

SIMULASI NUMERIK PADA SILINDER DENGAN SUSUNAN SELANG-SELING (*STAGGERED*) DALAM SALURAN SEGI EMPAT MENGGUNAKAN *k-ε* MODEL

Nuzul Hidayat^{1*}, Ahmad Arif¹, M. Yasep Setiawan¹

¹Jurusan Teknik Otomotif, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Padang

*e-mail: nuzulhidayat@ft.unp.ac.id

Abstrak—Aplikasi silinder sering dijumpai pada system pendinginan ruangan, peralatan elektronik, motor bakar, *trailing edge* sudu turbin gas, alat penukar kalor, dengan udara sebagai media perpindahan panasnya. Dalam penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik *boundary layer* turbulen pada *Cylinder tersusun staggered* untuk kasus dengan cara mendapatkan data secara kualitatif dan kuantitatif pada a) *Coefficient of Pressure (Cp)*, *Nusselt Number* dan (c) *Velocity contour*. Parameter tersebut diukur pada daerah *mid span* dengan, $Re_{max} = 88.400, 176.000, 266.000, 354.000$. Penelitian ini menggunakan *software* Fluent 6.3.26 dimana pada penelitian secara numerik digunakan *turbulence model* yaitu *k-ε* *realisable* dengan *discretization Second Order Upwind* menggunakan *software* Fluent. Analisa pada penelitian numerik dilakukan secara 2 dimensi (2D) *Unsteady Reynolds Averages Navier Stokes*. Didapat bahwa dengan meningkatkan *Re* maka hal yang terjadi *Cd* pada silinder mengalami penurunan apabila aliran tersebut diganggu oleh silinder yang lain pada susunan *staggered* karena akibat kenaikan turbulensi aliran, turbuensi aliran meningkat juga mengakibatkan meningkatnya perpindahan panas ditandai dengan kenaikan *Nu*.

Kata Kunci : Silinder, *Staggered*, Drag Coefficient (*Cd*), Velocity Contour, Nusselt Number (*Nu*)

Abstract— *Cylinder applications are often found in room cooling systems, electronic equipment, combustion engines, trailing edge gas turbine blades, heat exchangers, with air as a heat transfer medium. There are various types of cylinders in heat exchangers that have been used, ranging from relatively simple forms such as rectangular, cylindrical, annular, taper or pin cylinders to combinations of different geometries with regular distances in in-line or Alternating (staggered). The purpose of this research is to know the characteristics of the turbulent boundary layer on the Cylinder arranged staggered for the case by obtaining qualitative and quantitative data on a) Coefficient of Pressure (Cp), Nusselt Number and (c) Velocity contour. The parameters are measured in the mid span area with, $Re_{max} = 88.400, 176.000, 266.000, 354.000$. This research uses fluent 6.3.26 software which in numerical research is used turbulence model that is k-ε realisable with discretization Second Order Upwind using fluent software. The analysis on numerical research is done in 2 dimension (2D) Unsteady Reynolds Averages Nervier Stokes. It is found that by increasing Re, the Cd occurs in the cylinder decreases when the flow is disturbed by another cylinder in the staggered arrangement due to the increase of turbulence flow, increased flow turbulence also causes increased heat transfer characterized by the increase of Nu..*

Keywords : *Cylinder, Staggered, Drag Coefficient (Cd), Velocity Contour, Nusselt Number (Nu)*

Copyright © 2017 INVOTEK. All rights reserved

I. PENDAHULUAN

Silinder digunakan pada alat penukar kalor untuk meningkatkan luasan perpindahan panas antara permukaan utama dengan fluida di sekitarnya. Idealnya, material untuk membuat silinder harus memiliki konduktivitas termal yang tinggi untuk meminimalkan perbedaan temperatur antara permukaan utama dengan permukaan yang diperluas. Aplikasi silinder sering dijumpai pada sistem pendinginan ruangan, peralatan elektronik, motor bakar, *trailing edge* sudu turbin gas, alat penukar kalor kompak, dengan udara sebagai

media perpindahan panasnya. Ada berbagai tipe silinder pada alat penukar kalor yang telah digunakan, mulai dari bentuk yang relatif sederhana seperti silinder segiempat, silindris, anular, tirus atau pin sampai dengan kombinasi dari berbagai geometri yang berbeda dengan jarak yang teratur dalam susunan segaris (*in-line*) ataupun selang-seling (*staggered*). Sebagian besar penelitian sebelumnya eksperimental tentang arus dalam silinder tersusun difokuskan pada pengukuran perpindahan panas dan tekanan drop.

Sebagai contoh, [1], [2] dan [3] secara

sistematis mempelajari perpindahan panas dan penurunan tekanan pada kedua pipa susunan *staggered* dan susunan in-line dengan pengaturan berbagai konfigurasi dalam aliran gas. Hasil yang diperoleh telah menunjukkan bahwa angka *Nusselt* rata-rata untuk tabung dalam peningkatan sebanding dengan angka *Reynolds* dan ditingkatkan oleh peningkatan rasio jarak melintang dan penurunan rasio membujur. Penurunan tekanan di tabung telah diselidiki oleh [3] dan [4].

Salah satu tipe silinder pada peralatan penukar kalor yang mempunyai banyak pemakaian dalam berbagai aplikasi industri adalah silinder. Silinder adalah elemen berbentuk silinder atau bentuk lainnya yang dipasang secara tegak lurus terhadap dinding alat penukar kalor dengan fluida pendingin mengalir dalam arah aliran melintang terhadap dinding alat penukar kalor tersebut. Silinder-silinder dapat meningkatkan luas permukaan pelepas panas, dan menyebabkan aliran yang turbulen sehingga meningkatkan unjuk kerja disipasi panas yang berdampak pada meningkatnya ketahanan dan umur peralatan. Terdapat berbagai parameter yang menggolongkan silinder, seperti bentuk pin, tinggi pin, diameter pin, perbandingan tinggi dan diameter pin dan sebagainya yang dapat disusun secara segaris ataupun secara selang-seling terhadap arah aliran fluida pendinginnya.

Laju perpindahan panas dari suatu rakitan silinder ke lingkungan tergantung pada distribusi temperatur pada silinder dan plat dasar, geometri silinder, jarak antara ujung silinder dengan permukaan atas saluran udara (*shroud clearance*), sifat-sifat fluida, laju aliran udara, jarak antara titik pusat silinder (*inter-pin pitch*), susunan silinder dan orientasi dari alat penukar kalor, [5]. Dalam penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik *boundary layer* turbulen pada *Cylinder* tersusun *stagered* untuk kasus

$$Re_{max} = 88.400, 176.000, 266.000, 354.000 .$$

dengan cara mendapatkan data secara kualitatif dan kuantitatif pada a) *Coefficient of Pressure* (Cp) (b) *Nusselt Number* (Nu) dan (c) *Velocity contour*.

Parameter tersebut diukur pada daerah *mid span* dengan

$$Re_{max} = 88.400, 176.000, 266.000, 354.000 .$$

Penelitian ini juga bertujuan untuk

menginterpretasikan hasil penelitian secara numerik menggunakan *software Fluent* 6.3.26 dimana pada penelitian secara numerik digunakan *turbulence model* yaitu k *realisable* dengan *discretization Second Order Upwind*. Analisa pada penelitian numerik dilakukan secara 2 dimensi (2D).

II. STUDI PUSTAKA

A. Formulasi Matematika

Menggunakan *Unsteady Reynold Averaged Navier Stokes Equations* Dari Massa Dan Momentum : $\frac{\partial u_i}{\partial x_i}$ (1)

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial x_i} \right) + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \right) - \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} \quad (2)$$

Dimana i, j = 1, 2. Berikut x1 dan x2 menunjukkan arah horizontal dan vertikal, masing masing; u1 dan u2 adalah komponen kecepatan rata-rata; $\overline{u_i' u_j'}$ adalah komponen tegangan *Reynolds* dimana u_i' menunjukkan fluktuasi kecepatan; P adalah tekanan; dan ρ adalah densitas dari fluida. Tegangan *Reynolds* komponen, $\overline{u_i' u_j'}$ a, dinyatakan dalam viskositas turbulen ν_T dan aliran *gradient* rata-rata dengan menggunakan pendekatan Boussinesq,

$$\overline{u_i' u_j'} = -\nu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \dots (3)$$

Di mana k adalah energi kinetik turbulen dan δ_{ij} adalah fungsi Kronecker. Sekarang para peneliti sering menggunakan standar bilangan *Reynolds* tinggi pemodelan k- *turbulensi*. Model ini telah diterapkan [7] untuk *vortex shedding flow* dengan.

Persamaan k dan ditunjukkan:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \varepsilon \dots (4)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \nu_T \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \dots (5)$$

dimana $\nu_T = C_\mu \left(k^2 / \varepsilon \right)$ untuk koefisien standart diambil dari $(C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon} = 1,92; C_\mu = 0,09; \sigma_k = 1,00; \sigma_\varepsilon = 1,3)$

B. Prosedur Solusi Numerik

Realisable k-

Model k- *turbulen Realisable* berbeda dari model k- *Standar*. Pertama mengandung formulasi baru untuk *turbulence viscosity*, dan

kedua, persamaan transportasi baru untuk telah diturunkan dari persamaan yang tepat untuk pengangkutan fungsi *mean-square vorticity* . Dalam model k- *turbulen Realisable*, persamaan transportasi untuk k adalah identik dengan model k- *Standar*. Namun, produksi dan istilah difusi dalam persamaan transportasi untuk sedikit berbeda dan didefinisikan sebagai:

$$G_\varepsilon = \rho C_1 S_\varepsilon \dots \dots \dots (6)$$

$$Y_\varepsilon = \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} \dots \dots \dots (7)$$

Dalam Persamaan (6) dan (7), C2 adalah konstan, sedangkan C1 didefinisikan sebagai:

$$C_1 = \max \left[0, 43 \frac{\eta}{\eta + S} \right] \dots \dots \dots (8)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \dots \dots \dots (9)$$

Demikian pula dengan model k- *turbulen Standar*, viskositas *turbulen* dihitung menggunakan Persamaan (9), bagaimanapun, Cμ tidak lagi menjadi konstan. Cμ dihitung dengan menggunakan mengikuti persamaan:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \dots \dots \dots (10)$$

Dimana :

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial \tilde{u}_j} - \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial \tilde{u}_i} \right) \dots \dots (11)$$

Dalam Persamaan (11), A_0 adalah konstanta dan variabel yang tersisa, A_s, dihitung dengan menggunakan berikut:

$$A_s = \sqrt{6 \cos \varnothing} \dots \dots \dots (12)$$

Dimana:

$$\varnothing = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6W}), W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S^3}, S = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \dots \dots (11)$$

Konstanta diterapkan dalam model k- *turbulent Realisable* adalah sama dengan:

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2, C_2 = 1.9, A_0 = 4.04 \dots \dots (12)$$

Setelah kecepatan dan bidang temperatur diperoleh, tingkat lokal, permukaan rata-rata, waktu rata-rata, dan waktu dan permukaan rata – rata Jumlah Nusselt didefinisikan sebagai berikut:

$$Nu = \frac{\partial \theta}{\partial n} wal! \langle Nu \rangle = \frac{1}{W} \int_0^W Nu dS \overline{Nu} = \frac{1}{\tau_p} \int_0^{\tau_p} Nu dT(\overline{Nu}) = \frac{1}{\tau_p} \int_0^{\tau_p} \langle Nu \rangle dt, \dots (13)$$

Dimana n adalah arah normal terhadap dinding, W adalah permukaan silinder dan τ_p adalah periode integrasi waktu.

III. METODE

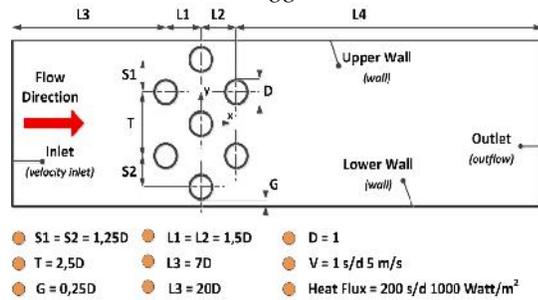
A. Model numerik

Analisa numerik dilakukan dengan menggunakan CFD (*Computational Fluid Dynamics*) dengan *software Fluent* 6.3.26 dan dengan *software GAMBIT* 2.4.6. untuk membuat model awal yang dilakukan diskritisasi (*meshing*) pada model tersebut. Proses yang dilakukan pada penelitian *numeric* adalah tahap *Pre –Processing* menggunakan *software GAMBIT* 2.4.6 dan dilanjutkan dengan tahap *Post Processing* dengan menggunakan *software Fluent* 6.3.26. pada tahap *pre processing* membuat dan model geometri 2D, seperti yang terlihat pada gambar 1 dan dilanjutkan dengan pembuatan *meshing* . total elemet *meshing* yang dibuat adalah bervariasi hingga nantinya akan dilakukan *grid independency* untuk melakukan *meshing* yang sesuai. Adapun tipe *meshing* yang digunakan pada keduanya adalah *Quad-Map* dengan detail *mesh* garis tipe *successive ratio*.

Dalam model numerik ini peneliti harus sangat memperhatikan faktor *meshing* untuk akurasi data. Pemberian *meshing* sangat diperhatikan apalagi pada daerah yang penting yaitu dimana daerah *boundary layer* yaitu pada diamana *grid* dari *meshing* di rapatkan untuk mendapatkan yang valid atau dengan kata lain *grid independensi* . Kondisi inlet adalah *velocity inlet* dan kondisi batas outlet adalah *outflow*. Tahap *post processing* merupakan tahap untuk running hingga mendapatkan hasil yang akan dianalisa.

Namun sebelum itu harus mengisikan beberapa parameter seperti model turbulensi, kecepatan aliran, temperature pada *inlet*, *heat flux* pada silinder, *discretization* dan besar *residual* dalam melakukan *iterasi*. Model turbulensi yang digunakan adalah k- e *Realizable* dengan *viscous heating*, *intensitas turbulen* yang diset sebesar 0,4% dan *turbulence length scale* 0,001, *discretization* yang ditetapkan adalah *Second Order Upwind* . Dimensi yang digunakan adalah 24D x 6.5D , untuk G 0.25D dari dinding , S 1.25 D, T 2.5D dan *heat flux* 500 watt/m² pada tiap-tiap silinder. Kemudian kecepatan aliran yang digunakan adalah 1- 5 m/s dengan *Re_{max}* = 88.400, 176.000, 266.000, 354.000 pada temperatur *inlet* 60⁰C = 333⁰K (lihat gambar 1) time step 0.01 dengan maximal iterasi 20/ time.

B. Susunan silinder staggered



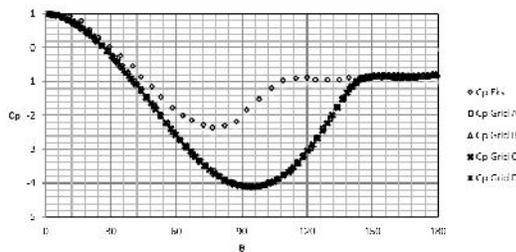
Gambar 1. Boundary Condition susunan Staggered Cylinder

C. Grid independensi

Dalam penelitian ini peneliti menggunakan 4 buah yaitu mesh A, B, C dan D masing –masing mesh ini dapat kita lihat ditabel

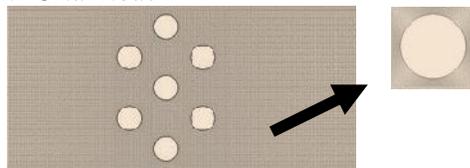
Table 1. Grid Independensi

Grid	Nodes	Cp Pada $\theta = 180$	Exp	Error
A	56150	-0.7904	-0.83877	5.77
B	64694	-0.81559	-0.83877	2.77
C	79498	-0.8231	-0.83877	1.87
D	88562	-0.79503	-0.83877	5.21



Grafik 1. Distribusi tekanan rata-rata pada silinder: Mesh A ; Mesh B ; Mesh C; Mesh D pada $Re_{max} = 3.54 \times 10^5$; eksperimen Achenbach E.(1968) pada $Re_D = 5 \times 10^6$.

D. Grid Node



Gambar 2. Grid pada Staggered Cylinder dengan 79498 nodes

Analisa pada grid independensi dengan menggunakan 4 jenis mesh dengan jumlah nodes yang berbeda. Setiap mesh di-running dengan menggunakan k- e Realizable kecepatan inlet 4 m/s. hasil experiment yang dijadikan acuan hasil dari penelitian [6] dari tabel 1maka dapat disimpulkan bahwa mesh C

merupakan mesh yang paling sesuai untuk digunakan.

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

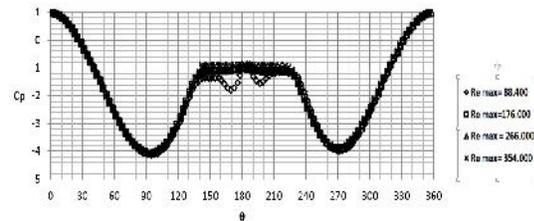
Dari hasil komputasi maka didapat data dengan menggunakan metode k- e Realizable. Data yang akan dianalisa adalah pendekatan numerik terhadap data secara kualitatif dan kuantitatif pada

A. Contours Of Pressure Coefficient(Cp), Nusselt Number (Nu)

Pada Contours Of Pressure Coefficient(Cp) maka penulis akan membahas besarnya gaya hambat yang dihasilkan oleh silinder yang tersusun secara selang-seling atau staggered yang akan kita bahas Contours Of Pressure Coefficient(Cp) yang terdapat pada silinder 1, 3, 4 dan 6

1) Silinder 1

Hal ini dapat kita lihat pada Contours of Pressure Coefficient pada grafik 2 dibawah ini.

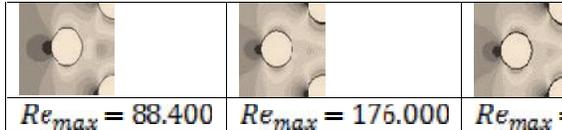


Grafik 2. Distribusi Coefficient of Pressure (Cp) pada silinder 1 dan 2

Dari grafik 2 diatas dapat dianalisa bahwa distribusi tekanan pada silinder 1 dari titik stagnasi pada $\theta = 0^0$ hampir sama ini diakibatkan oleh contour silinder yang sama namun terjadi perbedaan saat aliran mencapai silinder bagian belakang yang terlihat jelas perbedaannya terlihat pada $Re_{max} = 88.400$ yaitu terjadi separasi aliran pada $\theta > 140^0$ ini diakibatkan oleh kecepatan rendah tidak mampu melawan adwers pressure gradient sehingga aliran lebih cepat terseparasi namun penurunan signifikan distribusi tekanan ini diakibatkan oleh kecepatan yang semakin rendah, adwers pressure gradient yang terjadi disisi belakang silinder terlalu besar karena kecepatan yang rendah. Pada $\theta > 135^0 > 230^0$ terjadinya osilasi yang mana terjadi massive separation hingga $\theta > 170^0$ dan terjadi kembali pada $\theta > 180^0$ sasampai $\theta > 230^0$. Sedangkan pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ separasi terjadi pada $\theta > 148^0$ dan massive separation terjadi pada $\theta > 142^0 \theta > 224^0$ disini juga terjadi osilasi namun kecil.

Disini terbukti bahwa dengan meningkatnya nilai Re maka pada silinder 1 terjadi penundaan separasi karena adverse pressure gradient tidak mampu melawan aliran. Pada silinder 1 terjadi perbedaan titik separasi antara upper side dengan lower side sebesar 3 derajat pada $Re_D = 88.400$, dan 6 derajat pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$

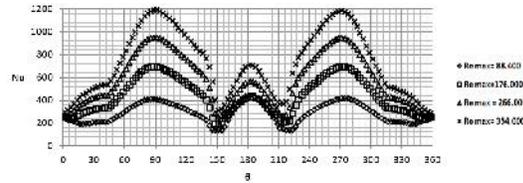
Kemudian kita lihat distribusi tekanan sepanjang upper side dan lower side, ini ternyata memberikan perbedaan yaitu tekanan sisi upper lebih rendah dari pada sisi lower ini karena $G/D = 2$ lebih sempit dibandingkan jarak antara silinder 1 dengan silinder 2 = 2.5 sehingga kecepatan pada sisi upper lebih cepat daripada sisi lower sehingga tekanan sisi atas lebih rendah.



Gambar 3. *Contours Of Pressure Coefficient* silinder 1

Pada gambar 3 diatas dapat kita lihat perbedaan *contours of pressure coefficient* pada tingkat tiap-tiap Re , pada $Re_{max} = 88.400$, kecendrungan dari aliran mengikuti contour dari silinder, dan pada sisi *lower side* dan *upper side* tidak terjadi perubahan kecepatan yang signifikan bila dibandingkan dengan $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ digambar terlihat jelas distribusi tekanan pada sisi *lower side* lebih besar dibandingkan dengan *upper side* akibat kecepatan aliran pada *upper side* lebih cepat dibanding *lower side*.

Kemudian dilihat dari perbandingan *Coefficient Drag* terhadap Re maka berbanding lurus bahwa semakin tinggi Re maka gaya drag yang dihasilkan akan semakin kecil ini adalah akibat dari aliran yang semakin tinggi mampu menunda aliran untuk terseparasi dengan cepat atau dengan kata lain dan titik separasinya semakin jauh kebelakang dan juga distribusi tekanan yang terdapat pada *lower side* dan *upper side* semakin kecil karena yang semakin tinggi. Sedangkan pada grafik 5 distribusi Nusselt Number (Nu) seperti grafik dibawah ini

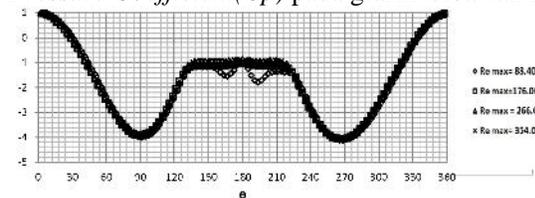


Grafik 3. Distribusi Nusselt Number (Nu) pada silinder 1

Dari grafik 3 dianalisa bahwa distribusi Nu berbanding lurus terhadap Re dan kecepatan dengan kata lain apabila kecepatan aliran ditingkatkan maka Re juga akan meningkat dan laju perpindahan panas akan meningkat ini dibuktikan bahwa Nu terendah terdapat pada Re yang rendah dan sebaliknya Nu tertinggi terdapat pada Re yang tinggi. Kemudian distribusi sepanjang silinder sisi upper side dan lower side juga terjadi perbedaan akibat gap dengan dinding = 2 dan jarak antara silinder 1 dan 2 = 2.5 maka ini mempengaruhi kecepatan aliran sehingga Re pada sisi Upper side lebih besar dari sisi lower side. Dan distribusi Nu sepanjang silinder membentuk grafik yang sama tiap-tiap Re nya. Dan Nu tertinggi pada tiap-tiap Re terdapat pada paling puncak silinder dan paling bawah silinder.

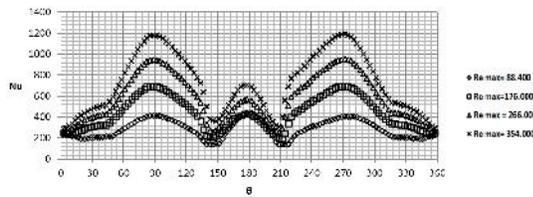
2). Silinder 2

Hal ini dapat kita lihat pada *Contours Of Pressure Coefficient(Cp)* pada grafik dibawah ini.



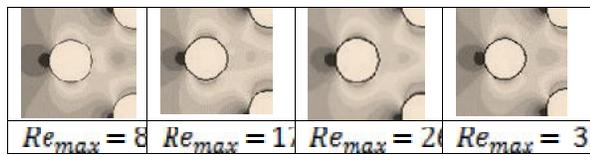
Grafik 4. Distribusi *Contours Of Pressure Coefficient(Cp)* pada silinder 2

Dari grafik 4 diatas dapat dianalisa bahwa distribusi tekanan pada silinder 2 hampir sama dengan silinder 1 karena posisi yang simetris namun distribusi tekanan pada sisi upper side dengan lower side adalah kebalikan dari silinder 1 yaitu tekanan lebih besar pada sisi *upper side* dibanding *lower side* karena jarak silinder 1 ke silinder = 2.5 dan $G/D = 2$ akibatnya kecepatan aliran pada sisi bawah lebih cepat dibanding sisi atas silinder 2 akibatnya terlihat pada grafik 4 tekanan puncak *lower side* lebih rendah dari pada upper side. Sedangkan pada grafik 5 distribusi Nusselt Number (Nu) seperti grafik dibawah ini



Grafik 5. Distribusi Nusselt Number (Nu) pada silinder 2

Hal yang sama terjadi pada silinder 2 hampir sama pada silinder 1 adalah hal yang terjadi pada silinder bahwa pengaruh Re terhadap Nu berbanding lurus namun distribusinya yang berbeda sepanjang silinder bagian *upper side* dan *lower side* dari grafik dapat kita lihat bahwa perpindahan panas lebih besar pada sisi *lower side* dibandingkan *upper side* ini dipengaruhi oleh $G/D = 2$ dan jarak antara silinder 1 dan silinder 2 akibatnya aliran pada sisi bawah lebih cepat daripada sisi atas. Dari gambar *contours of pressure coefficient* dibawah ini juga dapat kita analisa yaitu:

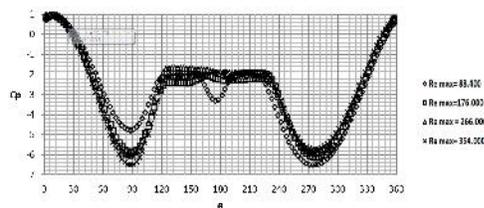


Gambar 4. Contours Of Pressure Coefficient (Cp) silinder 2

Pada gambar 4 kebalikan dari silinder satu bahwa distribusi tekanan pada *lower side* lebih rendah dibandingkan dengan *upper side* akibat kecepatan aliran meningkat karena adanya perbedaan jarak antara $G/D = 2$ dengan jarak silinder 1 dan 2 $= 2.5$, dan proses separasi aliran sama dengan silinder 1 pada setiap kecepatan.

3). Silinder 3

Hasil dari grafik *Contours of Pressure Coefficient (Cp)* pada silinder 3 ini dapat yaitu



Grafik 6. Contours of Pressure Coefficient (Cp) pada silinder 3

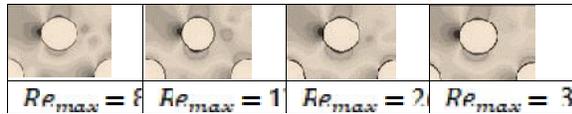
Dari grafik diatas dapat dianalisa bahwa fenomena yang terjadi sangat berbeda dengan silinder 1 dan 2 karena distribusi tekanan

sepanjang silinder 3 dipengaruhi oleh dinding bagian atas yaitu $G/D = 0.75$ dan sedangkan jarak silinder 3 dengan silinder 4 $= 2.5$ akibatnya dapat kita terjadi pergeseran titik stagnasi $\theta = 8^\circ$ hal ini terjadi pada semua Re ini diakibatkan oleh gangguan dari dinding sehingga distribusi tekanan pada *upper side* lebih besar *lower side* akibat aliran pada G/D mengalami penyempitan sehingga aliran mengalami *blockage effect* yang terjadi antara dinding dengan *upper side* silinder 3.

Distribusi tekanan pada *upper side* lebih tinggi dibandingkan *lower side* karena kecepatan aliran lebih rendah pada bagian atas. Pada $Re_{max} = 88.400$ kita lihat separasi terjadi pada $\theta > 121^\circ$ dan *massive separation* terjadi sepanjang $\theta > 160^\circ$ $\theta > 175^\circ$ karena pengaruh dari dinding maka osilasi yang terjadi yang sekali saja. Pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ hampir sama separasi terjadi pada $\theta > 124^\circ$ dengan adanya gangguan dari dinding titik separasi yang terjadi ternyata bergeser dan antara $Re_{max} = 88.400$ dengan $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ mengalami sedikit perbedaan apabila dibandingkan dengan pada silinder satu, artinya dengan adanya gangguan dari dinding membuat aliran pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ cepat terseparasi.

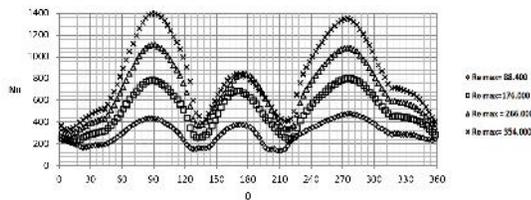
Pada silinder 3 terjadi perbedaan titik separasi antara *upper side* dengan *lower side* sebesar 27 derajat pada $Re_{max} = 88.400 = 88.400$, dan 9 derajat pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ Disini perilaku aliran sangat dipengaruhi oleh Re, pada $Re_D = 88.400$, pada sisi *upper side* silinder 3 mengalami penurunan akibat *blockage effect* oleh dinding distribusi tekanannya tinggi dibanding pada sisi *lower side* mengakibatkan perbedaan tekanan yang signifikan.

Namun pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ hal yang berbeda terjadi dari grafik diatas distribusi tekanan dialami pada *lower side* lebih rendah dibanding *upper side* namun tidak signifikan pada $Re_{max} = 88.400$, $Re_{max} = 176.000$ ini dipengaruhi oleh kecepatan yang tinggi yang mampu mengurangi *blockage effect* antara dinding dengan silinder dan menunda terjadinya separasi lebih awal.



Gambar 5. Contours of Pressure Coefficient (Cp) silinder 3

Pada gambar 5 dapat dianalisa bahwa pada $Re_{max} = 88.400, Re_{max} = 176.000$ kecendrungan aliran pada sisi *upper side* mengalami *blockage effect* sehingga terlihat distribusi tekanan pada sisi *upper side* lebih tinggi dibanding pada *lower side* dan ini sangat signifikan. sedangkan pada $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ aliran menunjukkan perilaku yang berbeda yaitu dengan kenaikan kecepatan ternyata mampu melawan *blockage effect* yang dihasilkan G/D dan ini berakibat aliran pada sisi *upper side* meningkat dan distribusi tekanan tidak sama pada $Re_{max} = 88.400$, yaitu tidak terlalu signifikan perbedaan distribusi tekanan akibat titik separasinya semakin kebelakang akibat dari kecepatan aliran yang meningkat dan *Coefficient Drag* yang dialami berbanding lurus penurunannya terhadap Re.



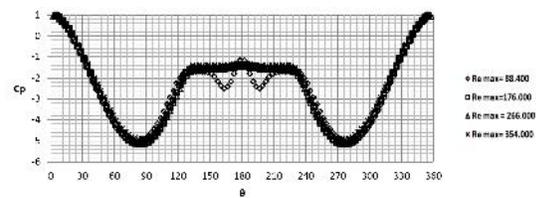
Grafik 7. Distribusi Nusselt Number (Nu) pada silinder 3:

Distribusi perpindahan panas yang diindikasikan dengan Nu maka hal ini berbanding terbalik terhadap distribusi tekanan jika tekanan rendah maka perpindahan panas (Nu) akan naik dan hal ini terjadi pada semua kecepatan. Pada titik stagnasi terjadi penurunan Nu pada $Re_{max} = 88.400 \theta > 0^\circ - \theta > 23^\circ$ dan kemudian baru mengalami kenaikan sesuai contour silinder, pada $Re_{max} = 176.000$ pada $\theta > 14^\circ$ kemudian naik, pada $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ pada $\theta > 8^\circ$ kemudian naik, ini mengindikasikan dengan menekan nilai Re maka angka Nu akan cepat naik kembali pada daerah dekat dinding akibat titik stagnasi yang bergeser. Perpindahan panas pada $Re_{max} = 88.400, Re_{max} = 176.000$ tertinggi terjadi pada sisi *lower side* karena adanya *blockage effect* karena aliran tidak mampu mereduksi nya sehingga aliran cenderung mengalir

menuju *lower side* maka perpindahan panas pada *upper side* lebih rendah daripada *lower side*, karena pada *upper side* terjadi perlambatan dan *lower side* terjadi percepatan. Sedangkan pada $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ perpindahan panas tidak terlalu signifikan karena pada *upper side* aliran mampu melawan *blockage effect* sehingga titik separasi tertunda kecepatan pada *upper side* meningkat akibatnya perpindahan panas yang mendekati pada *lower side* dengan *upper side* grafik 7 diatas.

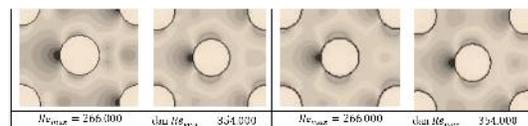
4). Silinder 4

Hasil dari grafik *Contours Of Pressure Coefficient (Cp)* pada silinder 4 ini dapat yaitu



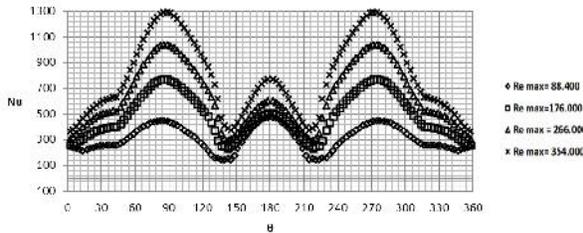
Grafik 8. Distribusi *Contours Of Pressure Coefficient (Cp)* pada silinder 4

Dari grafik 8 di analisa bahwa hal yang terjadi pada silinder 4 berbeda dengan silinder sebelumnya, dimana aliran yang melalui silinder 4 sebelumnya melalui silinder 1 dan silinder 2, dengan $S = 1.25$. Akibatnya distribusi tekanan pada *upper side* dan *lower side* sama besar. Ini akibat kecepatan aliran yang sama. Namun separasi yang terjadi pada $Re_{max} = 88.400$ pada $\theta > 127^\circ$ pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ terjadi penundaan yaitu pada $\theta > 133^\circ$ penundaan terjadi akibat kenaikan kecepatan akibat aliran terganggu oleh silinder 1 dan 2 maka turbulensi aliran meningkat karena penyempitan celah oleh silinder 1 dan 2. Pada $Re_{max} = 88.400$ terjadi osilasi pada $\theta > 127^\circ - \theta > 236^\circ$ yang mana hal ini seimbang. Pada silinder 4 tidak terjadi perbedaan titik separasi antara *upper side* dengan *lower side* pada semua kecepatan.



Gambar 6. *Contours of Pressure Coefficient (Cp)* silinder 4

Untuk *Contours of Pressure Coefficient* (C_p) dapat kita lihat bahwa terlihat jelas distribusi tekanan yang sama pada kedua sisinya, dan begitu juga pada *coefficient drag* yang berbanding lurus terhadap Re penurunannya, namun C_d yang dihasilkan lebih rendah dari pada C_d yang dihasilkan silinder 1 dan 2. Ini adalah akibat dari aliran yang menyentuh permukaan silinder 4 terganggu oleh silinder 1 dan 2, dan terjadinya penyempitan sehingga kecepatannya naik dan turbulensi alirannya juga naik.

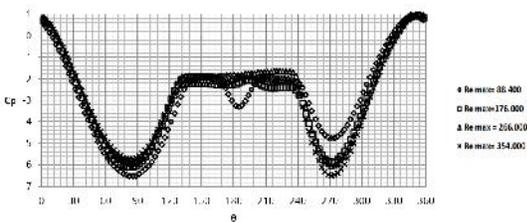


Grafik 9. Distribusi *Nusselt Number* (Nu) pada silinder 4

Pada grafik 9 bahwa distribusi perpindahan panas sepanjang silinder 4 dapat kita lihat bahwa karena aliran yang menyentuh *upper side* dan *lower side* memiliki kesamaan maka begitu juga dengan perpindahan juga sama besar yang terjadi pada bagian *lower side* dan *upper side* dan perpindahan panas yang terjadi berbanding lurus terhadap Re peningkatannya.

5). Silinder 5

Hasil dari grafik *Contours of Pressure Coefficient* (C_p) pada silinder 5 ini dapat yaitu

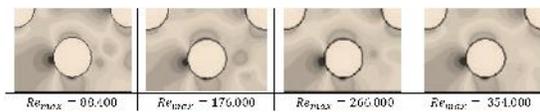


Grafik 10. Distribusi *Contours Of Pressure Coefficient* (C_p) pada silinder 5

Hal yang terjadi pada silinder 5 adalah kebalikan dari silinder 3 karena posisinya yang sama, yang membedakan adalah sisi *lower side* dan *upper side* karena pada silinder 5 yang mendekati dinding adalah *lower side*, pada $Re_{max} = 88.400$, titik stagnasi bergeser pada $\theta > 349^\circ$, $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ titik stagnasinya $\theta > 352^\circ$, titik stagnasi bergeser kebagian *lower side* akibat dinding, karena

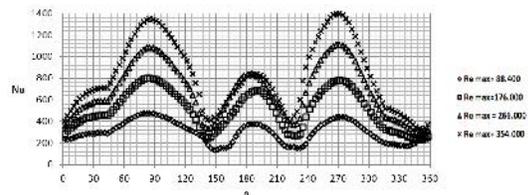
penyempitan terjadi antara dinding dan silinder 5 menghasilkan *blockage effect* akibatnya adalah distribusi tekanan pada *upper side* lebih rendah daripada *lower side*. $Re_{max} = 88.400$ Tekanan pada *lower side* dengan *upper side* sangat signifikan begitu juga dengan perpindahan panas yang terjadi. Sedangkan

pada $Re_D = Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ distribusi tekanan pada *lower side* juga lebih tinggi dari pada *upper side* namun tidak terlalu signifikan karena kecepatan aliran mampu mengurangi *blockage effect* dan mengakibatkan separasi aliran tertunda akibatnya perbedaan tekanan pada *lower side* dengan *upper side* tidak terlalu signifikan.



Gambar 7. *Contours of Pressure Coefficient* (C_p) silinder

Pada gambar 5 dapat dianalisa bahwa pada $Re_{max} = 88.400, Re_{max} = 176.000$ kecenderungan aliran pada sisi *upper side* mengalami *blockage effect* sehingga terlihat distribusi tekanan pada sisi *upper side* lebih tinggi dibanding pada *lower side* dan ini sangat signifikan. sedangkan pada $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ aliran menunjukkan perilaku yang berbeda yaitu dengan kenaikan kecepatan ternyata mampu melawan *blockage effect* yang dihasilkan G/D dan ini berakibat aliran pada sisi *upper side* meningkat dan distribusi tekanan tidak sama pada $Re_D = 88.400$, yaitu tidak terlalu signifikan perbedaan distribusi tekanan akibat titik separasinya semakin kebelakang akibat dari kecepatan aliran yang meningkat dan *coefficient drag* yang dialami berbanding lurus penurunannya terhadap Re .



Grafik 11. Distribusi *Nusselt Number* (Nu) pada silinder 5

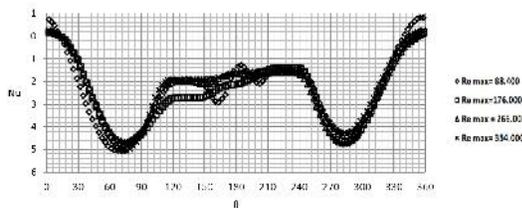
Pada silinder 5 distribusi perpindahan panas yang terjadi juga berbanding terbalik dengan silinder 3 yaitu pada $Re_{max} = 88.400$ terdapat

perbedaan distribusi perpindahan panas pada *upper side* lebih besar dibanding *lower side* karena pada bagian *lower side* mengalami *blockage effect* dari dinding disini perbedaan distribusi perpindahan panas drastis namun pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ hal yang terjadi akibat kenaikan kecepatan aliran perbedaan perpindahan panas *upper side* dengan *lower side* tidak terlalu drastis, karena laju aliran menunda terjadinya separasi pada *lower side* yang mengalami *blockage effect*.

Pada akhir dari *lower side* mengalami kenaikan Nu akibat bergesernya titik separasi pada $Re_{max} = 88.400$ kenaikan Nu pada $\theta > 310^\circ$, pada $Re_{max} = 176.000$ kenaikan Nu pada $\theta > 346^\circ$, pada $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ kenaikan Nu pada $\theta > 355^\circ$ ini adalah akibat dari bergesernya titik separasi.

6). Silinder 6

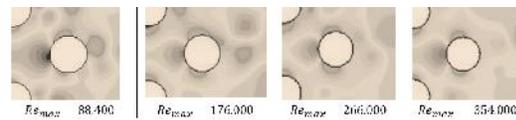
Hasil dari grafik *Contours of Pressure Coefficient (Cp)* pada silinder 6 ini dapat yaitu



Grafik 12. Distribusi *Contours Of Pressure Coefficient (Cp)* pada silinder 6

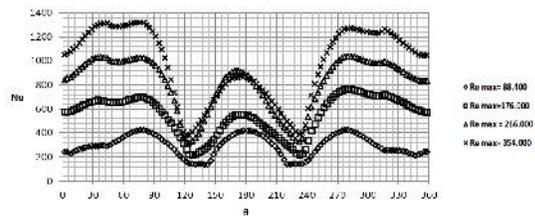
Dari grafik 12 diatas dapat dianalisa distribusi tekanan yang terjadi pada *upper side* dan *lower side* pada silinder 6 berbeda dengan silinder 1,2,3,4 dan 5, karena silinder 6 segaris dengan silinder 1, akibatnya aliran yang melalui silinder 6 adalah aliran yang sebelumnya melalui silinder 1, akibatnya *coefficient drag* yang dihasilkan semakin kecil ini diakibatkan oleh *wake* dari silinder 1 yang dapat meningkatkan turbulensi aliran, tapi akibatnya adalah silinder 6 mengalami *Karman vortex* dari silinder 1 yang mengakibatkan vibrasi yang lebih besar, namun akibatnya distribusi tekanan pada $Re_{max} = 88.400$, $Re_{max} = 176.000$ *upper side* dengan *lower side* tidak terlalu signifikan namun Cp dibawah 1 karena pengaruh aliran yang terganggu oleh silinder 1 dan akibatnya turbulensi aliran meningkat, sedangkan pada $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ akibat dari kecepatan aliran meningkat maka akibatnya turbulensi aliran meningkat dan aliran semakin berfluktuasi Cd semakin rendah.

Pada $Re_{max} = 88.400$ Cp pada titik stagnasi masih tinggi pada $\theta = 0^\circ$ Cp=0.7 sedangkan pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$ pada $\theta = 0^\circ$ Cp = 0.1, ini jauh kecil karena Re rendah membuat turbulensi aliran yang rendah dan pada Re tinggi turbulensi aliran juga tinggi akibatnya Cp makin kecil. Pada silinder 6 terjadi perbedaan titik separasi antara *upper side* dengan *lower side* sebesar 27 derajat pada $Re_{max} = 88.400$, dan 9 derajat pada $Re_{max} = 176.000$, $Re_{max} = 266.000$, dan $Re_{max} = 354.000$. Dan distribusi tekanan pada *upper side* dan *lower side* tidak terlalu signifikan, keadaan ini akan silih berganti akibat *Karman vortex* pada *upper side* dan *lower side* silinder 6.



Gambar 8. *Contours Of Pressure Coefficient (Cp)* silinder 6

Pada *Contours Of Pressure Coefficient (Cp)* dapat kita analisa bahwa pada $Re_D = 88.400$ terlihat jelas *Karman vortex effect* mempengaruhi lepasnya *vortex* dari silinder 6 karena aliran yang rendah maka dan dipergaruhi oleh silinder 1. Distribusi tekanan akan silih berganti antara *lower side* dengan *upper side* sesuai dengan waktu yang ditentukan. Tapi pada $Re_D = 176.000$, $Re_D = 266.000$, $Re_D = 354.000$ *Karman vortex* mulai mengecil karena kecepatan aliran meningkat akibatnya titik separasi semakin maju kedepan.



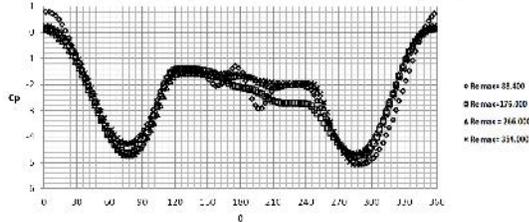
Grafik 13. Distribusi *Nusselt Number (Nu)* pada silinder 6

Pada perpindahan panas ternyata akibat gangguan dari silinder 2 aliran yang akan melalui silinder 6 terganggu dan mengalami kenaikan turbulensi dan fluktuasi, sehingga perpindahan panas meningkat sesuai dengan kenaikan Re, dengan kata lain berbanding lurus dengan kenaikan Re. kemudian akibat *Karman vortex effect* sehingga terjadi perbedaan distribusi perpindahan panas pada silinder 6 yang berbeda

pada *lower side* dan *upper side* tidak terlalu signifikan.

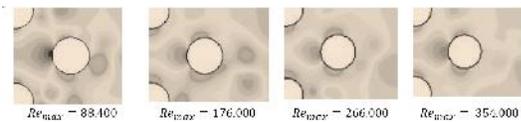
7). Silinder 7

Hasil dari grafik *Contours of Pressure Coefficient (Cp)* pada silinder 7 ini dapat yaitu



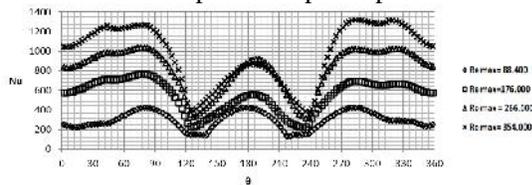
Grafik 14. Distribusi tekanan *coefficient of Pressure (Cp)* pada silinder 7

Dari grafik 14 pada silinder distribusi tekanan yang dialami hamper sama dengan silinder 6 karena posisi yang sama namun yang dialami pada *upper side* dan *lower side* silinder 6 kebalikan dari silinder 7. Di silinder 7 juga aliran yang melalui silinder 7 juga terganggu oleh silinder 1 yang berada segaris didepannya silinder 7, akibatnya aliran yang melalui silinder 7 mengalami peningkatan fluktuasi dan turbulensi aliran ini dibuktikan dengan menurunnya *Coefficient Drag*. Penurunan distribusi tekanan yang terjadi pada silinder 7 berbanding lurus dengan kenaikan *Re*.



Gambar 9. *Contours of pressure coefficient* silinder 7

Pada analisa *Contours Of Pressure Coefficient(Cp)* terlihat distribusi tekanan yang terjadi adalah kebalikan dari silinder 6, pada gambar terlihat *Karman vortex* mempengaruhi distribusi tekanan pada setiap kecepatan aliran.

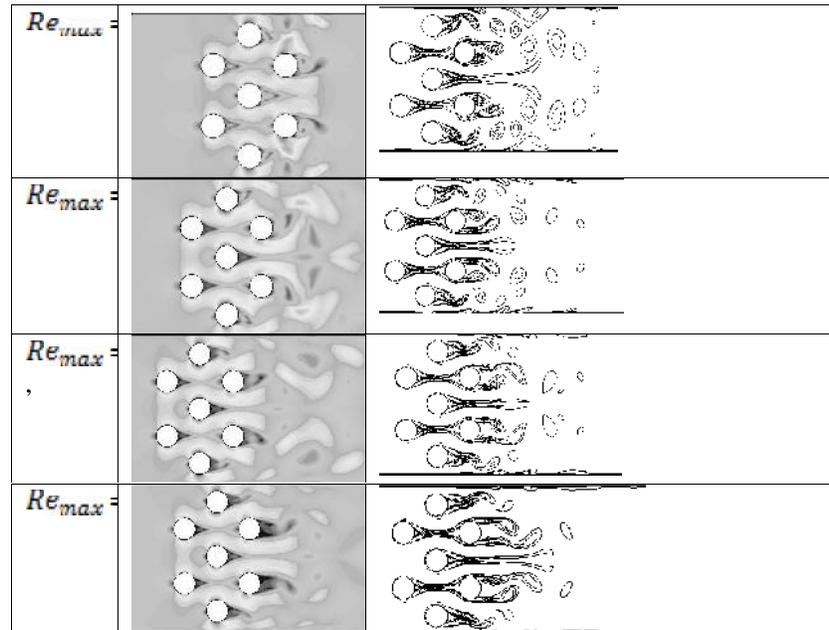


Grafik 15. Distribusi *Nusselt Number (Nu)* pada silinder 7

Pada perpindahan panas ternyata akibat gangguan dari silinder 1 aliran yang akan melalui silinder 6 terganggu dan mengalami kenaikan turbulensi dan fluktuasi, sehingga perpindahan panas meningkat sesuai dengan kenaikan *Re*,

dengan kata lain berbanding lurus dengan kenaikan *Re*. kemudian akibat *vortex Karman effect* sehingga terjadi perbedaan distribusi perpindahan panas pada silinder 7 yang berbeda pada *lower side* dan *upper side* tidak terlalu signifikan.

B. Velocity contour dan vorticity magnitude



Gambar 10. *Velocity contour* dan *vorticity magnitude* pada $Re_{max} = 88.400, 176.000, 266.000, 354.000$

Dari gambar 10 tentang *Velocity contour* dan *vorticity magnitude* dapat dianalisa bahwa pada $Re_{max} = 88.400$ pada kecepatan rendah bentuk aliran yang menyentuh silinder 1 dan 2 mengalami gangguan oleh penyempitan oleh silinder 3 4 dan 5, akibatnya aliran setelah melalui silinder 1 dan 2 tidak menimbulkan *Karman vortex effect* pada aliran sesudah silinder 1 dan 2. Pada silinder 3 dan 5 terlihat bahwa dinding sangat mempengaruhi aliran yang melalui silinder 3 dan 5, akibatnya distribusi aliran yang tidak seimbang yang mana salah satu sisinya mengalami penyempitan, *vortex* yang dihasilkan tidak sama besar ini mengakibatkan gaya angkat yang besar akibat distribusi tekanan yang tidak seimbang, disini terdapat *Karman vortex effect*. Kemudian pada silinder 6 dan 7 karena aliran yang melalui silinder 6 dan 7 adalah aliran yang sudah melalui silinder 1 dan 2 maka alirannya mengalami peningkatan turbulensi karena terganggu oleh silinder 1 dan 2 akibatnya pada silinder 6 dan 7 mengalami *Karman vortex effect* yang meningkat juga namun *vortex* yang

dihasilkan lama terlepas karena kecepatan aliran cukup rendah namun *vortex* yang dihasilkan akan terus terjadi karena kecepatan aliran yang rendah. Pada $Re_{max} = 354.000$ dianalisa bahwa karena aliran tinggi maka pada silinder 1 dan 2 mengalami pergeseran titik separasi, yaitu titik separasi yang semakin kebelakang, kemudian pada silinder 3 dan 5 hal yang sama terjadi seperti Re rendah hanya *vortex* yang dihasilkan lebih cepat terlepas karena kecepatan aliran tinggi. Pada silinder 6 dan 7, ini terlihat jelas perbedaan bahwa pada kecepatan tinggi *vortex* yang dihasilkan cepat terlepas dari silinder bahkan ia semakin panjang ketika terlepas *vortex* yang dihasilkan cepat hilang akibat aliran yang tinggi.

Dalam simulasi numeric ini terbukti bahwa hubungan Re terhadap Nu berbanding lurus, semakin tinggi Re maka perpindahan panas yang terjadi juga semakin besar hal ini juga dinyatakan oleh [7] Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa pada kedua susunan sirip pin, peningkatan bilangan Reynolds dan semakin kecil jarak Sy/D akan meningkatkan bilangan *Nusselt* [5]

V. KESIMPULAN

Setelah melakukan studi secara numerik dapat disimpulkan bahwa pada karakteristik aliran melintasi silinder yang tersusun secara *staggered* dengan variasi kecepatan aliran maka semakin naik kecepatan hal yang terjadi adalah, gaya drag yang dihasilkan pada silinder mengalami penurunan drag jika alirannya diganggu karena dapat meningkatkan turbulensi aliran. Pada kenaikan kecepatan aliran mengakibatkan kenaikan turbulensi sehingga pelepasan panas juga meningkat berbanding lurus, ini dibuktikan dengan naiknya angka Nu . Pada *vortex* yang dihasilkan pada saat kecepatan rendah maka *vortex* akan semakin sulit terlepas karena aliran rendah sulit mendorongnya untuk terlepas, namun *vortex* akan terus terbentuk walaupun sudah terlepas karena aliran agak sulit mengurainya dan pada kecepatan tinggi *vortex* yang dihasilkan mudah didorong oleh aliran dan terlepas dari silinder namun kecepatan tinggi ketika terlepas *vortex* langsung terurai dan lebih cepat *uniform* kembali.

DAFTAR PUSTAKA

[1]. Pierson, O., 1937. Investigation of influence of tube arrangement on convection heat

transfer and flow resistance in cross-flow of gases in tube banks. ASME Trans. 59, 563–572.

- [2] Hoge, E., 1937. Experimental investigation on the effect of equipment size of heat transfer and flow resistance in cross-flow of gas over tube bank. ASME Trans. 59, 573–582.
- [3] Grimson, E., 1937. Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer for cross-flow over tube banks. ASME Trans. 59, 583.
- [4] Zukauskas, A "Heat Transfer from tubes in Crossflow." Advances in Heat Transfer, 8, 93-160, 1972
- [5] Tri Istanto dan Wibawa Edra Juwana " Karakteristik Perpindahan Panas dan Penurunan Tekanan Sirip-sirip Pin Silinder Tirus Susunan Segaris dan Selang-seling dalam Saluran Segi Empat" Lab. Perpindahan Panas & Termodinamika, Teknik Mesin, UNS, Surakarta 2010
- [6] Achenbach, E., 1968. Distribution of local pressure and skin friction around a circular cylinder in cross-flow up to $Re \frac{1}{4} 5 _ 106$. J. Fluid Mech. 34, 625–639.
- [7] Buyruk , Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinders in Cross-Flow *Department of Mechanical Engineering, Cumhuriyet University, Sivas-TURKEY , 1997 ;299 – 315*

Biodata Penulis

Nuzul Hidayat, Sarjana Pendidikan di Jurusan Teknik Otomotif FT UNP. Dan memperoleh gelar Magister Teknik di Jurusan Teknik Mesin Program Pascasarjana ITS Surabaya. Saat ini aktif sebagai staf pengajar di Jurusan Teknik Otomotif FT UNP.

Ahmad Arif, lahir di Padang Panjang, 27 Februari 1989. Sarjana Pendidikan di Jurusan Teknik Otomotif FT UNP 2012. Tahun 2015 memperoleh gelar Magister Teknik di Program Studi Rekayasa Konversi Energi Jurusan Teknik Mesin Program Pascasarjana ITS Surabaya. Staf pengajar di Jurusan Teknik Otomotif FT UNP sejak tahun 2015 – sekarang.

M Yasep Setiawan, Sarjana Pendidikan di Jurusan Teknik Otomotif FT UNP. Dan memperoleh gelar Magister Teknik di Jurusan Teknik Mesin Program Pascasarjana ITS

Surabaya. Saat ini aktif sebagai staf pengajar di Jurusan Teknik Otomotif FT UNP.