation}$ .

### 2.4.3 Energi yang Berguna dan Efisiensi Kolektor Surya

Energi berguna yang diserap fluida,  $q_u$ , selain seperti dinyatakan dalam perasmaan (2.5), menurut (Duffie, 1991) juga dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$q_u = A_c \cdot F_R \cdot [S - U_L(T_{f,in} - T_a)] \quad (2.7)$$

dimana  $A_c$  = luasan kolektor surya yang terpapar sinar matahari dan  $F_R$  = *collector heat removal factor*.

*Collector heat removal factor* ( $F_R$ ) dapat dicari dengan:

$$F_R = F'' \cdot F''' \quad (2.8)$$

$F''$  adalah *collector efficiency factor*. Menurut (Duffie, 1991), besar  $F''$  untuk kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah absorber dengan plat *v-corrugated* dengan sudut *apex*  $\beta$  dapat dicari dengan persamaan:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\frac{h_{ap-f}}{\sin \frac{\beta}{2}} + \frac{1}{h_{f-bp}}} } \quad (2.9)$$

Sedang  $F'''$  adalah *collector flow factor* yang menurut (Duffie, 1991) besarnya dicari dengan persamaan:

$$F''' = \phi \left[ 1 - e^{-\frac{1}{\phi}} \right] \quad (2.10)$$

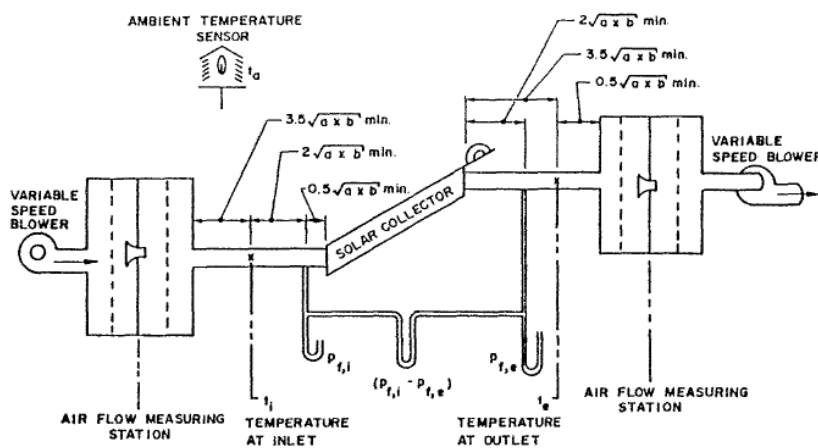
$$\text{dimana } \phi = \frac{\dot{m}_f \cdot C_p}{A_c \cdot U_L \cdot F'} \quad (2.11)$$

Efisiensi kolektor surya dapat ditecentukan sebagai perbandingan antara energi yang berguna dengan intensitas radiasi matahari yang diterima kolektor:

$$\eta = \frac{q_u}{A_c I} = \frac{\dot{m}_f c_p (T_{fo} - T_{fi})}{A_c I} \quad (2.12)$$

## 2.5 Konfigurasi Pengujian Kolektor Surya Fluida Udara

Konfigurasi yang direkomendasikan (ASHRAE 93-1986, 1986) untuk penempatan alat ukur saat menguji suatu kolektor surya dengan fluida udara adalah seperti ditunjukkan pada Gambar 2.42.



Gambar 2.42 Konfigurasi pengujian kolektor surya fluida udara.

## 2.6 Dasar dari Perpindahan Kalor Konveksi

### 2.6.1 Aliran Laminar dan Turbulen

Aliran dalam ranah laminar ditandai dengan garis aliran (*streamline*) yang halus dan gerakan yang teratur, sedang aliran turbulen ditandai dengan fluktuasi kecepatan dan gerakan yang sangat acak. Transisi dari aliran laminar ke turbulen tidak terjadi secara mendadak, melainkan melalui suatu rentang area, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.43. Distribusi kecepatan terlihat mendekati parabola dalam aliran laminar dan menjadi lebih datar dalam aliran turbulen, dengan perubahan yang tajam di dekat permukaan. Lapisan batas turbulen dapat dianggap terdiri dari tiga lapisan. Lapisan yang sangat tipis dekat dinding dimana pengaruh kekentalan paling dominan disebut *laminar sublayer*. Profil kecepatan dalam lapisan ini mendekati linier. Lapisan buffer (*buffer layer*) yang ada di atasnya merupakan lapisan dimana pengaruh turbulen penting tetapi tidak dominan mempengaruhi difusi. Setelah itu terdapat lapisan turbulen (*turbulent layer*) dimana pengaruh turbulen dominan.

Pencampuran fluida dalam aliran turbulen yang merupakan hasil dari fluktuasi yang cepat meningkatkan perpindahan kalor dan momentum antar partikel fluida, yang meningkatkan gaya friksi pada permukaan dan kecepatan perpindahan kalor konveksi. Hal ini juga menyebabkan lapisan batas membesar dalam arah aliran. Koefisien perpindahan kalor dan friksi mencapai nilai maksimum ketika aliran menjadi *fully turbulent*. Itulah sebab diberikan upaya lebih untuk merancang agar aliran turbulen. Untuk itu, diperlukan pompa yang lebih besar untuk mengatasi gaya gesek yang lebih besar yang menyertai kecepatan perpindahan kalor yang lebih besar.

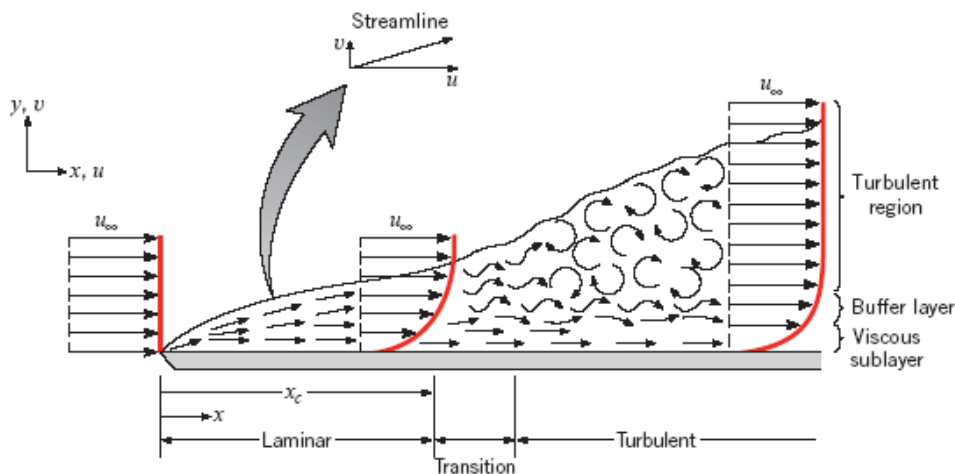
Ranah aliran tergantung pada rasio antara gaya inerti dan gaya gesek dalam fluida. Rasio ini dikenal sebagai bilangan Reynolds, yaitu:

$$Re = \frac{\text{gaya inerti}}{\text{gaya viscous}} = \frac{vL_c}{\vartheta} = \frac{\rho v L_c}{\mu} \quad (2.13)$$

dimana  $v$  adalah kecepatan aliran,  $L_c$  adalah panjang karakteristik geometri, dan  $\vartheta = \mu / \rho$  adalah kekentalan kinematik fluida.

### 2.6.2 Lapisan Batas Kecepatan (*Velocity Boundary Layer*)

Perpindahan kalor konveksi dari plat penyerap ke udara yang mengalir di bawahnya berkaitan erat dengan aliran fluida yang menjadi media penghantar kalor. Secara umum, baik untuk aliran eksternal maupun internal, terdapat suatu daerah dekat dinding seperti ditunjukkan pada Gambar 2.43 yang kecepatannya sangat rendah, karena adanya *no-slip condition*. Lapisan fluida ini memperlambat lapisan fluida di atasnya, karena gesekan di antara partikel kedua lapisan fluida. Kemudian, lapisan ini memperlambat lapisan di atasnya lagi. Hal ini terus terjadi hingga suatu ketinggian. Keberadaan plat datar dirasakan hingga ketinggian tertentu – saat kecepatan fluida  $u_\infty$  sama dengan kecepatan *free-stream* fluida. Hal ini mengakibatkan kecepatan fluida dalam arah sumbu  $x$ ,  $u$ , akan berubah dari 0 pada  $y = 0$  dan  $u_\infty$  pada  $y = \delta$  (Gambar 2.43).



Gambar 2.43 Pertumbuhan lapisan batas kecepatan di atas plat datar (Incropera & DeWitt, 2002).

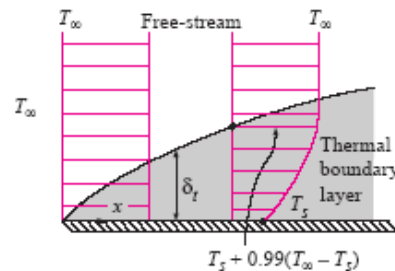
Daerah dalam aliran di atas plat dengan batas  $\delta$ , dimana pengaruh gaya geser *viscous* yang disebabkan kekentalan fluida dirasakan disebut lapisan batas kecepatan. Ketebalan lapisan batas,  $\delta$ , didefinisikan sebagai jarak dalam arah sumbu  $y$  dari permukaan dimana  $u = 0.99 u_\infty$ . Garis dimana  $u = 0.99 u_\infty$  membagi aliran di atas plat menjadi: daerah dalam lapisan batas, dimana pengaruh kekentalan dan perubahan kecepatan terjadi, dan daerah aliran inviscid (*inviscid flow region*), dimana pengaruh gesekan dapat diabaikan dan kecepatan konstan.

Lapisan fluida yang bersentuhan dengan permukaan mengalami gaya gesekan. Lapisan fluida dengan kecepatan lebih tinggi berusaha menarik lapisan yang lebih lambat dan mengalami gaya gesek yang disebut gaya geser (*shear force*). Gaya geser per luasan disebut *shear stress*,  $\tau$ . Simulasi eksperimen menunjukkan bahwa besar *shear stress* untuk kebanyakan fluida sebanding dengan gradien kecepatan sesuai persamaan (2.14):

$$\tau = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.14)$$

### 2.6.3 Lapisan Batas Termal (*Thermal Boundary Layer*)

Lapisan fluida di dekat permukaan akan mencapai kesetimbangan termal dengan plat yang suhunya  $T_s$  yang sering disebut sebagai *no-temperatur jump condition*. Partikel fluida ini akan bertukar energi dengan partikel lain di lapisan yang berdekatan. Sebagai hasilnya, distribusi temperatur seperti ditunjukkan pada Gambar 2.44. Daerah di mana pengaruh permukaan plat terhadap perubahan temperatur dalam arah normal permukaan masih penting disebut lapisan batas termal. Ketebalan lapisan ini,  $\delta_t$ , didefinisikan sebagai jarak dari permukaan dimana beda temperatur  $T - T_s = 0.99(T_\infty - T_s)$ .



Gambar 2.44 Lapisan batas termal aliran di atas plat datar (Çengel, 2003).

Besar kecepatan perpindahan kalor konveksi terkait langsung dengan gradien temperatur atau profil temperatur di tempat tersebut. Lapisan batas termal dan kecepatan terjadi dalam aliran di atas permukaan yang mengalami pemanasan (atau pendinginan). Pertumbuhan lapisan batas kecepatan dan termal dalam fluida berpengaruh pada perpindahan kalor konveksi. Mengingat adanya *no slip* dan *no-temperatur jump condition*, maka perpindahan kalor antara

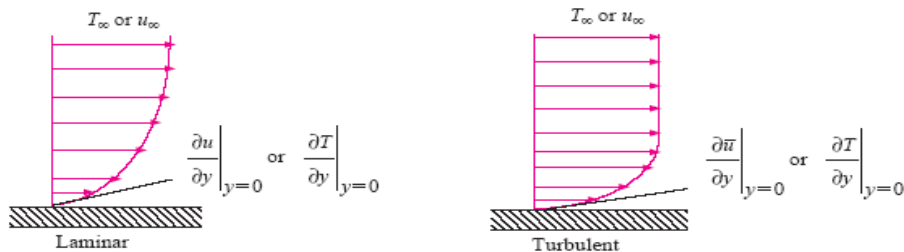
permukaan dengan fluida yang mengalir di atasnya dapat dikatakan terjadi secara difusi atau konduksi, dan dapat dinyatakan dengan:

$$q''_{conv} = q''_{cond} = -k_{fluid} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{W/m}^2) \quad (2.15)$$

dimana  $T$  adalah distribusi temperatur fluida dan  $\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$  adalah gradien temperatur pada permukaan. Kalor ini diterima aliran fluida di atasnya secara konveksi. Dengan demikian, besar koefisien perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan dengan:

$$h = \frac{-k_{fluid} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}}{T_s - T_{ambient}} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (2.16)$$

Seperti ditunjukkan persamaan (2.16), besar koefisien konveksi dipengaruhi oleh gradien temperatur di dekat permukaan. Pada aliran turbulen, profil kecepatan dan profil temperatur seperti ditunjukkan pada Gambar 2.45 terlihat hampir seragam di daerah boundary layer dan sangat tajam di dekat permukaan. Hal ini yang membuat aliran turbulen memiliki *wall* shear stress dan *wall* heat flux yang lebih besar dibandingkan aliran laminar.



Gambar 2.45 Profil kecepatan dan temperatur dalam aliran dekat permukaan (Çengel, 2003).

Koefisien perpindahan kalor konveksi,  $h$ , dapat dibuat menjadi bilangan tak berdimensi yang dikenal dengan bilangan Nusselt, yaitu:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.17)$$

dimana  $k$  adalah konduktivitas termal bahan dan  $L_c$  adalah panjang karakteristik.

#### 2.6.4 Lapisan Batas Laminar dan Turbulen



Pada lapisan batas di atas suatu plat datar seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.43, terlihat bahwa aliran laminar dan turbulen terjadi bersamaan, dimana bagian laminar mendahului bagian turbulen.

Dalam lapisan batas laminar, aliran fluida sangat teratur dan garis aliran dapat diidentifikasi. Keteraturan ini terus terjadi hingga daerah transisi dari kondisi laminar ke turbulen. Aliran dalam lapisan batas yang sepenuhnya turbulen mengalami ketidakteraturan yang sangat tinggi dan dalam keadaan acak, gerakan tiga-dimensi. Olakan dalam lapisan batas turbulen membawa fluida dengan kecepatan tinggi menuju permukaan dan membawa fluida dengan kecepatan rendah naik ke *free stream*. Pencampuran ini dipicu oleh olakan dalam arah aliran yang disebut *streak*. Sebagai hasilnya, terjadi fluktuasi kecepatan dan tekanan dalam lapisan batas turbulen. Dalam daerah *viscous sublayer*, perpindahan didominasi oleh difusi dan profil kecepatan hampir linier. Berikutnya adalah daerah *buffer layer*. Perpindahan dalam daerah ini seimbang antara difusi dan pencampuran turbulen. Dan terakhir zona turbulen.

Aliran turbulen ditandai dengan gerakan partikel fluida yang acak dan cepat berubah, yang disebut *eddies*. Perubahan ini menambah mekanisme perpindahan kalor dan momentum. Dalam aliran laminar, partikel fluida mengalir secara teratur dalam arah aliran atau *streamline* dan perpindahan kalor serta momentum antar *streamline* secara difusi. Sedang dalam aliran turbulen, gerakan *eddies* dapat memindahkan kalor dan momentum antar *streamline* sebelum *eddies* bercampur dengan fluida yang lain. Hal ini meningkatkan perpindahan kalor dan momentum.

Dalam aliran turbulen yang *steady*, gerakan *eddies* menyebabkan fluktuasi dalam nilai kecepatan, temperatur, tekanan, dan bahkan kerapatan (untuk aliran compressible). Pada aliran terdapat variasi komponen kecepatan  $u$  sesaat di lokasi tertentu dan dapat dituliskan sebagai  $u = \bar{u} + u'$ . Penulisan yang sama berlaku untuk kecepatan dalam arah sumbu  $y$ , yaitu  $v = \bar{v} + v'$ , tekanan  $P = \bar{P} + P'$  dan temperatur  $T = \bar{T} + T'$ .

Besar  $u'$  biasanya hanyalah beberapa persen dari  $\bar{u}$ , tetapi frekuensi yang tinggi dari *eddies* (mencapai ribuan per detik) membuatnya sangat efektif

untuk memindahkan energi termal dan momentum. Dalam aliran *steady*, besaran rata-rata (diberi garis di atasnya) tidak berbeda terhadap waktu.

Gerakan *eddies* dalam aliran dalam arah sumbu  $y$  memberikan kecepatan aliran massa per luasan sebesar  $\rho v'$  dan kecepatan perpindahan energi kalor sebesar  $\rho c_p v' T'$ . Sedang *turbulent shear stress* sebesar  $\tau_t = -\overline{\rho u'v'}$  yang juga disebut Reynolds stresses.

Gerak acak *eddies* serupa dengan gerak molekul gas – saling bertumbukan dan bertukar momentum serta kalor ketika berpindah tempat. Oleh karenanya, perpindahan momentum dan kalor oleh *eddies* dalam lapisan batas turbulen analog dengan difusi momentum dan kalor dalam molekul.

## 2.7 Persamaan dalam Boundary Layer

Besar perpindahan kalor secara konveksi dapat diketahui dari distribusi tekanan, kecepatan dan temperatur aliran. Untuk mendapatkan distribusi ketiganya, digunakan prinsip kekekalan massa, kekekalan momentum, dan kekekalan energi. Ketiga prinsip kekekalan ini menghasilkan persamaan yang sering disebut: persamaan Kontinuitas, Navier-Stokes, dan Energi. Selain ketiga *property* dasar di atas, *property* fluida lain yang diperlukan dalam ketiga persamaan penting tersebut adalah kerapatan  $\rho$ , viskositas  $\mu$ , konduktivitas termal  $k$ , dan kalor jenis  $c_p$ .

### 2.7.1 Kekekalan Massa

Prinsip kekekalan massa untuk aliran dengan kecepatan  $\vec{v} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$  dan fluks massa (kecepatan aliran massa per satuan luasan)  $\vec{G} = \rho u\hat{i} + \rho v\hat{j} + \rho w\hat{k}$  adalah:

$$\frac{\partial G_x}{\partial x} + \frac{\partial G_y}{\partial y} + \frac{\partial G_z}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.18)$$

Mengingat  $\vec{G} = \rho u\hat{i} + \rho v\hat{j} + \rho w\hat{k}$ , maka persamaan kekekalan massa menjadi:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.19)$$

Untuk aliran yang dapat dianggap *incompressible*, persamaan kekekalan massa menjadi:  $\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$  (2.20)

### 2.7.2 Persamaan Navier-Stokes

Persamaan momentum untuk aliran yang dapat dianggap *incompressible* dengan sifat fisis fluida konstan dalam arah x adalah:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + 2\mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \mu \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right). \quad (2.21)$$

Setelah ditata ulang, persamaan di atas menjadi:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right]. \quad (2.22)$$

Dengan mengingat hukum kekekalan massa  $\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$ , maka persamaan di atas menjadi persamaan Navier-Stokes dalam arah x:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (2.23)$$

Persamaan Navier-Stokes untuk komponen arah y:

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (2.24)$$

Persamaan Navier-Stokes untuk komponen arah z:

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (2.25)$$

Menurut (White, 2003), aliran gas dengan bilangan Mach kurang dari 0.3 dapat dianggap aliran *incompressible*. Bilangan Mach adalah perbandingan antara kecepatan gas terhadap kecepatan suara di udara, yang besarnya adalah 340 m/s. Dengan demikian aliran udara dapat dianggap aliran *incompressible* jika kecepatannya kurang dari 102 m/s. Pada penelitian ini, aliran udara dapat dianggap *incompressible*, karena kecepatan udara maksimum hanya 6.5 m/s.

### 2.7.3 Persamaan Energi

Energi dapat berpindah dalam bentuk kalor, kerja, dan aliran massa, maka kesetimbangan energi untuk suatu volume atur adalah:

$$\left( \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \right)_{kalor} + \left( \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \right)_{kerja} + \left( \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} \right)_{aliran\ massa} = 0 \quad (2.26)$$

Persamaan energi untuk aliran *steady* dua dimensi dari fluida dengan sifat konstan dan tegangan geser yang kecil adalah:

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (2.27)$$

Ketika tegangan geser tidak diabaikan, maka persamaan energi menjadi:

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu \varphi \quad (2.28)$$

dimana  $\varphi$  adalah fungsi disipasi kekentalan (*viscous dissipation*) yaitu

$$\varphi = 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \quad (2.29)$$

*Viscous dissipation* penting diperhitungkan dalam aliran yang kecepatan tinggi, khususnya jika kekentalan fluida tinggi, seperti aliran minyak pelumas dalam *journal bearing*, penerbangan pesawat dengan kecepatan tinggi.

## 2.8 Parameter Terkait Aliran dan Perpindahan Panas

Beberapa bilangan tak berdimensi yang penting dalam aliran dan perpindahan panas adalah: bilangan Reynolds, bilangan Prandtl, dan bilangan Nusselt.

Bilangan Reynolds telah dijabarkan di bagian depan. Mengingat bilangan Reynolds merupakan rasio dari gaya inerti terhadap gaya *viscous*, maka aliran dengan bilangan Reynolds yang tinggi akan didominasi oleh gaya inerti dan pada aliran dengan bilangan Reynolds rendah didominasi oleh gaya *viscous*. Bilangan Reynolds juga mempengaruhi ketebalan lapisan batas kecepatan,  $\delta$ . Ketika bilangan Reynolds bertambah pada suatu permukaan, gaya *viscous* menjadi lebih kecil dibanding gaya inerti. Hal ini membuat pengaruh viskositas tidak banyak mempengaruhi free stream, dan ketebalan lapisan batas,  $\delta$ , mengecil.

Bilangan Prandtl didefinisikan sebagai rasio dari viskositas kinematik atau sering juga disebut difusivitas momentum,  $\nu$ , terhadap difusivitas termal,  $\alpha$ . Dengan demikian, bilangan Prandtl adalah sifat fisis fluida. Bilangan Prandtl menyatakan perbandingan efektivitas perpindahan momentum terhadap

perpindahan energi dalam lapisan batas kecepatan dan lapisan batas termal. Untuk gas, bilangan Prandtl hampir mendekati satu dimana hal ini berarti perpindahan energi dan momentum secara difusi hampir sama. Sedangkan untuk logam cair, bilangan Prandtl jauh lebih kecil dari 1 dan berarti kecepatan difusi energi jauh lebih besar dari kecepatan difusi momentum. Hal yang berlawanan untuk oil yang mempunyai bilangan Prandtl jauh lebih besar dari 1. Bilangan Prandtl sangat mempengaruhi pertumbuhan lapisan batas kecepatan dan termal. Untuk aliran laminar, tebal lapisan batas kecepatan dibanding tebal lapisan batas termal dapat diperkirakan sebesar bilangan Prandtl atau  $\frac{\delta}{\delta_t} = Pr$ .

Bilangan Nusselt menunjukkan peningkatan perpindahan kalor melalui lapisan fluida secara konveksi dibandingkan dengan konduksi dalam lapisan fluida yang sama. Semakin besar bilangan Nusselt, berarti semakin efektif konveksi dalam fluida tersebut. Suatu lapisan fluida dengan bilangan Nusselt = 1 berarti perpindahan kalor melalui fluida tersebut murni konduksi. Bilangan Nusselt didefinisikan sebagai  $Nu = \frac{hL_c}{k}$ . Bilangan Nusselt dapat dipandang sebagai koefisien perpindahan kalor konveksi yang tidak berdimensi. Secara umum, bilangan Nusselt tergantung pada bilangan Reynolds, bilangan Prandtl, dan geometri benda dan dinyatakan dalam

$$Nu = CRe_L^m Pr^n \quad (2.30)$$

dimana  $m$  dan  $n$  adalah konstanta, dan nilai  $C$  tergantung pada geometri dan aliran. Contoh nilai konstanta untuk aliran melalui plat vertikal:  $m = 0.731$ ,  $n = 1/3$ , dan  $C = 0.228$ . Nilai yang lain dapat dilihat pada (Çengel, 2003) atau (Incropera & DeWitt, 2002).

## 2.9 Aliran dalam Saluran

Adanya gesekan antara lapisan fluida yang mengubah energi mekanik menjadi energi termal ternyata tidak menyebabkan kenaikan temperatur fluida yang cukup signifikan. Konsekuensi utama dari adanya gesekan dalam aliran fluida adalah penurunan tekanan. Namun, pemanasan karena gesekan perlu dipertimbangkan untuk aliran yang kekentalannya tinggi.

Aliran dalam saluran dapat laminar atau turbulen. Pada kecepatan rendah, aliran fluida berupa „*streamline*“ yang berarti laminar. Aliran menjadi turbulen ketika kecepatan melebihi nilai kritis. Transisi dari laminar menjadi turbulen tidak terjadi dengan tiba-tiba, tetapi dalam suatu interval kecepatan dan juga tergantung pada besarnya gangguan pada aliran, seperti kekasaran permukaan, vibrasi pada pipa. Kebanyakan aliran dalam pipa termasuk turbulen pada prakteknya. Aliran umumnya termasuk laminar jika fluida memiliki kekentalan yang sangat tinggi, seperti oli pelumas. Bilangan Reynolds digunakan untuk memperkirakan jenis aliran. Panjang karakteristik untuk mencari bilangan Reynolds untuk aliran dalam saluran adalah diameter untuk pipa atau diameter hidraulik untuk saluran dengan penampang bukan lingkaran.

Aliran *viscous* dengan kecepatan  $V$  dalam pipa atau saluran sepanjang  $L$  dengan diameter  $D$  akan mengalami penurunan tekanan yang besarnya:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.31)$$

dimana  $f$  adalah faktor gesekan yang dapat dicari dengan diagram Moody. Persamaan di atas berlaku untuk (1) aliran horisontal, sehingga tidak ada pengaruh gravitasi, (2) tidak melibatkan peralatan kerja seperti pompa, *blower*, atau turbin yang mempengaruhi tekanan fluida, (3) luas penampang saluran konstan, sehingga kecepatan aliran juga konstan.

## 2.10 Kinerja Pompa atau Blower

Untuk pompa atau *blower*, *fan* atau peralatan *turbomachinery* dengan disain tertentu, besar *head*  $H$  dan input daya  $\mathcal{P}$  tergantung pada laju aliran  $Q$ , diameter *impeller*  $D$ , dan kecepatan putar poros  $n$ . Parameter lain yang kemungkinan berpengaruh adalah kerapatan fluida,  $\rho$ , viskositas  $\mu$ , dan kekasaran permukaan  $\epsilon$ . Kinerja pompa atau peralatan *turbomachinery* dapat dinyatakan dengan relasi berikut (White, 2003):

$$gH = f_1(Q, D, n, \rho, \mu, \epsilon) \quad \text{and} \quad \text{bhp} = f_2(Q, D, n, \rho, \mu, \epsilon)$$

Pada setiap fungsi di atas, terdapat tujuh variabel dan tiga dimensi utama ( $M$ ,  $L$ , dan  $T$ ), maka terdapat empat bilangan tak berdimensi pi,  $\Pi$ . Dengan analisa dimensional dan *similarity*, didapat:

$$\frac{gH}{n^2 D^2} = g_1 \left( \frac{Q}{nD^3}, \frac{\rho n D^2}{\mu}, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

$$\frac{\text{bhp}}{\rho n^3 D^5} = g_2 \left( \frac{Q}{nD^3}, \frac{\rho n D^2}{\mu}, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

Besaran  $\frac{\rho n D^2}{\mu}$  dan  $\frac{\epsilon}{D}$  adalah bilangan Reynolds dan rasio kekasaran.

Besaran  $\frac{Q}{nD^3}$  disebut koefisien kapasitas  $C_Q$ ,  $\frac{gH}{n^2 D^2}$  disebut koefisien *head*  $C_H$ , dan  $\frac{\text{bhp}}{\rho n^3 D^5}$  disebut koefisien daya  $C_P$ .

Untuk dua pompa, *blower* atau peralatan *turbomachinery* dengan disain dan bentuk geometri yang sama yang mengalami modifikasi atau dioperasikan pada dua kondisi berbeda, dua pompa tersebut memiliki koefisien  $C_Q$ ,  $C_H$ ,  $C_P$  yang sama. Kesamaan ini dikenal sebagai *similarity rules*. Dengan demikian laju aliran volume atau kapasitas, *head*, dan daya input keduanya dapat dihubungkan sebagai berikut:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (2.32)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (2.33)$$

$$\frac{\text{bhp}_2}{\text{bhp}_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad (2.34)$$

### 2.11 *Honeycombs* pada Saluran

Suatu lorong angin pada umumnya diberi *honeycomb* di ujung saluran masuk. Menurut Mehta & Bradshaw (1979) *honeycomb* efektif untuk menghilangkan olakan dan dapat mengarahkan aliran sehingga terbentuk aliran yang paralel. Bentuk *cell honeycomb* dapat berupa hexagonal, persegi atau segitiga. Pertimbangan yang digunakan dalam memilih bentuk *honeycomb* adalah kemudahan dalam konstruksi. Perancangan ukuran penampang *cell honeycomb* berdasarkan pertimbangan bahwa aliran di dalam *honeycomb* merupakan aliran laminar. Panjang *cell honeycomb* dianjurkan antara 6 – 8 kali diameternya (Mehta & Bradshaw, 1979). *Honeycomb* bersama *screen* sering disebut *settling chamber* jika digunakan dalam suatu lorong angin. *Screen* perlu

digunakan jika aliran membentuk *yaw angle* yang besar dan aliran dengan banyak olakan.

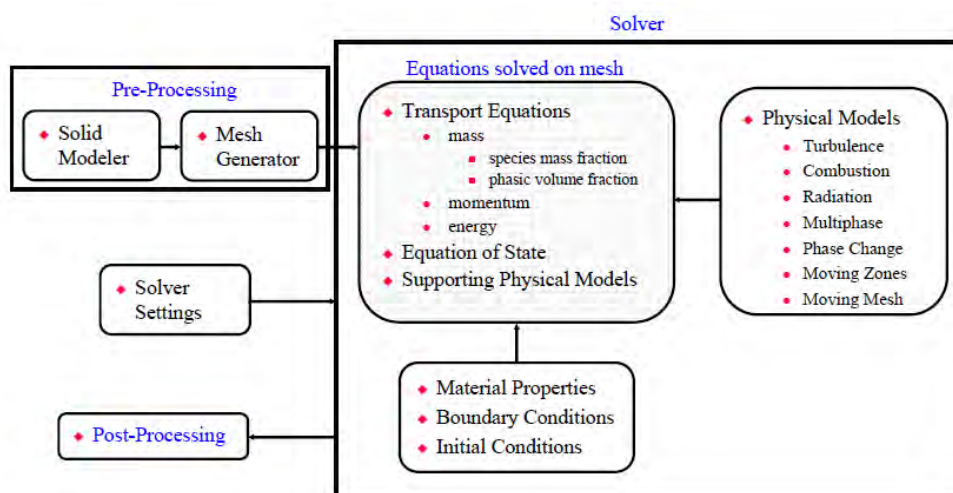
## 2.12 **Komputasi Fluida Dinamis (*Computational Fluid Dynamics*) dengan Fluent**

Ada dua pendekatan yang umum dilakukan dalam analisa dan desain sistem yang terkait dengan aliran fluida, yaitu eksperimen dan perhitungan. *Computational Fluid Dynamics* (CFD) merupakan cabang ilmu yang menyelesaikan persamaan terkait aliran fluida, yaitu hukum kekekalan massa, momentum, dan energi secara numerik dengan komputer. Kedua pendekatan dapat digabung, misalnya untuk mendapatkan *property* global, seperti penurunan tekanan, *lift*, *drag*, kenaikan temperatur dapat dilakukan dengan eksperimen, dan menggunakan CFD untuk mendapatkan detil aliran, seperti *shear stress*, profil kecepatan dan tekanan. Data eksperimen juga digunakan untuk validasi hasil CFD dengan membandingkan *property* global hasil CFD dengan eksperimen. Hasil CFD dapat digunakan untuk simulasi konsep rancangan baru, mendapatkan detil dari pengembangan produk, menganalisa masalah, bahkan untuk merancang ulang. CFD dapat mengurangi daya untuk eksperimen dan akuisisi data.

Daerah atau permasalahan yang ditinjau, disebut domain, dibagi dalam sejumlah volume atur atau *cell*. Persamaan kekekalan seperti pada bagian 2.8 yang merupakan persamaan *differential partial* di-diskretisasi menjadi sejumlah persamaan aljabar. Kemudian, persamaan ini diselesaikan secara numerik untuk mendapatkan hasil dari permasalahan yang ditinjau.

Secara garis besar, penyelesaian CFD seperti ditunjukkan pada Gambar 2.46.





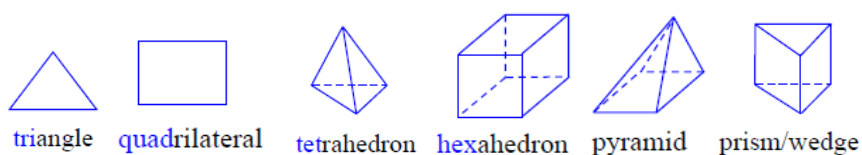
Gambar 2.46 Gambaran Pemodelan CFD.

Langkah awal dalam pemodelan CFD adalah identifikasi masalah atau domain dan dilanjutkan dengan merancang dan membuat *grid* atau *mesh*. Setelah mendapatkan *mesh* dengan kualitas yang baik, langkah berikut adalah memilih model fisis atau persamaan terkait, menentukan material, kondisi batas, dan kondisi awal yang bersesuaian dengan masalah yang ditinjau. Setelah itu, Solver akan menyelesaikan semua persamaan yang dapat diamati dari iterasi pertama hingga selesainya proses penghitungan.

Pembuatan *grid* dan dilanjutkan dengan pemberian *boundary condition* (kondisi batas) dilakukan dengan *software Gambit*. Setelah perancangan *grid* dan pemberian kondisi batas yang bersesuaian selesai, *meshing* yang dihasilkan di-*export* agar dapat dibaca oleh *software Fluent*. Sebelum melakukan komputasi numerik, beberapa hal yang perlu ditentukan di awal adalah: memilih model fisis yang paling sesuai, misalnya apakah aliran turbulen, adakah pembakaran, atau apakah fluida yang dipelajari mengalami perubahan fase. Setelah memilih model fisis, pengaturan berikut adalah menentukan sifat fisis material meliputi fluida, padatan, maupun campuran yang digunakan. Kemudian, memasukkan kondisi operasional dan kondisi batas di semua zona. Setelah itu, menentukan solusi awal, kriteria konvergensi, dan *solver* yang digunakan dalam komputasi.

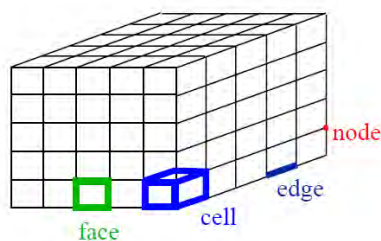
### 2.12.1 Pembuatan *Meshing*

Sebelum memulai pembuatan *grid* dan *meshing*, perlu diperhatikan apakah masalah yang dianalisa dapat disederhanakan sebagai dua-dimensi atau simetri atau harus tiga-dimensi. Untuk bentuk geometri yang sederhana, *mesh* jenis *quad* atau *hex* dapat menghasilkan solusi dengan kualitas tinggi dan jumlah cell yang sedikit dibandingkan *mesh tri/tet*. Jenis *grid* yang umum dipakai dapat dilihat pada Gambar 2.47. Untuk geometri lebih kompleks, sebaiknya menggunakan *grid* jenis tri atau tet.



Gambar 2.47 Jenis *grid* yang dipakai dalam CFD.

Komponen yang ditentukan dalam pembuatan *meshing* adalah *cell*, *face*, *edge*, *node*, dan *zone*. *Cell* adalah volume atur yang menyusun domain. Domain perhitungan dilakukan dengan *mesh* yang mewakili daerah fluida dan padatan yang ditinjau. *Node* adalah titik dari *grid*. *Face* adalah batas dari *cell* dan *edge* adalah batas dari *face*. Sedang *zone* adalah gabungan dari *node*, *face*, dan/atau *cell*. Kondisi batas diberikan pada *face zone* dan data material atau *source term* diberikan pada *cell zone*. Komponen ini semua dapat dilihat pada Gambar 2.48.



Gambar 2.48 *Meshing* tiga-dimensi yang sederhana.

### 2.12.2 Model dalam Fluent

Simulasi CFD untuk aliran turbulen sangat sulit dibanding aliran laminar. Hal ini karena aliran turbulen merupakan gerakan aliran yang

membawa besaran seperti massa, momentum, energi yang tidak *steady*, tidak teratur, acak, dan membentuk pusaran atau *swirl* – disebut *turbulent eddies*, yang ada dalam segala arah. Turbulensi meningkatkan proses pencampuran. Energi dipindahkan dari eddies yang lebih besar ke eddies yang lebih kecil. Energi turbulen diubah menjadi energi dalam dengan *viscous* dissipation. Simulasi CFD dengan teknik DNS (Direct Numerical Simulation) berupaya menyelesaikan seluruh persamaan Navier-Stokes. Kesulitan teknik ini terutama karena perbedaan ukuran dan interval waktu antara eddies yang terbesar dan terkecil yang ada dalam aliran sangatlah besar. Perbedaan ini semakin besar, ketika bilangan Reynolds aliran meningkat. Hal ini membuat perhitungan DNS untuk aliran turbulen semakin sulit dan memerlukan waktu serta komputer yang lebih besar. Upaya yang dikeluarkan terlalu besar dan tidak praktis – maka DNS tidak ada dalam Fluent.

Teknik simulasi dengan kualitas dan sumber daya di bawah DNS adalah LES (Large Eddy Simulation). Dengan teknik LES, *turbulent eddies* yang besar diselesaikan, sedangkan yang kecil dimodelkan dengan asumsi bahwa *turbulent eddies* yang kecil bersifat isotropic, yaitu tidak tergantung pada orientasi sistem koordinat dan dianggap selalu sama secara statistik dan *predictable* pada aliran turbulen apa saja. LES memerlukan komputer yang lebih ringan daripada DNS. Namun, LES tetap memerlukan sumber daya komputasi yang besar untuk keadaan teknologi saat ini.

Tingkat simulasi yang lebih rendah untuk memodelkan semua *turbulent eddies* adalah *turbulence model*. Dengan *turbulence model*, pencampuran dan difusi yang disebabkan oleh *turbulent eddies* dimodelkan secara matematis, sehingga tidak perlu lagi menyelesaikan *turbulent eddies* seperti dalam DNS atau LES. Dengan *turbulence model*, maka persamaan Navier-Stokes diganti dengan persamaan Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS). Model berbasis RANS yang terdapat dalam perangkat lunak komersial Fluent meliputi model *one equation* (Spalart-Allmaras), model *two equations* (k- $\epsilon$ , k- $\omega$ ), dan RSM. Selain itu, Fluent juga dilengkapi dengan model aliran laminar.

Model *One equation* Spalart Allmaras dapat digunakan untuk simulasi aliran dalam dinding yang memiliki kualitas *meshing* yang baik. Model ini

performanya sangat buruk dalam aplikasi 3 dimensi, *free shear flows*, dan aliran yang memiliki tingkat separasi yang tinggi. Cocok digunakan untuk model *internal* dan *external* yang cukup kompleks dan *adverse pressure gradient*.

Pada model Standar  $k-\varepsilon$  ( $Sk\varepsilon$ ), koefisien – koefisien didapat secara empiris dan hanya valid untuk aliran yang sepenuhnya turbulen saja. Sangat banyak dipakai meskipun ada beberapa batasan. Kurang baik untuk aliran yang kompleks dan mengalami separasi. Model yang dapat digunakan untuk aliran dalam industri dan melibatkan perpindahan kalor.

Model *Renormalization Group*  $k-\varepsilon$  ( $RNGk\varepsilon$ ) merupakan model persamaan  $k-\varepsilon$  yang menyelesaikan persamaan RANS dengan teknik statistik (*Renormalization Group method*) yang baik. Kelebihan model  $RNGk\varepsilon$  adalah adanya tambahan dalam persamaan epsilon yang memperbaiki analisis untuk aliran yang terhambat, juga dapat mensimulasikan pengaruh olakan dalam turbulensi, dan memiliki formula analitis untuk bilangan Prandtl aliran turbulen. Model ini dapat memprediksi aliran dengan lengkungan yang sangat *streamline*, aliran transisi, dan dinding dengan perpindahan kalor dan massa.

Model *Realizable* ( $Rk\varepsilon$ ) juga varian dari model Standar  $k-\varepsilon$ . Memiliki keuntungan yang sama dan aplikasi yang mirip dengan  $RNG$  namun lebih akurat dan lebih mudah konvergen dibanding  $RNG$ . Model  $Rk\varepsilon$  memiliki kinerja yang baik untuk aliran planar dan *round jet*, *boundary layers* dengan *adverse pressure gradients* yang hebat, separasi, *rotation*, *recirculation*, dan lengkungan yang sangat *streamline*.

Model *Standard*  $k-\omega$  ( $Sk\omega$ ) didasarkan pada model  $k-\omega$  Wilcox, yang mencakup aliran dengan bilangan Reynolds rendah, *compressibility*, dan aliran geser. Model ini memberikan prediksi *free shear flow* yang mendekati pengukuran untuk aliran dalam *wake*, *mixing layers*, *plane jet*, *round* dan *radial jet*. Model  $Sk\omega$  dapat diterapkan pada aliran yang dibatasi dinding dan *free shear flow*.

Model *Shear Stress Transport*  $k-\omega$  ( $SSTk\omega$ ) didasarkan pada model standard  $k-\omega$  dan standard  $k-\varepsilon$ . Kedua model ini digabungkan. Model  $SSTk\omega$  lebih akurat dan lebih handal dalam memprediksi aliran dengan cakupan yang

lebih luas dari model  $Sk\omega$ . Ada suatu fungsi yang menggabungkan model  $Sk\omega$  dan  $Sk\epsilon$ . Fungsi ini memberikan nilai satu ketika aliran di dekat dinding, yang mengaktifkan model  $Sk\omega$ , dan nilai nol ketika aliran jauh dari permukaan, yang mengaktifkan model  $Sk\epsilon$ . Oleh karenanya, model ini memberikan hasil prediksi yang akurat untuk daerah dekat dinding dan daerah yang jauh dari permukaan.

Reynold *Stress* Model (RSM) tidak menggunakan asumsi eddy-viscosity yang *isotropic*, sehingga penyelesaian persamaan Reynolds-averaged Navier-Stokes dilakukan dengan menyelesaikan semua persamaan transport untuk Reynolds *stress* dan persamaan *dissipation rate*. Model ini juga memperhitungkan efek dari bentuk *streamline*, *swirl*, rotasi, dan perubahan yang cepat dari *strain rate*. Namun, model ini tidak selalu menghasilkan prediksi yang lebih baik dari model yang lebih sederhana. Sementara model ini membutuhkan waktu dan memory lebih banyak. Model ini harus digunakan jika hal penting dalam aliran adalah Reynolds stress yang *anisotropic*.

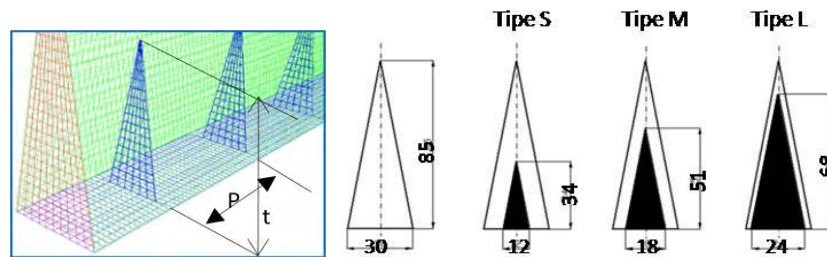
Ratnam & Vengadesan (2008) mencari model turbulen yang paling tepat untuk aliran yang melibatkan *recirculation*, *separation*, dan *reattachment* dari aliran tiga dimensi yang tidak termampatkan dalam saluran plat datar dengan sebuah *obstacle* berbentuk kubus diletakkan di tengah seperti ditunjukkan pada Gambar 2.31. Model turbulen yang mereka gunakan adalah *standard k- $\epsilon$* , *low-Reynolds number k- $\epsilon$* , *non-linear standard k- $\epsilon$* , *standard k- $\omega$* , dan *improved k- $\omega$* . Hasil yang mereka dapatkan adalah bahwa prediksi terbaik dengan menggunakan model *non-linear standard k- $\epsilon$*  dan *improved k- $\omega$* . Mereka menemukan bahwa koefisien perpindahan kalor maksimum terjadi di dekat titik *reattachment* dan minimum di daerah *recirculation*.

### 2.13 Penelitian Terdahulu

Penelitian terdahulu merupakan rangkaian eksperimen yang dilakukan sebelum penelitian ini dilakukan. Rangkaian eksperimen atau penelitian terdahulu dilakukan bersama beberapa orang mahasiswa S1 – ITS, yaitu Sdr. Febry Arieffani, Sdr. Nina Anwar Rista Meidiana, dan Sdr. Astri Mustika KD.

Penelitian terdahulu dimulai dengan menguji apakah *obstacle* dapat meningkatkan efisiensi kolektor dan kecepatan perpindahan kalor yang diterima udara. Untuk itu, dilakukan simulasi numerik dengan Gambit dan Fluent. *Obstacle* ditambahkan dalam saluran dengan beberapa dimensi seperti terlihat pada Gambar 2.49. Selain ukuran yang berbeda, *obstacle* juga dipasang dengan beberapa jarak berbeda dengan rasio yang disebut " $P/t$ ", dimana  $P$  adalah jarak antar *obstacle* dan  $t$  adalah tinggi *obstacle*.

Eksperimen dilakukan dengan rasio  $P/t = 1$  dan 5 dengan beberapa kecepatan aliran udara. Eksperimen dilakukan di *outdoor*. Eksperimen di *outdoor* mempunyai kelemahan yaitu lingkungan dan intensitas radiasi yang berubah-ubah. Oleh karenanya, eksperimen berikut dilakukan *indoor*.

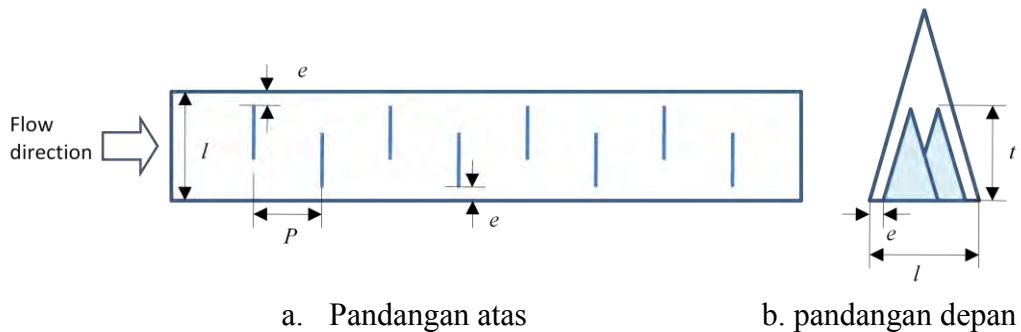


Gambar 2.49 Pandangan depan saluran dengan *obstacle* dan ukurannya.

Hasil simulasi numerik maupun eksperimen menunjukkan bahwa *obstacle* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.49 dapat meningkatkan efisiensi dan kenaikan temperatur udara serta menaikkan penurunan tekanan. Hasil ini sesuai dengan yang disampaikan Abene, et al. (2004), Akpınar & Koçyiğit (2010), Bekele, et al. (2011), Alta, et al. (2010), Esen (2008), dan Kurtbas & Turgut (2006). Semakin tinggi *obstacle* ( $t$  semakin besar) dan semakin rapat *obstacle* ( $P/t = 1$ ) yang dipakai, semakin tinggi efisiensi kolektor dan temperatur udara ke luar dan semakin besar penurunan tekanan. Hasil ini sesuai dengan yang ditemukan oleh Kurtbas & Turgut (2006), Bekele, et al. (2011), dan Peng, et al. (2010).

Penelitian dilanjutkan dengan mengevaluasi pengaruh peletakan *obstacle* terhadap kinerja kolektor. Mengikuti penelitian terdahulu (Ozgen, et al., 2009), *obstacle* dipasang berseling (*staggered*) dan segaris (*aligned*) seperti ditunjukkan pada Gambar 2.50 dan Gambar 2.51. Variabel untuk menentukan

seberapa *staggered* letak *obstacle* adalah rasio “ $e/l$ ”, dimana  $e$  adalah jarak *obstacle* ke plat penyerap dan  $l$  adalah lebar saluran. Eksperimen dilakukan untuk tiga macam posisi *obstacle*, yaitu menempel plat penyerap ( $e/l = 0$ ), di tengah saluran ( $e/l = 0.2$ ), dan di antara ( $e/l = 0.1$ ). Pada saat  $e/l = 0.2$ , semua *obstacle* berada pada posisi segaris. Selain itu, eksperimen juga dilakukan untuk tiga macam jarak antar *obstacle* yang searah dengan aliran ( $P/t = 1, 2,$  dan  $3$ ), dengan beberapa kecepatan aliran udara dan intensitas radiasi yang berbeda.



Gambar 2.50 Posisi *obstacle* berseling dalam saluran.

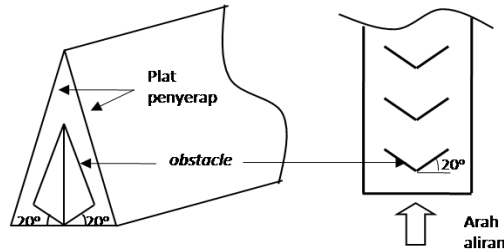


Gambar 2.51 Posisi *obstacle* segaris dalam saluran.

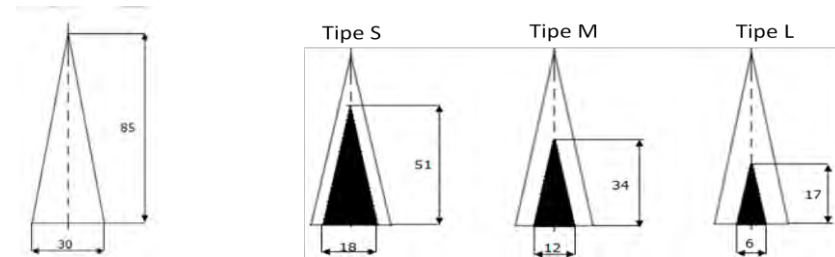
Hasil yang didapat dari eksperimen pengujian posisi *obstacle* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.50 dan Gambar 2.51 adalah *obstacle* yang menempel pada plat penyerap ( $e/l = 0$ ) memberikan efisiensi kolektor lebih tinggi. Hasil lain yang konsisten dengan hasil sebelumnya adalah bahwa semakin rapat jarak antar *obstacle*, efisiensi kolektor dan kenaikan temperatur udara juga semakin tinggi.

Mengingat *obstacle* dapat menghambat aliran dan menyebabkan penurunan tekanan udara yang besar, maka penelitian dilanjutkan dengan upaya penekukan *obstacle* terhadap sumbu vertikal dengan sudut  $20^\circ$  seperti terlihat pada Gambar 2.52. Untuk mengetahui dampak penekukan *obstacle* terhadap kinerja kolektor, maka eksperimen dilakukan dengan beberapa kecepatan aliran

udara dan intensitas radiasi. Selain itu, eksperimen juga dilakukan untuk tiga macam ukuran *obstacle* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.53 dan tiga macam jarak antar *obstacle*,  $P/t = 1, 2, \text{ dan } 3$ .

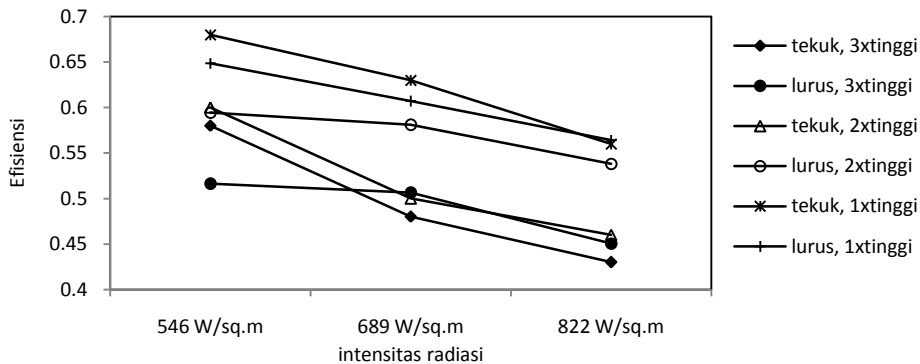


Gambar 2.52 *Obstacle* yang ditekuk  $20^\circ$  terhadap sumbu vertikal.



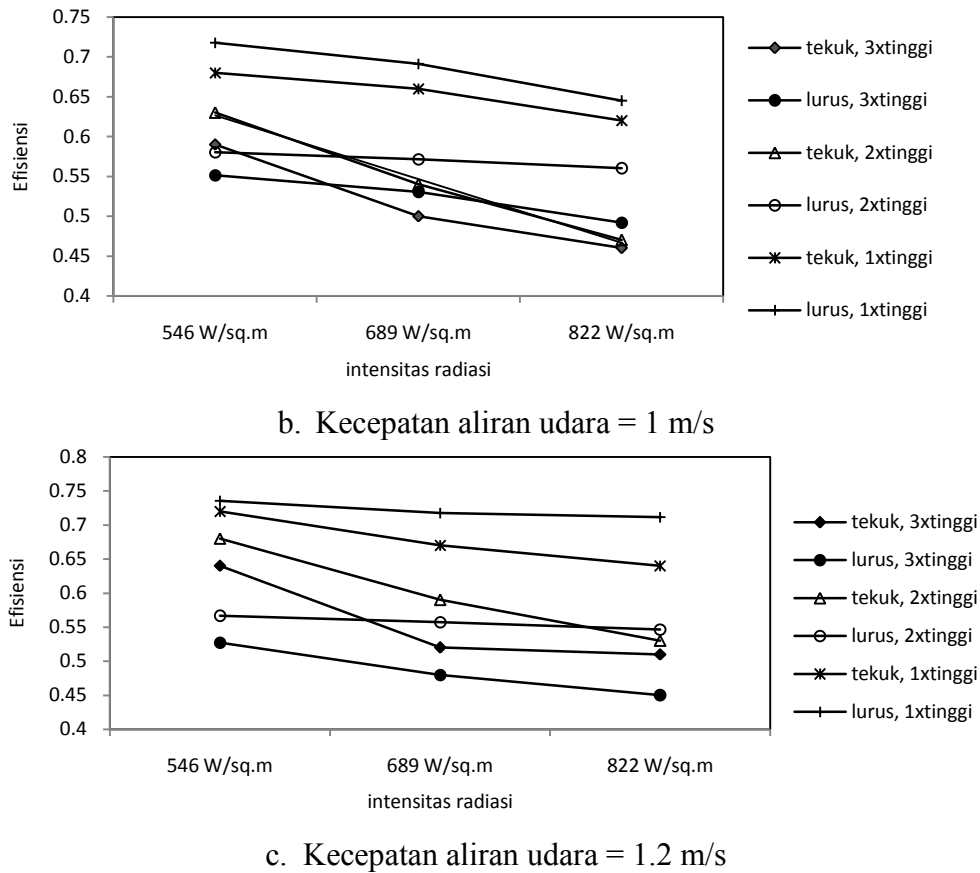
Gambar 2.53 Ukuran *obstacle* yang ditekuk  $20^\circ$  terhadap vertikal.

*Obstacle* yang ditekuk seperti terlihat pada Gambar 2.52 dan Gambar 2.53 ternyata juga meningkatkan kinerja kolektor. Gambar 2.54 menunjukkan perbandingan antara efisiensi kolektor dengan *obstacle* yang lurus dan *obstacle* yang ditekuk  $20^\circ$  pada beberapa kecepatan aliran udara dan intensitas radiasi. Efisiensi kolektor dengan *obstacle* yang dipasang dengan jarak rapat, yaitu  $1x$  tinggi, selalu paling tinggi baik untuk *obstacle* yang ditekuk maupun lurus. Pada saat intensitas radiasi rendah, *obstacle* yang ditekuk  $20^\circ$  memberikan efisiensi lebih tinggi dibanding yang lurus. Namun, pada saat intensitas tinggi dan kecepatan aliran udara tinggi, *obstacle* yang lurus lebih baik digunakan.



a. Kecepatan aliran udara =  $0.8 \text{ m/s}$





Gambar 2.54 Perbandingan efisiensi kolektor yang diberi *obstacle* lurus dan yang ditekuk  $20^\circ$ .

Penurunan tekanan aliran tidak diukur pada semua eksperimen di atas, meskipun sebenarnya penurunan tekanan merupakan parameter yang penting dalam suatu kolektor surya. Oleh karenanya, diperlukan penelitian lanjutan yang mencakup pengukuran temperatur udara masuk dan ke luar kolektor, temperatur plat penyerap di beberapa lokasi, dan penurunan tekanan aliran masuk dan ke luar saluran. Selain itu, penelitian juga perlu dilanjutkan untuk *obstacle* yang ditekuk dengan sudut lain. Sudut tekuk *obstacle* tentu mempengaruhi penurunan tekanan aliran dan perpindahan kalor konveksi dari plat penyerap ke udara. Oleh karenanya, pada penelitian lanjutan juga diteliti pengaruh jika *obstacle* ditekuk dengan sudut yang lain, yaitu dari  $0^\circ$  (lurus, tidak ditekuk) hingga  $80^\circ$  dengan interval sudut  $10^\circ$ . Eksperimen dilakukan untuk beberapa kecepatan aliran udara dan intensitas radiasi. Dari eksperimen ini nantinya dapat diketahui bagaimana pengaruh sudut tekuk *obstacle* terhadap kinerja kolektor.

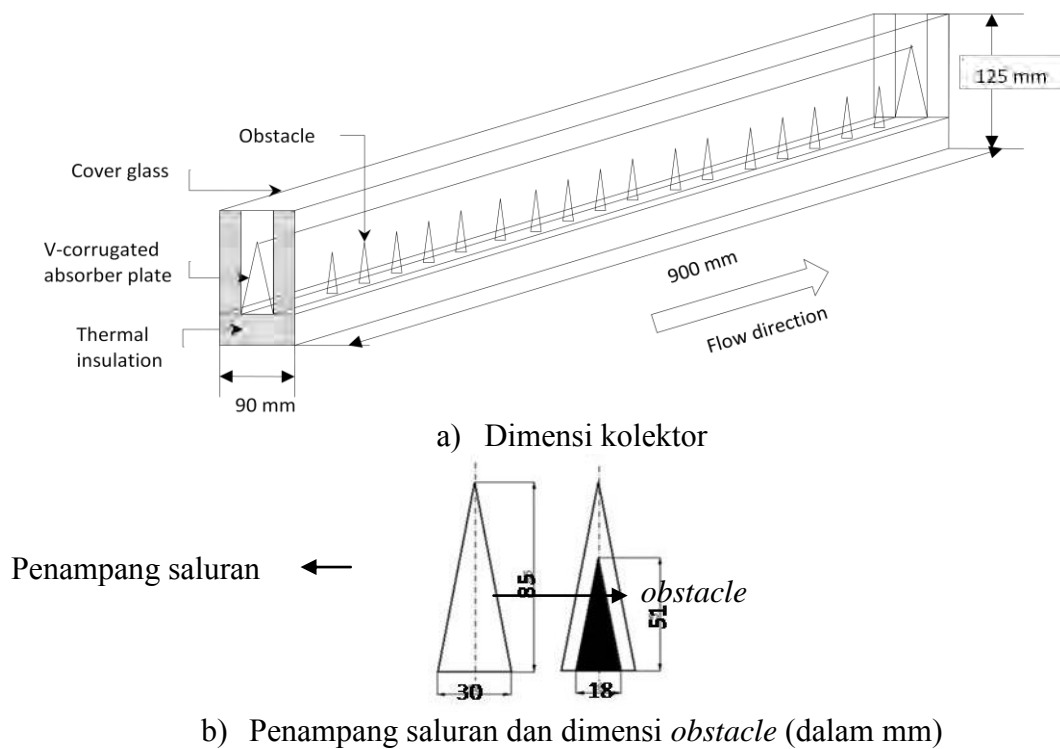
Pada eksperimen pendahuluan ini, udara dialirkan dengan bantuan kipas angin yang sederhana. Pengaturan kecepatan aliran udara dilakukan dengan saklar pada kipas, sehingga hanya ada tiga macam kecepatan, yaitu kecepatan rendah, menengah, dan tinggi. Untuk meneliti pengaruh sudut tekuk *obstacle*, diperlukan suatu penggerak yang dapat mengalirkan udara dengan lebih banyak variasi. Penambahan *obstacle* dalam aliran membuat hambatan yang dialami udara bertambah. *Obstacle* yang ditekuk dengan sudut berbeda tentu akan memberikan hambatan atau *head* yang berbeda terhadap aliran. Dari Persamaan (2.33), untuk kipas yang sama, ketika *head* aliran lebih tinggi ( $\frac{H_2}{H_1} > 1$ ) diperlukan putaran motor yang lebih tinggi, yaitu  $\frac{n_2}{n_1} = \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$ . Dengan putaran yang lebih tinggi, maka menurut Persamaan (2.32) kapasitas atau laju aliran volume udara ikut bertambah.

Jika penggerak aliran mempunyai putaran motor yang sama sedangkan hambatan berbeda-beda, maka kecepatan aliran udara dalam saluran tidak dapat diatur pada harga tertentu. Sementara eksperimen perlu dilakukan pada kecepatan udara tertentu yang sama untuk kondisi tertentu, agar hasilnya dapat dibandingkan. Oleh karenanya diperlukan suatu peralatan uji dengan penggerak berupa sebuah *blower* yang dilengkapi dengan *variable-frequency drive* (VFD), sementara bentuk dan dimensi saluran serta *obstacle* sama seperti yang digunakan dalam penelitian terdahulu.

## Bab 3. METODA PENELITIAN

### 3.1 Perencanaan penelitian

Penelitian dilakukan secara eksperimen dan simulasi numerik. Kolektor yang digunakan tampak seperti ditunjukkan pada Gambar 3.1. Untuk memusatkan perhatian pada perpindahan kalor konveksi dan penurunan tekanan yang terjadi dalam kolektor, maka eksperimen dan simulasi numerik akan difokuskan pada kolektor dengan satu saluran saja. *Obstacle* dipasang di atas plat bawah dalam saluran dan dibuat sebangun dengan saluran segitiga seperti ditunjukkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Rancangan kolektor surya dan *obstacle* yang dipakai.

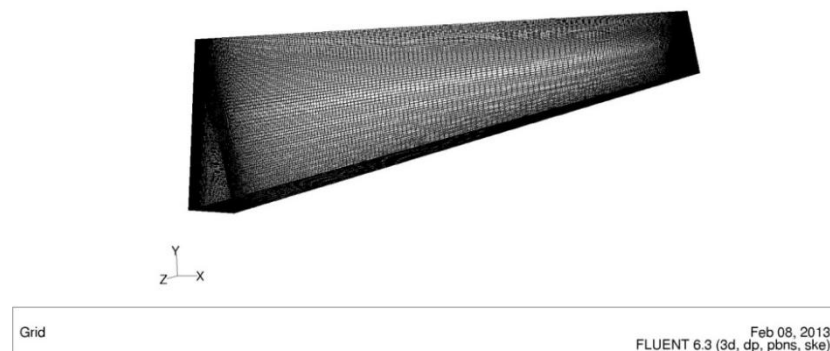
Sesuai dengan tujuan yang hendak dicapai dalam penelitian ini, maka pengaruh penekukan *obstacle* dipelajari baik dalam simulasi maupun eksperimen. Dalam penelitian ini, intensitas radiasi, kecepatan aliran udara dalam saluran, temperatur udara masuk dan ke luar saluran, penurunan tekanan aliran udara adalah variabel yang diukur atau ditentukan. Kecepatan aliran udara dalam saluran dijaga konstan ketika dalam aliran terdapat *obstacle* dengan sudut

tekuk yang berbeda maupun tidak ada *obstacle* dengan mengatur putaran motor *blower*. Keberadaan *obstacle* dan sudut tekuk *obstacle* mempengaruhi *head* aliran. Sesuai dengan Persamaan (2.33), ketika *head* aliran bertambah, maka diperlukan putaran motor yang lebih tinggi. Hal ini membuat laju aliran udara yang mengalir ikut bertambah secara linier sesuai dengan Persamaan (2.32). Kenaikan putaran ini juga membawa dampak diperlukannya daya input yang lebih besar seperti yang ditunjukkan pada Persamaan (2.34).

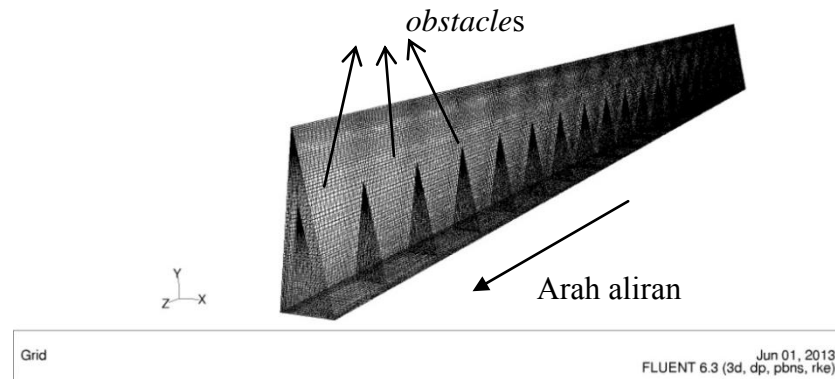
Dalam penelitian ini, eksperimen dilakukan terlebih dahulu, karena peralatan telah tersedia dan pembuatan *obstacle* yang ditekuk tidak terlalu sulit. Eksperimen dilakukan untuk aliran tanpa *obstacle* dan aliran dengan *obstacle* yang ditekuk dengan semua sudut tekuk yang berbeda mulai dari  $0^\circ$  (lurus, tidak ditekuk),  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $50^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $70^\circ$ , dan  $80^\circ$ . Simulasi numerik dilakukan untuk mendukung hasil eksperimen yaitu bahwa sudut tekuk optimal adalah  $30^\circ$ . Oleh karenanya, simulasi numerik dibatasi pada aliran dengan *obstacle* lurus ( $0^\circ$ ), *obstacle* yang ditekuk terhadap vertikal dengan sudut  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$ , dan aliran tanpa *obstacle*.

### 3.2 Rancangan Simulasi Numerik

Simulasi numerik dilakukan untuk melengkapi eksperimen agar dapat mengetahui fenomena yang terjadi di dalam saluran dengan *obstacle*. Simulasi numerik menggunakan Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26. Gambit digunakan untuk menggambarkan domain yang diteliti yaitu udara yang mengalir dalam saluran berpenampang segitiga dengan dan tanpa *obstacle* di atas plat bawah dan membuat *mesh* serta memberi *boundary condition* yang bersesuaian dengan kondisi eksperimen. Fluent digunakan untuk simulasi numerik dari aliran dan perpindahan kalor yang diterima udara dari plat penyerap. Domain dari aliran dalam saluran tanpa *obstacle* dapat dilihat pada Gambar 3.2 a) dan dengan *obstacle* sudut  $0^\circ$  pada Gambar 3.2 b).



a) *Meshing* tanpa *obstacle*



b) *Meshing* dengan 17 *obstacle* di atas plat bawah

Gambar 3.2 Rancangan *mesh* yang digunakan dalam simulasi numerik.

Data *grid* yang digunakan pada *meshing* di Gambar 3.2 adalah 1,008,000 *cells*, 3,080,000 *faces*, dan 1,063,468 *nodes*. Plat sebelah atas, disebut plat penyerap didefinisikan sebagai *wall* bersama plat bawah. Masukan didefinisikan “*velocity-inlet*” berada di posisi  $z = 0$  dan keluaran didefinisikan sebagai “*outflow*” di  $z = 900$  mm. *Obstacle* didefinisikan sebagai *wall*. Fokus simulasi adalah pola aliran udara yang diganggu oleh *obstacle*, sehingga simulasi numerik tidak melibatkan radiasi.

Langkah awal dari simulasi numerik adalah melakukan *grid independency* agar hasil simulasi tidak berubah pada *meshing*. Setelah mendapatkan rancangan *mesh* yang independen, langkah berikut adalah memilih model turbulen. Hasil simulasi yang dibandingkan dengan hasil eksperimen adalah *global properties*, seperti temperatur udara masuk dan ke luar serta penurunan tekanan aliran.

Simulasi numerik dilakukan untuk kecepatan tertentu yang sama dengan eksperimen, yaitu kecepatan dalam saluran sebesar 6.5 m/s dan 1.3 m/s. Dengan simulasi ini nantinya akan didapat struktur atau pola aliran seperti vektor kecepatan atau *streamline* aliran sehingga dapat diketahui terjadinya separasi dan vortex yang mempengaruhi perpindahan kalor dan penurunan tekanan aliran, serta kontur temperatur untuk mengetahui distribusi kalor yang ditransfer dari plat penyerap ke udara dengan adanya penambahan *obstacle* dalam aliran.

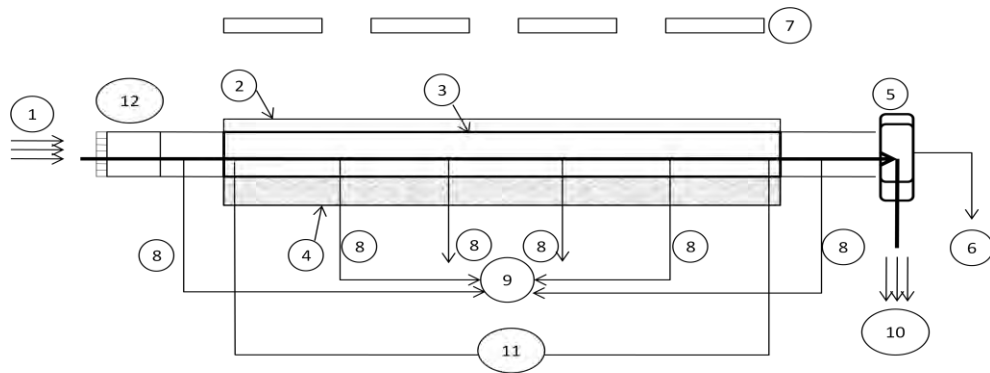
### 3.3 Rancangan Eksperimen

Eksperimen dilakukan di dalam ruangan yang dilengkapi dengan *Air Conditioning*, agar kecepatan dan temperatur udara sekitar dapat dijaga konstan. Intensitas radiasi yang diterima

permukaan kolektor dijaga konstan dengan menggunakan empat buah lampu halogen dengan daya masing-masing 500 Watt sebagai sumber radiasi pengganti matahari. Intensitas radiasi yang dihasilkan keempat lampu ini dapat diatur dengan menggunakan *dimmer* terpisah, sehingga radiasi yang diterima di permukaan kaca penutup lebih seragam.

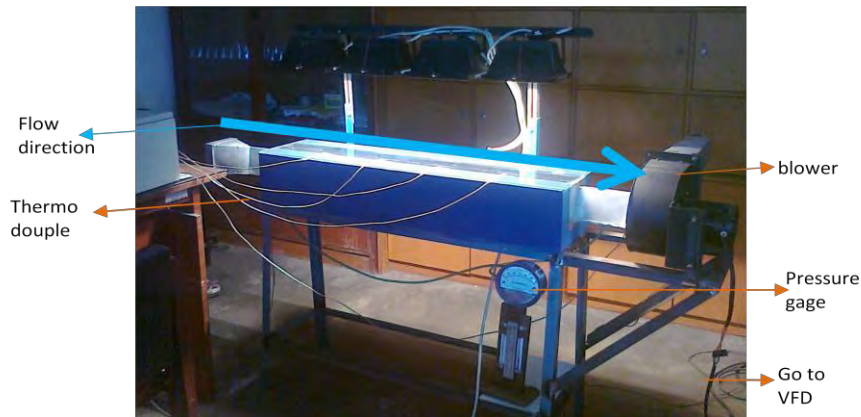
Suatu *blower* sentrifugal (1000 m<sup>3</sup>/h, 580 Pa, 0.2 kW, 380 Volt input) digunakan untuk mengalirkan udara dari lingkungan masuk ke dalam saluran. Agar kecepatan aliran udara dapat diatur, maka suatu *variable-frequency drive* (VFD) ditambahkan pada sisi masukan *blower*. Udara dapat mengalir dengan kecepatan berbeda, karena adanya *obstacle* dalam aliran membuat hambatan udara bertambah. *Obstacle* yang ditebuk sedikit (sudut tekuk kecil) memberikan hambatan yang lebih besar kepada aliran. Untuk membuat kecepatan aliran udara yang sama dengan hambatan besar diperlukan putaran motor *blower* yang lebih besar. Dengan VFD, putaran motor *blower* dapat diatur dan dijaga pada harga yang diperlukan.

Kolektor surya yang digunakan mempunyai dimensi: panjang 900 mm, lebar 90 mm, tinggi 165 mm. Plat penyerap yang dicat hitam terbuat dari aluminium. Rangka terbuat dari kayu dan ditambah styrofoam setebal 2.5 cm sebagai isolator termal di sisi kiri, kanan, dan bawah. Kaca bening setebal 3 mm yang tahan panas (*tempered glass*) digunakan sebagai kaca penutup dengan jarak dari ujung segitiga plat penyerap sejauh 10 mm. Pada ujung masuk saluran diberi *honeycomb* agar udara masuk ke dalam saluran kolektor lebih seragam. Skema dan foto peralatan yang digunakan selama eksperimen ditunjukkan pada Gambar 3.3.



- |                   |                         |                                       |
|-------------------|-------------------------|---------------------------------------|
| 1 : udara masuk   | 5 : <i>blower</i>       | 9 : <i>thermocouple display</i>       |
| 2 : kaca penutup  | 6 : VFD                 | 10: udara ke luar                     |
| 3 : plat penyerap | 7 : lampu halogen       | 11: <i>pressure differential gage</i> |
| 4 : isolator      | 8 : <i>thermocouple</i> | 12: <i>contraction + honeycomb</i>    |

a) Skema peralatan yang dipakai pada simulasi eksperimen



b) Foto peralatan eksperimen

Gambar 3.3. Kolektor surya yang digunakan pada eksperimen.

Pengukuran yang dilakukan selama eksperimen menggunakan beberapa alat ukur seperti ditunjukkan pada Tabel 3.1. Intensitas radiasi yang diterima di kaca penutup diukur dengan pyranometer. Pengukuran ini dilakukan di beberapa tempat di sepanjang saluran untuk memastikan keseragaman radiasi yang diterima kolektor. Pengaturan intensitas radiasi dilakukan dengan *dimmer* yang terpisah. Kecepatan udara diukur dengan anemometer di keluaran. Temperatur udara masuk dan ke luar saluran maupun plat penyerap diukur dengan *thermocouple* type T. Temperatur plat penyerap diukur di empat titik dengan jarak antara tiap *thermocouple* sama. Sedang penurunan tekanan diukur dengan *differential pressure gage* atau manometer.

Tabel 3.1. Alat ukur yang dipakai selama eksperimen

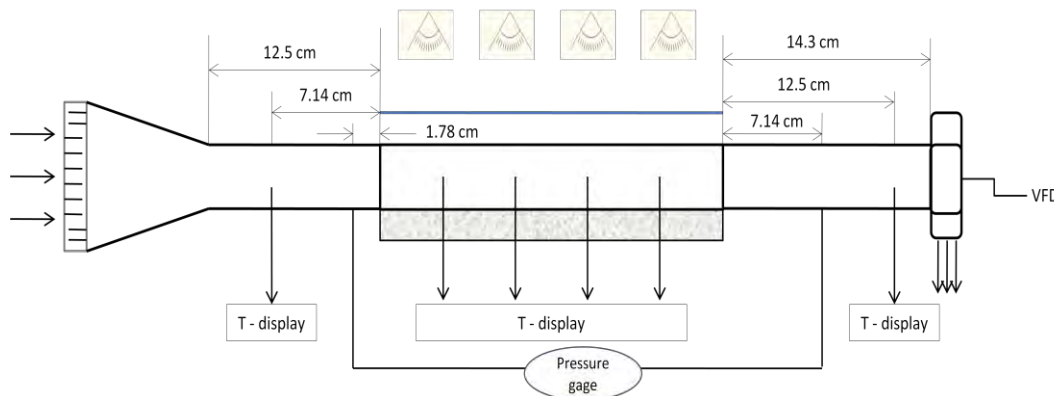
Nama alat ukur	Keterangan	Ketelitian
Pyranometer	Buatan Kipp & Zonen, type SP Lite 2 Output pyranometer adalah tegangan, sehingga diperlukan voltmeter digital dimana konversi dari tegangan listrik ke intensitas radiasi mengikuti ketentuan yang dibuat oleh manufaktur, yaitu: $69.8\mu\text{V}/\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ .	0.1 mV
Thermocouple	Type T, dengan peralatan pembacaan digital	0.1°C
Anemometer	Buatan Extech type 451126	0.1 m/s
<i>Differential pressure gage</i>	Buatan Dwyer type analog	2 Pa
Pipa U	Kemiringan 15° dari horizontal dengan fluida air	0.1 cm

Penempatan *pressure gage* dan *thermocouple* untuk mengukur temperatur udara masuk dan ke luar mengikuti ketentuan yang dibuat ASHRAE (ASHRAE 93-1986, 1986). Kedua alat

ukur tersebut diletakkan pada jarak yang di dalamnya terdapat unsur besaran  $\sqrt{(ab)}$ . Besar  $a$  dan  $b$  adalah dimensi saluran yang digunakan dalam kolektor surya. Mengingat saluran yang digunakan adalah segitiga, maka besar  $\sqrt{(ab)} = \sqrt{[\frac{1}{2} (3) 8.5]} = 3.57 \text{ cm}$ .

Sesuai ketentuan, *pressure gage* untuk mengukur tekanan udara masuk diletakkan pada jarak  $0.5 \sqrt{(ab)} = 1.78 \text{ cm}$  dari ujung masukan kolektor. Sedang *thermocouple* untuk mengukur temperatur udara masuk diletakkan di jarak  $2\sqrt{(ab)} = 7.14 \text{ cm}$  dari ujung masukan kolektor. Panjang saluran lurus sebelum ujung masukan kolektor adalah  $3.5\sqrt{(ab)} = 12.5 \text{ cm}$ .

Untuk pengukuran di sisi keluaran: *pressure gage* diletakkan pada jarak  $2\sqrt{(ab)} = 7.14 \text{ cm}$  dari keluaran kolektor, *thermocouple* diletakkan pada  $3.5\sqrt{(ab)} = 12.5 \text{ cm}$  dari keluaran kolektor, dan panjang saluran lurus setelah kolektor sebelum *blower* adalah  $4\sqrt{(ab)} = 14.3 \text{ cm}$ . Peletakan *pressure gage* dan *thermocouple* ditunjukkan pada Gambar 3.4.



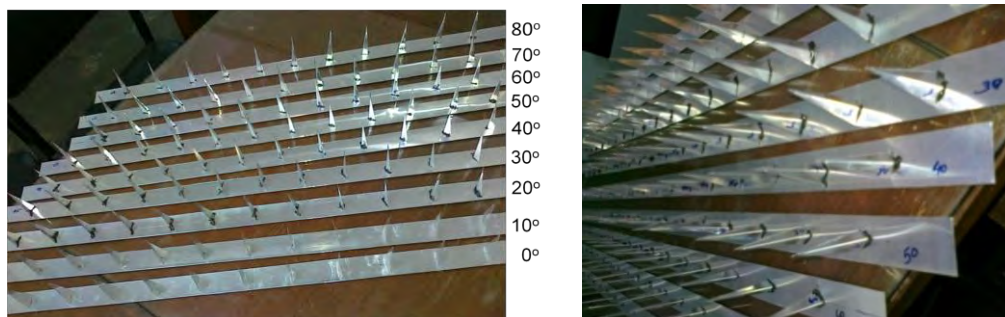
Gambar 3.4 Penempatan *thermocouple* dan *pressure gage* pada peralatan uji.

Sebuah *blower* sentrifugal digunakan untuk menghisap udara sekitar masuk ke dalam saluran dari kolektor. Agar udara mengalir masuk saluran dengan lebih seragam, maka di ujung masukan perlu ditambahkan *honeycomb*. Dimensi cell *honeycomb* dirancang sedemikian agar aliran melalui *honeycomb* laminar ( $Re \leq 2100$ ). Kecepatan maksimum aliran udara dalam saluran di kolektor (sesuai dengan kemampuan *blower* yang dipakai) adalah  $6.5 \text{ m/s}$ . Dengan menggunakan prinsip kekekalan massa, maka kecepatan aliran udara saat melintasi *honeycomb* adalah  $0.72 \text{ m/s}$ . Agar aliran laminar ketika melalui *honeycomb* pada temperatur berkisar  $300 \text{ K}$ , maka diameter cell yang diperlukan adalah  $0.5 \text{ cm}$ . Perbandingan panjang terhadap diameter cell yang baik menurut Mehta & Bradshaw (1979) adalah antara  $6 - 8$ . Panjang *honeycomb* diambil  $6 \times$  diameter cell, sehingga panjang *honeycomb* yang digunakan adalah  $3 \text{ cm}$ .



Eksperimen dilakukan mula-mula untuk kolektor tanpa *obstacle* dengan intensitas radiasi tertentu dan kecepatan aliran udara tertentu. Pengambilan data dilakukan setelah kondisi *steady* yang kira-kira memerlukan waktu 40 – 60 menit. Setelah itu, plat yang telah dilengkapi *obstacle* dengan sudut tertentu, misalnya  $0^\circ$  atau lurus, diletakkan di plat bawah. *Obstacle* yang dipakai dapat dilihat pada Gambar 3.5. Kemudian dilanjutkan dengan sudut  $10^\circ$  hingga  $80^\circ$ . Eksperimen diulangi untuk empat harga kecepatan aliran udara dan tiga macam intensitas radiasi yang berbeda.

Parameter yang akan diukur adalah temperatur udara masuk dan ke luar saluran, temperatur plat penyerap di empat titik dengan jarak yang sama, intensitas radiasi di permukaan kaca penutup, dan kecepatan aliran udara. Sedang variabel dalam penelitian ini meliputi sembilan jenis sudut tekuk *obstacle* (lurus atau  $0^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ , ..., hingga  $80^\circ$ ), tiga intensitas radiasi, dan lima kecepatan aliran udara. Eksperimen dirancang seperti pada Tabel 3.2.



Gambar 3.5 *Obstacle* dengan beberapa sudut tekuk yang dipakai.

Tabel 3.2. Disain eksperimen

INPUT		OUTPUT		
Variabel Tetap	Variabel Kontrol		Diukur	Dihitung/analisa
Dimensi kolektor	Kecepatan aliran udara dalam keluaran	1.3 m/s	$v_{udara}, I_T,$ $T_{abs}, T_{in},$ $T_{out}, \Delta P$	Sudut terbaik, $\Delta P$ , efisiensi kolektor
		2.6 m/s		
	3.9 m/s			
Sudut tekuk <i>obstacle</i>	5.2 m/s	$0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ,$ $60^\circ, 70^\circ, 80^\circ$		
	6.5 m/s			
Intensitas radiasi	430 W/m <sup>2</sup>			
	573 W/m <sup>2</sup>			
	716 W/m <sup>2</sup>			

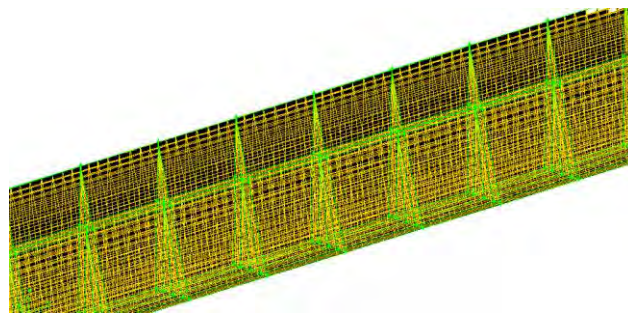


## Bab 4. HASIL SIMULASI NUMERIK DAN PEMBAHASAN

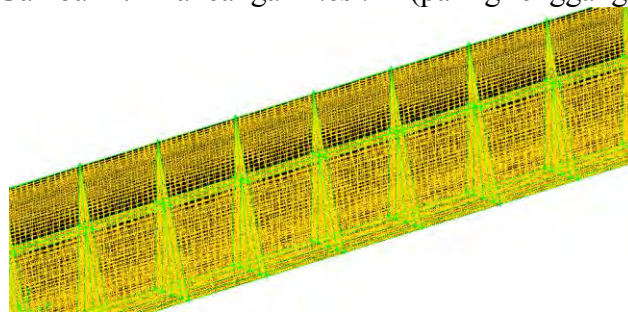
Simulasi numerik dilakukan untuk aliran udara di dalam saluran berpenampang segitiga sesuai dimensi peralatan yang digunakan dalam eksperimen. Mengingat hasil eksperimen menunjukkan bahwa sudut tekuk terbaik adalah  $30^\circ$ , maka *obstacle* yang diteliti dalam simulasi numerik hanya *obstacle* dengan sudut  $0^\circ$  (lurus),  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ , dan  $40^\circ$ . Simulasi diawali dengan *grid independency* dan pemilihan model *viscous*.

### 4.1 *Grid Independency*

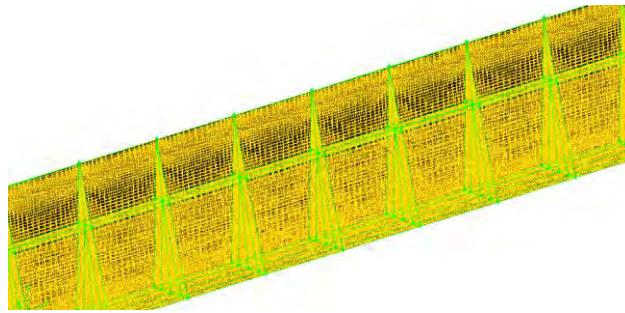
*Grid independency* dilakukan dengan meningkatkan resolusi *mesh* dari yang renggang menjadi semakin rapat. Keunggulan dari *mesh* yang rapat dapat memperlihatkan detail vektor yang lebih baik, namun hal tersebut membutuhkan waktu proses iterasi yang lama. Selain itu jumlah *mesh* yang berlebihan menyebabkan konvergensi sulit tercapai. Oleh karena itu *mesh* akan dirancang lebih rapat di daerah dekat dinding dan *obstacle*. Pada Gambar 4.1 hingga Gambar 4.5 dipaparkan beberapa bentuk *mesh* yang diuji. Jumlah *cell*, *face* dan *node* yang digunakan dalam setiap *mesh* dapat dilihat pada Tabel 4.1.



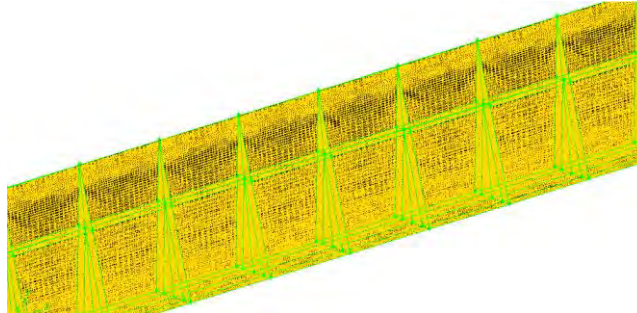
Gambar 4.1 Rancangan *mesh* A (paling renggang).



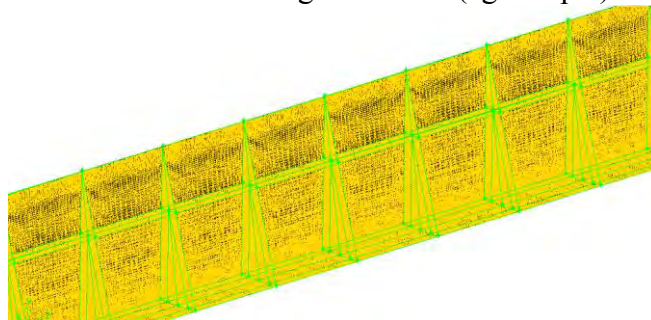
Gambar 4.2 Rancangan *mesh* B (agak renggang).



Gambar 4.3 Rancangan *mesh* C (sedang).



Gambar 4.4 Rancangan *mesh* D (agak rapat).



Gambar 4.5 Rancangan *mesh* E (paling rapat).

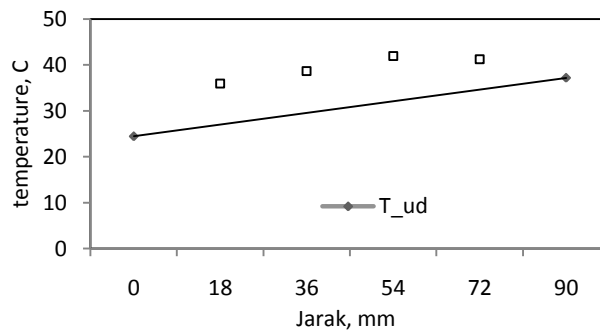
Tabel 4.1 Jumlah *cell*, *face*, dan *node* dari empat *mesh* yang diuji

	<i>Mesh</i> A	<i>Mesh</i> B	<i>Mesh</i> C	<i>Mesh</i> D	<i>Mesh</i> E
Jumlah <i>cell</i>	55,296	338,688	699,840	1,092,000	1,700,352
Jumlah <i>face</i>	173,936	1,043,224	2,143,494	3,335,300	5,180,328
Jumlah <i>node</i>	63,172	365,480	743,351	1,150,798	1,778,997

*Grid independency* dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi numerik dari *mesh* yang lebih halus dengan yang lebih kasar. Bentuk geometri dan domain aliran serta model viscous yang digunakan dalam simulasi harus sama. Simulasi dilakukan untuk aliran dengan *obstacle* lurus  $0^\circ$  dengan *boundary condition* yang sama.

Setiap *mesh* diuji dengan kondisi batas dan pengaturan yang sama dalam *software* Fluent. Pengaturan yang dilakukan adalah: 3 dimensi, *double precision*, model viscous yang digunakan adalah *Shear Stress Transport K- $\omega$*  (SSTk $\omega$ ), material plat penyerap, plat bawah, dan

*obstacle* adalah Aluminium, fluida adalah udara dengan tekanan 1 atm dan densitas, viskositas, konduktivitas termal yang berubah terhadap temperatur. Kecepatan di *inlet* ditetapkan sama dengan kecepatan aliran dalam saluran kolektor yaitu sebesar 6.5 m/s dengan temperatur *inlet* sebesar 297.46 K sesuai data eksperimen. Plat penyerap dikondisikan sebagai temperatur tetap, karena dari hasil eksperimen didapatkan distribusi temperatur plat mendekati konstan seperti ditunjukkan pada Gambar 4.6 untuk aliran dengan kecepatan 6.5 m/s dalam saluran tanpa *obstacle* dengan intensitas 430 W/m<sup>2</sup>. Sedangkan model *discretization equation* untuk semuanya menggunakan *first order scheme* dan hubungan kecepatan dan tekanan menggunakan *SIMPLEC*.

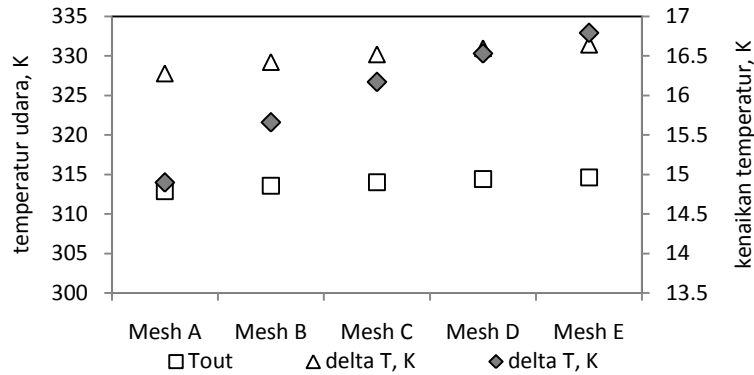


Gambar 4.6 Temperatur plat penyerap dan temperatur udara keluar dan masuk ketika kecepatan aliran dalam saluran 6.5 m/s dan intensitas radiasi 430 W/m<sup>2</sup>.

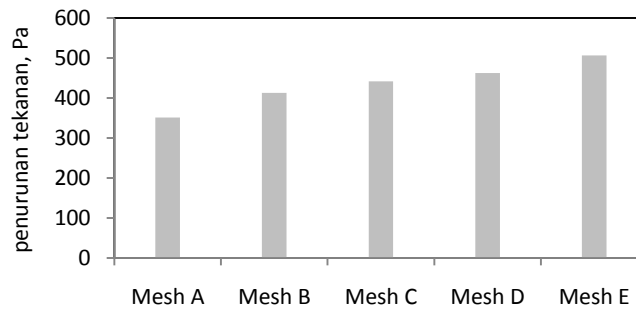
Dari simulasi yang dilakukan untuk setiap *mesh*, *global properties* yang dihasilkan dari simulasi numerik yaitu temperatur masukan dan keluaran serta penurunan tekanan aliran dapat dilihat pada Gambar 4.7. Sedang perbedaan kenaikan temperatur dan penurunan tekanan dari *mesh* yang lebih kasar ke yang lebih halus dapat dilihat pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Perbedaan hasil simulasi antara lima *mesh* yang diuji

	T <sub>in</sub> , K	T <sub>out</sub> , K	delta T, K	% delta T	delta P, Pa	% delta P
<i>Mesh A</i>	297.98	312.88	14.90		351.58	
<i>Mesh B</i>	297.90	313.56	15.66	5.10	413.01	17.47
<i>Mesh C</i>	297.85	314.02	16.17	3.26	441.76	6.96
<i>Mesh D</i>	297.90	314.43	16.53	2.23	462.34	4.66
<i>Mesh E</i>	297.83	314.62	16.79	1.57	506.70	9.60



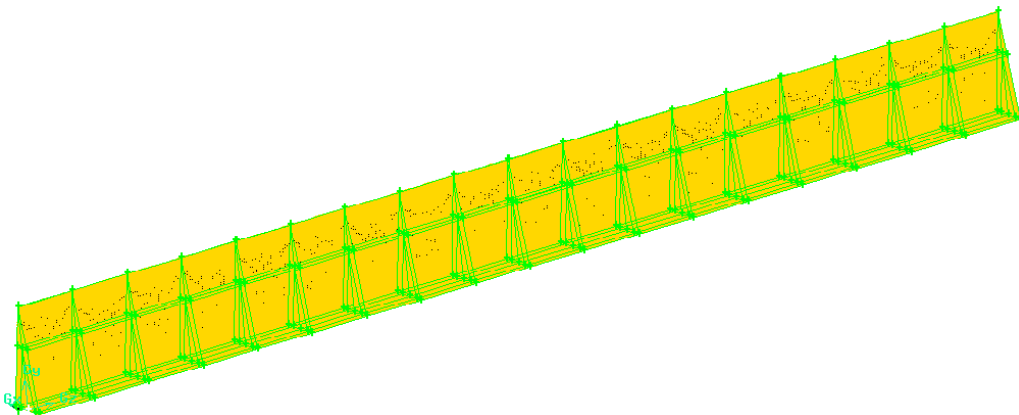
a. Temperatur udara hasil simulasi numerik dengan beberapa *mesh*



b. Penurunan tekanan udara hasil simulasi numerik dengan beberapa *mesh*.

Gambar 4.7 Perbandingan hasil simulasi dengan *mesh* A, B, C, D, dan E.

Dari Tabel 4.2 terlihat bahwa *mesh* B memberikan hasil yang cukup berbeda dengan *mesh* A, *mesh* C juga memberikan hasil yang berbeda dengan *mesh* B tetapi perbedaannya agak mengecil. Ketika *mesh* diperkecil menjadi *mesh* D dan *mesh* E, hasil tidak banyak berbeda lagi. Demikian pula pada Gambar 4.7 a) dan b) terlihat bahwa *mesh* D dan E memberikan hasil simulasi temperatur dan penurunan tekanan yang mendekati sama. Oleh karenanya, *mesh* D dianggap memenuhi *grid* independency. Langkah simulasi berikutnya yaitu pemilihan model *viscous* menggunakan pola *mesh* D seperti ditunjukkan pada Gambar 4.8.



Gambar 4.8 Pola *mesh* yang dipakai untuk aliran dengan *obstacle* 0°

#### 4.2 Model *Viscous*

Langkah berikut dalam simulasi numerik adalah memilih model *viscous* yang paling tepat. Model *viscous steady* yang diuji adalah dengan dua persamaan yaitu: *Standard K-Epsilon* (SK $\epsilon$ ), *RNG-K-Epsilon* (RNGK $\epsilon$ ), *Realizable-K-Epsilon* (RK $\epsilon$ ), *Standard K-Omega* (Sk $\omega$ ), dan *Shear Stress Transport-K-Omega* (SSTk $\omega$ ). Selama simulasi, semua pengaturan dibuat sama kecuali model *viscous*, yaitu kecepatan aliran dalam saluran = 6.5 m/s, temperatur plat penyerap 320 K, dan temperatur udara masuk sesuai dengan eksperimen yaitu 297.46 K. *Global properties* hasil simulasi numerik berdasarkan *mesh* D yang dibandingkan dengan hasil eksperimen adalah temperatur udara masuk dan ke luar kolektor serta penurunan tekanan aliran melintasi kolektor. Perbandingan hasil simulasi dapat dilihat pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 *Global properties* dan hasil simulasi dengan beberapa model *viscous*

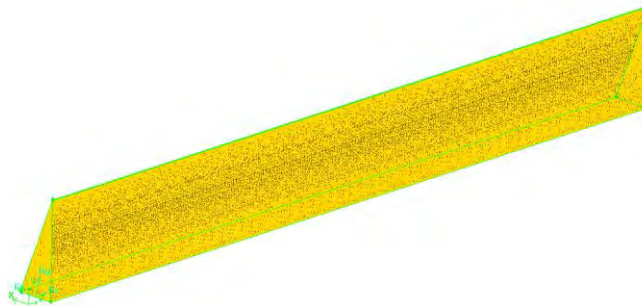
	T <sub>out</sub> , K	T <sub>in</sub> , K	$\Delta T$ , K	$\Delta P$ , Pa	$\Sigma$ iterasi
Eksperimen	313.5	297.5	16.0	338	-
SK $\epsilon$	313.2	298.0	15.2	429	2971
SK $\epsilon$ non-eq wall	313.8	298.0	15.8	450	2944
RK $\epsilon$ standard	313.2	297.9	15.3	504	370
RK $\epsilon$ non-eq wall	313.6	297.9	15.7	521	374
RNGK $\epsilon$ standard	313.0	298.0	15.0	398	822
RNGK $\epsilon$ non-eq wall	313.5	298.0	15.5	408	1467
SSTk $\omega$	313.4	297.8	15.6	353	477
Sk $\omega$	Tidak cenderung konvergen setelah 2656 iterasi				

Dari Tabel 4.3 terlihat bahwa semua model *viscous* kecuali Sk $\omega$  memberikan prediksi kenaikan temperatur mendekati hasil eksperimen, tetapi prediksi penurunan tekanan melebihi hasil eksperimen. Simulasi dengan model Sk $\omega$  tidak dapat konvergen hingga lebih dari 2600 iterasi. Model SSTk $\omega$  memberikan prediksi penurunan tekanan dan kenaikan temperatur yang paling mendekati hasil eksperimen. Dengan demikian, simulasi dilanjutkan untuk mengetahui pola aliran di sekitar *obstacle* dengan model *viscous* SSTk $\omega$ .

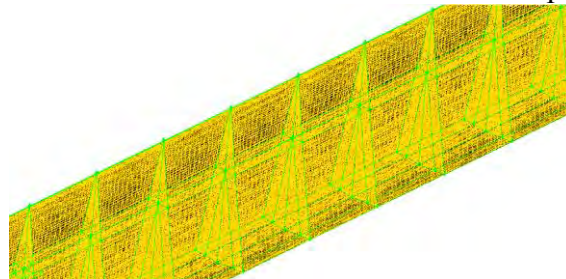


### 4.3 *Grid* yang Dipakai untuk Simulasi Numerik *Obstacle* Lain

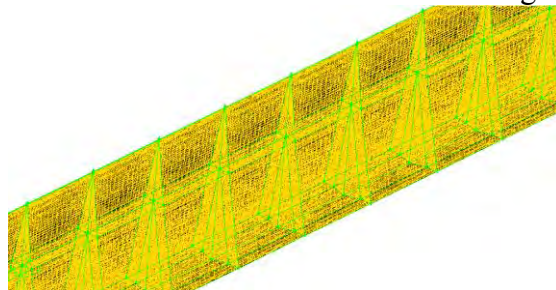
Simulasi numerik bukan hanya dilakukan pada aliran dengan *obstacle* sudut optimal  $30^\circ$ , tetapi juga dilakukan pada beberapa sudut lain di sekitar  $30^\circ$ , yaitu  $0^\circ$  (atau lurus),  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ , dan  $40^\circ$  serta aliran tanpa *obstacle*. *Grid* dibangun berdasarkan *mesh* D dengan jumlah *cell*, *face*, dan *node* yang sama untuk masing-masing aliran. Semua rancangan *grid* tersebut dapat dilihat pada Gambar 4.9 hingga 4.13, kecuali untuk aliran dengan *obstacle*  $0^\circ$  ada pada Gambar 4.8.



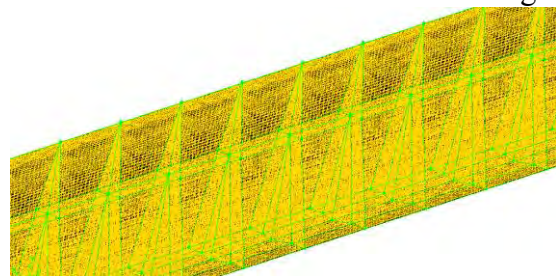
Gambar 4.9 *Grid* untuk simulasi numerik aliran tanpa *obstacle*



Gambar 4.10 *Grid* untuk simulasi numerik aliran dengan *obstacle*  $10^\circ$

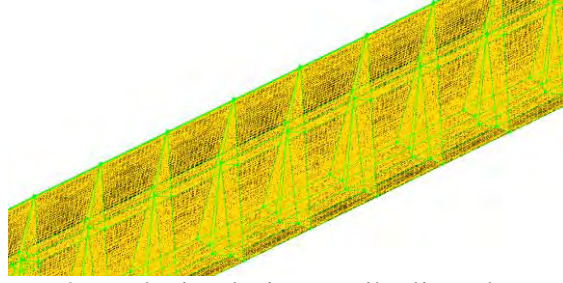


Gambar 4.11 *Grid* untuk simulasi numerik aliran dengan *obstacle*  $20^\circ$



Gambar 4.12 *Grid* untuk simulasi numerik aliran dengan *obstacle*  $30^\circ$



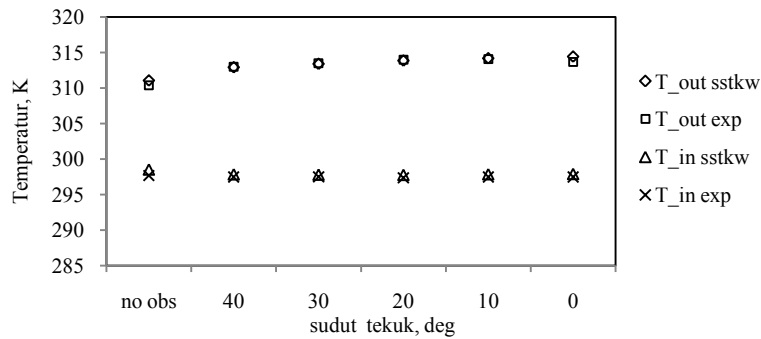


Gambar 4.13 *Grid* untuk simulasi numerik aliran dengan *obstacle* 40°

#### 4.4 *Global properties* hasil simulasi numerik

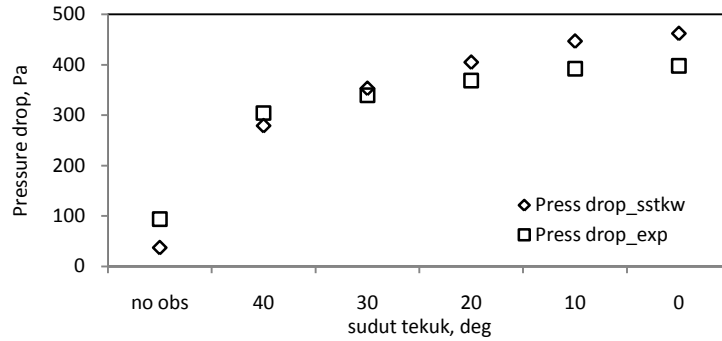
Simulasi aliran dengan dan tanpa *obstacle* dilakukan dengan model *viscous* yang sama yaitu SSTk $\omega$  dan kondisi batas yang sama yaitu kecepatan aliran dalam saluran = 6.5 m/s, temperatur plat penyerap 320 K, dan temperatur udara masuk sesuai dengan eksperimen yaitu 297.46 K.

Dari simulasi numerik yang dilakukan didapat *global properties* berupa temperatur masukan, keluaran, dan penurunan tekanan seperti pada Lampiran 1. Perbandingan antara hasil simulasi dengan hasil eksperimen dapat dilihat pada Gambar 4.14 untuk temperatur udara masuk dan ke luar kolektor, Gambar 4.15 untuk penurunan tekanan udara melintasi kolektor.



Gambar 4.14 Temperatur udara masuk dan ke luar kolektor pada kecepatan aliran dalam saluran sebesar 6.5 m/s dan intensitas radiasi 430 W/m<sup>2</sup>.

Dari Gambar 4.14 terlihat bahwa simulasi numerik memberikan prediksi yang sangat baik untuk temperatur udara masuk dan ke luar kolektor. Demikian pula dengan penurunan tekanan aliran udara yang dapat diprediksi dengan baik menggunakan simulasi numerik seperti ditunjukkan pada Gambar 4.15. Hasil simulasi numerik mendekati sama dengan hasil eksperimen.



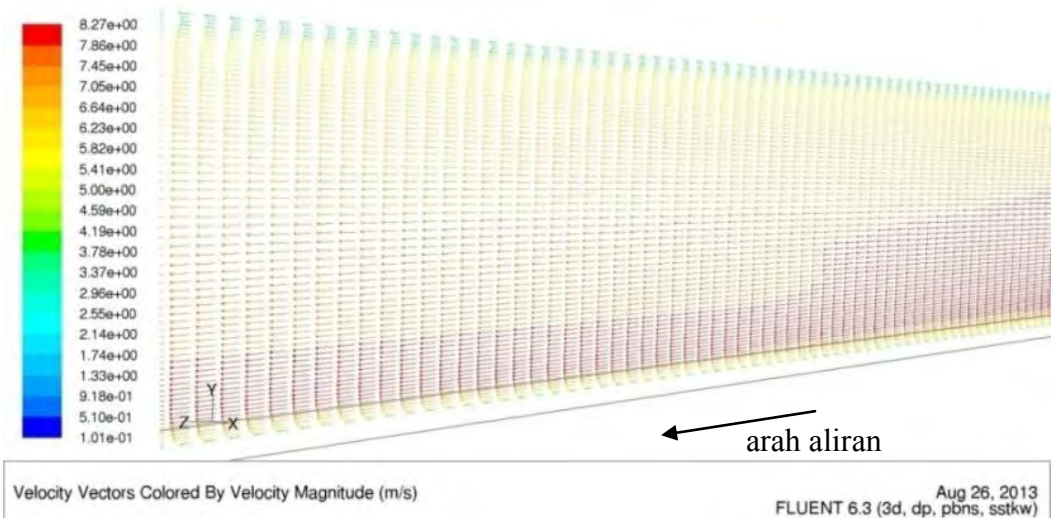
Gambar 4.15 Penurunan tekanan untuk kecepatan aliran 6.5 m/s.

#### 4.5 Distribusi kecepatan aliran udara hasil simulasi numerik

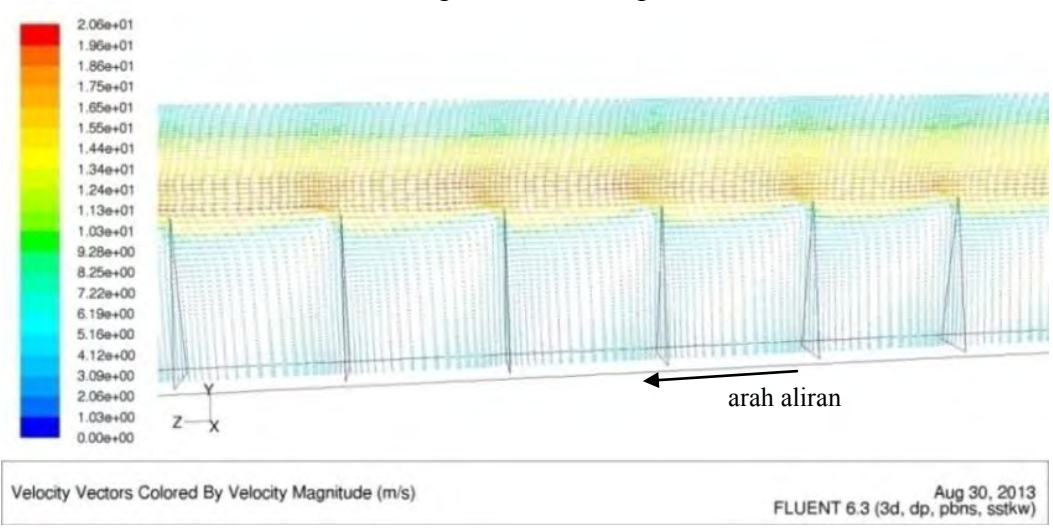
Ketika udara mengalir dengan kecepatan 6.5 m/s, vektor kecepatan aliran udara dalam saluran tanpa *obstacle*, dengan *obstacle* sudut  $0^\circ$  (lurus),  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ , dan  $40^\circ$  di *centerline* aliran, atau  $x = 0$ , dapat dilihat pada Gambar 4.16 dan di titik dekat ujung *obstacle*, atau  $x = 5$  mm pada Gambar 4.17. Dalam aliran udara tanpa *obstacle*, tidak terjadi aliran balik atau *vortex* seperti ditunjukkan pada Gambar 4.16 a).

*Obstacle* yang diletakkan di atas plat sebelah bawah menyebabkan aliran udara di antara *obstacle* mengalami aliran balik dan menimbulkan *vortex* serta meningkatkan kecepatan aliran udara di atas dan di samping *obstacle*, seperti ditunjukkan dalam Gambar 4.16, Gambar 4.17, dan Gambar 4.19. Hal ini menyebabkan sebagian besar udara terlempar ke atas dan ke samping dekat plat penyerap, sehingga lebih banyak udara mengalir di celah antara *obstacle* dengan plat penyerap. Hal ini tampak dari Gambar 4.16 b – Gambar 4.16 k. Keadaan ini membuat lebih banyak udara yang bersinggungan dengan plat penyerap yang panas, sehingga udara ke luar kolektor pada temperatur yang lebih tinggi saat diberi *obstacle* seperti dihasilkan pada eksperimen di bagian 5.1.1.

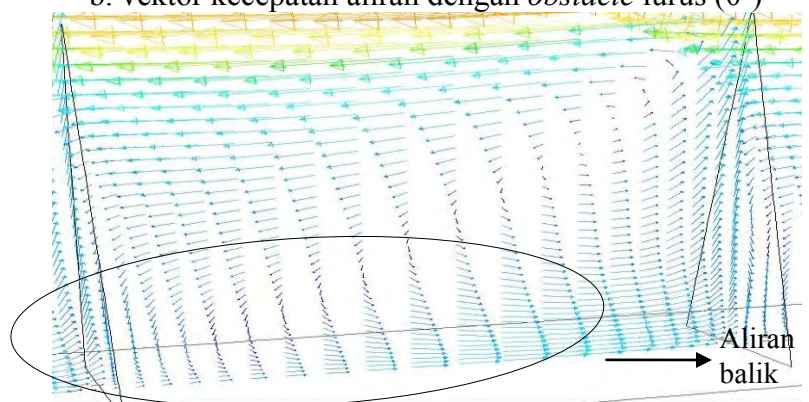
Ketika udara mengalir mengenai *obstacle*, terjadilah *vortex* yang membawa momentum, energi, dan massa. *Vortex* merupakan ciri bahwa aliran menjadi turbulen. Ketika aliran menjadi turbulen, partikel fluida menunjukkan gerakan tambahan yang meningkatkan kecepatan energi dan pertukaran momentum di antara partikel tersebut, sehingga meningkatkan perpindahan kalor dan koefisien gesek aliran.



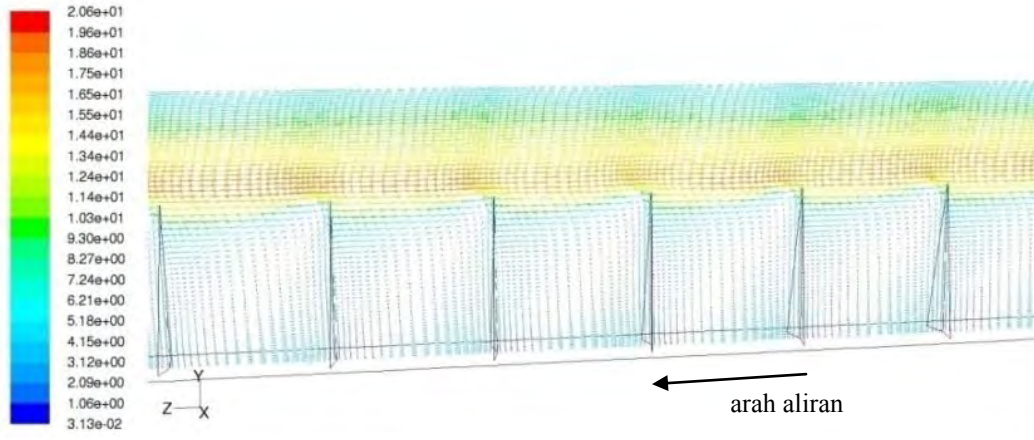
a. vektor kecepatan aliran tanpa *obstacle*



b. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* lurus ( $0^\circ$ )

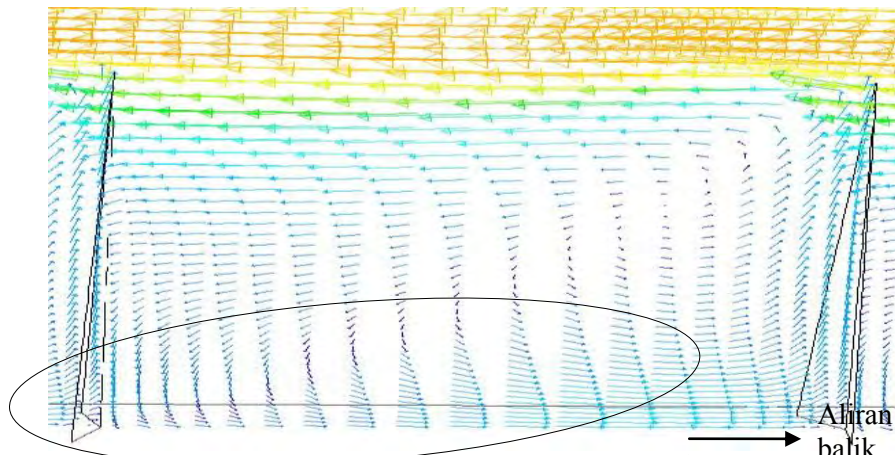


c. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* lurus ( $0^\circ$ ) yang diperbesar

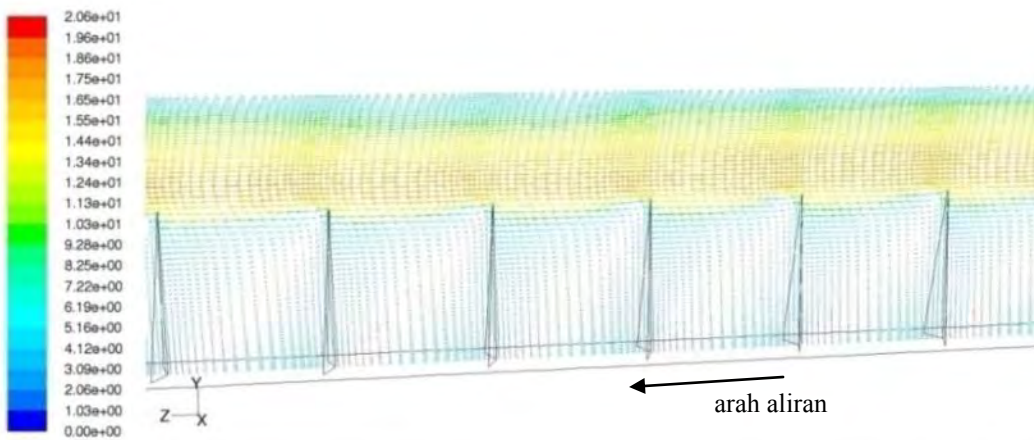


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Aug 30, 2013  
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, sstk)

d. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 10°



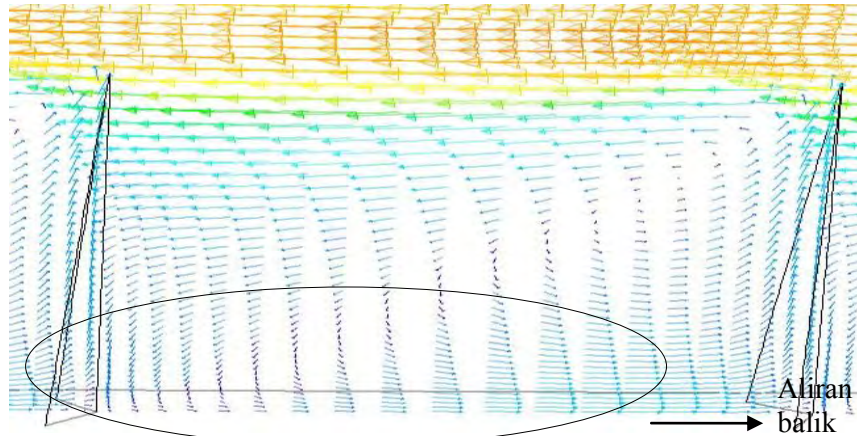
e. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 10° yang diperbesar



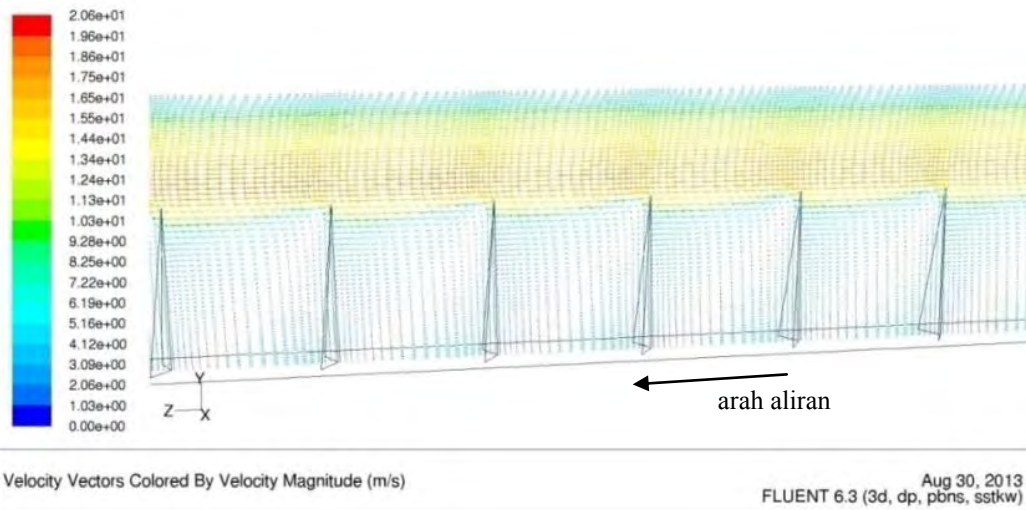
Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Aug 30, 2013  
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, sstk)

f. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 20°

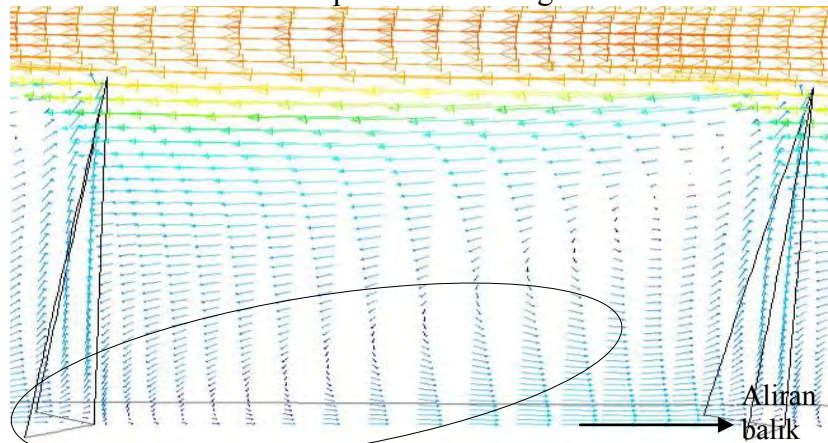




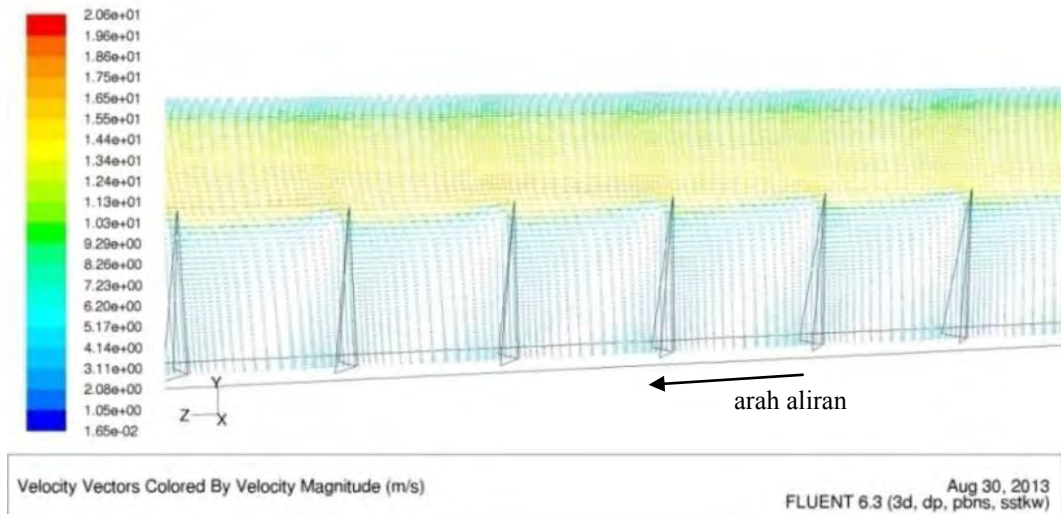
g. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 20° yang diperbesar



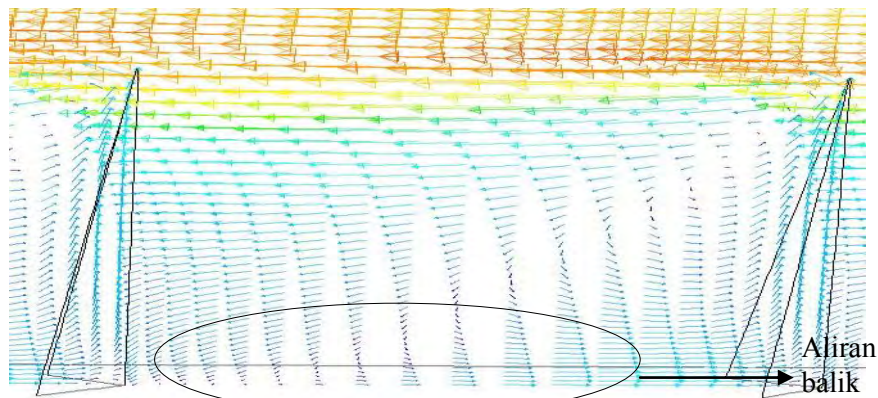
h. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 30°



i. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 30° yang diperbesar



j. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 40°



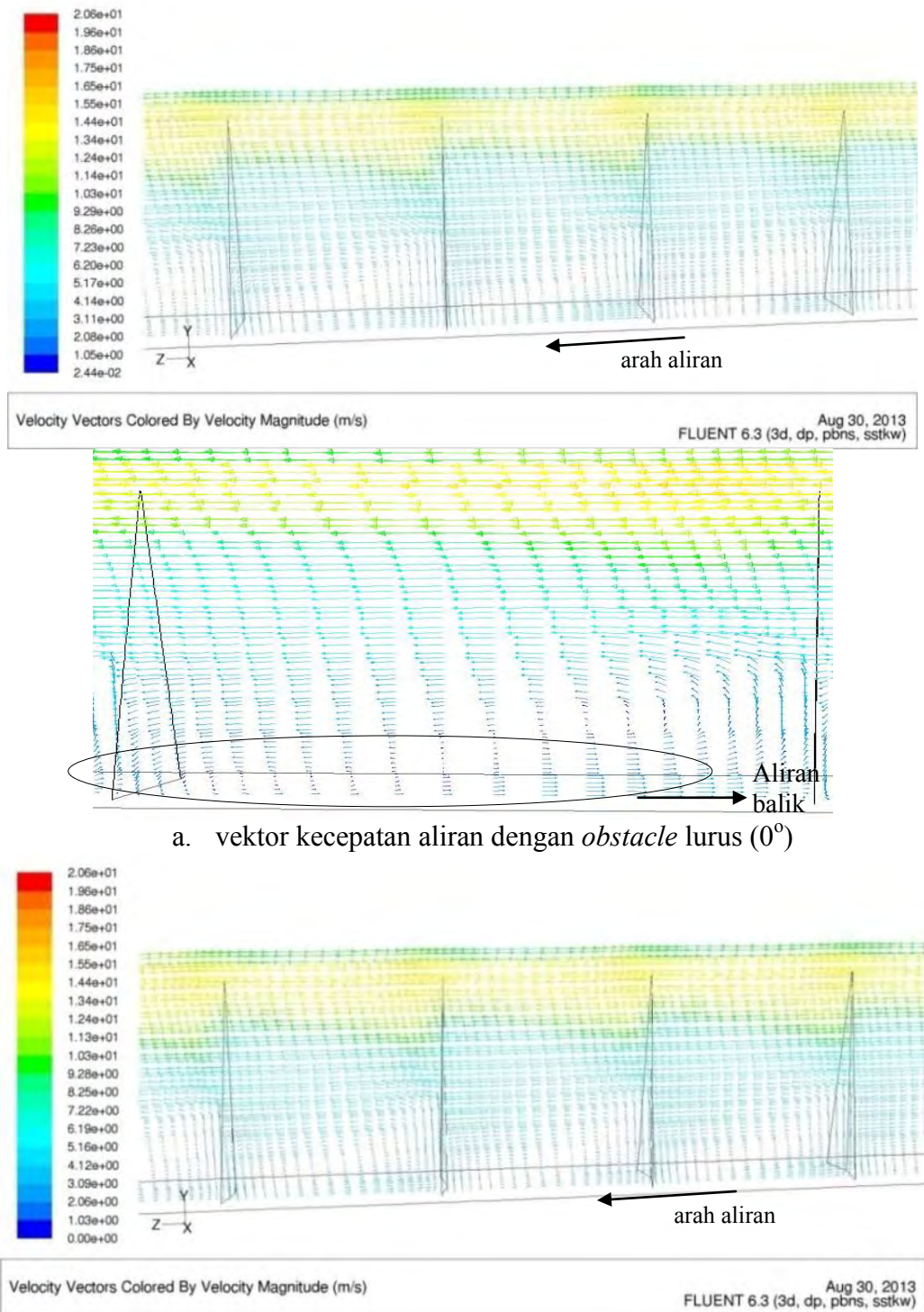
k. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 40° yang diperbesar

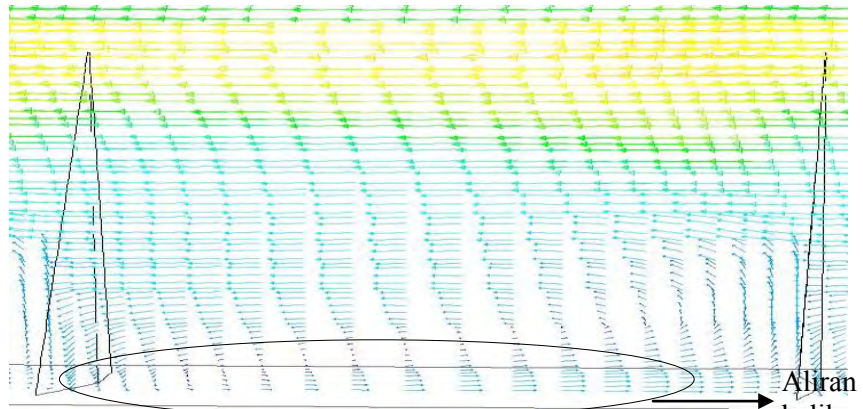
Gambar 4.16 Vektor kecepatan aliran udara di *centerline* ( $x = 0$ ).

Keberadaan *obstacle*, yang lurus maupun yang ditekuk dengan sudut berapapun, menyebabkan udara yang mengalir di *centerline* selalu mengalami *vortex* atau aliran balik (Gambar 4.16) di antara dua *obstacle* yang berurutan. Aliran balik ini tidak pernah hilang dalam aliran. Keadaan yang berbeda terjadi untuk aliran di posisi  $x$  yang mendekati ujung *obstacle*, seperti misalnya di  $x = 5$  mm. Ketika *obstacle* ditekuk dengan sudut 30°, aliran balik udara berangsur hilang sebelum mencapai *obstacle* berikutnya (Gambar 4.17 e). Sudut tekuk yang lebih besar, dalam hal ini 40°, membuat hilangnya aliran balik di antara *obstacle* terjadi lebih awal (Gambar 4.16 k dan Gambar 4.17 e). Posisi *obstacle* dalam saluran jika dilihat dari depan dapat dilihat pada Gambar 4.18. Hilangnya aliran balik yang berarti pengurangan *vortex* menyebabkan kecepatan energi dan pertukaran momentum menurun. Dengan demikian *obstacle* yang ditekuk dengan sudut besar menyebabkan perpindahan kalor ke udara berkurang dan

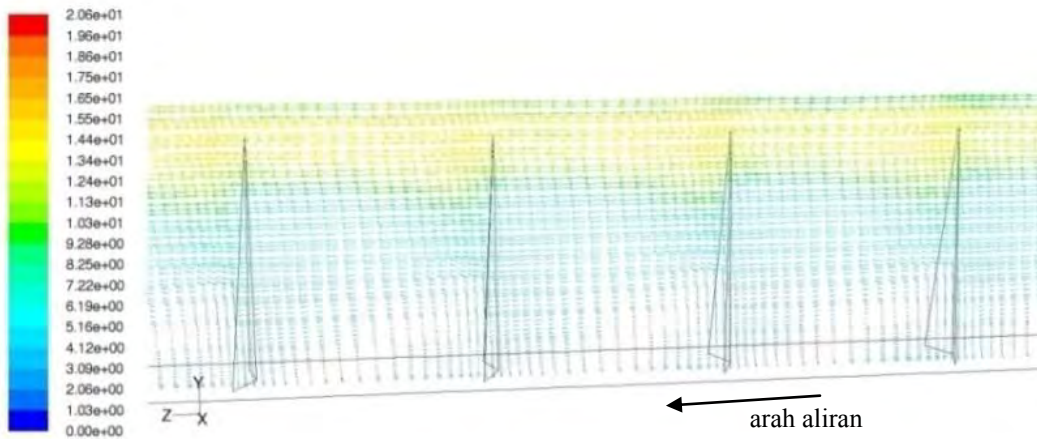


penurunan tekanan aliran karena gesekan juga berkurang. Hal ini bersesuaian dengan yang didapatkan dari eksperimen seperti dibahas di Bab V.

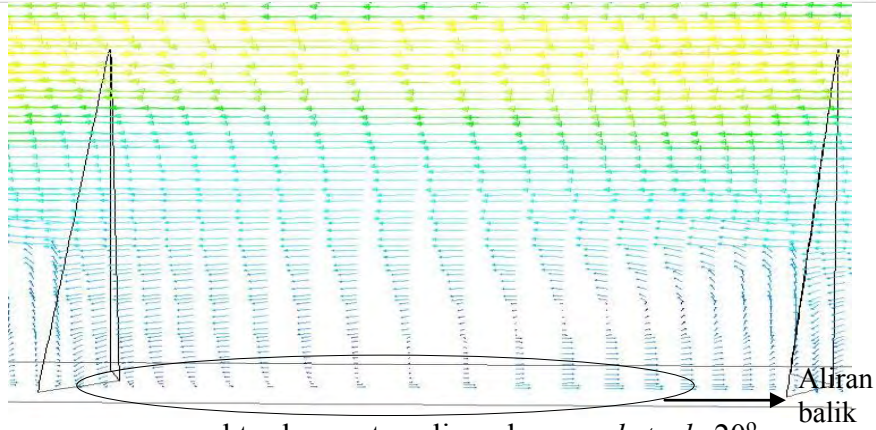




b. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 10°

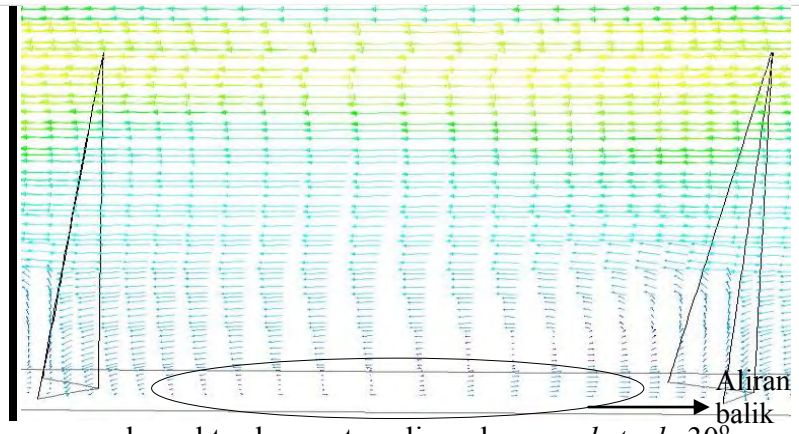
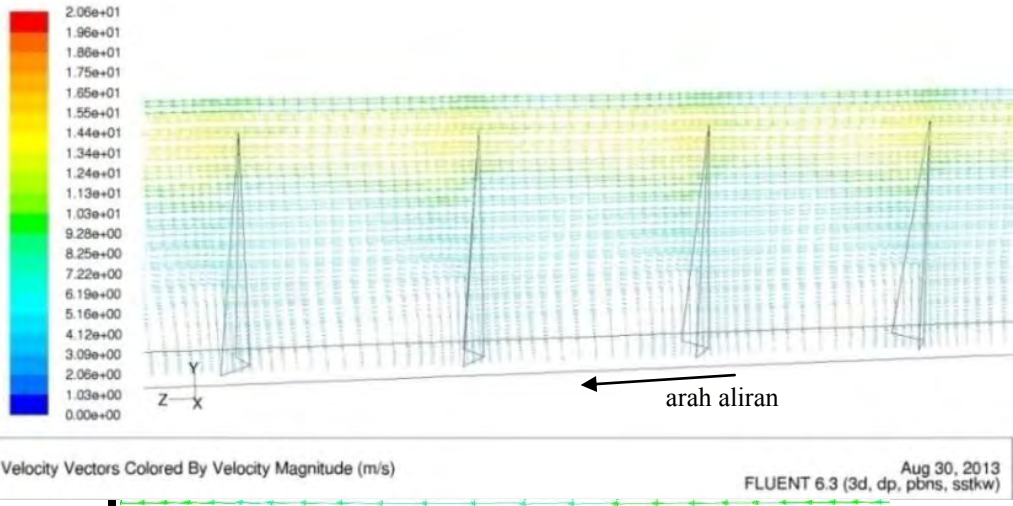


Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Aug 30, 2013  
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, sstk)

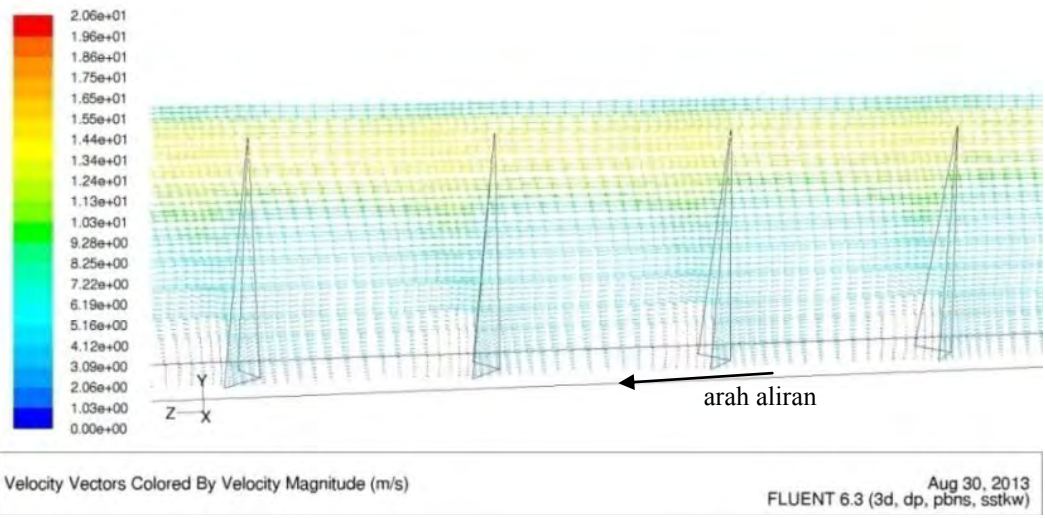


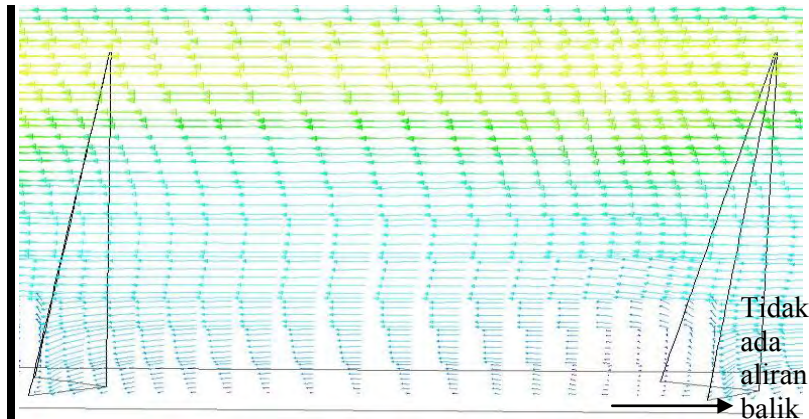
c. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 20°





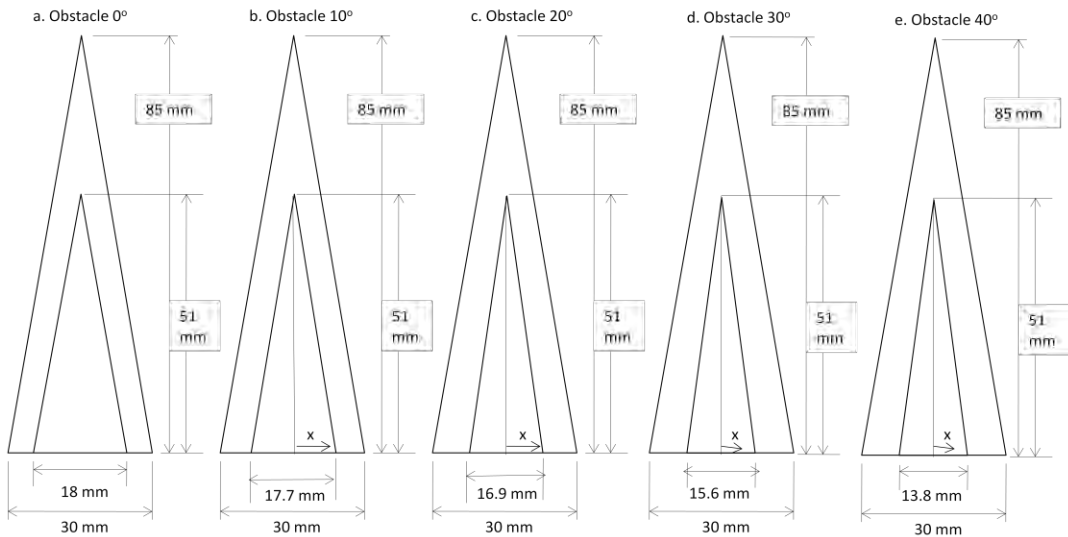
d. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 30°





e. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 40°

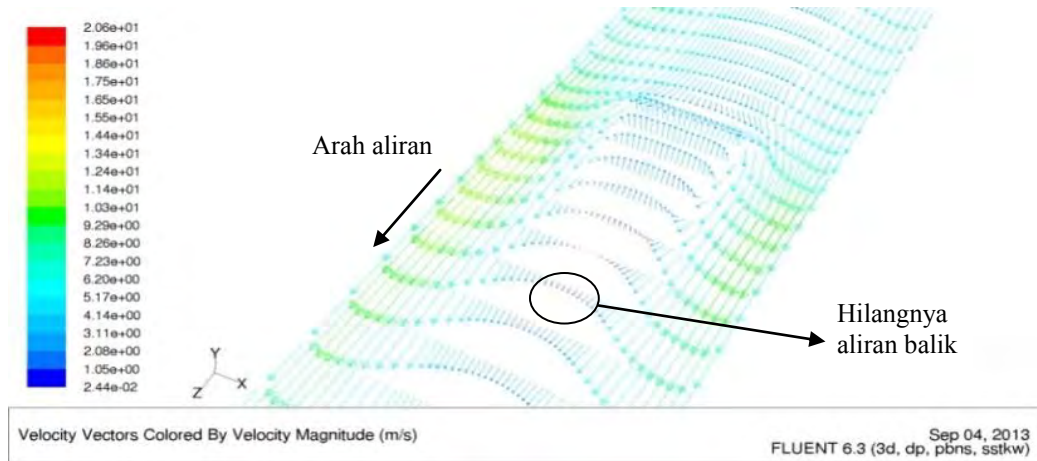
Gambar 4.17 Vektor kecepatan aliran udara di  $x = 5$  mm saat kecepatan aliran 6.5 m/s.



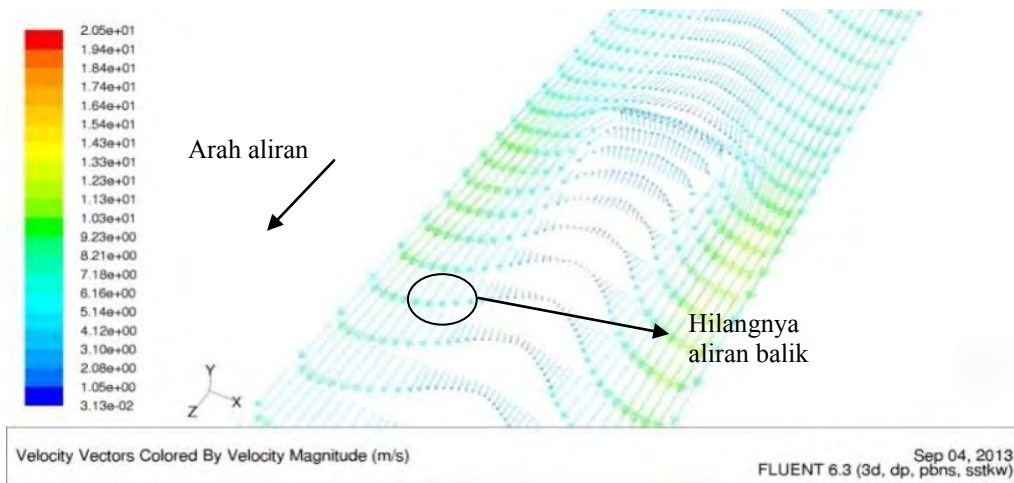
Gambar 4.18 Posisi *obstacle* (tampak depan) dalam saluran.

Dari Gambar 4.17 terlihat bahwa sudut tekuk *obstacle* mempengaruhi distribusi kecepatan aliran udara dalam saluran. Semakin kecil sudut tekuk *obstacle* atau semakin lurus *obstacle*, udara semakin terlempar menuju celah di antara *obstacle* dengan plat penyerap. Gambar 4.19 menunjukkan hal ini lebih jelas. Gambar 4.19 menunjukkan vektor kecepatan aliran dengan berbagai *obstacle* di tempat yang sama, yaitu  $y = 30$  mm dari plat bawah. Rentang kecepatan tidak dibuat sama, agar dapat terlihat kecepatan maksimum aliran dengan sudut *obstacle* yang berbeda. Kecepatan aliran udara di sekitar *obstacle* yang tidak atau sedikit ditekuk terlihat lebih tinggi dan udara lebih banyak yang berada di celah, sehingga mengalami kontak dengan plat penyerap lebih banyak. Hal ini mengakibatkan udara mengalami kenaikan temperatur lebih tinggi ketika *obstacle* tidak atau sedikit ditekuk.

Dari Gambar 4.19 juga terlihat bahwa hilangnya aliran balik ketika *obstacle* yang digunakan ditekuk dengan sudut  $30^\circ$  dan  $40^\circ$  lebih cepat dibanding *obstacle* yang sedikit ditekuk. Hal ini yang menyebabkan rugi gesekan atau penurunan tekanan berkurang cukup besar saat *obstacle* ditekuk  $30^\circ$ .

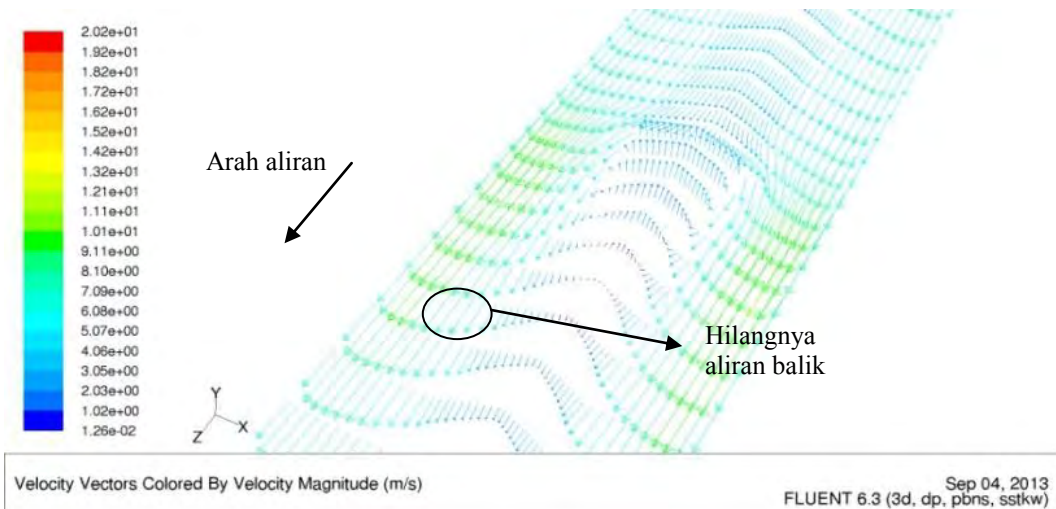


a. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* lurus ( $0^\circ$ )

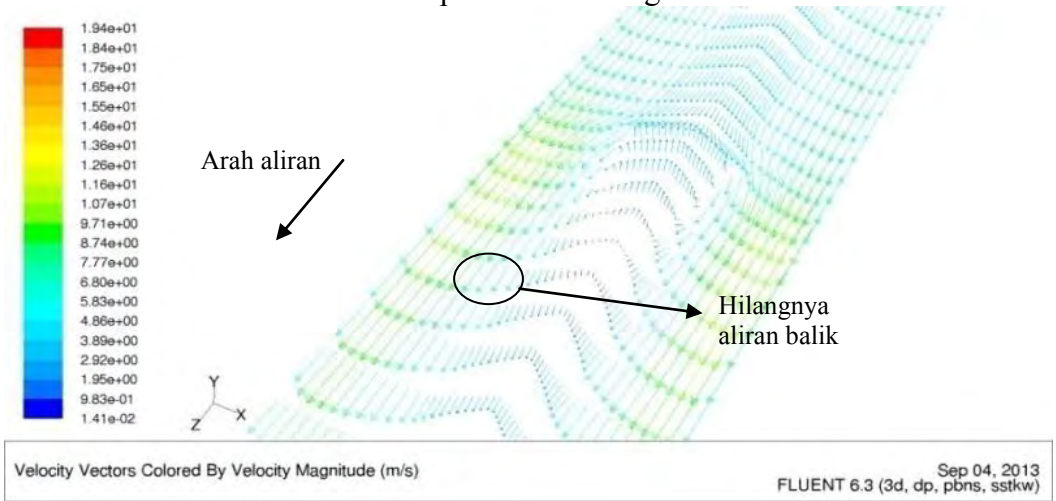


b. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle*  $10^\circ$

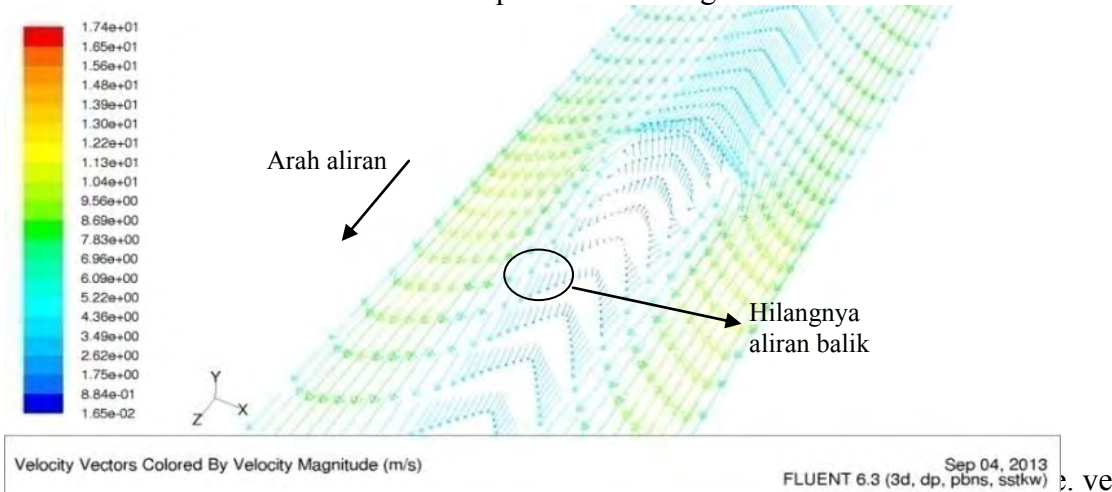




c. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 20°



d. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 30°

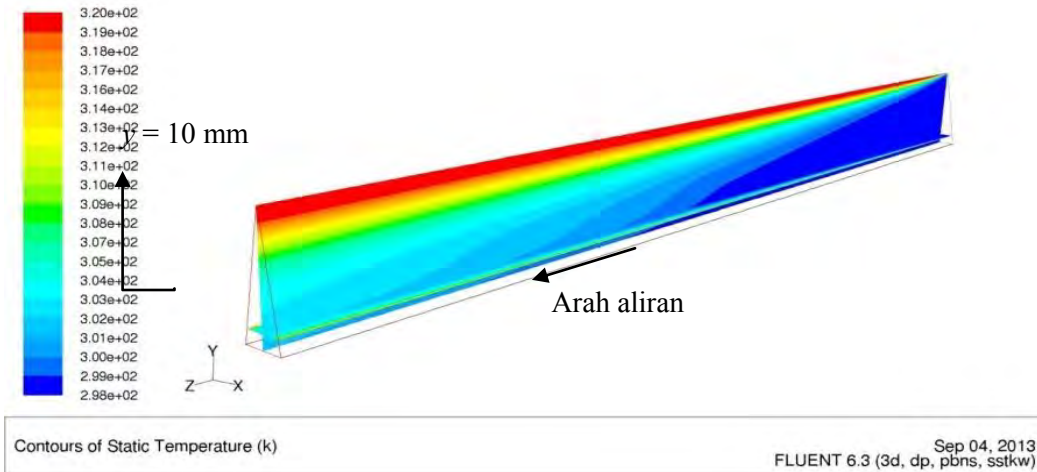


e. vektor kecepatan aliran dengan *obstacle* 40°

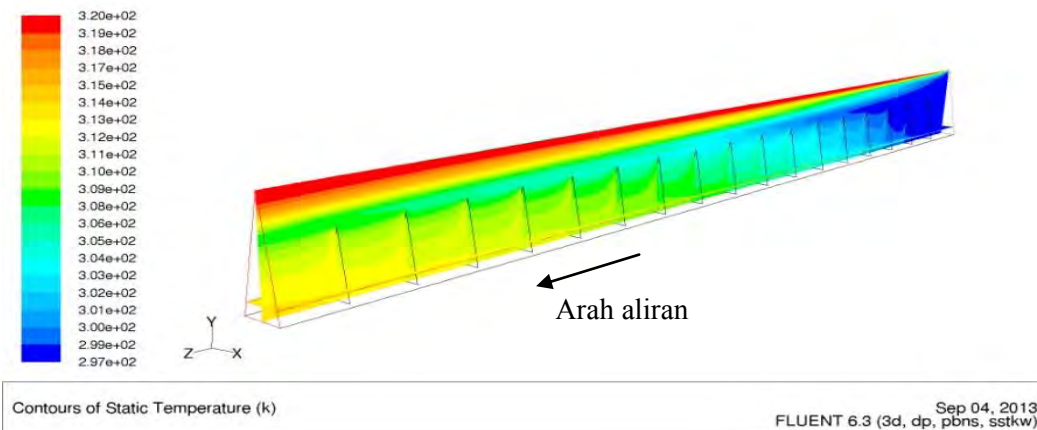
Gambar 4.19 Vektor kecepatan aliran udara di  $y = 30$  mm saat kecepatan aliran 6.5 m/s.

#### 4.6 Distribusi temperatur aliran udara hasil simulasi numerik

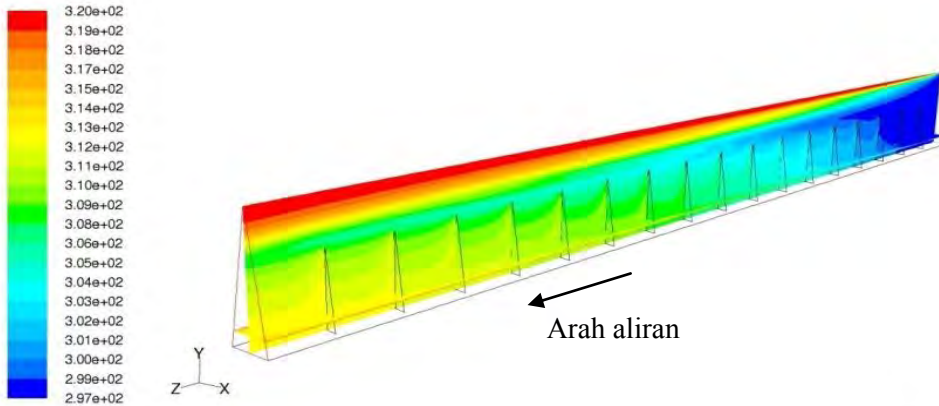
Dari Gambar 4.19 a – e, terlihat bahwa semakin besar sudut tekuk *obstacle*, aliran balik yang terjadi di antara *obstacle* semakin sedikit. Hal ini membuat turbulensi dalam aliran juga berkurang, sehingga perpindahan kalor konveksi yang diterima udara juga berkurang. Penurunan konveksi terlihat dari distribusi temperatur aliran udara dalam kolektor seperti ditunjukkan pada Gambar 4.20 a – f dan Gambar 4.21 a – f. Mengingat simulasi numerik aliran tersebut tiga dimensi, maka dipilih untuk mengamati distribusi temperatur di *centerline* ( $x = 0$ ) dan ketinggian  $y = 10$  mm dan di beberapa lokasi dalam arah aliran, yaitu di  $z = 0$  (*inlet*), 180 mm, 360 mm, 540 mm, 720 mm, dan 900 mm (*outlet*). Gambar 4.20 dan Gambar 4.21 menampilkan distribusi temperatur untuk aliran udara tanpa *obstacle* dan dengan *obstacle* yang ditekuk dari sudut  $40^\circ$  hingga yang lurus ( $0^\circ$ ).



a. distribusi temperatur aliran tanpa *obstacle*



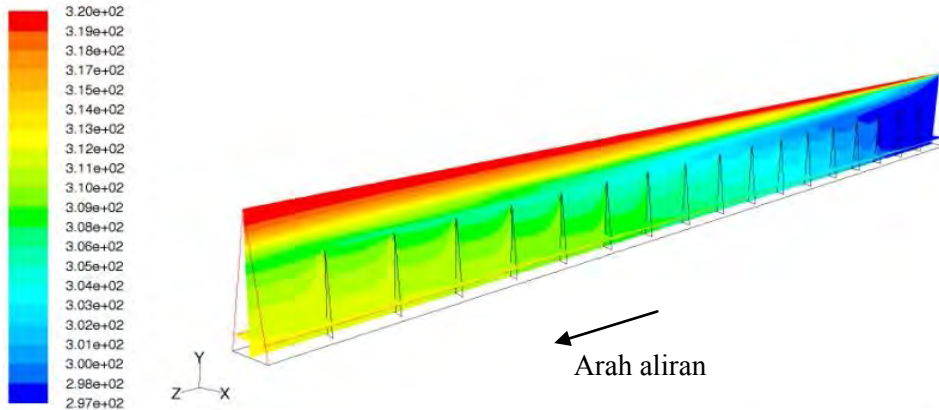
b. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle* lurus ( $0^\circ$ )



Contours of Static Temperature (k)

Sep 04, 2013  
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, sstk)

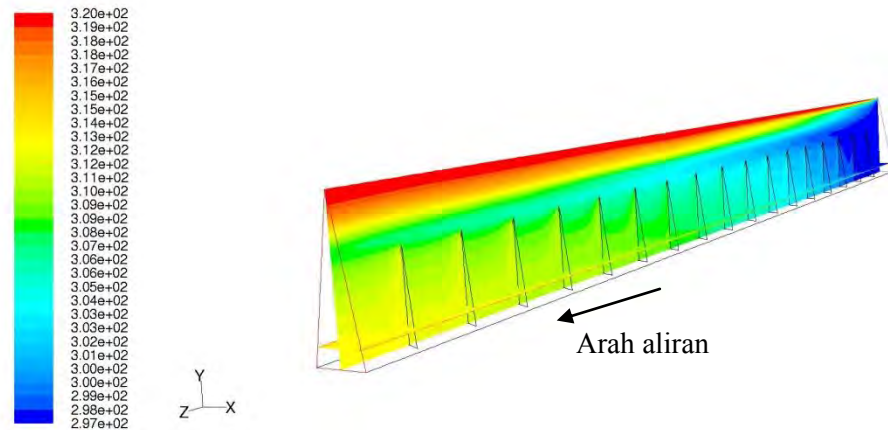
c. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle* 10°



Contours of Static Temperature (k)

Sep 04, 2013  
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, sstk)

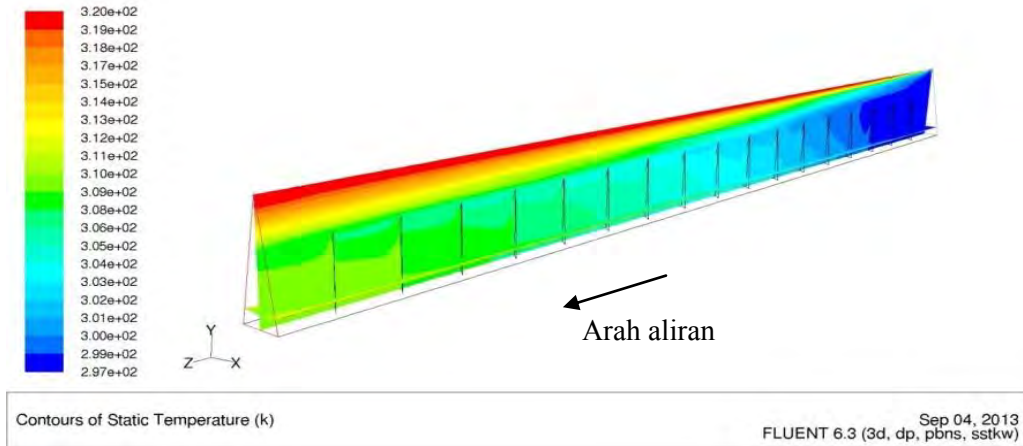
d. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle* 20°



Contours of Static Temperature (k)

Dec 11, 2013  
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, sstk)

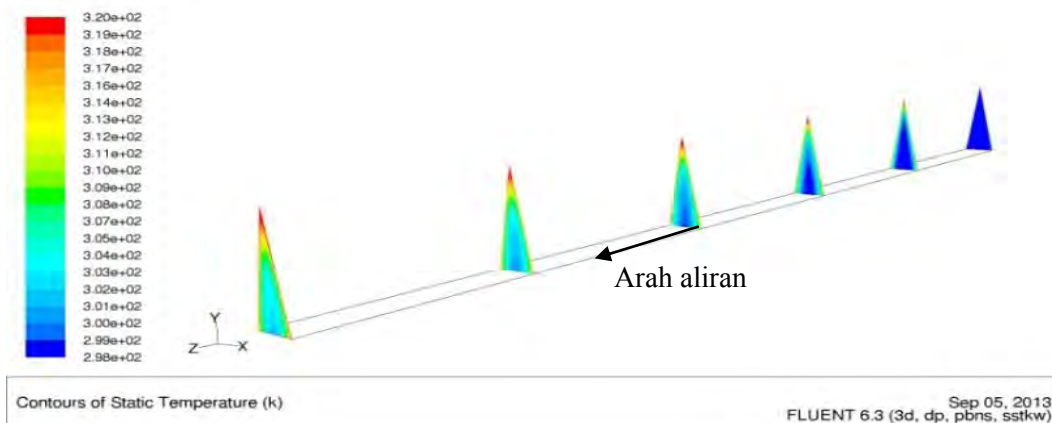
e. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle* 30°



f. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle* 40°

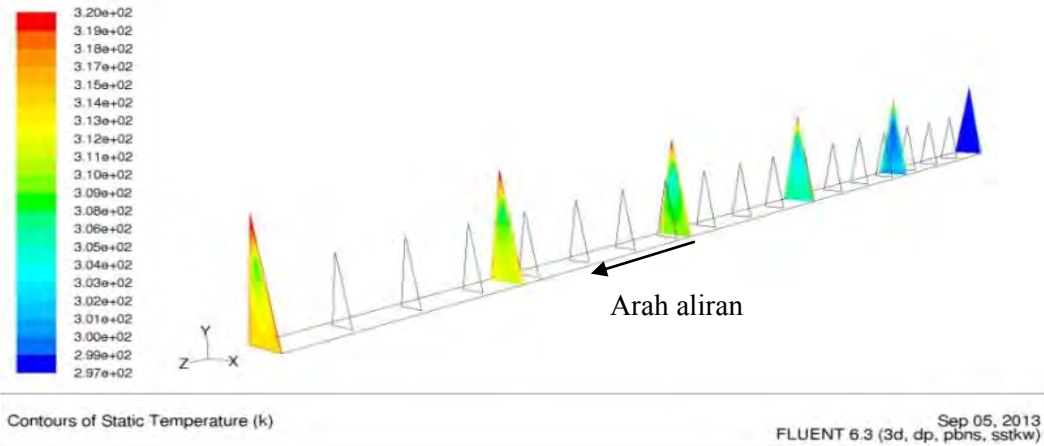
Gambar 4.20 Distribusi temperatur aliran di *centerline* ( $x = 0$ ) dan  $y = 10$  mm.

Temperatur udara, baik di *centerline* maupun di ketinggian  $y = 10$  mm, yang menempel pada plat penyerap tampak paling tinggi, yaitu mencapai 320 K. Temperatur udara meningkat dalam arah aliran sebagai akibat adanya perpindahan kalor dari plat penyerap di sebelah atas yang panas. *Obstacle* yang ditambahkan di plat sebelah bawah meningkatkan perpindahan kalor tersebut. Hal ini terlihat dari distribusi temperatur udara pada Gambar 4.20 b – f dan Gambar 4.21 b – f. Distribusi temperatur yang dihasilkan menunjukkan bahwa temperatur udara di lokasi yang sama akan berkurang dengan bertambah besarnya sudut tekuk *obstacle*. Seperti dibahas di Sub-Bab 4.5, *obstacle* yang lurus menyebabkan aliran mengalami separasi dan aliran balik atau *vortex* dalam aliran *downstream* di antara *obstacle*. Keadaan ini membuat vektor kecepatan lebih tinggi di sisi dekat plat penyerap. Hal ini meningkatkan perpindahan kalor dari plat penyerap ke aliran udara, sehingga temperatur rata-rata aliran udara lebih tinggi jika menggunakan *obstacle* yang lurus. Semakin besar sudut tekuk *obstacle*, semakin rendah temperatur rata-rata yang didapat.

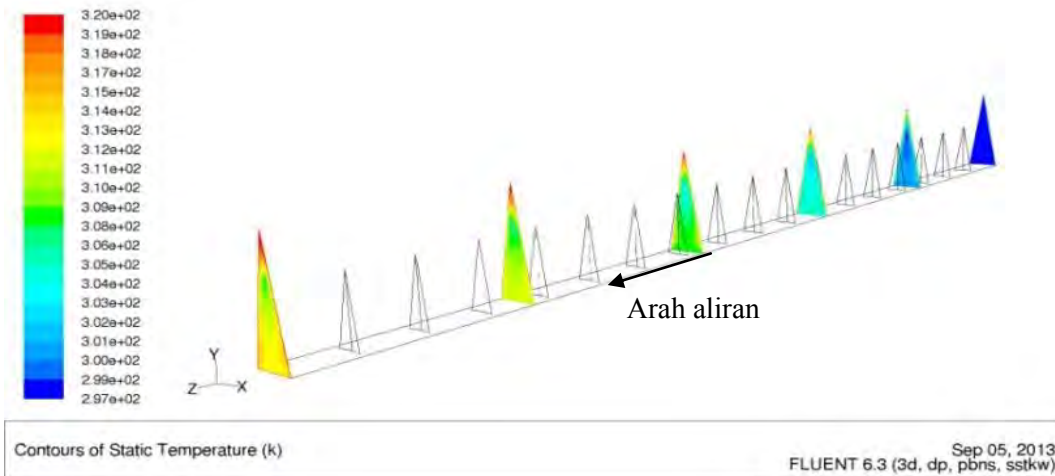




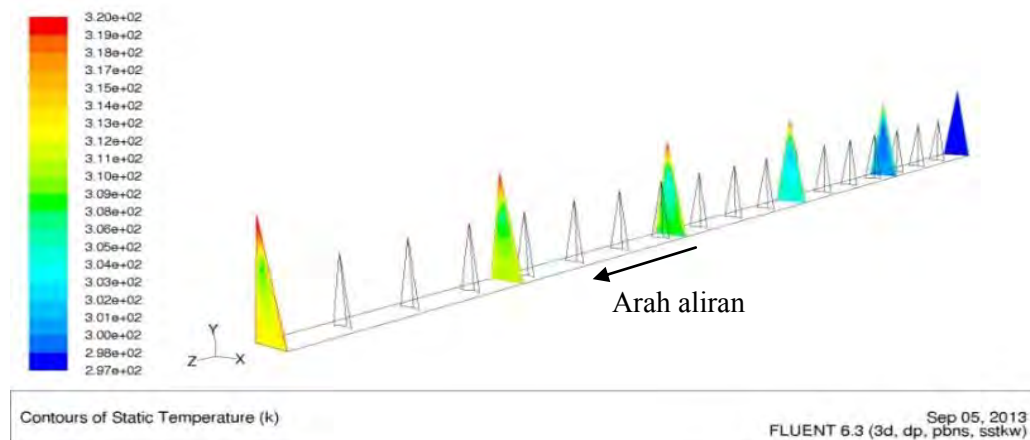
a. distribusi temperatur aliran tanpa *obstacle*



b. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle* lurus ( $0^\circ$ )

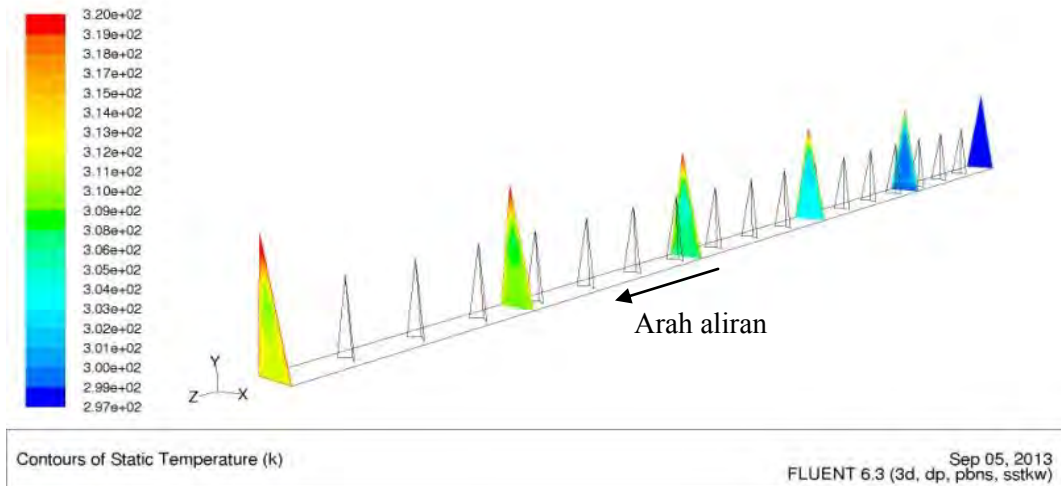


c. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle*  $10^\circ$

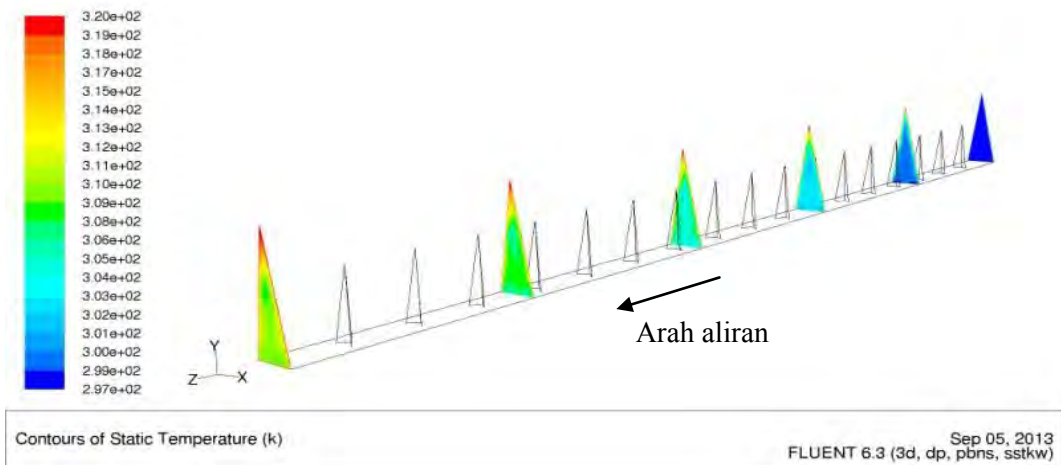


d. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle*  $20^\circ$





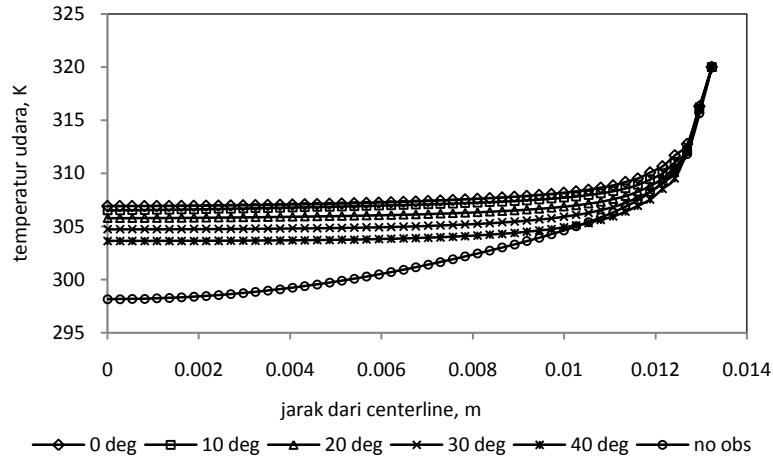
e. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle* 30°



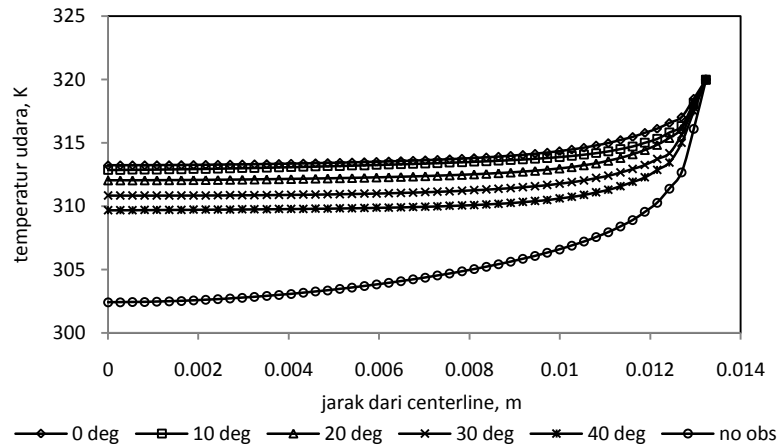
f. distribusi temperatur aliran dengan *obstacle* 40°

Gambar 4.21 Distribusi temperatur aliran udara di beberapa lokasi dalam arah aliran ( $z = inlet, 18\text{ mm}, 36\text{ mm}, 54\text{ mm}, 72\text{ mm}, outlet$ ).

Dari simulasi numerik juga dapat diketahui distribusi temperatur di dekat plat penyerap, seperti ditunjukkan pada Gambar 4.22 pada posisi arah aksial  $z = 44\text{ cm}$  dari masukan untuk Gambar 4.22 a) dan pada  $z = 89\text{ cm}$  untuk Gambar 4.22 b). Karena simetri, maka distribusi temperatur hanya ditunjukkan dari plat penyerap ke *centerline* atau  $x = 0$ . Temperatur udara di posisi  $z = 89\text{ cm}$  terlihat lebih tinggi daripada di  $z = 44\text{ cm}$ .

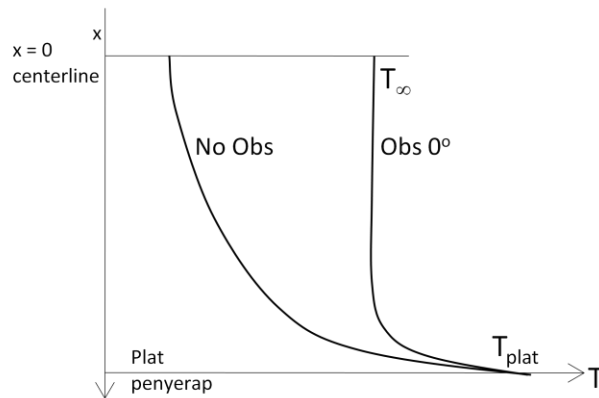


a) pada jarak  $z = 44$  cm dari masukan



b) pada jarak  $z = 89$  cm dari masukan

Gambar 4.22 Distribusi temperatur aliran udara di dua posisi aksial untuk aliran dengan kecepatan 6.5 m/s dan temperatur plat 320 K.



Gambar 4.23 Perbandingan profil temperatur aliran udara dengan *obstacle*  $0^\circ$  dan tanpa *obstacle*

Gambar 4.23 menunjukkan distribusi temperatur hanya untuk aliran dengan *obstacle*  $0^\circ$  dan tanpa *obstacle*. Dari Gambar 4.23 terlihat bahwa aliran dengan *obstacle* lurus  $0^\circ$  tampak lebih cepat mencapai nilai temperatur 'free stream',  $T_\infty$ , dibandingkan aliran tanpa *obstacle*. Dengan kata lain, tebal lapisan batas termal aliran dengan *obstacle* lebih tipis dibandingkan aliran tanpa *obstacle*. Hal ini menunjukkan perpindahan panas konveksi dari plat penyerap ke udara lebih tinggi ketika diberi *obstacle*  $0^\circ$  daripada tanpa *obstacle*.

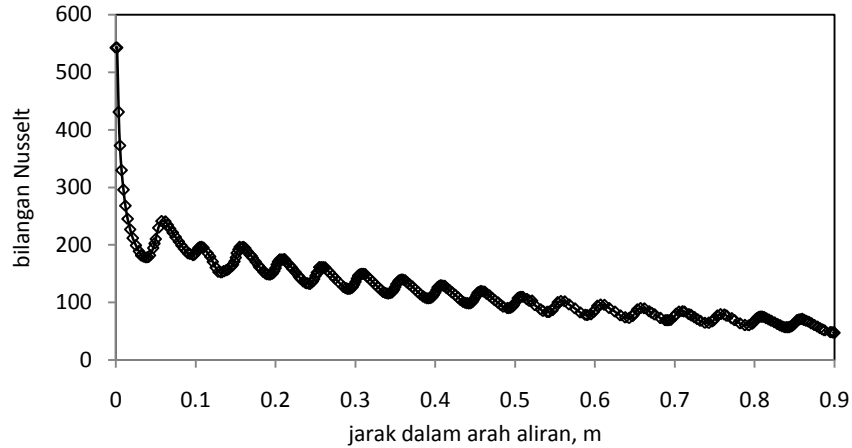
Berikut akan dibahas struktur aliran dan dikaitkan dengan bilangan Nusselt yang menyatakan perpindahan kalor konveksi yang terjadi dalam aliran.

#### 4.7 Struktur aliran dan bilangan Nusselt

Ketika aliran mengenai *obstacle*, aliran akan berbelok dan mengalami separasi dari permukaan *obstacle*, membentuk aliran balik yang menimbulkan olakan atau vorteks dalam aliran. Kemudian aliran balik berangsur hilang untuk *obstacle* yang ditekuk. Hal ini dapat dilihat pada Gambar 4.16, Gambar 4.17, dan Gambar 4.19.

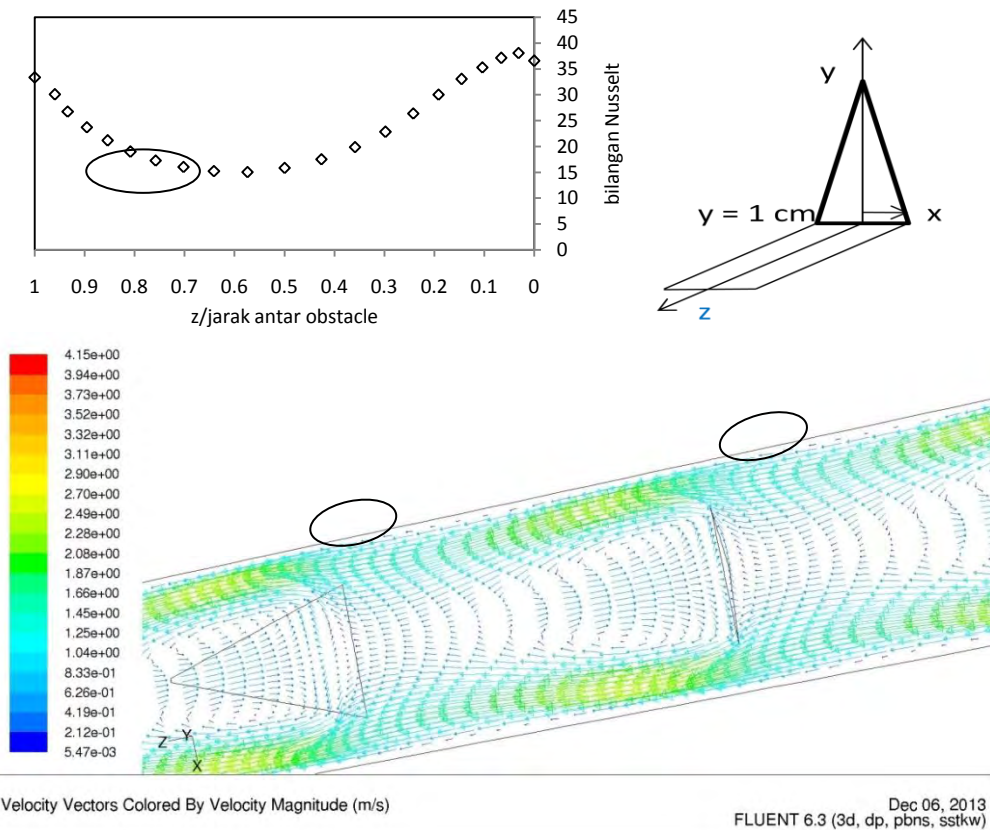
Perpindahan kalor konveksi berkaitan erat dengan aliran, karena aliran yang membawa energi kalor dari suatu permukaan yang lebih panas ke aliran yang lebih dingin atau sebaliknya. Besar perpindahan kalor konveksi dinyatakan dengan suatu bilangan yang tak berdimensi, yaitu bilangan Nusselt.

Dari simulasi numerik untuk aliran dengan *obstacle*  $30^\circ$ , saat udara mengalir dengan kecepatan 6.5 m/s atau bilangan Reynolds 9999, bilangan Nusselt pada plat penyerap dalam arah aliran atau sumbu  $z$  ditunjukkan pada Gambar 4.23. Bilangan Nusselt pada masukan atau *entry region* paling tinggi. Hal ini bersesuaian dengan literatur (Incropera & DeWitt, 2002) dan (Çengel, 2003). Sesaat setelah mengenai *obstacle* yang ditekuk, bilangan Nusselt meningkat dan kemudian berkurang hingga paling rendah ketika mendekati *obstacle* berikutnya. Keadaan ini berulang untuk aliran di antara dua *obstacle* berikutnya, tetapi dengan bilangan Nusselt yang lebih rendah. Detil bilangan Nusselt di antara dua *obstacle* ditunjukkan pada Gambar 4.24 untuk kecepatan aliran 1.3 m/s dan Gambar 4.25 untuk kecepatan 6.5 m/s.

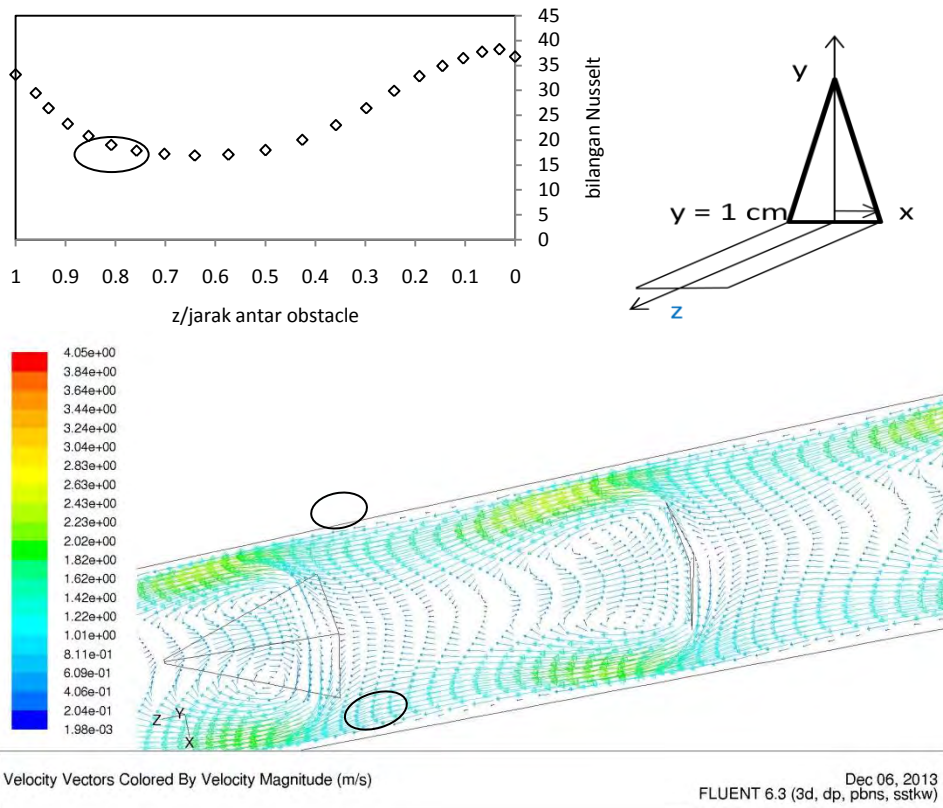


Gambar 4.24 Bilangan Nusselt rata-rata dalam arah penampang untuk aliran dengan kecepatan 6.5 m/s dalam saluran yang diberi *obstacle* 30°.

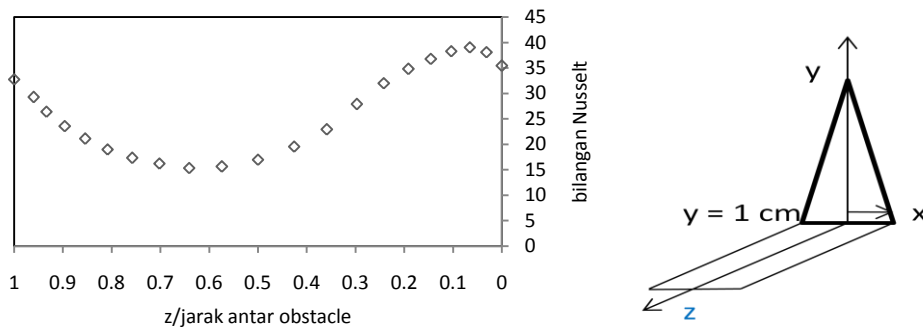
Aliran dengan banyak olakan dapat memindahkan lebih banyak kalor atau mempunyai bilangan Nusselt lebih tinggi, seperti ditunjukkan pada Gambar 4.24 dan Gambar 4.25. Ketika olakan berkurang bilangan Nusselt pun berkurang. Gambar 4.24 dan 4.25 masing-masing menunjukkan vektor kecepatan di jarak  $y = 1$  cm dari plat bawah dan bilangan Nusselt rata-rata di penampang di lokasi  $z = 40 - 45$  cm dari *inlet*.

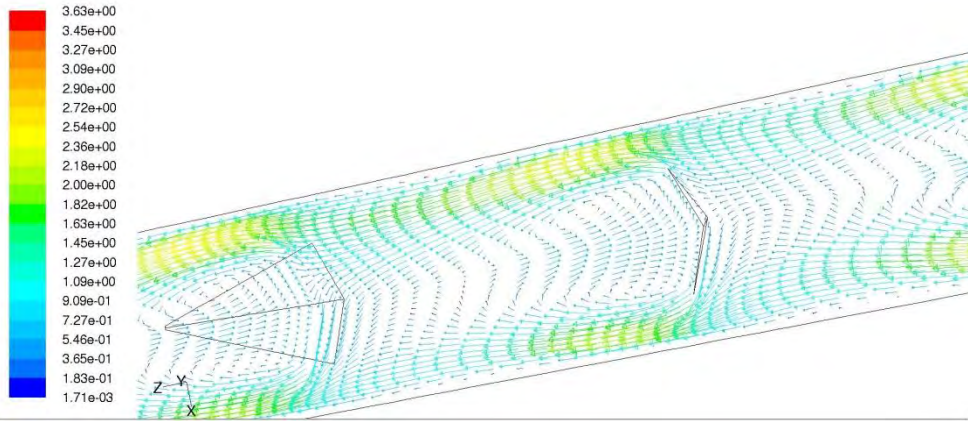


a. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle*  $0^\circ$

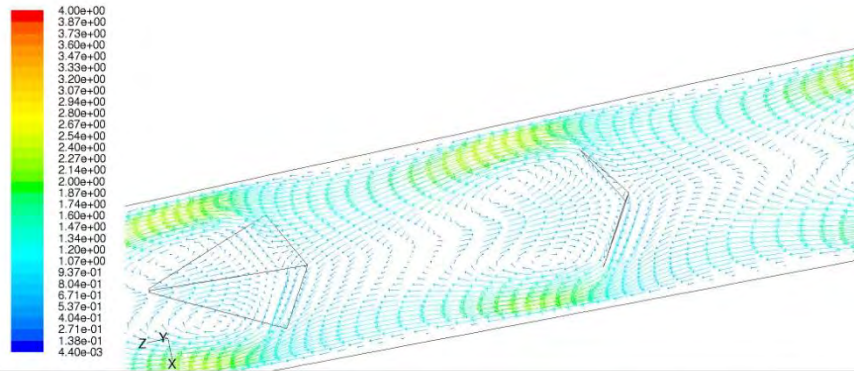
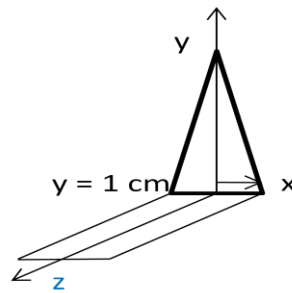
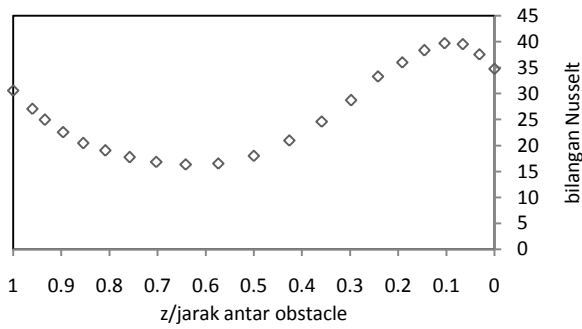


b. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle*  $10^\circ$

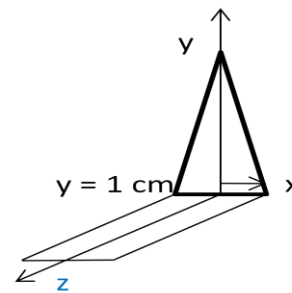
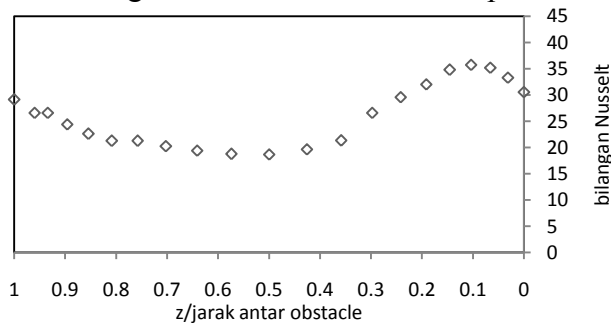




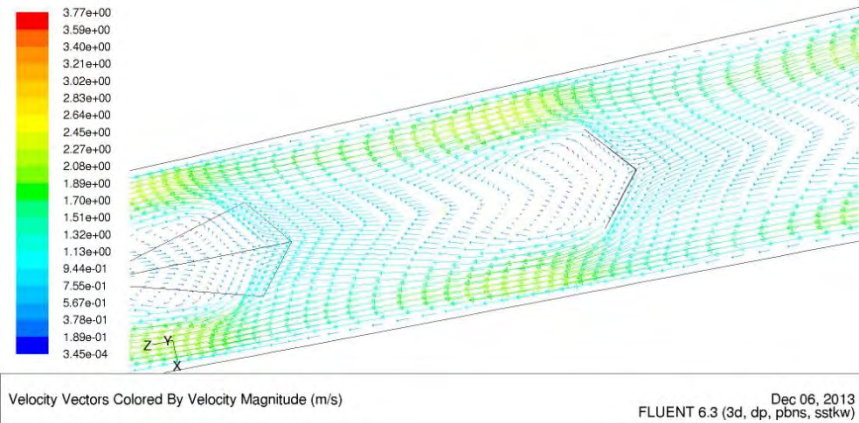
c. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle* 20°



d. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle* 30°

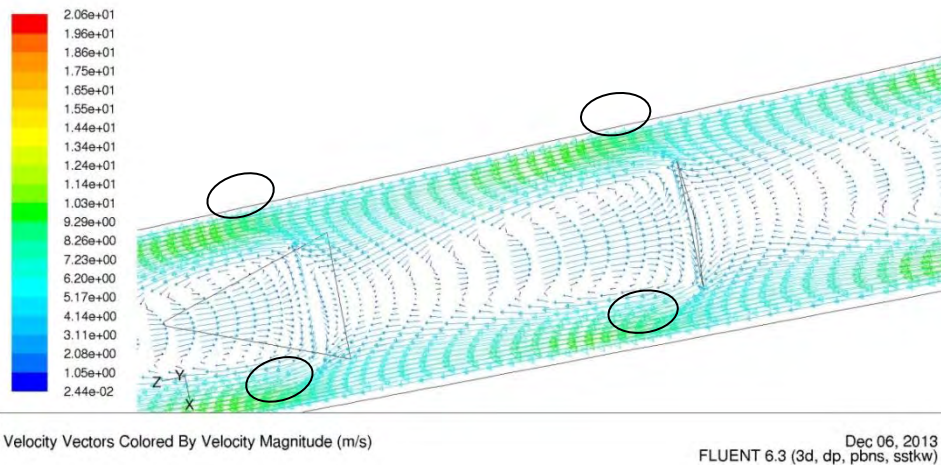
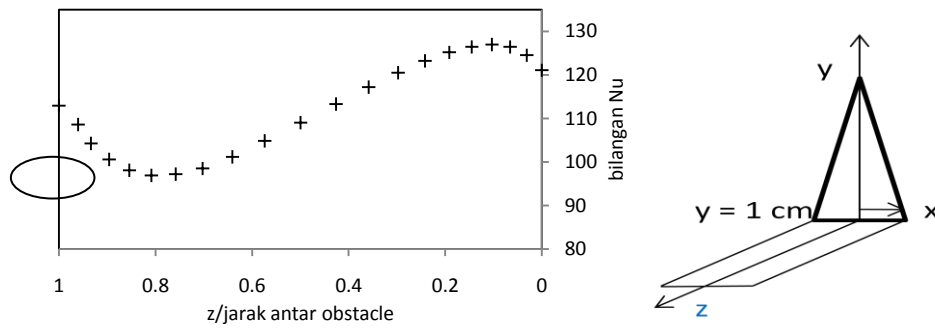




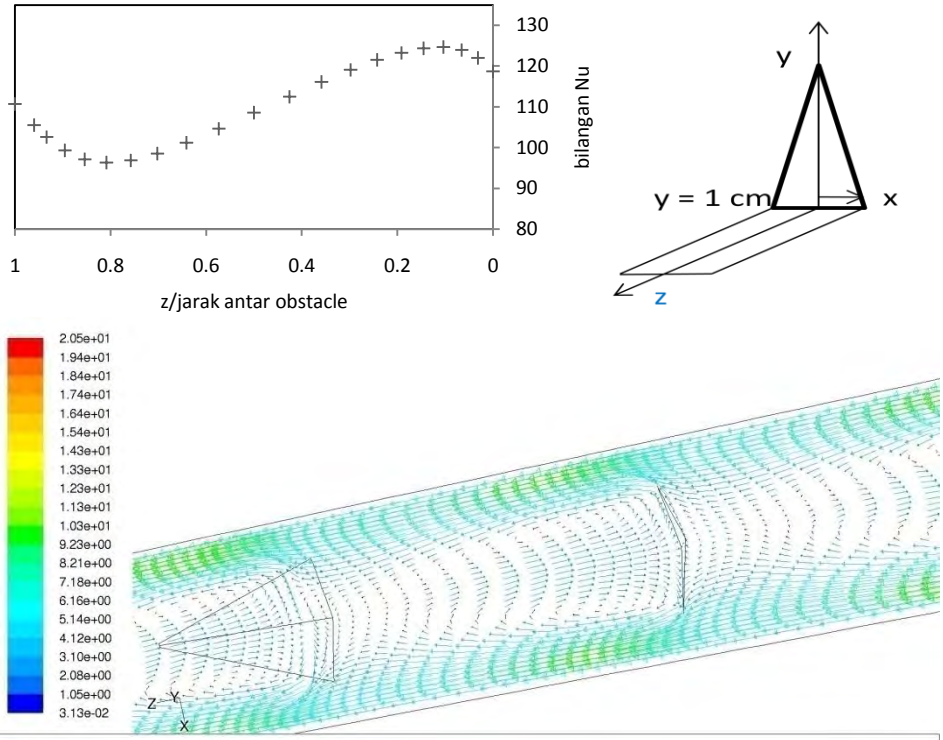


e. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle*  $40^\circ$

Gambar 4.25 Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan di  $y = 1$  cm dari plat bawah untuk kecepatan aliran dalam saluran 1.3 m/s.

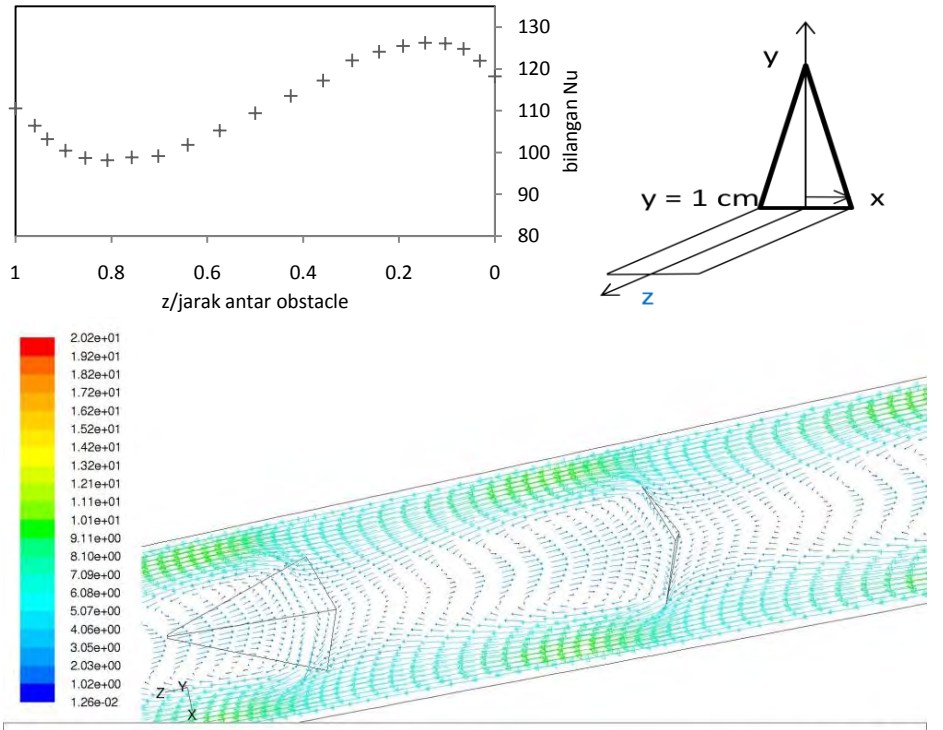


a. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle*  $0^\circ$



Dec 06, 2013  
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, sstk)

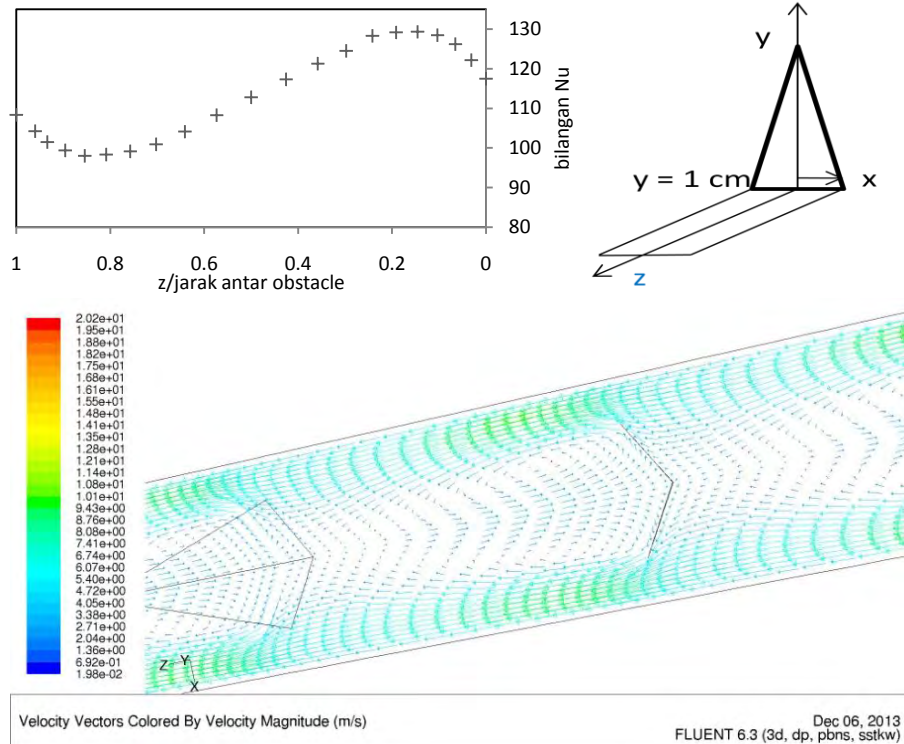
b. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle* 10°



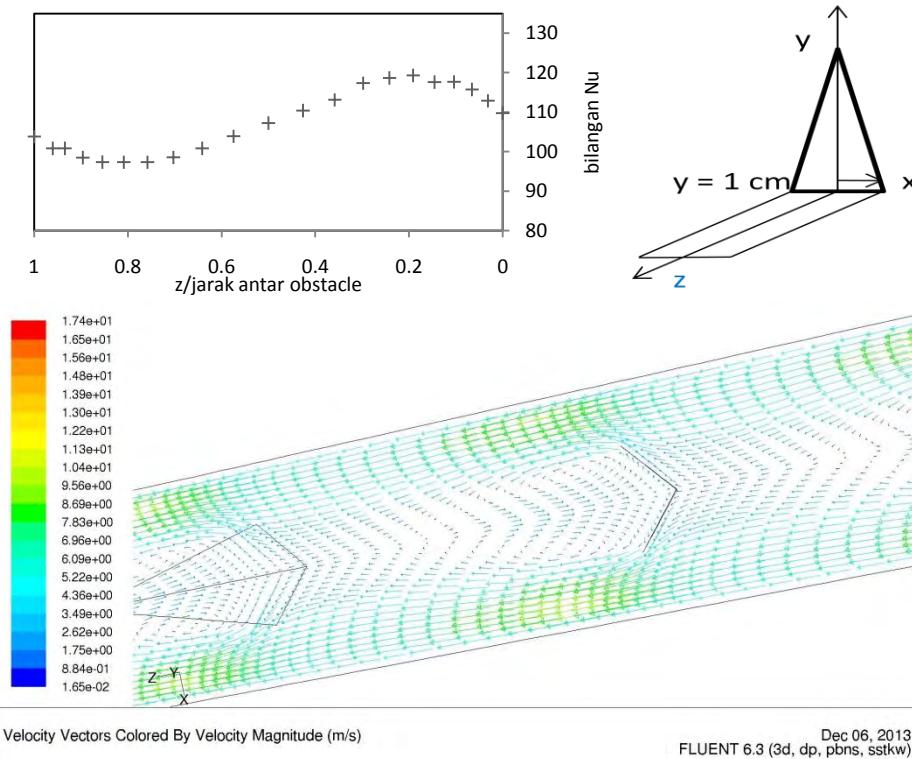
Dec 06, 2013  
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, sstk)

c. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle* 20°





d. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle*  $30^\circ$

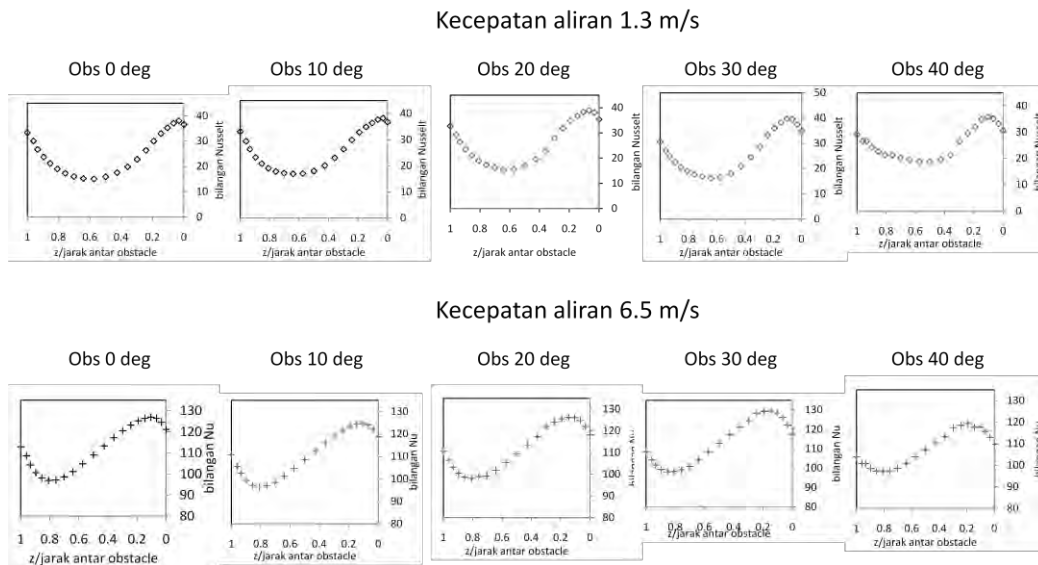


e. Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan untuk aliran dengan *obstacle*  $40^\circ$

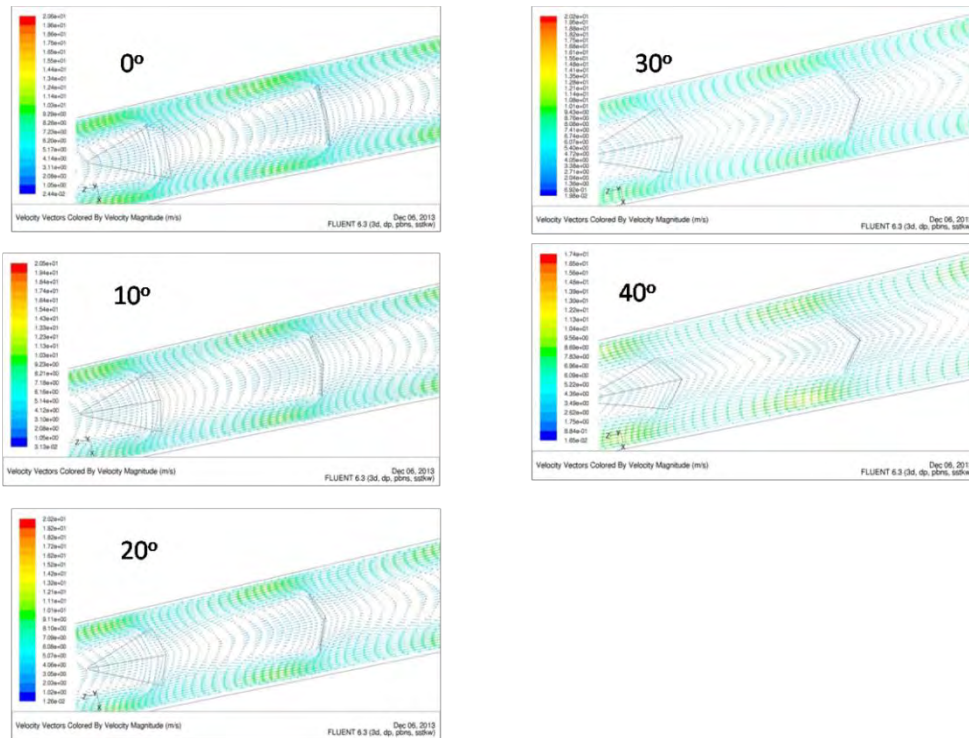
Gambar 4.26 Bilangan Nusselt dan vektor kecepatan di  $y = 1$  cm dari plat bawah untuk kecepatan aliran dalam saluran 6.5 m/s.

Dari Gambar 4.24 dan 4.25 terlihat bahwa aliran mengalami separasi ketika melalui *obstacle* dan menimbulkan aliran balik di sisi *downstream* aliran di antara dua *obstacle* yang berurutan. Aliran balik lebih banyak terjadi ketika *obstacle* tidak ditekuk. Hal ini menyebabkan penurunan tekanan lebih besar. Kecepatan aliran udara tampak lebih tinggi di dekat plat penyerap ketika ada aliran balik atau olakan di dalam aliran. Kecepatan yang lebih tinggi di dekat plat penyerap menyebabkan perpindahan kalor konveksi dari plat ke aliran udara ikut meningkat. Hal ini menyebabkan temperatur udara ke luar saluran lebih tinggi ketika *obstacle* tidak ditekuk atau disebut *obstacle*  $0^\circ$ . Hasil simulasi ini memberikan pengertian dan penjelasan terhadap hasil eksperimen yang dibahas di Bab V.

Untuk mempermudah pengamatan, besar bilangan Nusselt seperti pada Gambar 4.24 dan 4.25 dijadikan satu pada Gambar 4.26 dan vektor kecepatan aliran di dekat *obstacle* pada ketinggian 1 cm dari plat bawah untuk kecepatan masuk 6.5 m/s dapat dilihat pada Gambar 4.27.



Gambar 4.27 Perbedaan bilangan Nusselt aliran yang diberi *obstacle* yang ditekuk pada arah aksial di  $z = 40 - 45$  cm.



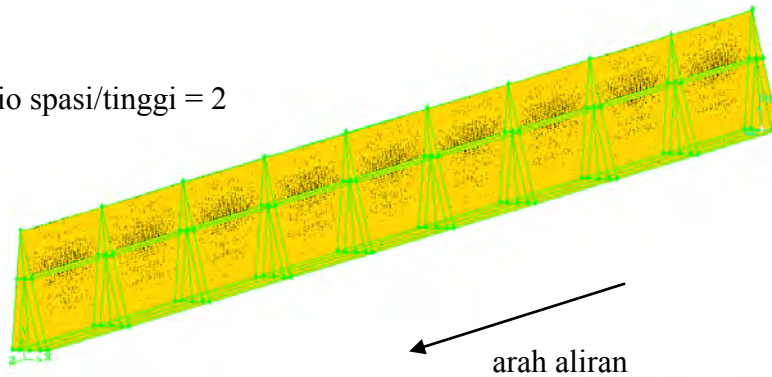
Gambar 4.28 Vektor kecepatan di dekat *obstacle* untuk kecepatan aliran masuk 6.5 m/s di ketinggian 1 cm dari plat bawah.

Ketika kecepatan aliran dalam saluran semakin tinggi atau bilangan Reynolds meningkat, Gambar 4.26 menunjukkan bahwa bilangan Nusselt menapai nilai minimum di lokasi yang lebih jauh dari *obstacle* yaitu ketika aliran balik mulai menghilang. Dengan kata lain, hilangnya aliran balik terjadi pada jarak yang lebih panjang untuk aliran dengan bilangan Reynolds lebih tinggi. Hal ini bersesuaian dengan yang ditemukan (Bekele, et al., 2011).

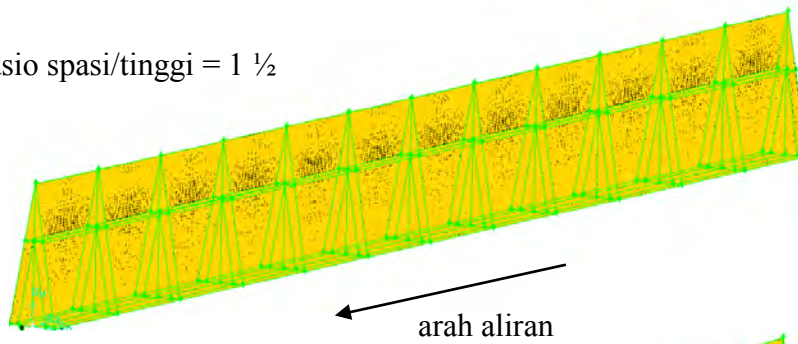
#### 4.8 Jarak antar *obstacle* dalam aliran

Selama eksperimen, jarak antar *obstacle* tidak diubah, yaitu tetap  $1x$  tinggi  $\cong 50$  mm. Hal ini menimbulkan pertanyaan apakah jarak  $1x$  tinggi itu optimal? Suatu simulasi numerik dilakukan guna menentukan apakah jarak antar atau spasi *obstacle* yang sebesar  $1x$  tinggi itu sudah tepat. Simulasi dilakukan untuk spasi yang lebih rapat, yaitu  $\frac{1}{2}x$  tinggi, dan spasi yang lebih renggang, yaitu  $1\frac{1}{2}x$  tinggi dan  $2x$  tinggi. Simulasi dilakukan dengan pola *mesh* D dan model turbulen SST $\omega$ . Perbandingan *mesh* aliran yang digunakan dalam simulasi numerik dengan tiga rasio spasi/tinggi *obstacle* ditunjukkan pada Gambar 4.28.

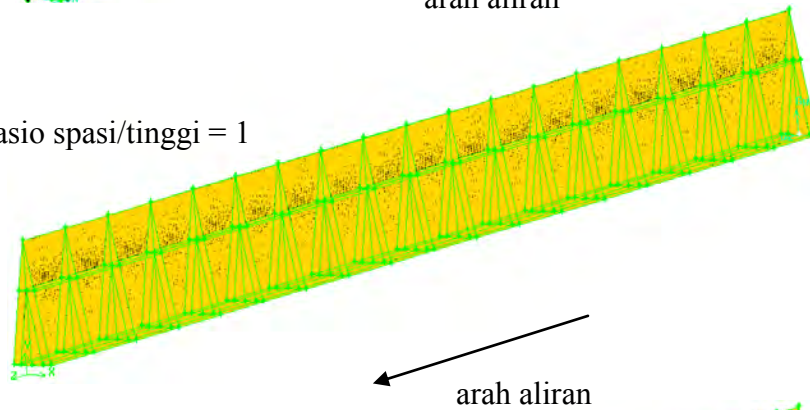
a) Rasio spasi/tinggi = 2



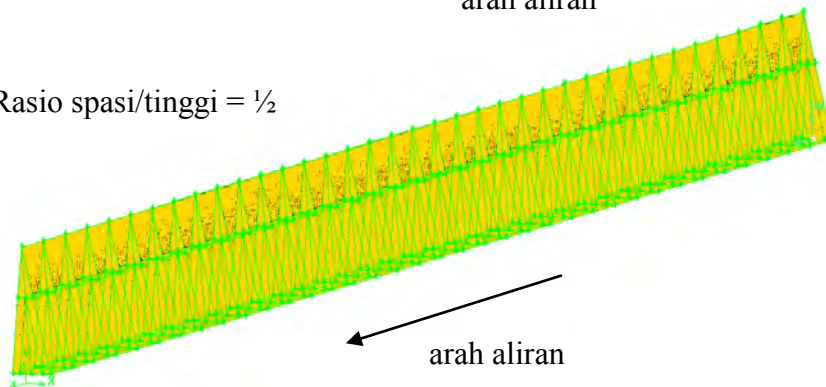
b) Rasio spasi/tinggi = 1 ½



c) Rasio spasi/tinggi = 1



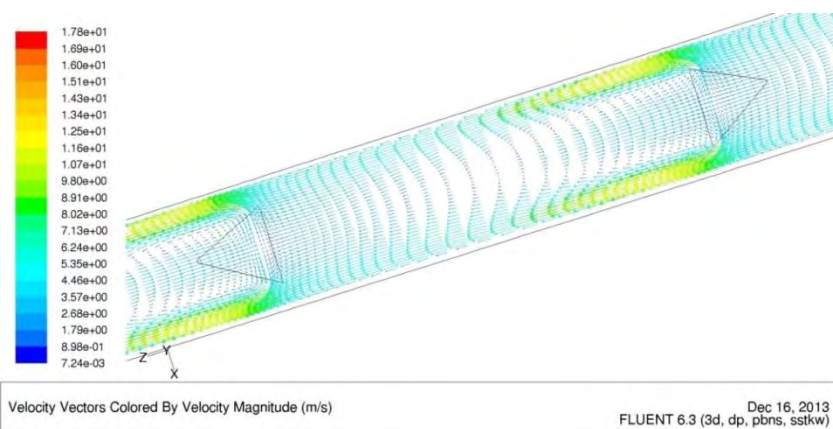
d) Rasio spasi/tinggi = ½



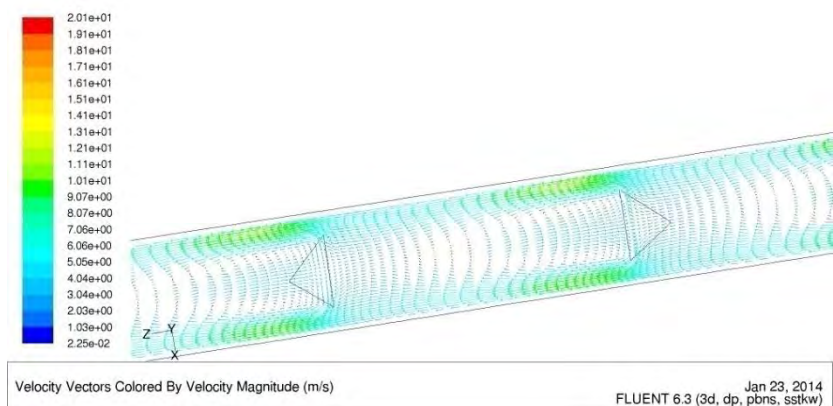
Gambar 4.29 Perbandingan *mesh* yang digunakan pada simulasi aliran dengan tiga rasio spasi/tinggi.



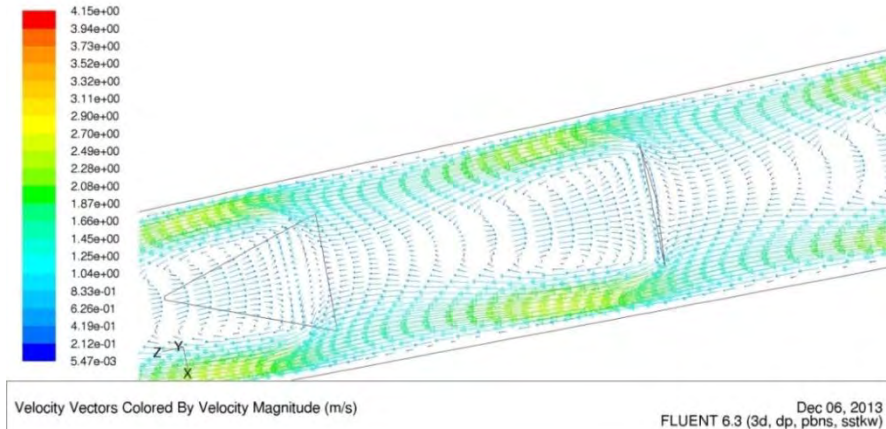
Vektor kecepatan aliran di sekitar *obstacle* di ketinggian 1 cm dari plat bawah ditunjukkan pada Gambar 4.29 untuk *obstacle* dengan spasi 100 mm (spasi/tinggi = 2), Gambar 4.30 untuk spasi 75 mm (spasi/tinggi = 1 ½), Gambar 4.31 untuk spasi 50 mm (spasi/tinggi = 1), dan Gambar 4.32 untuk spasi 25 mm (spasi/tinggi = ½). Dari empat Gambar ini terlihat bahwa aliran mengalami separasi ketika melalui *obstacle* dan menimbulkan aliran balik di sisi *downstream* aliran di antara dua *obstacle* yang berurutan. Aliran balik lebih banyak terjadi ketika jarak antar *obstacle* lebih dekat. Hal ini menyebabkan penurunan tekanan lebih besar. Kecepatan aliran udara tampak lebih tinggi di dekat plat penyerap ketika ada aliran balik atau olakan di dalam aliran. Kecepatan yang lebih tinggi di dekat plat penyerap menyebabkan perpindahan kalor konveksi dari plat ke aliran udara ikut meningkat. Hal ini menyebabkan temperatur udara ke luar saluran lebih tinggi ketika jarak antar *obstacle* lebih rapat, seperti ditunjukkan pada Gambar 4.33.



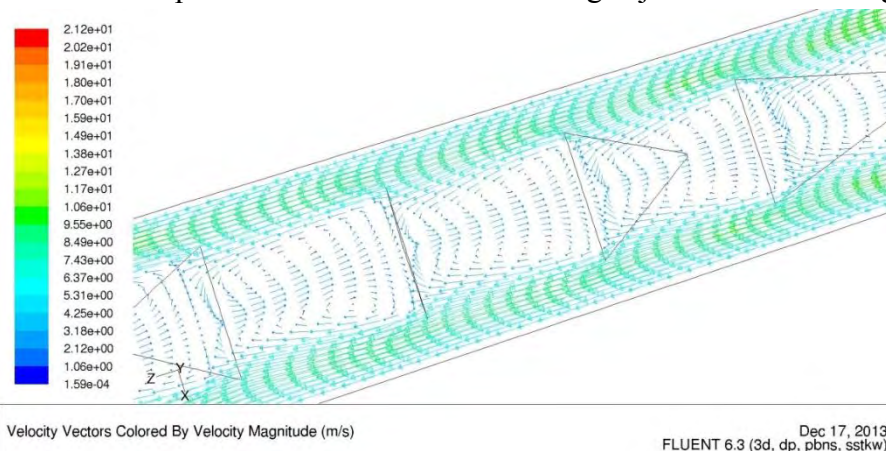
Gambar 4.30 Vektor kecepatan di antara dua *obstacle* dengan jarak antara 2 x tinggi *obstacle*.



Gambar 4.31 Vektor kecepatan di antara dua *obstacle* dengan jarak antara 1 ½ x tinggi *obstacle*.



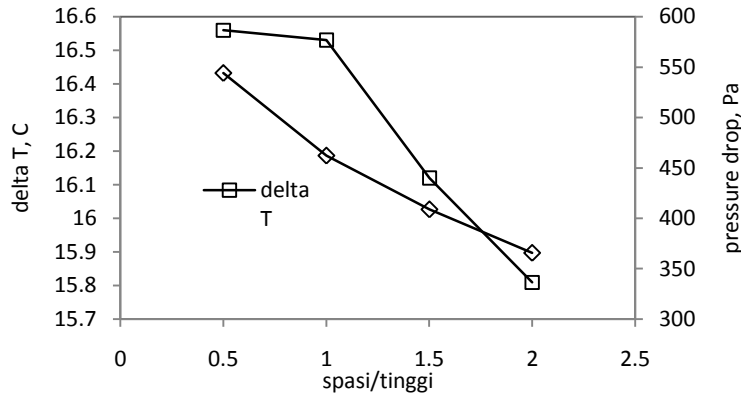
Gambar 4.32 Vektor kecepatan di antara dua *obstacle* dengan jarak antara 1 x tinggi *obstacle*.



Gambar 4.33 Vektor kecepatan di antara dua *obstacle* dengan jarak antara  $\frac{1}{2}$  x tinggi *obstacle*.

Ketika jarak antar *obstacle* 2 x tingginya, aliran balik karena separasi berangsur hilang dalam arah *downstream* aliran di antara dua *obstacle* seperti ditunjukkan pada Gambar 4.29. Ketika terjadi aliran balik, sebagian besar udara mengalir di sisi yang dekat dengan plat penyerap, sehingga kecepatan aliran di daerah tersebut tampak tinggi sekali. Namun, karena aliran balik segera hilang dengan jarak *obstacle* yang renggang, maka aliran kembali tersebar ke seluruh penampang aliran. Hal ini membuat lebih sedikit udara yang kontak dengan plat penyerap, sehingga udara ke luar saluran dengan temperatur yang lebih rendah bila dibanding dengan susunan *obstacle* yang lebih rapat. Karena aliran balik dengan spasi antar *obstacle* yang renggang lebih sedikit, maka penurunan tekanan aliran juga lebih rendah.

Dari simulasi numerik didapatkan *global properties* aliran yang berupa temperatur udara masuk dan ke luar serta penurunan tekanan seperti pada Lampiran 3. Perbandingan kenaikan temperatur dan penurunan tekanan aliran udara yang terjadi dengan jarak antar *obstacle* berbeda ini ditunjukkan pada Gambar 4.34.



Gambar 4.34 Kenaikan temperatur dan penurunan tekanan aliran udara melintasi saluran dengan empat macam spasi antar *obstacle*.

Susunan *obstacle* lebih rapat memberikan kenaikan temperatur udara yang lebih besar dan menyebabkan penurunan tekanan aliran yang besar. Dari Gambar 4.33 terlihat bahwa kenaikan temperatur dan penurunan tekanan dengan spasi *obstacle*  $\frac{1}{2}$  x tinggi adalah yang tertinggi. Selisih dari kenaikan temperatur dan penurunan tekanan untuk spasi yang lebih besar ditunjukkan pada Tabel 4.4. Selisih prosentase penurunan tekanan aliran udara pada spasi/tinggi = 1 paling besar jika dibandingkan pada spasi/tinggi =  $1\frac{1}{2}$  atau 2. Sedang selisih prosentase kenaikan temperatur pada spasi/tinggi = 1 paling sedikit jika dibandingkan pada spasi/tinggi =  $1\frac{1}{2}$  atau 2. Dengan demikian, dapat diambil kesimpulan bahwa jarak antar *obstacle* sama dengan 1x tinggi adalah sudah tepat.

Tabel 4.4 Perbandingan selisih  $\Delta T$  dan  $\Delta P$  untuk beberapa jarak spasi *obstacle*

spasi/tinggi	delta T, C	delta P, Pa	selisih $\Delta T$ , %	selisih $\Delta P$ , %
0.5	16.56	544.12		
1	16.53	462.34	-0.18	-15.03
1.5	16.12	408.90	-2.48	-11.56
2	15.81	365.89	-1.92	-10.52

## **Bab 5. HASIL EKSPERIMEN DAN PEMBAHASAN**

### **5.1 Hasil Eksperimen**

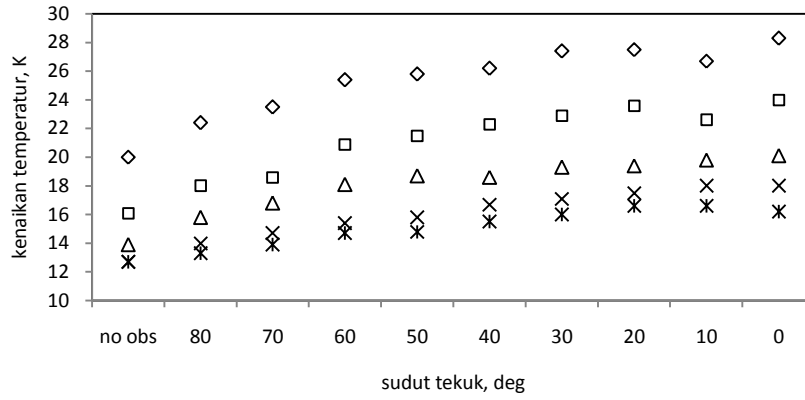
Eksperimen dilakukan mula-mula untuk kolektor tanpa *obstacle* dengan intensitas radiasi tertentu dan kecepatan aliran udara tertentu. Data yang diambil berupa temperatur udara di masukan dan keluaran, temperatur plat penyerap, dan penurunan tekanan antara masukan dan keluaran. Eksperimen dilanjutkan dengan menyisipkan *obstacle* di atas plat bawah. VFD (*variable-frequency drive*) berperan penting dalam eksperimen untuk menjaga kecepatan aliran udara dari *blower* konstan seperti yang ditetapkan. Dalam penelitian ini *obstacle* ditebuk secara vertikal dengan 9 macam sudut tekuk, sehingga terdapat 10 set data untuk 1 kecepatan aliran udara dan 1 intensitas radiasi. Eksperimen dilanjutkan untuk 4 macam kecepatan aliran udara yang lain dengan intensitas radiasi yang dipertahankan sama. Dengan demikian, didapat 5 x 10 set data untuk 1 intensitas radiasi. Mengingat dalam eksperimen digunakan 3 macam intensitas, maka selama eksperimen ini dihasilkan 3 x 5 x 10 set data. Hasil lengkap selama eksperimen terdapat pada Lampiran 1 untuk intensitas radiasi 430 W/m<sup>2</sup>, Lampiran 2 untuk 573 W/m<sup>2</sup>, dan Lampiran 3 untuk 716 W/m<sup>2</sup>.

Dengan menggunakan data hasil eksperimen, kinerja kolektor surya dapat diketahui. Kinerja yang dimaksudkan adalah kenaikan temperatur, efisiensi kolektor, dan penurunan tekanan.

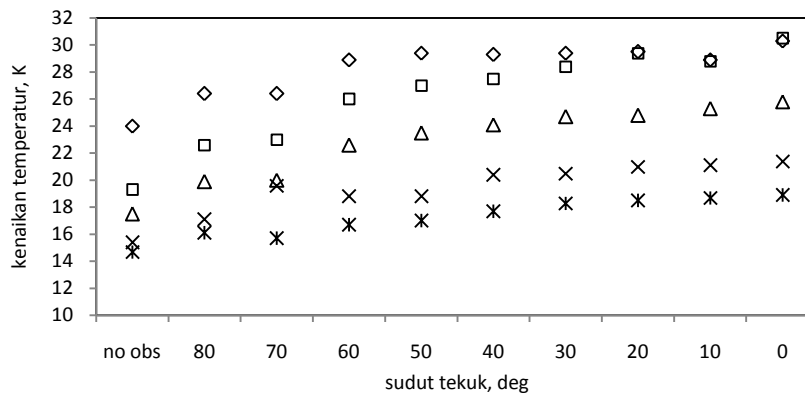
#### **5.1.1 Kenaikan Temperatur Udara**

Kenaikan temperatur udara didapat dari selisih antara temperatur udara ke luar dengan masuk dan disajikan dalam Gambar 5.1 dan 5.2.

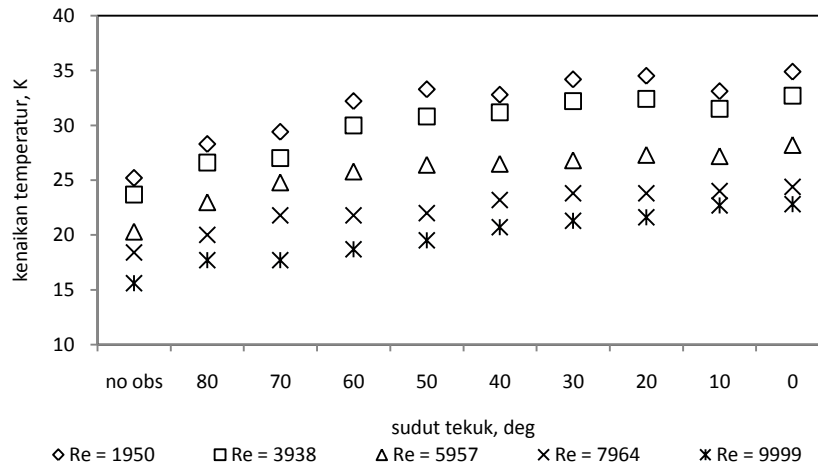




a) Intensitas radiasi 430 W/m<sup>2</sup>



b) Intensitas radiasi 573 W/m<sup>2</sup>

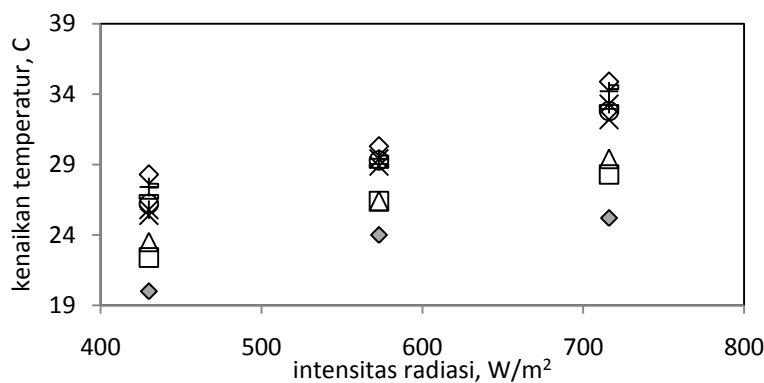


c) Intensitas radiasi 716 W/m<sup>2</sup>

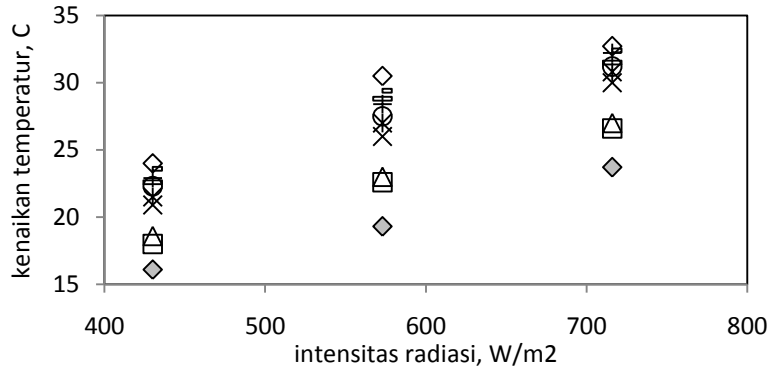
Gambar 5.1 Kenaikan temperatur udara terhadap sudut tekuk *obstacle*.  
 (hasil ini telah dipublikasikan pada International Conference on on Mechanical Engineering -  
 ICOMME 2013)

Udara mengalami kenaikan temperatur ketika melintasi kolektor baik diberi *obstacle* maupun tidak. Namun, penambahan *obstacle* dalam aliran menyebabkan kenaikan temperatur yang lebih tinggi pada berbagai intensitas radiasi dan kecepatan aliran udara yang diteliti. Tanpa *obstacle*, kolektor memberikan kenaikan temperatur terendah yaitu 12.7°C ketika intensitas radiasi = 430 W/m<sup>2</sup> dan bilangan Reynolds aliran = 9999 atau laju aliran massa = 0.00912 kg/s. Sedang kenaikan temperatur tertinggi tanpa *obstacle* adalah 25.2°C ketika intensitas radiasi = 716 W/m<sup>2</sup> dan bilangan Reynolds = 1950 atau laju aliran massa = 0.00182 kg/s. Dengan diberi *obstacle* yang lurus, kenaikan temperatur terendah meningkat dari 12.7°C menjadi 16.2°C dan kenaikan tertinggi juga meningkat dari 25.2°C menjadi 34.9°C. Fakta ini menyatakan bahwa *obstacle* dapat meningkatkan perpindahan kalor dari plat penyerap ke udara. Hal ini seperti yang ditemukan Abene, et al. (2004), Akpinar & Koçyiğit (2010), Bekele, et al. (2011), Alta, et al. (2010), Esen (2008), dan Kurtbas & Turgut (2006).

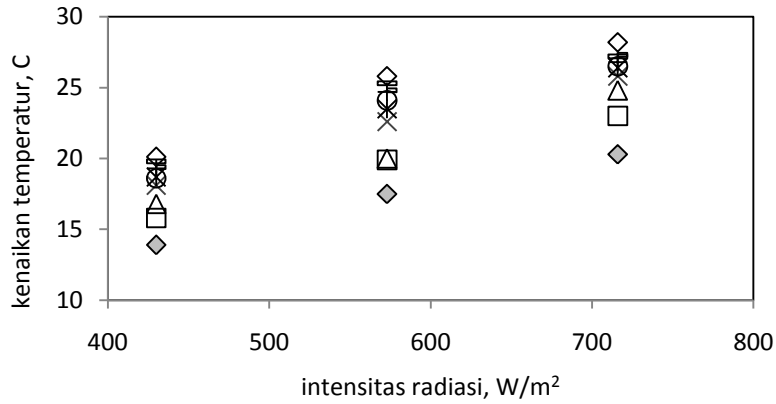
Dengan meningkatkan intensitas radiasi, kenaikan temperatur udara melintasi kolektor juga meningkat seperti ditunjukkan Gambar 5.2. Saat intensitas radiasi meningkat, kenaikan temperatur udara juga meningkat untuk kecepatan aliran yang sama dan konfigurasi *obstacle* yang sama. Sebagai contoh, dari Gambar 5.2 b), saat udara mengalir dengan laju aliran 3.9 m/s dalam kolektor yang diberi *obstacle* dengan sudut tekuk 50°, kenaikan temperatur bertambah dari 18.7°C menjadi 26.4°C untuk peningkatan radiasi dari 430 W/m<sup>2</sup> menjadi 716 W/m<sup>2</sup>. Hal ini terjadi sesuai dengan prinsip kekekalan energi, yaitu jika laju kalor yang masuk lebih besar akan menghasilkan kenaikan energi aliran yang lebih besar pula.



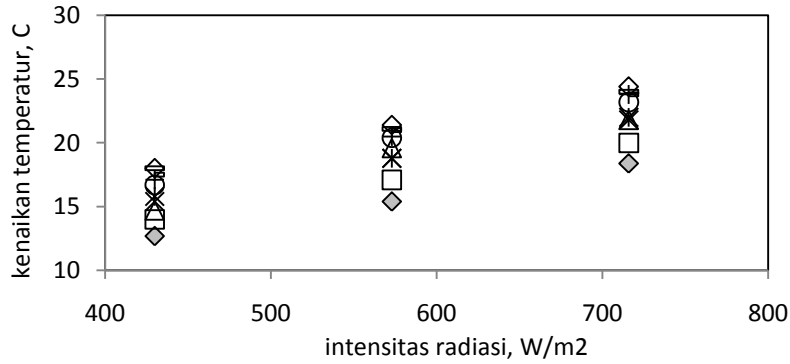
a) Kenaikan temperatur ketika kecepatan aliran udara 1.3 m/s



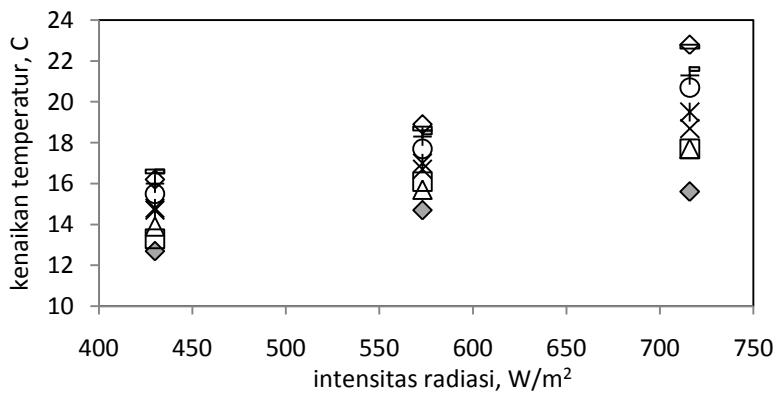
b) Kenaikan temperatur ketika kecepatan aliran udara 2.6 m/s



c) Kenaikan temperatur ketika kecepatan aliran udara 3.9 m/s



d) Kenaikan temperatur ketika kecepatan aliran udara 5.2 m/s



e) Kenaikan temperatur ketika kecepatan aliran udara 6.5 m/s

◆ no obs   □ 80   △ 70   × 60   ✖ 50   ○ 40   + 30   - 20   = 10   ◇ 0

Gambar 5.2 Kenaikan temperatur udara terhadap intensitas radiasi.

Dari Gambar 5.2 terlihat bahwa ketika intensitas radiasi rendah yaitu  $430 \text{ W/m}^2$ , kenaikan temperatur udara yang mengalir dengan kecepatan tinggi terlihat lebih rapat dibandingkan dengan yang kecepatan rendah. Hal ini menunjukkan sudut tekuk *obstacle* tidak banyak mempengaruhi kenaikan temperatur udara ketika intensitas radiasi rendah dan kecepatan aliran tinggi. Sudut tekuk *obstacle* mempengaruhi kenaikan temperatur ketika udara mengalir dengan kecepatan yang kecil. Ketika intensitas radiasi yang masuk ke kolektor rendah, maka upaya meningkatkan turbulensi dalam aliran yang kecepatannya tinggi dengan menambah *obstacle* tidak membawa dampak yang besar. Ketika kecepatan aliran rendah, turbulensi dalam aliran juga lebih rendah. Adanya *obstacle* dalam aliran dengan kecepatan rendah dapat meningkatkan turbulensi dalam aliran, sehingga kenaikan temperatur atau perpindahan kalor meningkat meskipun intensitas radiasi rendah. Kecenderungan ini sama dengan yang didapat oleh Akpınar & Koçyiğit (2010), Esen (2008), Abene, et al. (2004), Ozgen, et al. (2009), Bekele, et al. (2011), Kurtbas & Turgut (2006), Peng, et al. (2010), dan Alta, et al. (2010).

Penambahan *obstacle* dalam aliran udara dengan kecepatan yang tinggi memberikan kenaikan temperatur sangat sedikit jika intensitas radiasi rendah, tetapi sangat berdampak ketika intensitas tinggi. *Obstacle* yang sedikit ditekuk atau lurus menghasilkan kenaikan temperatur lebih tinggi. Sedangkan untuk kecepatan aliran rendah penambahan *obstacle* meningkatkan kenaikan temperatur pada intensitas radiasi berapa pun. Dengan demikian, kolektor surya atau alat penukar kalor pada umumnya dapat menambahkan *obstacle* untuk meningkatkan perpindahan kalor jika kecepatan aliran yang dipakai rendah.

Penekukan *obstacle* terhadap garis vertikal terbukti mempengaruhi besaran kenaikan temperatur udara. *Obstacle* yang ditekuk sedikit atau bahkan tidak ditekuk (lurus) menghasilkan kenaikan temperatur lebih tinggi dibandingkan *obstacle* yang ditekuk dengan sudut besar. Hal ini disebabkan oleh *obstacle* yang disisipkan dalam aliran membuat adanya separasi dan aliran balik sehingga kecepatan aliran udara menjadi tinggi di celah dekat plat penyerap, seperti didapatkan dari hasil simulasi numerik di Bab IV. Hal ini menyebabkan aliran udara terarah menuju plat penyerap. Ketika *obstacle* ditekuk sedikit atau lurus, aliran menjadi lebih terhalang. Sebagian udara akan mengalir kembali ketika mengenai *obstacle* dan menimbulkan aliran balik serta

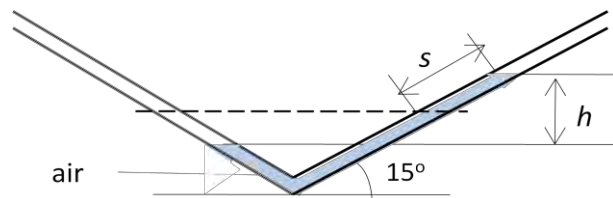
olakan di antara *obstacle*. Hal ini meningkatkan turbulensi dalam aliran. Fenomena aliran ini ditunjukkan pada hasil simulasi yang telah disajikan pada Sub-Bab 4.5. *Obstacle* yang lurus membentuk celah lebih sempit daripada yang ditebuk. Celah yang sempit ini memaksa udara bersentuhan dengan plat penyerap dan meningkatkan kecepatan serta turbulensi aliran di celah. Semua hal ini membuat perpindahan kalor yang diterima aliran udara meningkat dan sekaligus juga mengakibatkan dampak yang tidak diharapkan, yaitu penurunan tekanan aliran yang lebih besar.

### 5.1.2 Penurunan Tekanan dan Koefisien Friksi Aliran Udara

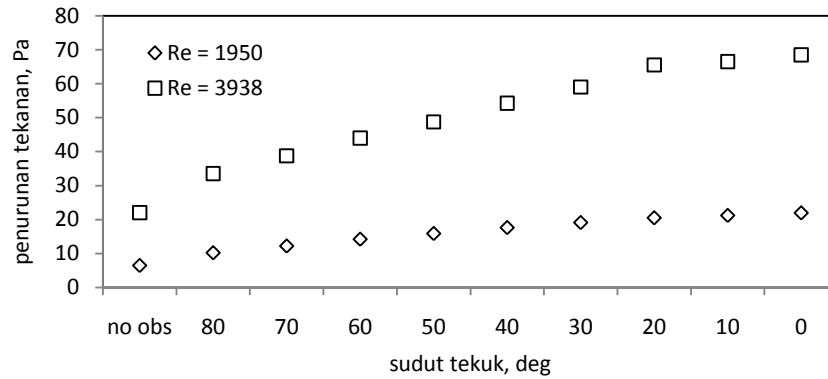
Penurunan tekanan aliran udara melintasi kolektor diukur langsung dengan pressure gage untuk penurunan tekanan  $\leq 120$  Pa. Untuk pengukuran lebih dari 120 Pa, digunakan manometer pipa U yang dibuat miring  $15^\circ$  terhadap horizontal dengan fluida air seperti ditunjukkan pada Gambar 5.3. Pipa U dibuat miring untuk memperjelas pembacaan beda ketinggian permukaan fluida, yaitu air, di kedua kaki pipa. Perbedaan tekanan aliran udara antara masukan dan keluaran sebanding dengan perbedaan ketinggian vertikal fluida pada kaki kiri dan kanan pipa U. Untuk mempermudah pembacaan, perbedaan ketinggian permukaan air diukur terhadap ketinggian semula, atau 's' dalam Gambar 5.3. Dengan demikian, penurunan tekanan sebanding dengan  $h$ , yang besarnya  $2(s) \sin(15^\circ)$ .

Besar penurunan tekanan dengan menggunakan manometer pipa U yang miring adalah:  
 $\Delta P = \rho gh = \rho g 2s \sin(15^\circ)$ .

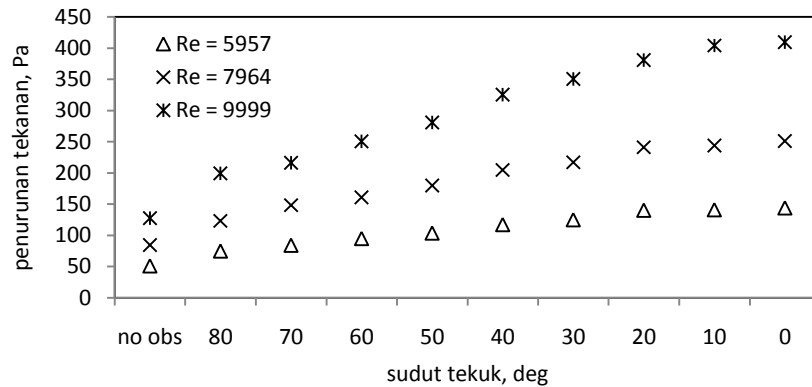
Hasil pengukuran dan perhitungan dari penurunan tekanan aliran udara ditunjukkan pada Gambar 5.4.



Gambar 5.3 Manometer pipa U yang digunakan dalam eksperimen.



a. Penurunan tekanan aliran dengan bilangan Reynolds 1950 dan 3938



b. Penurunan tekanan aliran dengan bilangan Reynolds 5957 – 9999

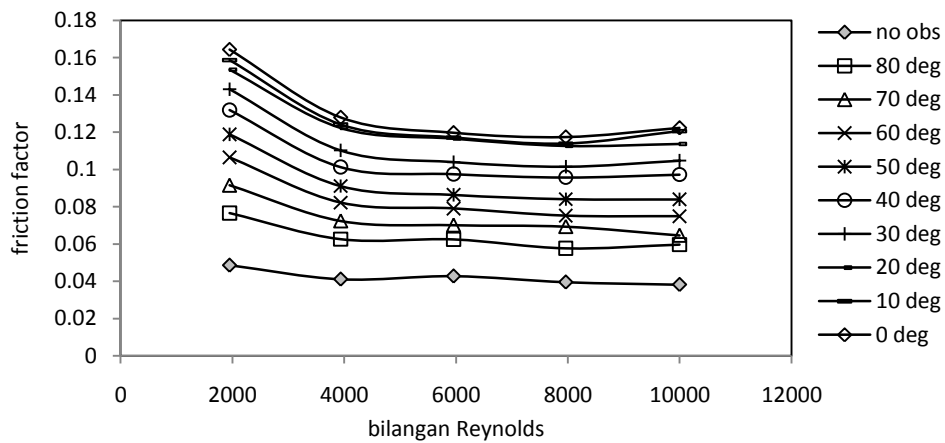
Gambar 5.4 Penurunan tekanan udara rata-rata terhadap sudut tekuk *obstacle*.  
(telah dipublikasikan pada International Conference on Mechanical Engineering - ICOME 2013)

Dengan mengetahui penurunan tekanan selama udara mengalir melintasi kolektor sepanjang  $L$  dengan kecepatan  $v$ , koefisien friksi aliran dapat dicari dengan persamaan (2.31), yaitu:  $f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D_h} \rho \frac{v^2}{2}}$

Koefisien friksi aliran rata-rata yang dihitung dengan persamaan di atas dapat dilihat pada Gambar 5.5. Dari Gambar 5.5 terlihat bahwa koefisien friksi aliran berkurang dengan pertambahan bilangan Reynolds untuk aliran tanpa *obstacle* maupun aliran dengan berbagai *obstacle*. Hal ini bersesuaian dengan diagram Moody (Çengel & Cimbala, 2006) dan hasil eksperimen Bekele, et al. (2011).

Dari Gambar 5.5 terlihat bahwa koefisien friksi aliran yang diberi *obstacle* yang ditekuk vertikal dengan sudut  $0^\circ$ ,  $10^\circ$ , dan  $20^\circ$  tampak mendekati sama dan berkurang cukup signifikan jika sudut *obstacle* lebih besar atau sama dengan  $30^\circ$ . Dengan menekuk *obstacle* maka aliran

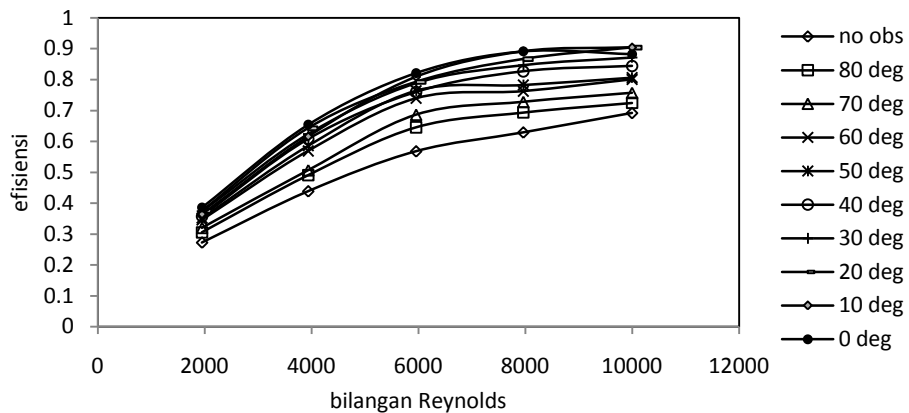
balik lebih cepat hilang, sehingga penurunan tekanan karena olakan atau aliran balik berkurang, seperti dibahas di Sub-Bab 4.5.



Gambar 5.5 Koefisien friksi aliran melalui kolektor dengan *obstacle*.

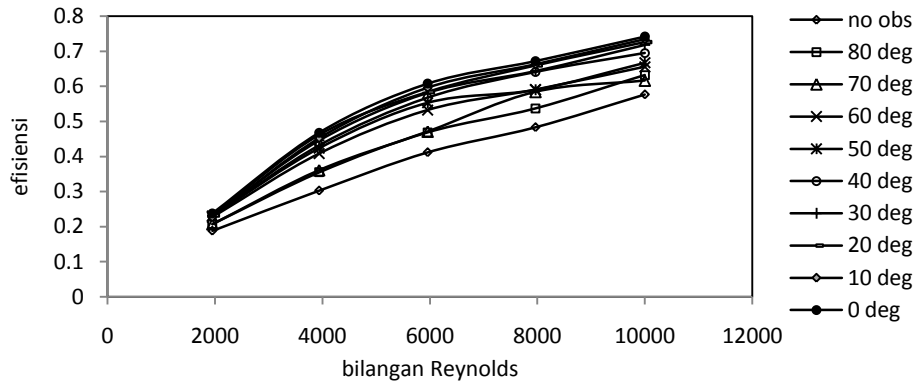
### 5.1.3 Efisiensi Kolektor

Selain kenaikan temperatur, kinerja kolektor yang lain adalah efisiensi. Efisiensi kolektor surya dihitung dengan Persamaan (2.12) seperti ditunjukkan pada Gambar 5.6 dan Gambar 5.8. Efisiensi kolektor surya lebih tinggi ketika udara mengalir dengan bilangan Reynolds atau kecepatan yang besar pada semua intensitas radiasi yang diteliti (Gambar 5.6 a, b, dan c). Besar efisiensi sebanding dengan kalor yang diterima udara dan berbanding terbalik dengan radiasi yang diterima plat penyerap. Kalor yang diterima udara tergantung dari kecepatan aliran dan kenaikan temperaturnya, sehingga kalor yang diterima udara dengan kecepatan tinggi lebih besar dari yang kecepatan rendah dan efisiensinya juga menjadi lebih tinggi, seperti ditunjukkan pada Gambar 5.6.

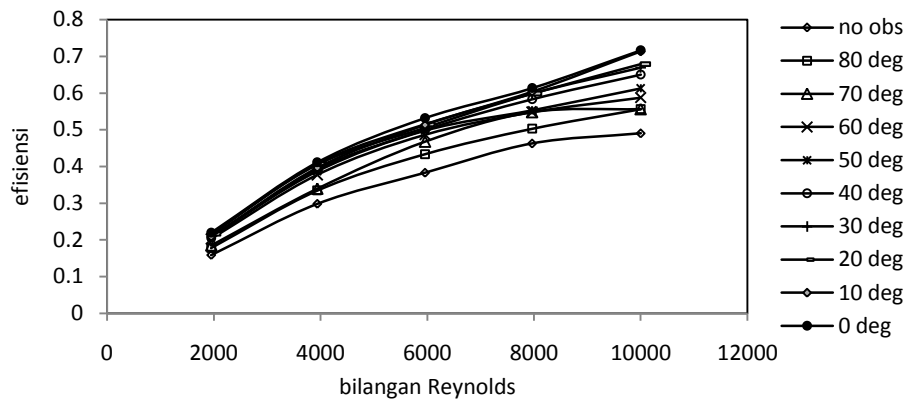


a. Intensitas radiasi  $430 \text{ W/m}^2$





b. Intensitas radiasi 573 W/m<sup>2</sup>



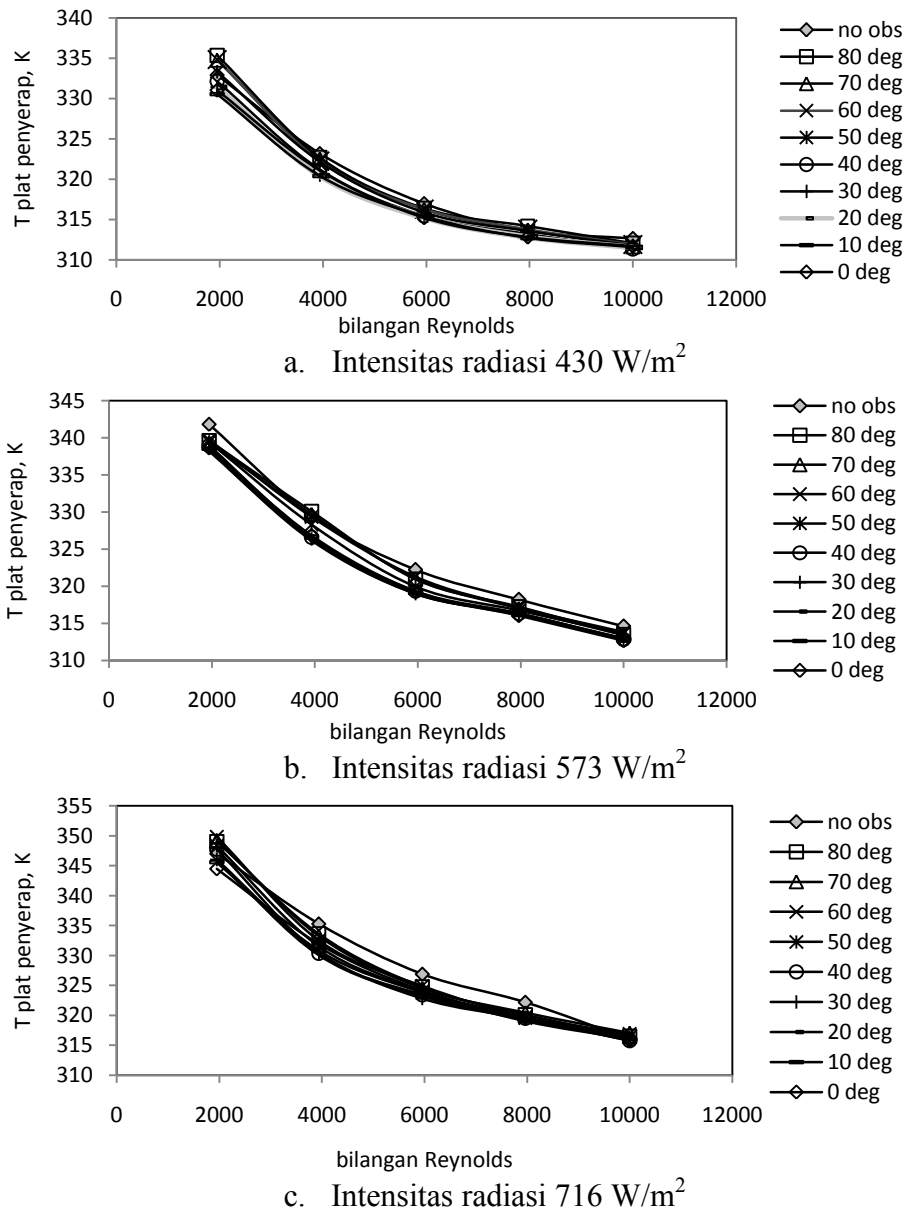
c. Intensitas radiasi 716 W/m<sup>2</sup>

Gambar 5.6 Efisiensi kolektor surya terhadap bilangan Reynolds aliran.

Dari Gambar 5.6 terlihat bahwa efisiensi kolektor meningkat dengan kenaikan bilangan Reynolds atau kecepatan aliran udara dalam saluran. Hal ini disebabkan karena efisiensi kolektor juga dapat dinyatakan dengan persamaan:  $\eta = 1 - \frac{Q_{loss}}{A_c I}$ .

$Q_{loss}$  adalah kalor yang hilang, dicari dengan persamaan:  $Q_{loss} = U_T A_p (T_{abs} - T_a)$ .  $T_{abs}$  adalah temperatur plat penyerap,  $T_a$  adalah temperatur sekitar,  $U_T$  adalah koefisien perpindahan kalor dari plat penyerap ke sekitar, dan  $A_p$  adalah luasan plat penyerap. Besar koefisien  $U$  tergantung pada properties udara antara plat penyerap dan udara sekitar dan konfigurasi geometri plat penyerap serta kaca penutup. Pada eksperimen ini, properties udara dan geometri plat penyerap – kaca penutup tidak banyak berbeda, sehingga koefisien  $U_T$  dapat dikatakan konstan. Bila temperatur plat penyerap,  $T_{abs}$  mengecil, maka efisiensi akan naik. Dari hasil eksperimen, hubungan  $T_{abs}$  terhadap bilangan Reynolds atau laju aliran massa untuk berbagai sudut tekuk dan intensitas radiasi ditunjukkan pada Gambar 5.7. Temperatur plat penyerap,  $T_{abs}$  pada Gambar 5.7

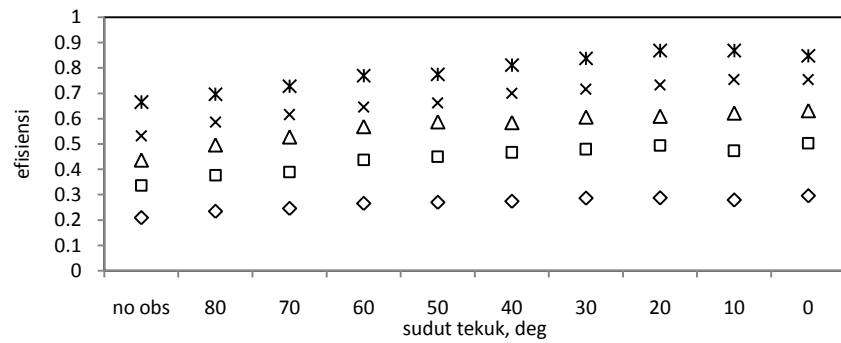
selalu menurun dengan bertambahnya bilangan Reynolds. Dengan demikian efisiensi akan naik seiring dengan penambahan bilangan Reynolds.



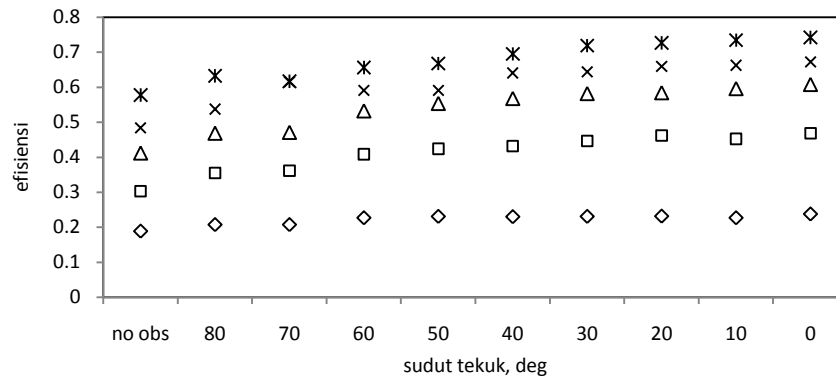
Gambar 5.7 Temperatur plat penyerap terhadap bilangan Reynolds aliran.

Pada Gambar 5.6 terlihat bahwa keberadaan *obstacle* dan sudut tekuk *obstacle* tidak mempengaruhi efisiensi kolektor ketika bilangan Reynolds = 1950 atau kecepatan aliran dalam saluran sangat rendah, yaitu 1.3 m/s. Gambar 5.8 menunjukkan bahwa pada intensitas radiasi =  $430 \text{ W/m}^2$  dan aliran dengan bilangan Reynolds = 1950, efisiensi kolektor mencapai 0.296 ketika diberi *obstacle* lurus dan 0.209 ketika tanpa *obstacle*. Peningkatan efisiensi dengan

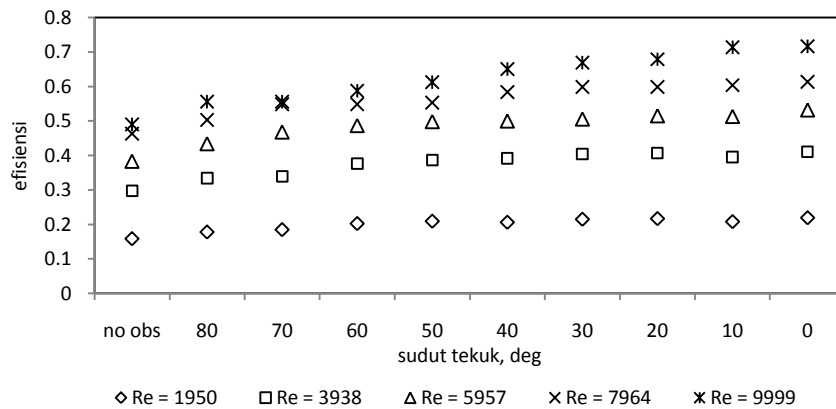
ditambahkannya *obstacle* lurus saat bilangan Reynolds 1950 hanya sebesar 0.087 (8.7%). Sedangkan jika bilangan Reynolds aliran = 9999 (kecepatan alir udara dalam saluran = 6.5 m/s), pada intensitas yang sama ( $430 \text{ W/m}^2$ ), *obstacle* lurus memberikan peningkatan efisiensi kolektor dari 0.665 menjadi 0.848 atau sebesar 0.183 (18.3%). Dari Gambar 5.6, efisiensi kolektor tampak tidak berbeda saat *obstacle* ditekuk dengan sudut berapa pun jika kecepatan aliran rendah. Sudut tekuk *obstacle* memberi pengaruh terhadap efisiensi kolektor untuk aliran dengan kecepatan lebih besar, yaitu 2.6 m/s (bilangan Reynolds = 3938) untuk penelitian ini.



a. Efisiensi pada  $430 \text{ W/m}^2$



b. Efisiensi pada  $573 \text{ W/m}^2$

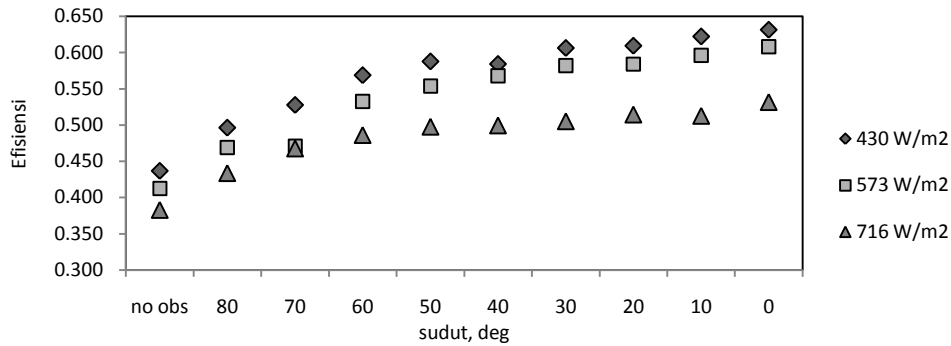


c. Intensitas radiasi  $716 \text{ W/m}^2$

Gambar 5.8 Efisiensi kolektor surya fungsi sudut tekuk *obstacle*.

(hasil ini telah dipublikasikan pada International Conference on Mechanical Engineering - ICOMME 2013)

*Obstacle* yang dipasang meningkatkan efisiensi kolektor terutama pada intensitas radiasi yang rendah atau saat cuaca mendung. Sebagai contoh untuk kecepatan aliran udara dalam saluran 3.9 m/s atau bilangan Reynolds 5957 yang ditunjukkan pada Gambar 5.9 terlihat bahwa efisiensi lebih tinggi ketika intensitas radiasi rendah.



Gambar 5.9 Efisiensi kolektor surya saat bilangan Reynolds aliran 5957.

Dari Gambar 5.6 dan 5.8 terlihat bahwa *obstacle* yang sedikit ditekuk memberikan efisiensi lebih tinggi. Bahkan *obstacle* yang lurus menghasilkan efisiensi tertinggi. Namun, efisiensi kolektor tidak banyak berbeda ketika *obstacle* ditekuk dengan sudut 30°, 20°, 10° atau 0°. Sementara penurunan tekanan aliran dan koefisien friksi yang terjadi sangat dipengaruhi sudut tekuk *obstacle*, seperti ditunjukkan Gambar 5.4 dan Gambar 5.5. *Obstacle* yang lurus memberikan kenaikan temperatur dan efisiensi yang tinggi, tetapi penurunan tekanan yang besar. Dengan menekuk *obstacle* secara vertikal, efisiensi dan penurunan tekanan menjadi berkurang.

Gambar 5.10 menunjukkan seberapa besar penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi jika *obstacle* tidak lurus melainkan ditekuk. Sumbu tegak menyatakan rasio antara perbandingan penurunan tekanan aliran melintasi kolektor ketika *obstacle* ditekuk terhadap penurunan efisiensi kolektor karena penekukan ini, atau jika dinyatakan secara matematis:

$$\left| \frac{\Delta P_{obs\_lurus} - \Delta P_{obs\_tekuk}}{\Delta P_{obs\_lurus}} \right| / \left| \frac{\eta_{obs\_lurus} - \eta_{obs\_tekuk}}{\eta_{obs\_lurus}} \right|$$

Rasio ini selanjutnya dinotasikan dengan rasio  $(\Delta P / \Delta Eff)$ .

\* rasio  $\Delta P/\Delta Eff$

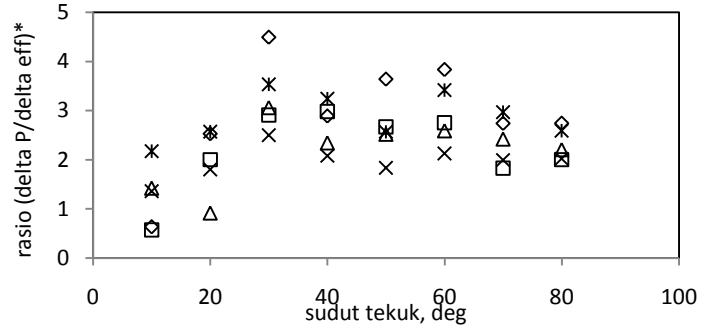
$$= \frac{\left| \frac{\Delta P_{obs_{lurus}} - \Delta P_{obs_{tekuk}}}{\Delta P_{obs_{lurus}}} \right|}{\left| \left( \frac{\eta_{obs_{lurus}} - \eta_{obs_{tekuk}}}{\eta_{obs_{lurus}}} \right) \right|}$$

\* rasio  $\Delta P/\Delta Eff$

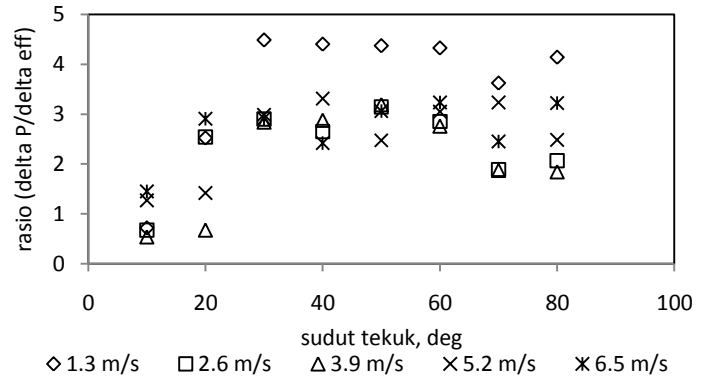
$$= \frac{\left| \frac{\Delta P_{obs_{lurus}} - \Delta P_{obs_{tekuk}}}{\Delta P_{obs_{lurus}}} \right|}{\left| \left( \frac{\eta_{obs_{lurus}} - \eta_{obs_{tekuk}}}{\eta_{obs_{lurus}}} \right) \right|}$$

\* rasio  $\Delta P/\Delta Eff$

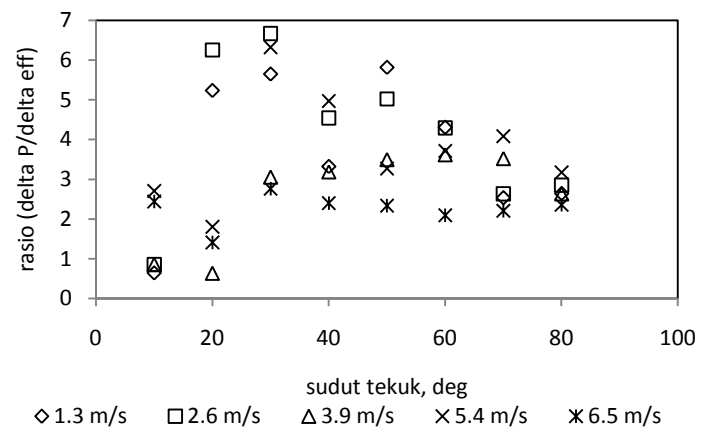
$$= \frac{\left| \frac{\Delta P_{obs_{lurus}} - \Delta P_{obs_{tekuk}}}{\Delta P_{obs_{lurus}}} \right|}{\left| \left( \frac{\eta_{obs_{lurus}} - \eta_{obs_{tekuk}}}{\eta_{obs_{lurus}}} \right) \right|}$$



a) Intensitas radiasi 430 W/m<sup>2</sup>



b) Intensitas radiasi 573 W/m<sup>2</sup>



c) Intensitas radiasi 716 W/m<sup>2</sup>

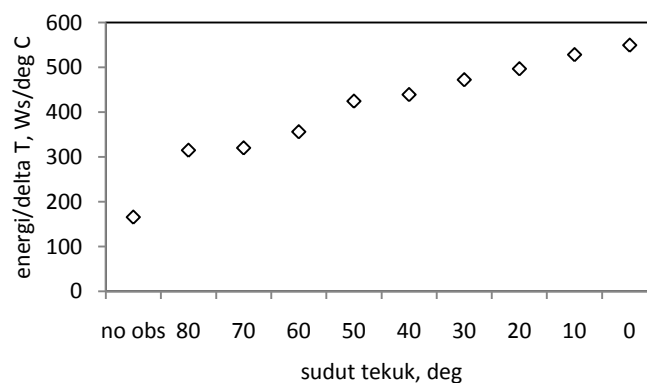
Gambar 5.10 Rasio penurunan tekanan terhadap penurunan efisiensi ketika *obstacle* ditekuk dibandingkan *obstacle* lurus.

Menekuk *obstacle* terhadap vertikal diharapkan mengurangi sedikit efisiensi dan mengurangi banyak penurunan tekanan. Dengan demikian, rasio ( $\Delta P/\Delta Eff$ ) yang tinggi yang diharapkan. Pada Gambar 5.10 a), b), dan c), rasio (delta P/delta eff) tertinggi dicapai dengan *obstacle* 30° pada hampir semua kecepatan aliran udara dan intensitas radiasi. Hal ini

menunjukkan bahwa menekuk *obstacle* sebesar  $30^\circ$  menghasilkan sedikit penurunan efisiensi dan penurunan tekanan yang besar dibandingkan *obstacle* yang lurus ( $0^\circ$ ).

Pada Gambar 5.10 juga terlihat bahwa aliran dengan kecepatan yang rendah memberikan rasio  $(\Delta P/\Delta E_{eff})$  yang tinggi ketika ditekuk dengan sudut berkisar  $30^\circ$  hingga  $60^\circ$ . Saat kecepatan aliran rendah, keberadaan *obstacle* tidak terlalu mempengaruhi efisiensi, seperti ditunjukkan pada Gambar 5.6. Dengan demikian rasio  $(\Delta P/\Delta E_{eff})$  lebih banyak dipengaruhi penurunan tekanan. Pengurangan tekanan ketika *obstacle* ditekuk dengan sudut  $30^\circ$  hingga  $60^\circ$  yang besar dibanding *obstacle* lurus membuat rasio  $(\Delta P/\Delta E_{eff})$  menjadi tinggi.

Dengan adanya *obstacle*, energi yang diperlukan untuk mengalirkan udara menjadi lebih besar. Energi yang diperlukan dapat dicari dengan persamaan  $\mathcal{P}\Delta t$  dimana  $\mathcal{P}$  adalah daya dan  $\Delta t$  adalah waktu yang diperlukan untuk udara mengalami kenaikan temperatur. Besar daya  $\mathcal{P}$  dapat dicari dengan  $\mathcal{P} = \rho g H Q = \Delta P \cdot v \cdot A$  dimana  $Q$  adalah laju aliran volume udara,  $v$  adalah kecepatan, dan  $A$  adalah luas penampang saluran. Karena tarif listrik berbeda untuk golongan yang berbeda, maka biaya tidak dicari dalam Rupiah, tetapi dalam besaran kWh atau Ws. Besar energi yang diperlukan untuk mengalirkan udara pada kecepatan 6.5 m/s, intensitas radiasi 430 W/m<sup>2</sup> agar udara mengalami kenaikan temperatur  $1^\circ\text{C}$  dengan asumsi waktu  $\Delta t$  yang sama ditunjukkan seperti pada Gambar 5.11. Untuk aliran dengan kecepatan dan intensitas radiasi berbeda akan memiliki kecenderungan yang sama dengan nilai yang berbeda. Biaya energi untuk kenaikan  $1^\circ\text{C}$  meningkat ketika dalam aliran diberi *obstacle* yang semakin lurus.



Gambar 5.11 Energi yang diperlukan untuk mengalirkan udara pada kecepatan 6.5 m/s per kenaikan  $1^\circ\text{C}$  temperatur udara

Kinerja kolektor yang meliputi kenaikan temperatur ketika udara melintasi kolektor, efisiensi kolektor, dan penurunan tekanan sangat terpengaruh oleh adanya *obstacle* yang diletakkan di atas plat bawah. Peningkatan kenaikan temperatur dan efisiensi merupakan hal yang diharapkan, tetapi tidak dengan peningkatan penurunan tekanan. *Obstacle* menyebabkan udara mengalami aliran balik yang menimbulkan olakan dan turbulensi meningkat serta menciptakan celah yang sempit sehingga sebagian besar udara mengalir di celah yang sempit menuju plat penyerap. Hal ini membawa dampak penurunan tekanan yang lebih besar, sehingga memerlukan daya penggerak lebih besar. Namun, di sisi lain perpindahan kalor antara plat penyerap dengan aliran udara akan meningkat, sehingga udara mengalami kenaikan temperatur yang lebih tinggi dibanding aliran tanpa *obstacle*.

*Obstacle* yang ditebuk secara vertikal ternyata dapat mengurangi perpindahan kalor yang diterima udara dan sekaligus juga penurunan tekanan. *Obstacle* yang ditebuk dengan sudut 30° memberikan kinerja kolektor yang optimal, dalam pengertian memberikan penurunan efisiensi yang sedikit dan mencegah kerugian penurunan tekanan yang besar dibandingkan *obstacle* yang lurus.

#### 5.1.4 Bilangan Nusselt Aliran

Bilangan Nusselt sering dipandang sebagai koefisien perpindahan kalor konveksi yang tak berdimensi. Dalam penelitian ini, bilangan Nusselt menyatakan besar perpindahan kalor konveksi yang diterima udara dari plat penyerap.

$$\text{Bilangan Nusselt dihitung dari persamaan: } Nu = h \frac{D_h}{k}$$

dimana  $k$  adalah konduktivitas termal udara,  $D_h$  adalah diameter hidraulik yang dicari dengan  $D_h = \frac{4A}{P}$ , dengan  $A$  = luas penampang dan  $P$  = keliling penampang berbentuk segitiga.

Sedang koefisien konveksi  $h$  didapat dari dua persamaan untuk mencari laju perpindahan kalor  $Q$  yang diterima udara dari plat penyerap dengan luasan sebesar  $A_p$ , yaitu

$$Q = \dot{m}_{ud} c_{p,ud} (T_{ud,out} - T_{ud,in}) \text{ dan}$$

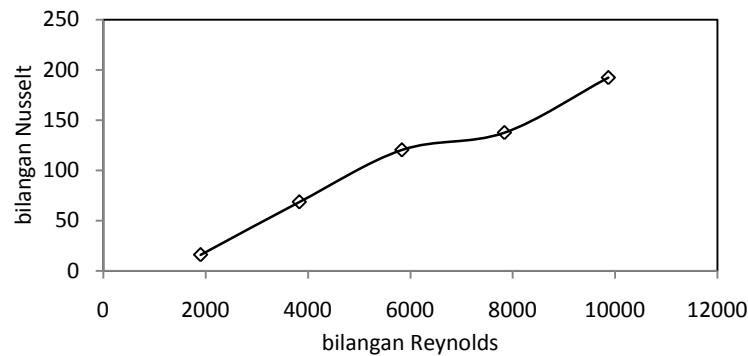
$$Q = h A_p \Delta T_{LM}$$

Dengan demikian koefisien konveksi dicari dengan:  $h = \frac{\dot{m}_{ud} c_{p,ud} (T_{ud,out} - T_{ud,in})}{A_p \Delta T_{LM}}$

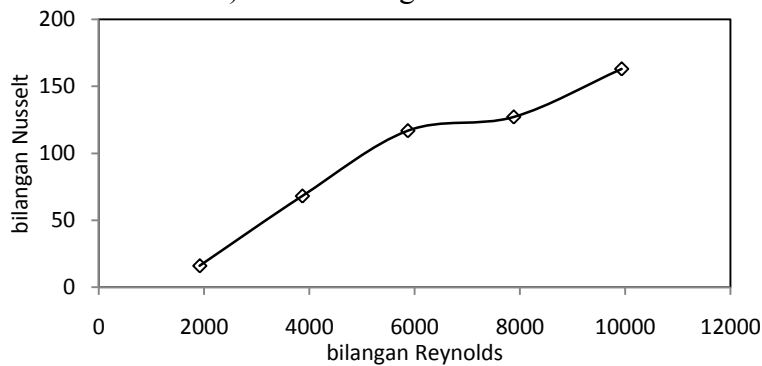


$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{plat\ penyerap} - T_{ud,out}) - (T_{plat\ penyerap} - T_{ud,in})}{\ln \left( \frac{T_{plat\ penyerap} - T_{ud,out}}{T_{plat\ penyerap} - T_{ud,in}} \right)}$$

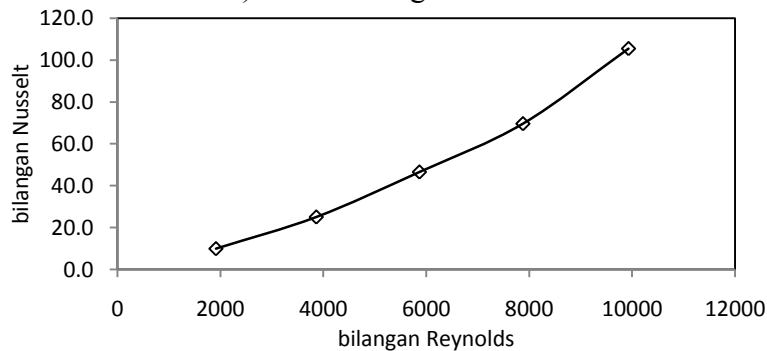
Bilangan Nusselt yang dihitung adalah bilangan Nusselt dari aliran yang diberi *obstacle* yang memberikan efisiensi tertinggi (*obstacle* lurus,  $0^\circ$ ), *obstacle* yang memberikan kinerja terbaik (*obstacle*  $30^\circ$ ), dan aliran tanpa *obstacle*. Dalam eksperimen ini terdapat lima kecepatan aliran udara dan tiga intensitas radiasi. Bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilangan Reynolds dan Prandtl dan tidak dipengaruhi intensitas radiasi, sehingga didapat nilai rata-rata bilangan Nusselt dari lima bilangan Reynolds seperti ditunjukkan pada Gambar 5.12.



a) Aliran dengan *obstacle*  $30^\circ$



b) Aliran dengan *obstacle*  $0^\circ$



c) Aliran tanpa *obstacle*

Gambar 5.12 Bilangan Nusselt untuk aliran dengan *obstacle*  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ , dan tanpa *obstacle*.

Dari Gambar 5.12 terlihat bahwa bilangan Nusselt bertambah dengan kenaikan bilangan Reynolds untuk aliran dengan *obstacle* maupun tanpa *obstacle*. Hal ini sesuai dengan pembahasan di Sub-Bab 5.1.3 yaitu bahwa efisiensi kolektor bertambah dengan kenaikan bilangan Reynolds. Efisiensi merupakan perbandingan antara besar perpindahan kalor konveksi dengan intensitas radiasi yang diterima kolektor. Perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan dengan bilangan Nusselt. Dengan demikian, hasil di Gambar 5.12 bersesuaian dengan Gambar 5.6.

## 5.2 Analisa Kesalahan Eksperimen

Dalam suatu eksperimen biasanya terdapat ‘ketidakpastian’ yang dihubungkan dengan ketelitian, kehandalan alat ukur yang digunakan. Oleh karenanya, kesalahan perlu diprediksi dalam suatu eksperimen.

Parameter yang diukur dalam penelitian ini adalah: temperatur udara masuk dan ke luar kolektor, temperatur plat penyerap, kecepatan udara, penurunan tekanan dalam saluran, dan intensitas radiasi. Peralatan yang digunakan: thermocouple tipe T dengan ketelitian 0.1°C, pressure gage analog dengan ketelitian 2 Pa (atau 1.7%), pyranometer dengan pembaca multimeter digital yang mempunyai ketelitian 0.1 mVolt, dan anemometer dengan ketelitian 0.1 m/s. Daftar ketelitian alat ukur dan pembacaan maksimum selama eksperimen ada pada Tabel 5.1.

Tabel 5.1. Daftar ketelitian alat ukur dan pembacaan maksimumnya

Parameter	Temperatur (°C) $T_i, T_o$	Kecepatan udara (m/s)	Tekanan (Pa)	Int radiasi (W/m <sup>2</sup> )	Panjang (cm)
Ketelitian	$\delta T_i, \delta T_o$ 0.1	$\delta v$ 0.1	$\delta p$ 2	$\delta I_T$ 0.1	Alas $a$ , tinggi $t$ , panjang $p$ , sisi miring $s$ 0.1
Pembacaan maksimum	26.0, 60.4	5.0	120	50.0	3.0, 8.5, 90.0, 8.7 $u_a = \frac{0.05}{3.0}$
Kesalahan/ketidakpastian	$u_{T_i} = \frac{0.05}{26.0}$ $u_{T_o} = \frac{0.05}{60.4}$	$u_v = \frac{0.05}{5.0}$	$u_{AP} = \frac{1}{120}$	$u_{I_T} = \frac{0.05}{50.0}$	$u_t = \frac{0.05}{8.5}$ $u_p = \frac{90.0}{0.05}$ $u_s = \frac{0.05}{8.7}$

Dari data pengukuran selama eksperimen, yang dihitung adalah kenaikan temperatur dan efisiensi. Untuk menghitung efisiensi diperlukan kecepatan aliran massa. Persamaan untuk menghitung ketiganya adalah:

$$\Delta T = T_o - T_i \quad \eta = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c I_T} \quad \dot{m} = \rho v A$$

Besar kesalahan atau ketidakpastian untuk kenaikan temperatur  $\Delta T$  adalah:

$$u_{\Delta T} = \pm \left[ \left( \frac{T_o}{\Delta T} \frac{\partial \Delta T}{\partial T_o} u_{T_o} \right)^2 + \left( \frac{T_i}{\Delta T} \frac{\partial \Delta T}{\partial T_i} u_{T_i} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{\Delta T} = \pm \left[ \left( \frac{T_o}{(T_o - T_i)} 1 \frac{0.05}{60.4} \right)^2 + \left( \frac{T_i}{(T_o - T_i)} 1 \frac{0.05}{26} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \pm 0.00206 = \pm 0.206\%$$

Besar ketidakpastian untuk penurunan tekanan  $\Delta P$ :  $u_{\Delta P} = \pm 0.0083$

Mengingat penelitian dilakukan pada tekanan atmosfer dan temperatur udara rata-rata yang hampir konstan, maka kerapatan udara  $\rho$  dapat dianggap konstan. Dengan demikian:  $\dot{m} = f(v, A)$  dan  $\eta = f(\dot{m}, T_o, T_i, I_T, A_c)$

Luas penampang  $A$  yang besarnya  $\frac{1}{2}$  alas x tinggi juga mempunyai kesalahan, karena pengukuran alas dan tinggi saluran juga memiliki kesalahan. Maka perhitungan kesalahan kecepatan aliran massa perlu didahului dengan perhitungan kesalahan luas penampang  $A$  yang besarnya:

$$u_A = \pm \left[ \left( \frac{a}{A} \frac{\partial A}{\partial a} u_a \right)^2 + \left( \frac{t}{A} \frac{\partial A}{\partial t} u_t \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \pm \left[ \left( \frac{a}{\frac{1}{2} a t} \frac{1}{2} t u_a \right)^2 + \left( \frac{t}{\frac{1}{2} a t} \frac{1}{2} a u_t \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_A = \pm \left[ \left( 1 \left( \frac{0.05}{3} \right) \right)^2 + \left( 1 \left( \frac{0.05}{8.5} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \pm 0.0177$$

Perhitungan kesalahan kecepatan aliran massa:

$$u_{\dot{m}} = \pm \left[ \left( \frac{v}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial v} u_v \right)^2 + \left( \frac{A}{\dot{m}} \frac{\partial \dot{m}}{\partial A} u_A \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \pm \left[ \left( \frac{v}{\rho v A} \rho A u_v \right)^2 + \left( \frac{A}{\rho v A} \rho v u_A \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{\dot{m}} = \pm \left[ \left( 1 \left( \frac{0.05}{5} \right) \right)^2 + \left( 1 (0.0177) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \pm 0.02 = \pm 2.0\%$$

Sebelum menghitung efisiensi kolektor, kesalahan dalam menghitung luasan kolektor  $A_c$  perlu dihitung terlebih dahulu. Luasan kolektor ialah  $A_c = 2 \times p \times s$ . dan kesalahan dalam menghitung luas penampang  $A_c$  adalah:

$$u_{A_c} = \pm \left[ \left( \frac{p}{A_c} \frac{\partial A_c}{\partial p} u_p \right)^2 + \left( \frac{s}{A_c} \frac{\partial A_c}{\partial s} u_s \right)^2 \right]^{1/2} = \pm \left[ \left( \frac{p}{2ps} 2s u_p \right)^2 + \left( \frac{s}{2ps} 2p u_s \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{A_c} = \pm \left[ \left( 1 \left( \frac{0.05}{90} \right) \right)^2 + \left( 1 \left( \frac{0.05}{8.7} \right) \right)^2 \right]^{1/2} = \pm 0.005774$$

Perhitungan kesalahan efisiensi kolektor adalah:  $\eta = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c I_T}$

$$u_\eta = \pm \left[ \left( \frac{\dot{m}}{\eta} \frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} u_{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{T_o}{\eta} \frac{\partial \eta}{\partial T_o} u_{T_o} \right)^2 + \left( \frac{T_i}{\eta} \frac{\partial \eta}{\partial T_i} u_{T_i} \right)^2 + \left( \frac{I_T}{\eta} \frac{\partial \eta}{\partial I_T} u_{I_T} \right)^2 + \left( \frac{A_c}{\eta} \frac{\partial \eta}{\partial A_c} u_{A_c} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} = \frac{C_p (T_o - T_i)}{A_c I_T} = \frac{\eta}{\dot{m}} \quad \frac{\partial \eta}{\partial T_o} = \frac{\dot{m} C_p}{A_c I_T} = \frac{\eta}{(T_o - T_i)} \quad \frac{\partial \eta}{\partial T_i} = \frac{-\dot{m} C_p}{A_c I_T} = \frac{-\eta}{(T_o - T_i)}$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial I_T} = \frac{-\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c I_T^2} = \frac{-\eta}{I_T} \quad \frac{\partial \eta}{\partial A_c} = \frac{-\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c^2 I_T} = \frac{-\eta}{A_c}$$

$$u_\eta =$$

$$\pm \left[ \left( \frac{\dot{m}}{\eta} \frac{\eta}{\dot{m}} 0.02 \right)^2 + \left( \frac{T_o}{\eta} \frac{\eta}{(T_o - T_i)} \frac{0.05}{60.4} \right)^2 + \left( \frac{T_i}{\eta} \frac{-\eta}{(T_o - T_i)} \frac{0.05}{26.0} \right)^2 + \left( \frac{I_T}{\eta} \frac{-\eta}{I_T} \frac{0.05}{50} \right)^2 + \left( \frac{A_c}{\eta} \frac{-\eta}{A_c} 0.005774 \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_\eta = \pm 0.0209 \text{ atau } 2.09\%.$$

Ketelitian alat ukur yang digunakan: thermometer adalah 0.1°C, anemometer untuk mengukur kecepatan aliran udara adalah 0.1 m/s, *differential pressure gage* atau manometer adalah 2 Pa, voltmeter untuk mengukur intensitas radiasi adalah 0.1 mV, dan penggaris pengukur panjang adalah 0.1 cm.

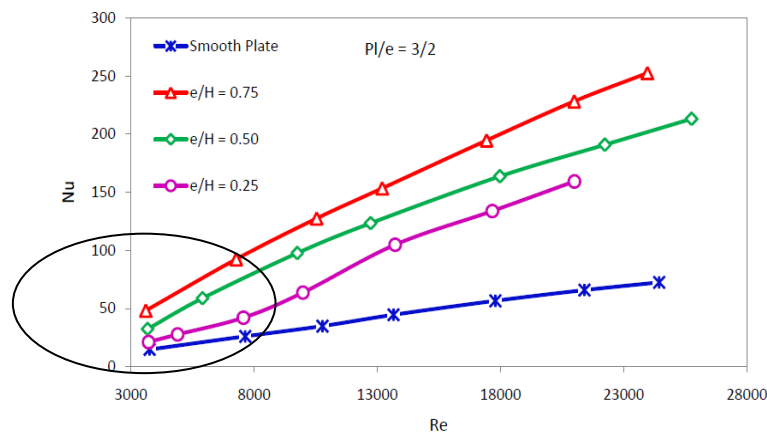
Dari perhitungan di atas, besar kesalahan atau ketidakpastian dalam menghitung kenaikan temperatur, laju aliran massa, dan efisiensi adalah 0.206%, 2.0%, dan 2.09%.

### 5.3 Perbandingan Hasil Eksperimen dengan Hasil Eksperimen Peneliti lain

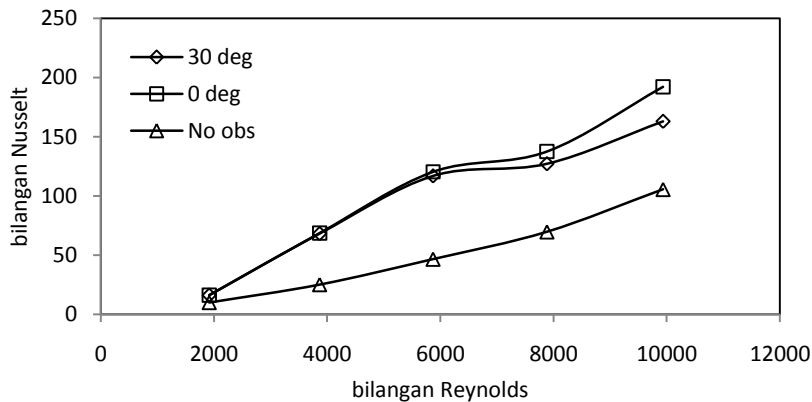
Mengingat belum ada eksperimen yang dilakukan pada kolektor surya dengan plat penyerap tipe *v-corrugated* dengan diberi *obstacle* di atas plat bawah, maka hasil eksperimen yang didapatkan dibandingkan dengan hasil penelitian pada kolektor surya plat datar yang diberi *obstacle* lurus dengan bentuk delta (Bekele, et al., 2011), pada kolektor surya plat datar yang diberi *obstacle* bentuk *pin-fin* (Peng, et al., 2010), dan pada kolektor yang menggunakan *v-groove absorber* (Tao, et al., 2007).

### 5.3.1 Perbandingan Hasil Eksperimen dengan Bekele, et al.

Hasil eksperimen Bekele, et al. menunjukkan bahwa semakin rapat jarak antar *obstacle* (semakin kecil  $P_1/e$ ) dan semakin tinggi *obstacle* (semakin besar  $e/H$ ) semakin besar nilai bilangan Nusselt dan koefisien friksi. Bentuk *obstacle* yang digunakan Bekele, et al. terdapat pada Gambar 2.25. Ketika rasio  $P_1/e$  terkecil, yaitu  $3/2$ , dan rasio  $e/H$  terbesar, yaitu  $0.75$ , bilangan Nusselt dan koefisien friksi aliran mencapai nilai tertinggi, seperti ditunjukkan pada Gambar 5.13 a). Pada Gambar 5.13 juga ditunjukkan perbandingan antara bilangan Nusselt dari kolektor Bekele, et al. dengan kolektor yang diteliti.



a) Kolektor Bekele, et al.



b) Kolektor yang diteliti

Gambar 5.13 Perbandingan antara bilangan Nusselt kolektor Bekele, et al. dengan kolektor yang diteliti.

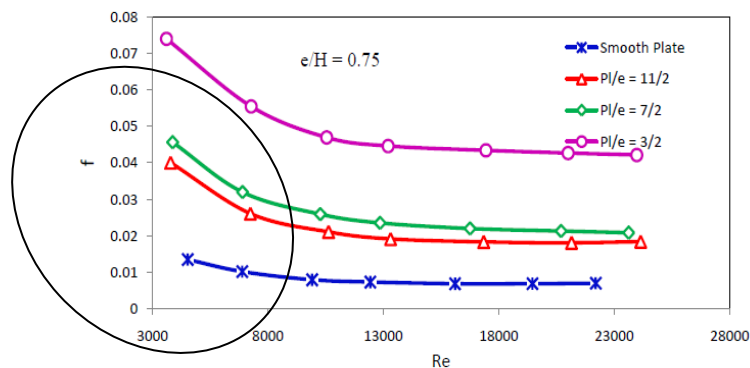
Dari Gambar 5.13, bilangan Nusselt dari kolektor yang diteliti memiliki kecenderungan yang sama dengan kolektor Bekele, et al. Untuk aliran tanpa *obstacle* (disebut *smooth plate* pada Bekele, et al.) pada bilangan Reynolds yang sama, kolektor Bekele, et al. memiliki bilangan

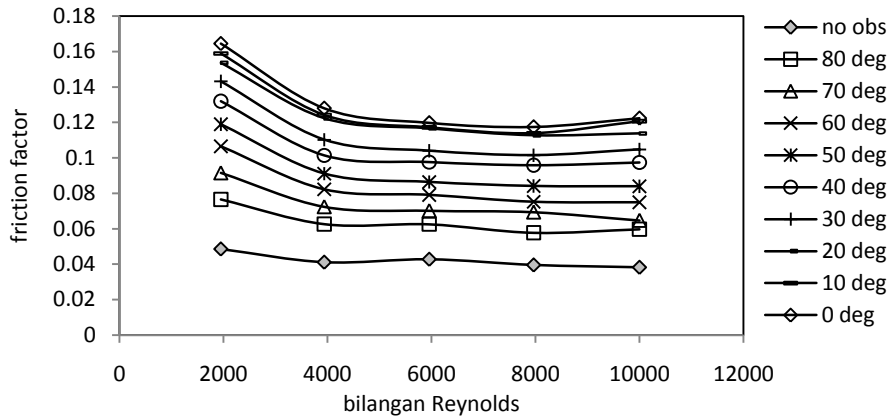
Nusselt yang lebih rendah dari kolektor yang diteliti, yaitu  $Nu_{\text{Bekele, et al.}} \cong 15$  dan  $Nu_{\text{kolektor yang diteliti}} \cong 25$  pada  $Re = 4000$ . Sedang pada  $Re = 10000$ ,  $Nu_{\text{Bekele, et al.}} \cong 32$  dan  $Nu_{\text{kolektor yang diteliti}} \cong 100$ . Perbedaan ini disebabkan karena kolektor yang diteliti menggunakan saluran dengan plat penyerap jenis *v-corrugated*.

Untuk aliran dengan *obstacle*, kolektor Bekele, et al. yang merupakan kolektor plat datar mempunyai bilangan Nusselt tertinggi ketika rasio tinggi *obstacle*  $e/H = 0.75$ . Sedang rasio  $e/H$  pada kolektor yang diteliti adalah  $51/85 = 0.6$ . Dari Gambar 5.13, terlihat bahwa meskipun rasio ketinggian *obstacle* lebih rendah dari yang digunakan Bekele, et al., bilangan Nusselt dari kolektor yang diteliti lebih tinggi daripada kolektor Bekele, et al. Untuk aliran dengan bilangan Reynolds yang rendah, misalnya 4000,  $Nu_{\text{Bekele, et al.}} \cong 50$  dan  $Nu_{\text{kolektor yang diteliti}} \cong 65$  untuk aliran dengan *obstacle*  $0^\circ$  dan  $30^\circ$ . Untuk aliran dengan bilangan Reynolds 8000,  $Nu_{\text{Bekele, et al.}} \cong 100$  dan  $Nu_{\text{kolektor yang diteliti}} \cong 127$  untuk *obstacle*  $30^\circ$  dan 137 untuk *obstacle*  $0^\circ$ . Perbedaan yang tidak terlalu besar ini disebabkan karena kolektor yang diteliti menggunakan plat *v-corrugated* untuk plat penyerap.

Selain bilangan Nusselt, faktor gesekan dari aliran dalam kolektor yang diteliti juga memiliki kecenderungan yang sama dengan kolektor Bekele, et al. seperti ditunjukkan pada Gambar 5.14. Faktor gesekan dari kolektor yang diteliti lebih tinggi dari Bekele, et al. karena bentuk saluran yang seperti segitiga mempunyai gesekan lebih tinggi dibanding plat datar.

Dari uraian di atas, dapat disimpulkan bahwa hasil yang didapat dalam penelitian ini memiliki kesesuaian yang baik dengan Bekele, et al.



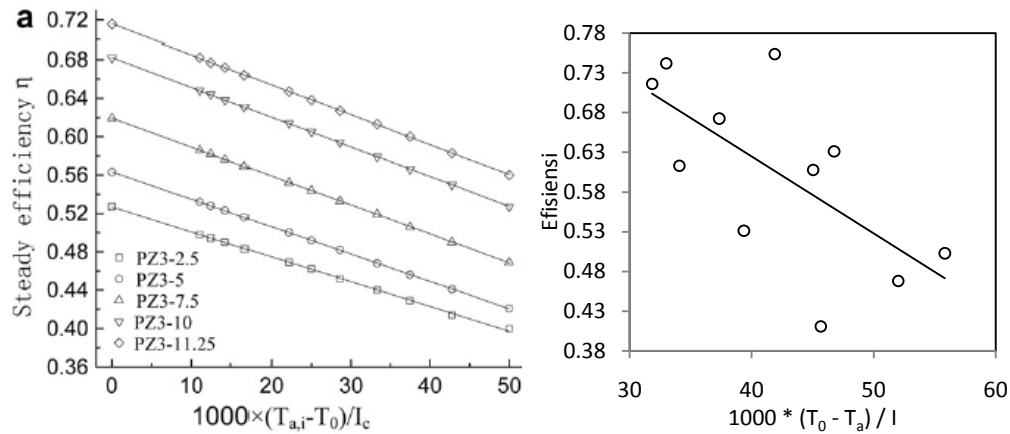


Gambar 5.14 Perbandingan antara faktor gesekan kolektor Bekele, et al. dengan kolektor yang diteliti.

### 5.3.2 Perbandingan Hasil Eksperimen dengan Hasil Peng, et al.

Kolektor surya yang digunakan Peng, et al. adalah jenis plat datar, seperti pada Gambar 2.29 a) dengan susunan *pin-fin* seperti pada Gambar 2.29 b). Dimensi kolektor yang mereka gunakan adalah 1100 x 580 mm. *Pin-fin* yang digunakan terbuat dari besi dengan diameter ( $d$ ) sebesar 4 mm dengan ketinggian yang bervariasi. Peng, et al. meneliti pengaruh tinggi ( $h$ ) dan jarak antara *pin-fin* ( $s$ ), yang dinyatakan dengan  $h/d$  dan  $s/d$ , dengan lima harga untuk masing-masing  $h/d$  dan  $s/d$ .

Dari penelitiannya, Peng, et al. mendapatkan bahwa efisiensi dan perpindahan kalor konveksi dalam kolektor meningkat dengan semakin rapatnya jarak *pin-fin* dan semakin tinggi *pin-fin* yang digunakan. Kolektor mempunyai efisiensi dan perpindahan kalor tertinggi ketika rasio  $s/d = 3$  dan  $h/d = 11.25$ . Ketika  $h/d = 11.25$ , tinggi *pin-fin* adalah  $11.25 \times 4$  mm atau 45 mm. Karena tinggi saluran udara dalam kolektor,  $H = 50$  mm, maka rasio  $h/H = 0.9$ . Perbandingan efisiensi kolektor Peng, et al. dengan kolektor yang diteliti ditunjukkan pada Gambar 5.15.



Gambar 5.15 Perbandingan efisiensi kolektor surya terbaik yang diteliti dengan kolektor terbaik Peng, et al.

Gambar 5.15 menunjukkan efisiensi yang dihasilkan kolektor Peng, et al. untuk konfigurasi  $s/d = 3$  dengan beberapa  $h/d$  dan yang dihasilkan kolektor yang diteliti dengan *obstacle* lurus  $0^\circ$ . Kolektor Peng, et al. memiliki parameter  $(T_0 - T_a) / I$  yang cukup rendah bahkan mendekati nol dibandingkan kolektor yang diteliti. Hal ini menunjukkan kenaikan temperatur udara melintasi kolektor hanya sedikit dibandingkan intensitas radiasi yang diterima.

Efisiensi kolektor yang diteliti hampir sama dengan yang didapat Peng, et al. Misalnya ketika  $(T_0 - T_a) / I \cong 32$ , efisiensi Peng, et al.  $\cong 0.62$ , efisiensi kolektor yang diteliti  $\cong 0.7$  dan ketika  $(T_0 - T_a) / I = 50$ , efisiensi Peng, et al.  $\cong 0.55$ , efisiensi kolektor yang diteliti  $\cong 0.53$ . Efisiensi kolektor yang diteliti lebih rendah dari Peng, et al. ketika parameter  $(T_0 - T_a) / I$  meningkat atau ketika intensitas radiasi rendah. Hal ini disebabkan karena penambahan *obstacle* sangat berpengaruh ketika intensitas radiasi rendah, seperti dipaparkan di Sub-Bab 5.1.3. Ketika intensitas radiasi rendah, maka keberadaan *obstacle* yang memiliki rasio  $h/H$  besar dapat meningkatkan efisiensi kolektor lebih tinggi dari kolektor dengan *obstacle* yang rasio  $h/H$ -nya lebih kecil. Rasio  $h/H$  dari kolektor yang diteliti hanya 0.6, jauh lebih kecil dari kolektor Peng, et al. yang sebesar 0.9.

### 5.3.3 Perbandingan Hasil Eksperimen dengan Hasil Tao, et al.

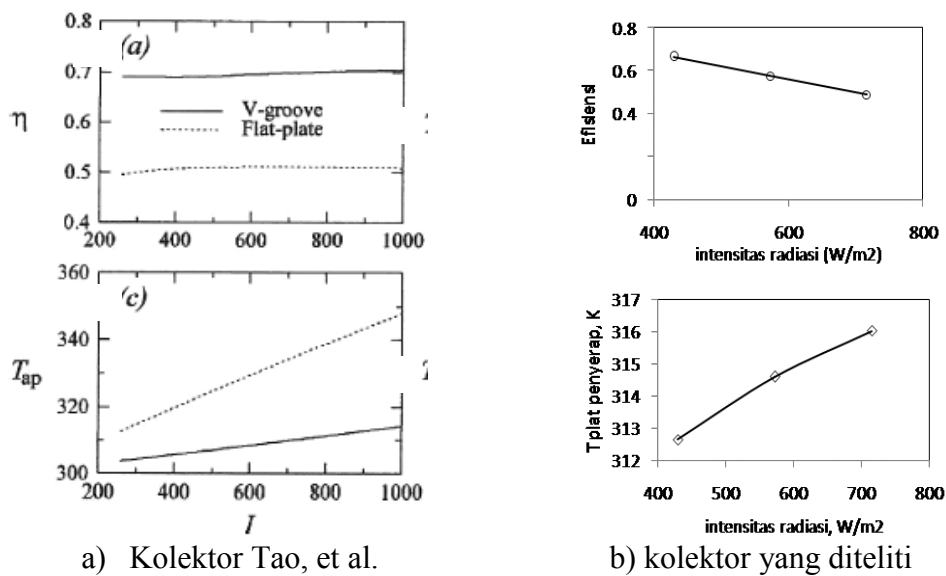
Tao, et al. meneliti pengaruh beberapa konfigurasi geometri dan kondisi operasional pada dua kolektor seperti pada Gambar 2.1. Konfigurasi geometri yang mereka teliti antara lain: tinggi celah  $H_c$ , tinggi saluran  $H_g$ , emisivitas plat penyerap, intensitas radiasi, dan kecepatan aliran massa udara. Mereka menemukan bahwa pada semua konfigurasi dan kondisi, kolektor



surya jenis *v-groove absorber* (atau *v-corrugated absorber*) menghasilkan kinerja termal lebih baik dibandingkan kolektor plat datar.

Dari semua parameter di atas, yang dapat dibandingkan adalah pengaruh  $H_c$  dan intensitas radiasi  $I$  terhadap efisiensi  $\eta$  dan temperatur rata-rata plat penyerap  $T_{ap}$ . Kolektor yang digunakan Tao, et al. adalah: panjang dan lebar kolektor 2 m x 1 m; celah  $H_g$  0.05 m; bilangan Reynolds aliran 61902. Saat meneliti pengaruh celah  $H_c$ , intensitas radiasi  $I$  dijaga pada 600  $W/m^2$ . Sedang saat meneliti pengaruh intensitas radiasi, celah  $H_c$  yang digunakan 0.05 m.

Perbandingan pengaruh intensitas radiasi  $I$  terhadap efisiensi dan temperatur plat penyerap kolektor Tao, et al. dengan kolektor yang diteliti ditunjukkan pada Gambar 5.16.



Gambar 5.16 Perbandingan pengaruh  $I$  terhadap efisiensi dan temperatur plat penyerap kolektor Tao, et al. dengan kolektor yang diteliti

Efisiensi dan temperatur rata-rata plat penyerap dari kolektor yang diteliti pada Gambar 5.16 diambil pada aliran dengan bilangan Reynolds terbesar yaitu 9999. Untuk celah  $H_c$  yang sama, yaitu 0.1 cm, kolektor Tao, et al. menghasilkan efisiensi sebesar 0.7 untuk kolektor *v-groove*. Sedangkan efisiensi maksimum yang dapat dihasilkan kolektor yang diteliti dengan  $H_c$  sebesar 0.1 cm pada radiasi 600  $W/m^2$  berkisar 0.6. Perbedaan ini disebabkan plat penyerap yang digunakan Tao, et al. diberi lapisan tertentu sehingga dapat menyerap banyak radiasi dan memancarkan sedikit radiasi.

Pada Gambar 5.16 a), temperatur plat penyerap kolektor Tao, et al. naik kira-kira dari 307 K pada radiasi 430 W/m<sup>2</sup> menjadi 311 K pada radiasi 716 W/m<sup>2</sup>. Sedang pada Gambar 5.15 b), temperatur plat penyerap kolektor yang diteliti naik dari 312 K pada radiasi 430 W/m<sup>2</sup> menjadi 316 K pada radiasi 716 W/m<sup>2</sup>. Dengan demikian, temperatur rata-rata plat penyerap di kolektor yang diteliti mendekati sama dengan yang di kolektor Tao, et al.

Hasil Tao, et al. menunjukkan bahwa intensitas radiasi tidak mempengaruhi efisiensi kolektor. Efisiensi hanya meningkat kira-kira 0.1 ketika intensitas radiasi berubah dari 300 W/m<sup>2</sup> menjadi 1000 W/m<sup>2</sup>. Sedangkan pada kolektor yang diteliti intensitas radiasi mempengaruhi efisiensi kolektor. Kemungkinan hal ini disebabkan karena aliran pada kolektor Tao, et al. mempunyai bilangan Reynolds yang sangat tinggi, yaitu 61902 dibandingkan kolektor yang diteliti, yaitu 9999. Aliran dengan bilangan Reynolds tinggi berarti laju aliran massa juga tinggi. Kalor yang hilang dapat disebut konstan meskipun intensitas radiasi bertambah ketika bilangan Reynolds tinggi, sehingga efisiensi tidak berubah terhadap intensitas radiasi.

#### 5.4 Persamaan Empiris Bilangan Nusselt Fungsi Bilangan Reynolds dan Bilangan Prandtl

Persamaan empiris antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds dan Prandtl hanya akan dicari dari hasil eksperimen untuk aliran dengan *obstacle* yang terbaik yaitu yang ditekuk vertikal dengan sudut 30°. Bentuk persamaan empiris yang hendak dicari mengikuti bentuk umum yang ada dalam buku teks Perpindahan Kalor, yaitu:  $Nu = C Re^m Pr^n$

Mengingat nilai Prandtl hanya bergantung pada temperatur dan nilainya mendekati konstan, maka persamaan ini dapat ditulis:  $\frac{Nu}{Pr^n} = C Re^m$

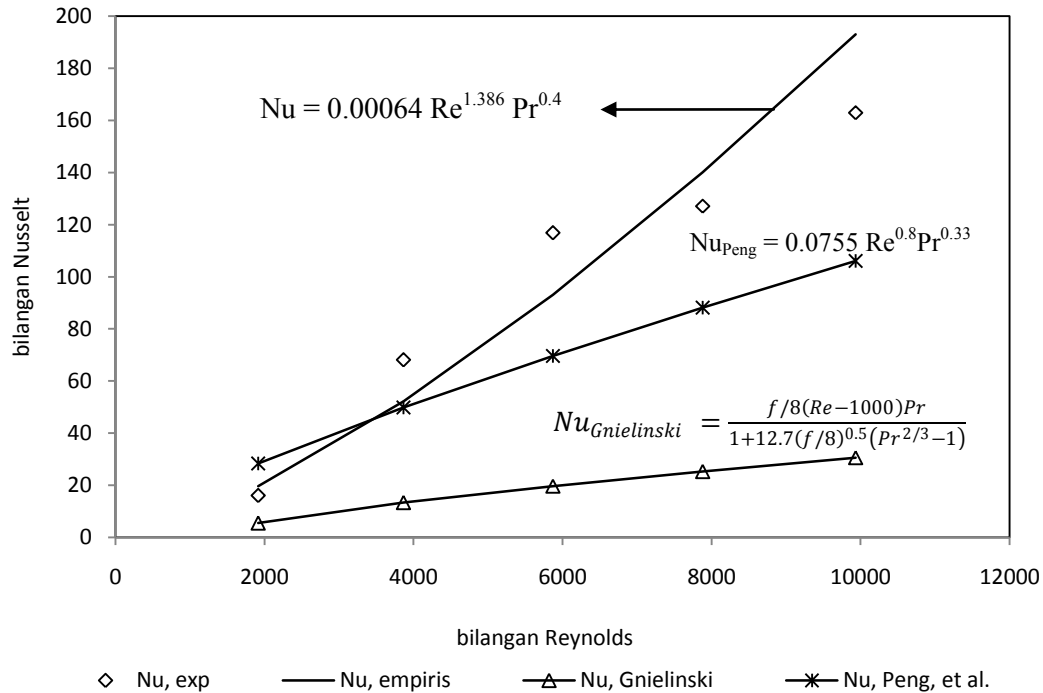
Untuk mencari konstanta  $C$  dan  $m$ , persamaan di atas dibuat menjadi persamaan linier seperti:

$$\ln\left(\frac{Nu}{Pr^n}\right) = \ln(C) + m \ln(Re)$$

Dengan menggunakan MS-Excel, didapatkan persamaan empiris yang menghubungkan bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds dan Prandtl berdasarkan hasil eksperimen:

$$Nu = 0.00064 Re^{1.386} Pr^{0.4} \quad (5.1)$$

Persamaan (5.1) berlaku untuk aliran udara dalam saluran plat *v-corrugated* dengan *obstacle* untuk bilangan Reynolds 2,000 – 10,000.



Gambar 5.17 Hubungan empiris antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds untuk aliran dengan bilangan Prandtl  $\cong 0.7$  yang diberi *obstacle*  $30^\circ$ .

Gambar 5.17 menunjukkan perbandingan antara bilangan Nusselt yang dihasilkan dari persamaan (5.1), Persamaan Gnielinski, dan Persamaan yang dihasilkan Peng, et al. Dari Gambar 5.17 terlihat ada kesesuaian yang baik antara bilangan Nusselt yang dihasilkan dari eksperimen dengan persamaan empiris yang dihasilkan (5.1).

Grafik bilangan  $Nu_{Gnielinski}$  yang digambarkan pada Gambar 5.17 didapatkan dari persamaan Gnielinski (5.2). Persamaan Gnielinski dipilih sebagai pendamping, karena lebih akurat dari Persamaan Dittus-Boelter terutama untuk bilangan Reynolds rendah (mulai 3000 hingga  $5 \times 10^6$ ). Menurut (Incropera & DeWitt, 2002) dan (Çengel, 2003) persamaan Gnielinski adalah:

$$Nu_{Gnielinski} = \frac{f/8(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (5.2)$$

Sedangkan grafik  $Nu_{Peng}$  didapatkan dari hasil penelitian Peng, et al untuk kolektor surya plat datar dengan *obstacle* bentuk *pin-fin* dimana jarak antar *pin-fin* = 7 x diameter dan tinggi = 11.25 x diameter. Korelasi antara bilangan Nusselt aliran udara dengan bilangan Reynolds dan Prandtl (Peng, et al., 2010) adalah:

$$Nu = 0.0755 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (5.3)$$

Persamaan Peng, et al. ini didapatkan dari eksperimen dan berlaku untuk bilangan Reynolds antara 3000 – 17000.

Dari Gambar 5.17 terlihat bilangan Nusselt yang dihasilkan dari penelitian ini lebih tinggi daripada korelasi Gnielinski dan kolektor surya Peng, et al. untuk bilangan Reynolds yang sama. Mengingat bilangan Nusselt merupakan koefisien perpindahan kalor konveksi yang tidak berdimensi, maka Gambar 5.17 menunjukkan bahwa perpindahan kalor konveksi ke aliran udara dalam saluran *v-corrugated* dengan *obstacle* yang ditekuk vertikal 30° lebih tinggi daripada dalam saluran tanpa *obstacle* (Gnielinski) maupun dalam kolektor plat datar dengan *obstacle pin-fin* (Peng, et al.).

## **Bab 7. SARAN**

Beberapa hal yang perlu diteliti lebih lanjut adalah:

1. Pengaruh jarak atau spasi antar obstacle terhadap kinerja kolektor surya pemanas udara.
2. Kinerja kolektor surya pemanas udara dapat ditingkatkan dengan mengurangi kalor yang hilang dari plat penyerap. Upaya yang dapat dilakukan antara lain membuat celah antara plat penyerap dengan kaca penutup menjadi vakum, memberi lapisan yang absorptivitas tinggi dan reflektivitas rendah, serta mempelajari pengaruh lebar celah antara puncak plat penyerap *v-corrugated* dengan kaca penutup.

## Bab 6. KESIMPULAN

Penelitian ini dilakukan dengan simulasi numerik dan eksperimen. Simulasi numerik dengan Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26 dilakukan untuk aliran tanpa *obstacle*, aliran dengan *obstacle* lurus, *obstacle* dengan sudut tekuk  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ , dan  $40^\circ$ . Domain dari simulasi adalah aliran udara dalam saluran berpenampang segitiga. Langkah awal dari simulasi numerik adalah pengujian *grid independency mesh* yang dibangun dan validasi model *viscous* yang digunakan terhadap hasil eksperimen. Dari simulasi numerik aliran udara dalam saluran berpenampang segitiga, didapatkan:

- Ketika mengenai *obstacle*, aliran udara mengalami separasi dan timbul aliran balik dalam arah *downstream* aliran di antara dua *obstacle*. Di daerah yang terdapat aliran balik, vektor kecepatan di sisi dekat plat penyerap lebih tinggi. Hal ini menyebabkan perpindahan kalor konveksi meningkat dan temperatur udara ke luar lebih tinggi ketika diberi *obstacle*, namun juga memperbesar penurunan tekanan.
- *Obstacle* yang ditebuk vertikal dengan sudut lebih besar membuat aliran balik berkurang dan vektor kecepatan di sisi dekat plat juga berkurang. Hal ini menyebabkan perpindahan kalor konveksi ke udara beserta temperatur udara ke luar, dan penurunan tekanan aliran ikut berkurang ketika *obstacle* ditebuk dengan sudut besar.
- Distribusi temperatur aliran menunjukkan kenaikan temperatur di sepanjang saluran dengan temperatur udara di bagian yang menempel plat penyerap lebih tinggi. Sudut tekuk *obstacle* membuat temperatur udara ke luar saluran lebih rendah dibanding *obstacle* yang lurus.
- *Obstacle* yang lurus ( $0^\circ$ ) ketika ditambahkan dalam aliran membuat temperatur udara di dekat plat penyerap lebih cepat mencapai nilai temperatur „*free stream*“,  $T_\infty$  dan memberikan temperatur  $T_\infty$  yang tertinggi. Semakin besar sudut tekuk *obstacle*, semakin rendah  $T_\infty$  udara yang dihasilkan.

Dari eksperimen pada suatu kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis *v-corrugated* dengan bilangan Reynolds aliran antara 2000 hingga 10000, didapatkan:

- Kenaikan temperatur udara tertinggi sebagai hasil perpindahan kalor dari plat penyerap, yaitu  $34.9^{\circ}\text{C}$ , dicapai ketika intensitas radiasi  $716 \text{ W/m}^2$ , kecepatan udara dalam saluran  $1.3 \text{ m/s}$  (bilangan Reynolds 2000), dan diberi *obstacle* lurus yang dipasang dengan spasi  $1x$  tinggi dengan penurunan tekanan aliran sebesar  $6.5 \text{ Pa}$ .
- Efisiensi kolektor tertinggi, yaitu  $0.85$ , dicapai ketika intensitas radiasi  $430 \text{ W/m}^2$ , kecepatan aliran udara dalam saluran  $6.5 \text{ m/s}$  (bilangan Reynolds 10000), dan diberi *obstacle* lurus yang dipasang dengan spasi  $1x$  tinggi dengan penurunan tekanan aliran sebesar  $409 \text{ Pa}$ .
- Efisiensi kolektor berkurang ketika *obstacle* ditekuk, tetapi penurunan tekanan juga menjadi berkurang. Untuk mencari sudut tekuk *obstacle* yang optimal dibuat rasio  $(\Delta P/\Delta E_{ff})$ . Kinerja optimal kolektor ditandai dengan rasio  $(\Delta P/\Delta E_{ff})$  yang tinggi. *Obstacle* yang memberikan kinerja optimal adalah ketika ditekuk dengan sudut  $30^{\circ}$ .
- Dari eksperimen yang dilakukan, persamaan empiris yang menghubungkan bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds dan Prandtl untuk aliran dengan *obstacle* yang ditekuk  $30^{\circ}$  adalah:  $\text{Nu} = 0.00064 \text{ Re}^{1.386} \text{ Pr}^{0.4}$ .

## Daftar Pustaka

Abene, A., Dubois, V., Le Ray, M. & Oagued, A., 2004. Study of a solar air flat plate collector: use of *obstacle* and application for the drying of grape. *Journal of Food Engineering*, Volume 65, p. 15 – 22.

Akpinar, E. K. & Koçyiğit, F., 2010. Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different *obstacles* on absorber plates. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Volume 37, p. 416–421.

Alta, D., Bilgili, E., Ertekin, C. & Yaldiz, O., 2010. Experimental investigation of three different solar air heaters: Energi and exergy analyses. *Applied Energi* , Volume 87, p. 2953–2973.

ASHRAE 93-1986, 1986. *Method of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors*. Atlanta: ASHRAE.

Bashria, A. A. et al., 2004. Prediction Of The Thermal Performance Of Solar Air Heaters By Internet-Based Mathematical Simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, p. 579 – 587.

Bekele, A., Mishra, M. & Dutta, S., 2011. Effects of Delta-Shaped *Obstacles* on the Thermal Performance of Solar Air Heater. *Hindawi Publishing Corporation: Advances in Mechanical Engineering*, Volume 2011, p. 10 pages.

Bhushan, B. & Singh , R., 2010. A review on methodology of artificial roughness used in duct of solar air heaters. *Energi* 35, p. 202–212.

Çengel, Y. A., 2003. *Heat Transfer: A Practical Approach*. 2nd Edition ed. s.l.:McGraw Hill.

Çengel, Y. A. & Cimbala, J. M., 2006. *Fluid Mechanics*. New York: McGraw Hill.

Choudhury, C. & Garg, H. P., 1991. Design Analisyis of Corrugated and Flat Plate Solar Air Heaters.. *Renewable Energi Vol I, No. 5/6*, p. p. 595 – 607.

Duffie, J. A., 1991. *Solar Engineering Of Thermal Processes, 2nd ed.*. 2nd ed. ed. s.l.:John Wiley & Sons, Inc..

El-Sebaai, A. A. et al., 2011a. Investigation of Thermal Performance of Double-pass-flat and *V-corrugated* Plate Solar Air Heaters. *Energi*, Volume 36, pp. 1076-1086.



El-Sebaei, A. A. & Al-Snani, H., 2010. Effect of selective coating on thermal performance of flat plate solar air heaters. *Energi*, Volume 35, p. 1820–1828.

Esen, H., 2008. Experimental energi and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different *obstacles* on absorber plates. *Building and Environment*, Volume 43, p. 1046–1054.

FLUENT, 2005. *Documentation: User guide*. ANSYS Inc..

Gao, W. f., Lin, W. x., Tao Liu, L. & Xia, C. f., 2007. Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters. *Applied Energi* 84, p. 425 – 441.

Gupta, M. K. & Kaushik, S. C., 2009. Performance evaluation of solar air heater having expanded metal *mesh* as artificial roughness on absorber plate. *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 48, p. 1007–1016.

Ho, C. et al., 2009. The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached. *Applied Energi*, Volume 86, p. 1470–1478.

Incropera, F. P. & DeWitt, D. P., 2002. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 5th edition ed. s.l.:John Wiley & Sons.

Islamoglu, Y. & Parmaksizoglu, C., 2003. The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel. *Applied Thermal Engineering* 23, p. 979–987.

Kalogirou, S. A., 2004. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energi and Combustion Science*, Volume 30, p. 231–295.

Karim, M. A. & Hawlader, M. N. A., 2006. Performance Investigation of Flat Plate, V-corrugated and Finned Air Collector. *Energi* 31, pp. 452-470.

Karsli, S., 2007. Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. *Renewable Energi*, Volume 32, p. 1645–1660.

Kumar, A., Bhagoria, J. L. & Sarviya, R. M., 2009. Heat transfer and friction correlations for artificially roughened solar air heater duct with discrete W-shaped ribs. *Energi Conversion and Management* 50, p. 2106–2117.

Kurtbas, I. & Turgut, E., 2006. Experimental Investigation of Solar Air Heater with Free and Fixed Fins: Efficiency and Exergy Loss. *International Journal of Science & Technology*, Volume 1(No 1), pp. 75-82..

Layek, A., Saini, J. S. & Solanki, S. C., 2009. Effect of chamfering on heat transfer and friction characteristics of solar air heater having absorber plate roughened with compound turbulators. *Renewable Energi* 34, p. 1292–1298.

Mehta, R. D. & Bradshaw, P., 1979. Technical Notes - Design rules for small low speed wind tunnels. *The Aeronautical Journal of the Royal Aeronautical Society*.

Metwally, M. N., Abou-Ziyan, H. Z. & El-Leathy, A. M., 1997. Performance of Advanced Corrugated-Duct Solar Air Collector Compared with Five Conventional Designs. *Renewable Energi*, Vol. 10, No. 4, p. 519 – 537.

Naphon, P., 2007. Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates. *Energi conversion and management* 48, p. 1516 – 1524.

Naphon, P., 2009. Effect of wavy plate geometry configurations on the temperatur and flow distributions. *International Communications in Heat and Mass Transfer* , Volume 36 , p. 942–946.

Ozgen, F., Esen, M. & Esen, H., 2009. Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans. *Renewable Energi*, Volume 34, p. 2391–2398.

Peng, D., Zhang, X., Dong, H. & Lv, K., 2010. Performance Study of A Novel Solar Air Collector. *Applied Thermal Engineering*, Volume 30, pp. 2594 - 2601.

Ratnam, G. S. & Vengadesan, S., 2008. Performance of two equation turbulence meodels for prediction of flow and heat transfer over a wall mounted cube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Issue 51, pp. 2834-2846.

Romdhane, B. S., 2007. The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer. *Solar Energi*, Volume 81, p. 139 – 149.

Srikanth, S., Dhiman, A. K. & Bijjam, S., 2010. Confined flow and heat transfer across a triangular cylinder in a channel. *International Journal of Thermal Sciences*, Issue 49, pp. 2191-2200.

Szczepanik, K., Ooi, A., Aye, L. & Rosengarten, G., 2004. A numerikal study of heat transfer from a cylinder in cross flow. *15th Australasian Fluid Mechanics Conference*.

Tao, L., Wen, X. L., Wen, F. G. & Chan, X. L., 2007. A Parametric study on the termal performance of a solar air collector with a V-groove absorber. *International Journal of Green Energi*, 4, p. 601–622.

White, F. M., 2003. *Fluid Mechanics*. 4th ed. Boston: WCB McGraw- Hill.

Zeitoun, O., Ali, M. & Nuhait, A., 2011. Convective heat transfer around a triangular cylinder in an air cross flow. *International Journal of Thermal Sciences*, Issue 50, pp. 1685-1697.

## Biodata

Nama : Ekadewi Anggraini Handoyo  
Alamat : Kutisari Selatan XI/27 Surabaya  
Tempat dan Tgl. Lahir : Jember, 14 Nopember 1967

## PENDIDIKAN

Agustus 1994 – Desember 1995 : Master of Science in Mech. Eng. Dept (Energy Conversion) Oklahoma State University, USA  
Agustus 1986 – April 1991 : Ir Teknik Fisika (Energi dan Lingkungan) Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya  
1983 – 1986 : SMAK St Yusuf, Jember  
1980 – 1983 : SMPK Maria Fatima, Jember  
1974 – 1980 : SD Kristen Aletheia, Jember

## Hibah Penelitian yang Diperoleh Selama Menempuh Studi Doktorat

Tahun	Judul penelitian	Jenis hibah	Status
2011 – 2013	Analisa Aliran dan Perpindahan Panas Konveksi di Sekitar <i>Obstacle</i> pada Aliran dalam Saluran Bentuk Segitiga	Penelitian Fundamental DikTi	Ketua

## Penulisan artikel ilmiah dalam jurnal

No	Judul artikel ilmiah	Volume/hal/tahun	Nama Jurnal
1	<i>Experimental Studies on a Solar Air Heater Having V-corrugated Absorber Plate with Obstacles Bent Vertically</i>	Vol. 493, pp. 86-92, January 2014	Applied Mechanics and Materials
2	<i>The optimal tilt angle of a solar collector</i>	Vol. 32, p. 166-175, 2013	Energy Procedia
3	Studi Numerik Dari Penambahan <i>Obstacle</i> Terhadap Kinerja Kolektor Surya Pemanas Udara Dengan Plat Penyerap Jenis <i>V-corrugated</i>	Vol. 14, No. 1, p. 14-21, April 2013	Jurnal Teknik Mesin – UK Petra
4	Unjuk Kerja Kolektor Surya Dengan <i>Absorber</i> Bentuk V yang Dilengkapi <i>Honeycomb</i> Dengan Beberapa Aspek Rasio. Oktober 2010.	Vol. 12, No. 2, p. 83-88, Oktober 2010	Jurusan T. Mesin – UK Petra.

### Penyampaian makalah pada pertemuan/seminar ilmiah

No	Nama pertemuan ilmiah/seminar	Judul artikel ilmiah	Waktu dan tempat
1	Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin SNTTM XII	Perbandingan hasil simulasi numerik dengan hasil eksperimen untuk aliran udara di dalam saluran dengan penampang segitiga dari suatu kolektor surya	23 – 24 Oktober 2013, Bandar Lampung (Penulis utama)
2	Seminar Nasional Teknik Mesin SNTM 6	Simulasi numerik untuk perpindahan panas konveksi aliran udara di sekitar <i>obstacle</i> berbentuk persegi panjang	16 Juni 2013, UK Petra (Penulis utama)

---

**DAFTAR LAMPIRAN**

Lampiran 1. Hasil studi numerik dengan <i>mesh</i> A, B, C, D, dan E .....	139
Lampiran 2. <i>Global properties</i> hasil simulasi numerik .....	141
Lampiran 3. Hasil simulasi numerik untuk <i>obstacle</i> dengan kerapatan berbeda .....	144
Lampiran 4. Hasil eksperimen untuk intensitas radiasi $430 \text{ W/m}^2$ .....	145
Lampiran 5. Hasil eksperimen untuk intensitas radiasi $573 \text{ W/m}^2$ .....	147
Lampiran 6. Hasil eksperimen untuk intensitas radiasi $716 \text{ W/m}^2$ .....	149

## LAMPIRAN

Lampiran 1. Hasil studi numerik dengan *mesh* A, B, C, D, dan E

### a) Mesh A

Average of Facet Values Static Pressure		(pascal)
air-inlet	-4.2973351	
air-outlet	-355.87921	
Net	-180.08827	

Average of Facet Values Static Temperature		(k)
air-inlet	297.98148	
air-outlet	312.87781	

### b) Mesh B

Average of Facet Values Static Pressure		(pascal)
air-inlet	-4.3511157	
air-outlet	-417.35901	
Net	-210.85507	

Average of Facet Values Static Temperature		(k)
air-inlet	297.89767	
air-outlet	313.55963	

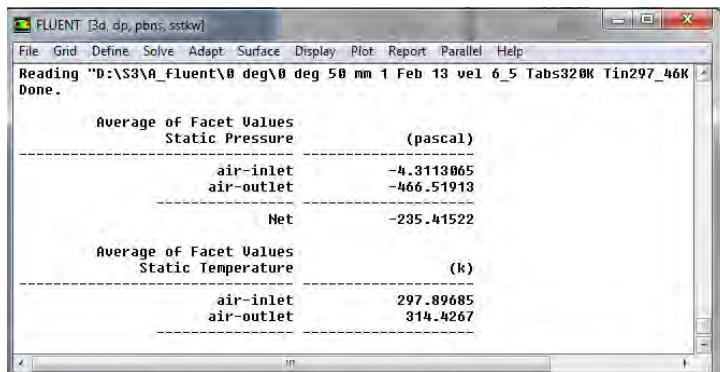
### c) Mesh C

Average of Facet Values Static Pressure		(pascal)
air-inlet	-4.3118887	
air-outlet	-446.06683	
Net	-225.18936	

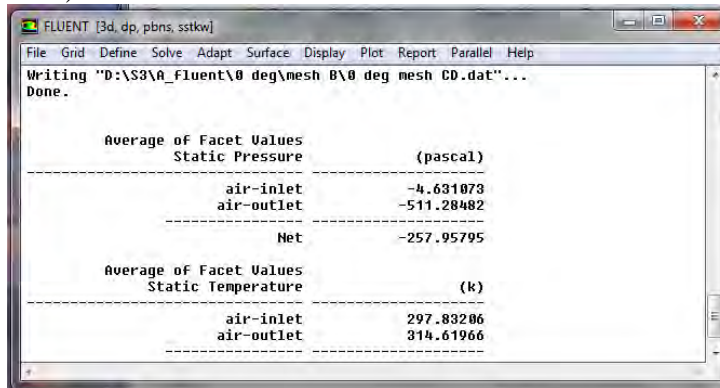
  

Average of Facet Values Static Temperature		(k)
air-inlet	297.85468	
air-outlet	314.0242	

### d) Mesh D



e) *Mesh E*





Lampiran 2. *Global properties* hasil simulasi numerik

a. untuk aliran tanpa *obstacle*

```
Done.  
Reading "D:\S3\A_fluent\no obs\no obs 1 Feb 13 ve1 6_5 Tabs320K Tin297_66K sstk  
Done.
```

Average of Facet Values Static Pressure		(pascal)
air-inlet		3.1570702
air-outlet		-33.867199
Net		-15.355064

Average of Facet Values Static Temperature		(k)
air-inlet		298.53036
air-outlet		311.05875
Net		304.79456

b. untuk aliran dengan *obstacle* lurus  $0^\circ$

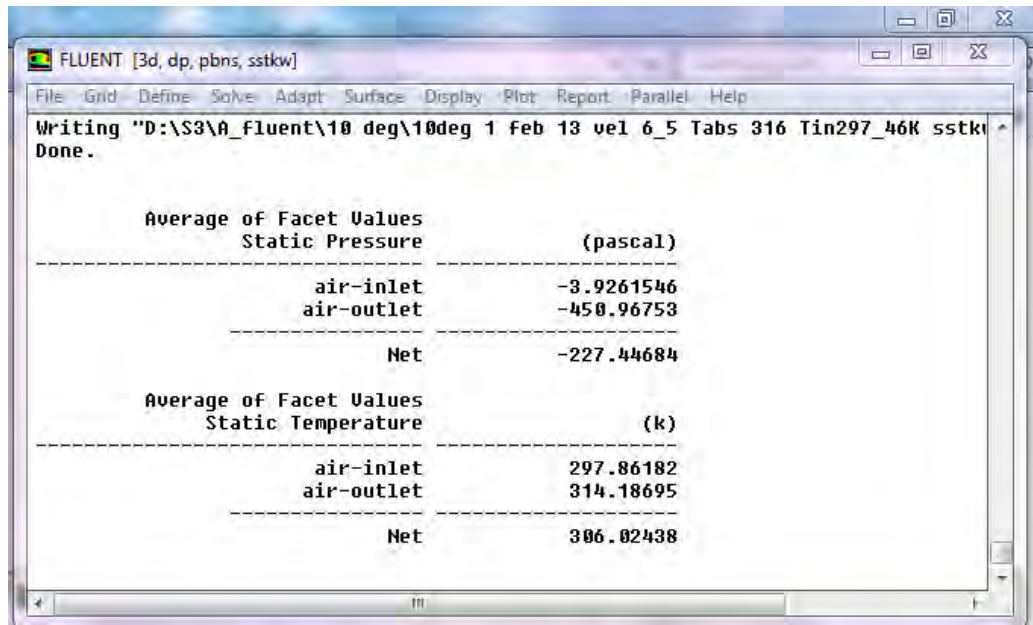
```
Writing "D:\S3\A_fluent\0 deg\0 deg 50 mm 1 Feb 13 ve1 6_5 Tabs320K Tin297_46K  
Done.
```

Average of Facet Values Static Pressure		(pascal)
air-inlet		-4.3091207
air-outlet		-466.64841
Net		-235.47878

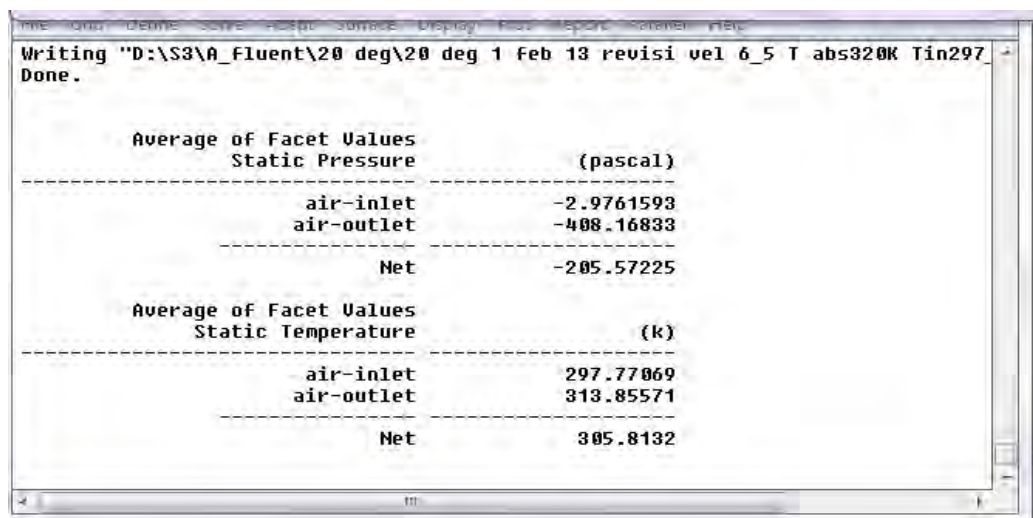
  

Average of Facet Values Static Temperature		(k)
air-inlet		297.89682
air-outlet		314.42795
Net		306.16238

c. untuk aliran dengan *obstacle* 10°



d. untuk aliran dengan *obstacle* 20°



e. untuk aliran dengan *obstacle* 30°

Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
air-inlet	-2.1275489	
air-outlet	-355.46423	
Net	-178.79588	

Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
air-inlet	297.85397	
air-outlet	313.36792	
Net	305.61096	

f. untuk aliran dengan *obstacle* 40°

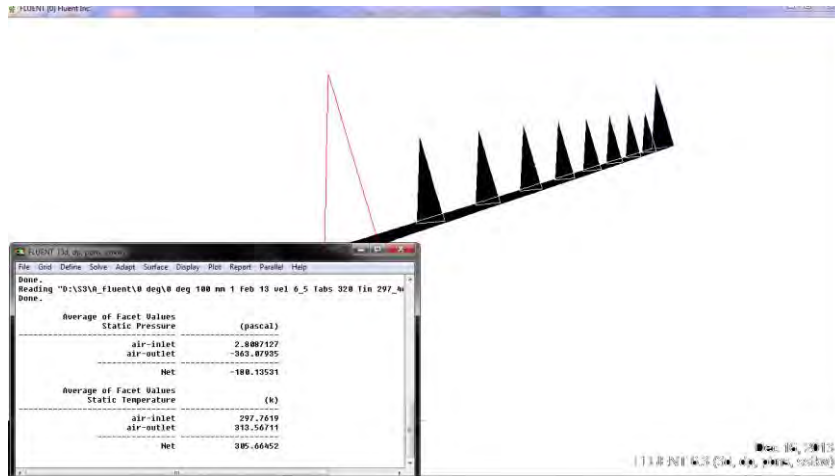
Average of Facet Values		
Static Pressure		(pascal)
air-inlet	-1.6501217	
air-outlet	-280.7944	
Net	-141.22226	

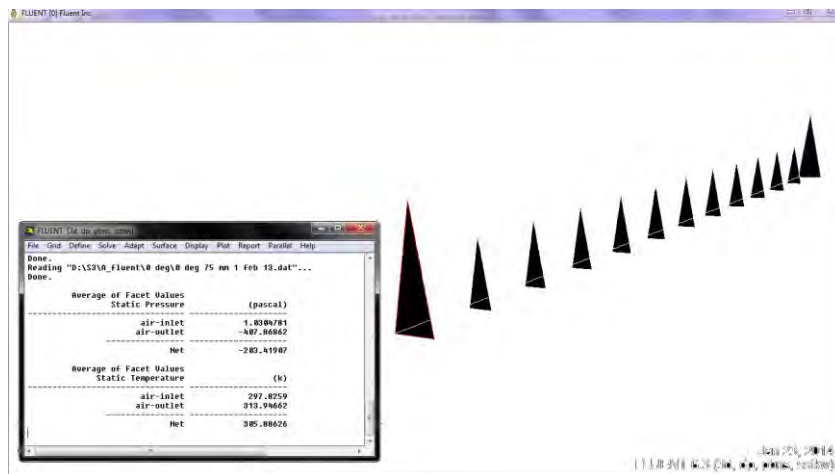
Average of Facet Values		
Static Temperature		(k)
air-inlet	297.84622	
air-outlet	312.91928	
Net	305.38275	

Lampiran 3. Hasil simulasi numerik untuk *obstacle* dengan kerapatan berbeda

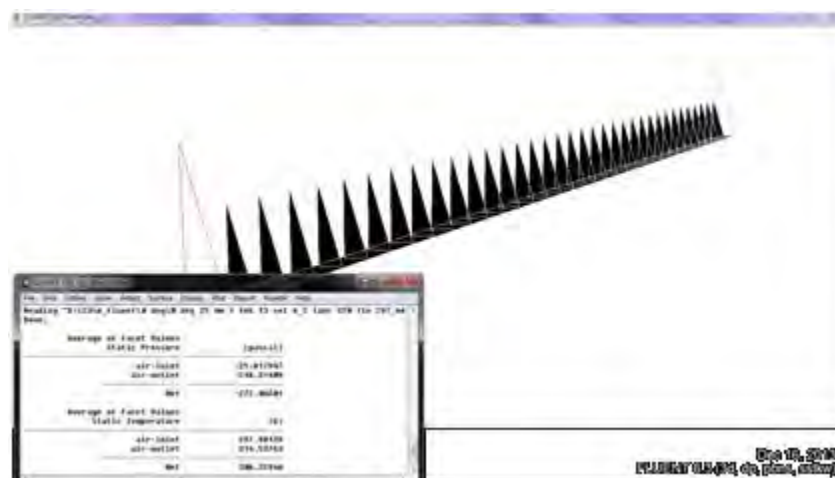
a. jarak antar *obstacle* sebesar 100 mm



b. jarak antar *obstacle* sebesar 75 mm



c. jarak antar *obstacle* sebesar 25 mm



Lampiran 4. Hasil eksperimen untuk intensitas radiasi  $430 \text{ W/m}^2$

$I = 30.0 \text{ mVolt} = 430 \text{ W/m}^2$

$v = 1.3 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	Delta_P (Pa)
no obs	22.9	42.9	49.7	60.3	64.6	64.4	4
0 deg	22.7	51.0	47.0	58.9	68.4	74.4	21
10 deg	22.6	49.3	46.7	58.6	67.8	73.3	20
20 deg	22.8	50.3	47.2	58.9	67.8	72.8	20
30 deg	22.8	50.2	46.4	57.5	65.8	71.0	18
40 deg	22.7	48.9	46.0	56.8	64.2	68.9	17
50 deg	22.8	48.6	46.2	56.5	63.2	67.2	14
60 deg	22.7	48.1	46.6	56.8	63.0	66.5	13
70 deg	22.8	46.3	46.9	56.1	61.6	64.9	11
80 deg	22.9	45.3	47.5	57.0	62.3	64.7	9

$I = 30.0 \text{ mVolt} = 430 \text{ W/m}^2$

$v = 2.6 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	delta_P (Pa)
no obs	24.4	40.5	42.9	50.4	53.8	53.0	14
0 deg	24.8	48.8	40.0	46.7	53.2	58.2	68
10 deg	24.8	47.4	39.9	46.8	53.1	57.6	65
20 deg	24.6	48.2	40.0	46.6	52.8	57.0	65
30 deg	24.6	47.5	40.1	46.5	52.5	57.0	59
40 deg	24.6	46.9	40.0	46.0	51.1	55.1	53
50 deg	24.7	46.2	39.9	45.8	50.3	53.4	49
60 deg	24.7	45.6	40.1	46.1	50.3	52.6	44
70 deg	24.6	43.2	40.6	46.2	50.2	52.0	40
80 deg	24.6	42.6	41.2	47.2	50.9	52.4	34

$I = 30.0 \text{ mV} = 430 \text{ W/m}^2$

$v = 3.9 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	$s_{water}, \text{ cm}$	delta_P (Pa)
no obs	24.4	38.3	38.7	44.0	46.6	46.0		35
0 deg	24.5	44.6	36.9	40.6	45.9	49.5	2.8	142
10 deg	24.4	44.2	36.9	40.6	45.8	49.2	2.75	139.5
20 deg	24.4	43.8	37.0	40.7	46.0	48.9	2.7	137
30 deg	24.4	43.7	36.9	40.4	45.3	48.4	2.45	124
40 deg	24.5	43.1	36.9	40.3	44.6	47.4		117
50 deg	24.4	43.1	37.0	40.6	44.3	46.5		102
60 deg	24.5	42.6	37.2	40.8	44.2	46.2		95
70 deg	24.4	41.2	37.6	41.2	44.3	45.9		86
80 deg	24.4	40.2	37.6	41.2	44.2	45.3		75

$I = 30.0 \text{ mV} = 430 \text{ W/m}^2$

$V = 5.2 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	$s_{water}, \text{ cm}$	delta_P (Pa)
no obs	24.5	37.2	36.4	40.3	42.8	42.3		62
0 deg	24.4	42.4	35.7	38.6	43.5	46.3	4.6	233
10 deg	24.4	42.4	35.3	38.3	43.1	45.6	4.5	228
20 deg	24.4	41.9	35.6	38.1	43.3	45.6	4.4	223
30 deg	24.6	41.7	35.6	38.3	42.8	45.1	4.05	205
40 deg	24.6	41.3	35.7	38.2	42.3	44.0	3.9	198
50 deg	24.6	40.4	35.7	38.2	42.3	43.8	3.6	183
60 deg	24.6	40.0	35.7	37.9	41.8	43.3	3.2	162
70 deg	24.6	39.3	36.1	38.2	41.6	42.4	2.95	150
80 deg	24.5	38.5	36.0	38.5	41.9	42.3	2.55	129

$I = 30.0 \text{ mV} = 430 \text{ W/m}^2$

$V = 6.5 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	$s_{water}, \text{ cm}$	delta_P (Pa)
no obs	24.5	37.2	36.0	38.7	42.0	41.3		94
0 deg	24.3	40.5	34.4	36.6	41.3	43.3	7.85	398
10 deg	24.3	40.9	34.4	36.3	41.0	42.2	7.7	391
20 deg	24.2	40.8	34.6	36.4	41.2	42.9	7.25	368
30 deg	24.3	40.3	34.6	36.3	41.1	42.6	6.65	337
40 deg	24.3	39.8	34.7	36.3	40.5	41.3	6	304
50 deg	24.3	39.1	34.7	36.3	40.6	41.4	5.5	279
60 deg	24.3	39.0	34.8	36.5	40.8	41.5	4.6	233
70 deg	24.3	38.2	35.0	36.6	40.8	41.3	3.9	198
80 deg	24.3	37.6	35.0	37.0	40.9	41.3	3.7	188

Lampiran 5. Hasil eksperimen untuk intensitas radiasi  $573 \text{ W/m}^2$

$I = 40.0 \text{ mVolt} = 573 \text{ W/m}^2$

$v = 1.3 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	delta_P (Pa)
no obs	24.5	48.5	56.2	69.3	74.5	74.6	4
0 deg	24.5	54.8	49.8	63.2	73.4	79.4	23
10 deg	24.9	53.8	49.4	63.4	73.0	78.9	22
20 deg	24.9	54.4	49.9	63.8	73.3	79.1	21
30 deg	24.8	54.2	50.0	63.7	73.0	78.5	20
40 deg	24.8	54.1	50.2	63.6	72.1	77.3	19
50 deg	24.7	54.1	50.2	63.6	71.5	76.6	17
60 deg	24.8	53.7	50.5	63.3	70.9	75.4	15
70 deg	24.7	51.1	51.6	63.8	71.0	75.0	12
80 deg	24.5	50.9	51.7	64.5	71.2	74.5	11

$I = 40.0 \text{ mVolt} = 573 \text{ W/m}^2$

$v = 2.6 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	delta_P (Pa)
no obs	24.0	43.3	47.5	57.0	60.9	60.1	14
0 deg	24.0	53.8	44.1	53.2	62.0	68.4	66
10 deg	24.0	52.8	43.7	53.1	61.6	67.7	65
20 deg	23.7	53.1	44.0	52.9	61.0	66.8	64
30 deg	24.0	52.4	43.6	52.0	59.6	65.4	57
40 deg	23.8	51.3	43.0	50.7	57.4	62.6	53
50 deg	23.7	50.7	43.6	51.1	57.1	61.1	47
60 deg	23.7	49.7	44.0	51.3	56.9	59.8	42
70 deg	23.7	46.7	44.9	52.0	57.4	59.9	38
80 deg	23.9	46.5	45.2	52.7	57.5	59.3	33

$I = 40.0 \text{ mVolt} = 573 \text{ W/m}^2$

$V = 3.9 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	$s_{water}, \text{ cm}$	delta_P (Pa)
no obs	23.0	40.5	42.1	49.0	52.8	52.4		34
0 deg	22.7	48.5	39.0	44.0	51.7	56.4	2.8	142
10 deg	22.8	48.1	39.4	44.5	51.1	56.5	2.8	142
20 deg	22.8	47.6	39.6	44.8	52.0	56.0	2.75	139
30 deg	22.7	47.4	38.8	43.6	49.9	54.8	2.5	125
40 deg	22.7	46.8	38.8	43.4	48.9	53.5		116
50 deg	22.7	46.2	39.0	43.5	48.8	52.0		102
60 deg	22.7	45.3	39.4	43.8	48.8	51.3		94
70 deg	22.8	42.8	39.8	44.1	48.8	51.1		83
80 deg	22.8	42.7	40.0	44.8	49.0	50.8		74

I = 40.0 mVolt = 573 W/m<sup>2</sup>

V = 5.2 m/s

	$T_{in}, C$	$T_{out}, C$	$T_{abs, 1}, C$	$T_{abs, 2}, C$	$T_{abs, 3}, C$	$T_{abs, 4}, C$	$s_{water}, cm$	delta_P (Pa)
no obs	24.0	39.4	39.6	45.0	48.6	47.0		63
0 deg	24.2	45.6	37.6	41.3	47.2	50.2	5.05	256
10 deg	24.1	45.2	37.4	41.2	47.2	49.5	5	254
20 deg	24.1	45.1	37.6	41.2	47.2	49.7	4.95	251
30 deg	24.1	44.6	37.6	40.8	46.7	49.1	4.45	226
40 deg	24.5	44.9	37.9	40.8	45.8	48.1	4.3	218
50 deg	24.6	43.4	38.0	41.1	46.0	47.5	3.55	180
60 deg	24.2	43.0	38.4	41.1	45.7	47.3	3.2	162
70 deg	24.2	43.8	38.7	41.2	45.5	46.4	2.95	150
80 deg	24.1	41.2	38.4	41.5	45.6	45.9	2.55	129

I = 0.04 Volt = 573 W/m<sup>2</sup>

V = 6.5 m/s

	$T_{in}, C$	$T_{out}, C$	$T_{abs, 1}, C$	$T_{abs, 2}, C$	$T_{abs, 3}, C$	$T_{abs, 4}, C$	$s_{water}, cm$	delta_P (Pa)
no obs	24.0	38.7	36.9	40.5	44.6	43.8		96
0 deg	23.9	42.8	35.4	37.7	42.8	45.4	7.5	380
10 deg	23.8	42.5	35.4	37.7	43.1	44.7	7.4	375
20 deg	23.8	42.3	35.6	37.9	43.5	45.6	7.05	358
30 deg	23.7	42.0	35.6	37.8	43.2	45.1	6.8	345
40 deg	23.8	41.5	35.6	37.5	42.2	43.3	6.35	322
50 deg	23.6	40.6	35.7	37.6	42.3	43.6	5.2	264
60 deg	23.7	40.4	35.7	37.7	42.1	43.3	4.7	238
70 deg	23.6	39.3	35.9	37.8	42.3	43.1	4.4	223
80 deg	23.8	39.9	35.7	38.0	42.1	42.1	3.9	198



Lampiran 6. Hasil eksperimen untuk intensitas radiasi  $716 \text{ W/m}^2$

$I = 50.0 \text{ mVolt} = 716 \text{ W/m}^2$

$V = 1.3 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	delta_P (Pa)
no obs	24.8	50.0	60.2	73.8	79.5	81.9	5
0 deg	25.5	60.4	55.8	71.8	84.0	91.8	23
10 deg	25.8	58.9	55.9	72.3	84.2	91.8	22
20 deg	25.8	60.3	56.8	72.9	84.8	92.2	21
30 deg	25.8	60.0	56.2	71.6	82.9	89.9	20
40 deg	26.0	58.8	57.0	71.5	81.5	88.3	18
50 deg	25.0	58.3	55.9	70.4	79.7	85.4	17
60 deg	24.8	57.0	56.8	70.5	79.3	84.1	15
70 deg	24.8	54.2	57.6	70.3	78.8	82.9	14
80 deg	24.8	53.1	57.5	69.9	77.2	80.6	11

$I = 50.0 \text{ mVolt} = 716 \text{ W/m}^2$

$V = 2.6 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	delta_P (Pa)
no obs	23.4	47.1	50.0	62.9	68.0	67.6	16
0 deg	24.1	56.8	45.7	56.3	66.5	73.3	72
10 deg	24.0	55.5	45.4	56.3	66.0	72.6	70
20 deg	24.0	56.4	45.3	55.6	65.1	71.4	68
30 deg	23.8	56.0	44.5	54.8	63.9	70.2	62
40 deg	23.8	55.0	44.6	54.2	62.0	67.9	57
50 deg	23.6	54.4	45.1	55.1	62.4	66.7	51
60 deg	23.5	53.5	45.3	55.0	62.0	65.3	47
70 deg	24.0	51.0	46.6	56.1	62.6	65.4	39
80 deg	23.7	50.3	47.5	57.8	63.8	66.0	34

$I = 50.0 \text{ mVolt} = 716 \text{ W/m}^2$

$V = 3.9 \text{ m/s}$

	$T_{in}, \text{ C}$	$T_{out}, \text{ C}$	$T_{abs, 1}, \text{ C}$	$T_{abs, 2}, \text{ C}$	$T_{abs, 3}, \text{ C}$	$T_{abs, 4}, \text{ C}$	$s_{water}, \text{ cm}$	delta_P (Pa)
no obs	23.5	43.8	44.9	54.2	58.2	57.6		35
0 deg	23.8	52.0	41.6	47.5	55.9	61.4	2.9	147
10 deg	23.7	50.9	41.3	47.4	55.6	61.0	2.85	144.6
20 deg	23.7	51.0	41.8	48.1	56.2	60.9	2.85	144.6
30 deg	23.4	50.2	41.3	47.2	55.1	59.8	2.45	124
40 deg	23.5	50.0	41.5	47.2	53.8	58.5		120
50 deg	23.5	49.9	41.5	47.1	53.4	56.5		108
60 deg	23.5	49.3	42.3	47.8	53.8	56.3		98
70 deg	23.5	48.3	43.2	48.9	54.2	56.3		86
80 deg	23.7	46.7	43.5	49.7	54.5	56.2		77

I = 50.0 mVolt = 716 W/m<sup>2</sup>

V = 5.2 m/s

	$T_{in}, C$	$T_{out}, C$	$T_{abs, 1}, C$	$T_{abs, 2}, C$	$T_{abs, 3}, C$	$T_{abs, 4}, C$	$s_{water}, cm$	delta_P (Pa)
no obs	23.5	41.9	42.2	48.5	53.5	51.9		65
0 deg	23.5	47.9	39.1	43.3	50.3	55.2	5.2	264
10 deg	23.6	47.6	39.3	43.9	50.7	55.2	4.95	251
20 deg	23.6	47.4	39.3	43.3	50.0	53.7	4.95	251
30 deg	23.6	47.4	39.2	43.1	49.6	53.7	4.4	223
40 deg	23.7	46.9	39.5	43.5	49.5	52.8	3.9	198
50 deg	23.5	45.5	39.6	43.5	49.5	52.5	3.5	178
60 deg	23.6	45.4	39.7	43.5	49.2	52.0	3.15	160
70 deg	23.6	45.4	40.1	43.7	49.0	50.7	2.95	150
80 deg	23.6	43.6	40.4	44.6	50.0	50.7		113

I = 50.0 mVolt = 716 W/m<sup>2</sup>

V = 6.5 m/s

	$T_{in}, C$	$T_{out}, C$	$T_{abs, 1}, C$	$T_{abs, 2}, C$	$T_{abs, 3}, C$	$T_{abs, 4}, C$	$s_{water}, cm$	delta_P (Pa)
no obs	22.8	38.4	38.0	41.9	45.9	45.7		97
0 deg	22.9	45.7	37.0	40.5	46.1	49.9	8.9	451
10 deg	23.0	45.7	37.5	41.2	47.0	49.8	8.8	446
20 deg	23.0	44.6	37.6	40.9	46.7	49.7	8.2	416
30 deg	23.0	44.3	37.6	40.6	46.0	48.5	7.25	368
40 deg	23.0	43.7	37.3	40.4	45.1	47.6	6.9	350
50 deg	22.9	42.4	37.3	40.4	45.4	47.7	5.9	299
60 deg	22.9	41.6	37.6	40.5	45.7	47.8	5.5	279
70 deg	22.9	40.6	37.9	40.8	45.6	47.2	4.5	228
80 deg	22.8	40.5	37.6	40.9	45.7	46.3	4.2	213