

Studi Numerik Perpindahan Panas Konveksi Paksa pada Pin Fin Berpenampang Circular dengan Susunan Staggered

Rezky Anugrah Wicaksono dan Ary Bachtiar Khrisna Putra
Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
e-mail: arybach@me.its.ac.id

Abstrak—*Fin* merupakan suatu benda aplikasi perpindahan panas secara konveksi dan konduksi. *Fin* sendiri digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas dengan cara menambah luasan atau area perpindahan panas.. Md. Abu Jafar Rasel dkk. melakukan penelitian secara numerik mengenai perpindahan panas secara konveksi pada *fin* yang disusun secara *staggered* dalam *rectangular duct* yang memiliki kesamaan terhadap penelitian eksperimen alat praktikum perpindahan panas yang dilakukan Alik D. (2019) yang bertujuan untuk mengetahui *heat transfer rate* dari *base* maupun *fin* dengan memvariasikan kecepatan *inlet* diameter, dan temperatur *base*.

Analisis dilakukan menggunakan perangkat lunak ANSYS 18.1 sebagai pemodelan geometri dan FLUENT 18.0 sebagai *solver*. *Pin fin* berpenampang *circular* disusun secara *staggered* yang diletakkan di dalam *rectangular duct*. Variasi yang dilakukan berupa diameter 10 mm dan 16 mm dengan $ST=20\text{mm}$ $SL=20\text{mm}$ konstan dan panjang pin fin 70 mm dengan temperatur pada base plate tetap konstan sebesar 50°C . Dilakukan 4 variasi kecepatan udara masuk sebesar 2.64m/s, 3.65m/s, 3.96m/s dan 4.20m/s. Untuk mendapatkan hasil yang baik, terlebih dahulu dilakukan *grid independence test* sehingga diperoleh kerapatan mesh yang optimal. Hasil akan ditampilkan baik secara kualitatif berupa gambar kontur temperatur dan, kontur *velocity* maupun secara kuantitatif berupa grafik distribusi temperatur sepanjang *pin fin*.

Hasil penelitian menunjukkan distribusi temperatur menurun di sepanjang *fin*. Temperatur permukaan *fin* tertinggi terdapat pada *fin* baris keempat. Temperatur terendah terjadi pada $v = 4.20\text{ m/s}$ dan temperatur tertinggi terjadi pada $v = 2.64\text{ m/s}$. *Fin* diameter 10 mm mempunyai luas permukaan yang lebih kecil dan memberikan jarak antar *fin* yang lebih luas daripada *fin* diameter 16 mm. Jarak tersebut memungkinkan fluida yang melalui *fin* dapat membawa panas dari *fin* dan menyebabkan penurunan temperatur yang besar. Pada kecepatan yang sama, *fin* 10 mm mempunyai koefisien konveksi yang lebih besar daripada *fin* 16 mm.

Kata Kunci—*Circular Pin Fin, Staggered, Koefisien Konveksi, Nusselt Number, Pressure Coefficient*

I. PENDAHULUAN

Secara umum ada tiga cara proses perpindahan panas yang berbeda yaitu konduksi, radiasi, dan konveksi. Konduksi dan radiasi memenuhi definisi perpindahan panas secara tepat karena konduksi dan radiasi memiliki mekanisme perpindahan panas yang sama yaitu perbedaan temperatur. Sedangkan konveksi tidak secara tepat memenuhi definisi perpindahan panas karena perpindahannya bergantung pada transpor massa mekanik. Namun meski demikian, konveksi juga menghasilkan perpindahan energi dari daerah yang bertemperatur lebih tinggi ke daerah yang bertemperatur lebih rendah. Alasan tersebutlah yang membuat istilah

konveksi diterima secara umum sebagai proses perpindahan panas selain konduksi dan radiasi.

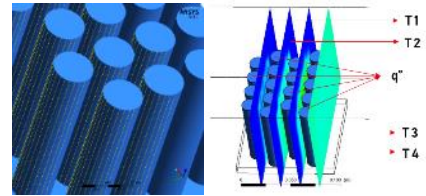
Fin merupakan suatu benda aplikasi perpindahan panas secara konveksi dan konduksi. *Fin* sendiri digunakan untuk meningkatkan perpindahan panas dengan cara menambah luasan atau area perpindahan panas. Aplikasi *fin* dapat ditemui dalam peralatan elektronik, radiator, casing engine, dan sebagainya. (Nabati, 2008) telah melakukan penelitian mengenai karakteristik aliran udara dan perpindahan panas pada *pin fin*. Penelitian ini menggunakan *software* FLUENT untuk mendapatkan bentuk optimum dari *pin fin* berdasarkan nilai *heat transfer rate* dan *pressure drop* yang terjadi. Simulasi numerik dilakukan dengan memvariasikan 3 *model pin fin* yang berbeda dalam bentuk *3-D modeling* yang berada dalam *rectangular duct* dan disusun secara *inline*. Hasil penelitian tersebut bertujuan untuk membandingkan *heat transfer rate* dan *pressure drop* dari ketiga bentuk *pin fin* yang berbeda.

Berbagai penelitian tentang pin fin dengan metode eksperimen telah dilakukan oleh para peneliti. Namun metode ini memiliki beberapa kekurangan diantaranya yaitu membutuhkan kemampuan teknikal dan biaya yang memadai. Oleh karena itu, metode penelitian secara komputasi menggunakan bantuan *software* telah banyak digunakan. CFD (Computational Fluid Dynamics) adalah cabang dari ilmu mekanika fluida yang menggunakan *software* sebagai alat bantu analisis. *Software* CFD adalah sebuah *software* komputasi numerik yang digunakan untuk memvariasikan, memodelkan dan menyelesaikan berbagai persoalan dinamika fluida. (Sharma, 2013) menuliskan langkah-langkah yang perlu dilakukan dalam melakukan analisis CFD. Langkah yang pertama adalah pre-processing, yaitu membuat geometri model, mesh generation dan mendefinisikan boundary condition. Langkah kedua adalah solution of problem statement yang bertujuan untuk mendapatkan karakteristik perindahan panas, aliran, dan tekanan yang terjadi. Langkah terakhir adalah post-processing, langkah ini menyimpulkan hasil yang didapat dari langkah sebelumnya.

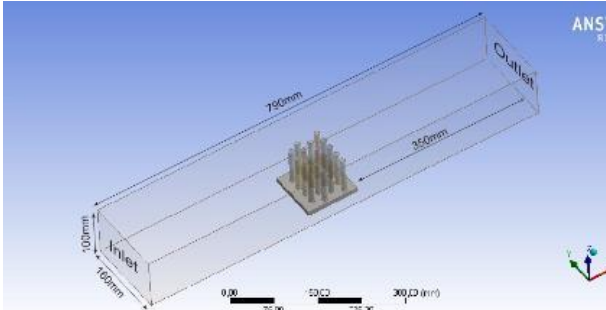
Penelitian ini membahas perancangan alat praktikum perpindahan panas konveksi paksa dan membahas karakteristik perpindahan panas serta karakteristik aliran yang melalui *pin fin* berpenampang *circular*. Untuk menganalisis fenomena konveksi paksa pada *pin fin* berpenampang *circular* dengan menyimulasikan aliran udara dan distribusi temperatur melalui *pin fin* pada *rectangular duct* dengan menggunakan *software* CFD. Kecepatan aliran udara, diameter dan susunan *pin fin* sangat berpengaruh terhadap kemampuan untuk menghantarkan panas. Pada



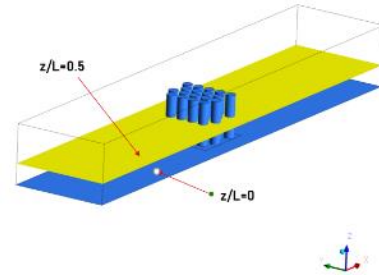
Gambar 1. Alat Praktikum Konveksi Paksa.



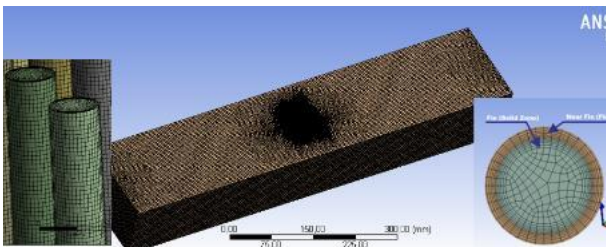
Gambar 4. Posisi Pengambilan Data



Gambar 2. Domain Simulasi.



Gambar 5. Posis $z/L=0,5$ dan $z/L=0$



Gambar 3. Mesh model

penelitian ini akan dilakukan penelitian ulang terhadap eksperimen terdahulu mengenai koefisien perpindahan panas pada *pin fin* berpenampang *circular* dengan susunan *aligned* dengan menggunakan metode CFD.

II. METODE PENELITIAN

A. Objek Penelitian dan Pengumpulan Data

Objek penelitian, data, dan variasi didapatkan dari penelitian terhadap praktikum konveksi paksa yang dibuat oleh Alik Dinikavanila pada tahun 2019 yang berjudul “Rancang Bangun Perangkat Praktikum Perpindahan Panas Konveksi Paksa Pada Berkas Pin Fin Berpenampang Sirkular Dengan Susunan Staggered”[1].

B. Permodelan Geometri

Pemodelan geometri menggunakan software *Design Modeller* untuk membuat *domain ducting* dan *fin* seperti pada gambar dibawah. Terdapat 16 buah fin circular disusun secara *staggered* dengan diameter 10 dan 16 mm dengan tinggi 70mm dalam ducting dengan ukuran cross section 160x100 mm dan panjang 790mm

C. Meshing

Meshing dilakukan menggunakan software Ansys Meshing hingga didapatkan jumlah *nodes* yang telah independent yang berjumlah 1.300.000 untuk fin diameter 10mm dan 1.000.000 untuk fin diameter 16mm. Meshing dilakukan dengan metode total *thickness layer* 1mm dengan *growth rate* 1.2 sebanyak 5 *layers*

D. Bounday Condition

Temperatur 50°C diset pada *base plate fin* yang akan menghantarkan panas secara konduksi melalui *fin*. Perpindahan panas secara konveksi terjadi pada *fin* dan fluida yang melewatinya. Kecepatan fluida divariasikan dengan kecepatan *inlet* sebesar 2,64 m/s; 3,65 m/s; 3,96; 4,2 m/s dengan temperature 300K. Outflow diset pada bagian outlet.

E. Solver

Viscous yang dipilih adalah model Realizable k-ε. Model Realizable k-ε memberikan kinerja terbaik dari semua versi model untuk beberapa validasi arus dan aliran separasi yang banyak terjadi di susunan pin fin.

F. Pengambilan data hasil simulasi

Pengambilan data kuantitatif dilakukan pada beberapa titik pada fin maupun pada ducting. Pada fin data yang diambil adalah nilai temperature, nilai h lokal, dan nilai heat flux. Sedangkan pada bagian ducting maupun fluid zone data yang diambil adalah nilai tekanan dan juga temperature. Data temperature dan tekanan diambil menggunakan software CFD Post sedangkan data heat flux dan h lokal diambil menggunakan software Fluent. Data kualitatif juga didapatkan guna mendukung pembahasan terhadap fenomena aliran dalam hal ini adalah streamline dan data kualitatif temperature untuk melihat perbedaan temperature di tiap zona yang ditinjau secara visual. Posisi pengambilan data dapat dilihat pada gambar

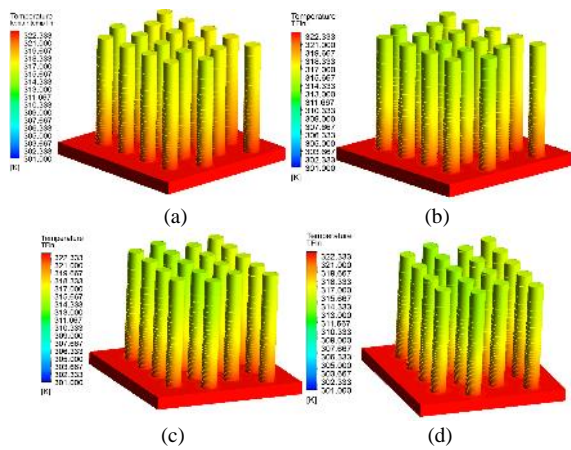
G. Perhitungan

Perhitungan dilakukan berdasarkan tinjauan yang dilakukan diantaranya tinjauan lokal, baris, maupun rata-rata seluruhnya.

Temperatur *mean* merupakan temperatur rata – rata fluida yang berada pada lingkup fin pada setiap baris fin.

$$\bullet \quad T_{mean} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (1)$$

Temperatur *log-mean temperature different* merupakan temperature rata -rata fluida untuk keseluruhan berkas *fin*[2]



Gambar 6. Kontur distribusi temperature fin diameter 10mm kecepatan inlet (a) 2,64 m/s (b) 3,65 m/s (c) 3,96 (d) 4,2 m/s

$$\bullet \Delta T_{lm} = \frac{(T_f - T_i) - (T_f - T_o)}{\ln\left(\frac{T_f - T_i}{T_f - T_o}\right)} \quad (2)$$

Koefisien konvekasi rata-rata berkas *fin*, dengan nilai q'' merupakan nilai heatflux rata-rata fin pada setiap barisnya [2]

$$\bullet \bar{h} = \frac{q''}{\Delta T_{lm}} \quad (3)$$

Koefisien konvekasi tiap baris *fin*, dengan nilai T_f merupakan temperature rata-rata fin pada setiap barisnya [2]

$$\bullet h_A = \frac{q''}{(T_f - T_{mean})} \quad (4)$$

Reynolds number

$$\bullet Re = \frac{\rho \times V_{max} \times Dh}{\mu} \quad (5)$$

$$\bullet V_{max} = V \frac{St}{St - D} \quad (6)$$

$$\bullet Dh = \frac{4A}{P} \quad [2] \quad (7)$$

Coefficient Pressure Local [3]

$$\bullet Cp_{\theta} = \frac{P_{\theta} - P_{in}}{\frac{1}{2} \times \rho \times v^2} \quad (8)$$

Nusselt number local [3]

$$\bullet Nu_{\theta} = \frac{h_{\theta} \times D}{k} \quad (9)$$

III. HASIL DAN ANALISA

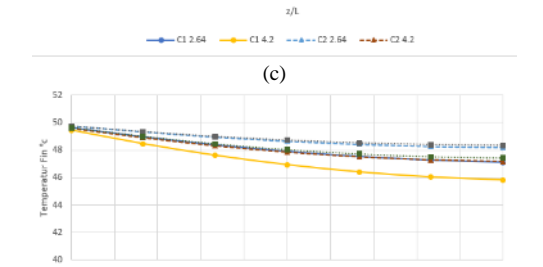
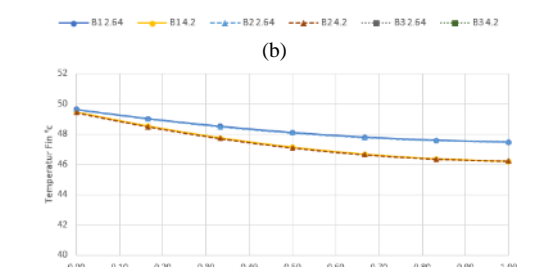
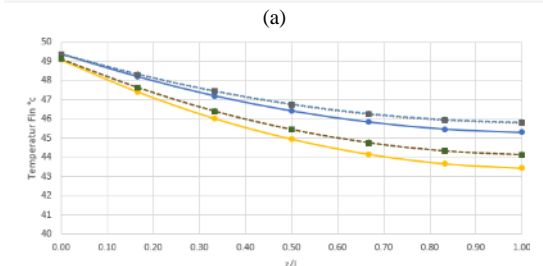
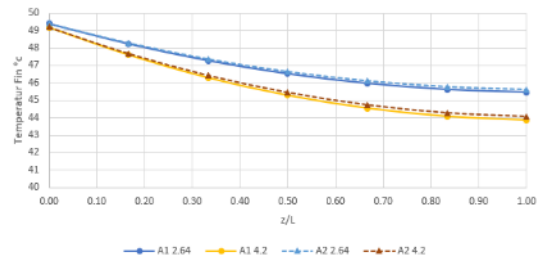
A. Hasil Simulasi

1. Distribusi Temperatur Fin Diameter 10mm

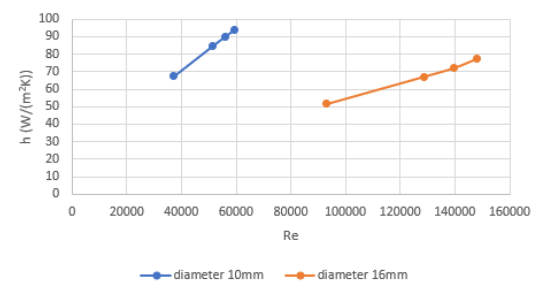
Gambar dibawah merupakan kontur temperatur dan grafik distribusi temperatur sepanjang *fin* diameter 10 mm, dari hasil kontur tersebut didapatkan temperatur permukaan rata rata fin paling rendah berada pada kecepatan udara masuk 4.20 m/s ditunjukkan dengan warnanya yang lebih hijau dan juga nilai pada grafik yang rendah sedangkan temperatur *fin* tertinggi terdapat pada kecepatan udara masuk 2.64 m/s.

2. Distribusi Temperatur Fin Diameter 16mm

Gambar dibawah merupakan kontur temperatur dan grafik distribusi temperatur sepanjang fin diameter 16 mm, dari hasil kontur tersebut didapatkan temperatur permukaan rata



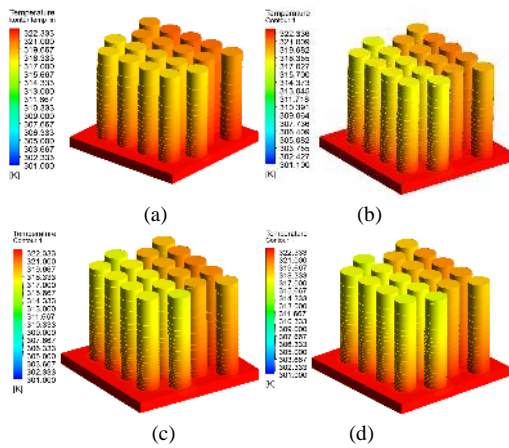
Gambar 9. Grafik distribusi temperature pada fin 16mm kecepatan inlet (a) 2,64 m/s (b) 3,65 m/s (c) 3,96 (d) 4,2 m/s



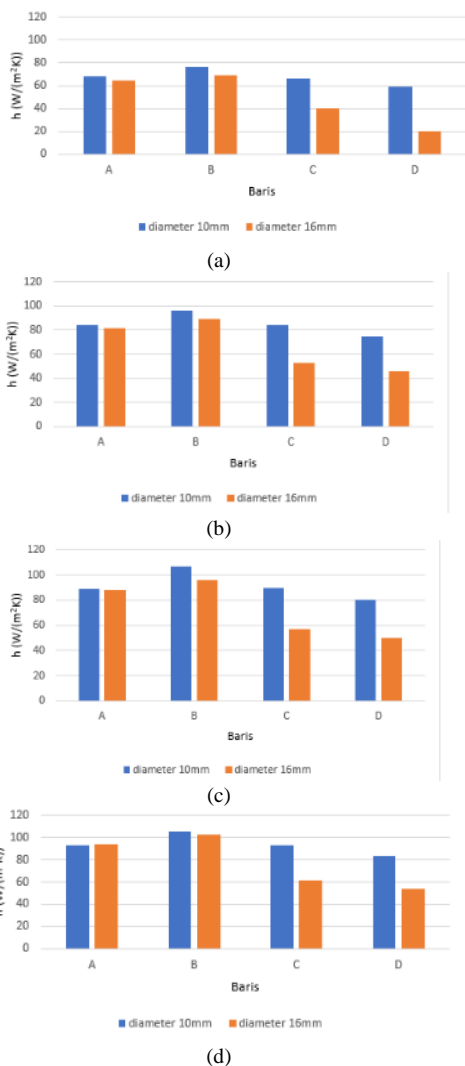
Gambar 10. Grafik pengaruh Reynolds number terhadap nilai koefisien konvekasi rata rata

rata fin paling rendah berada pada kecepatan udara masuk 4.20 m/s ditunjukkan dengan warnanya yang lebih hijau dan juga nilai pada grafik yang rendah sedangkan temperatur fin tertinggi terdapat pada kecepatan udara masuk 2.64 m/

3. Pengaruh Kecepatan Terhadap Nilai h

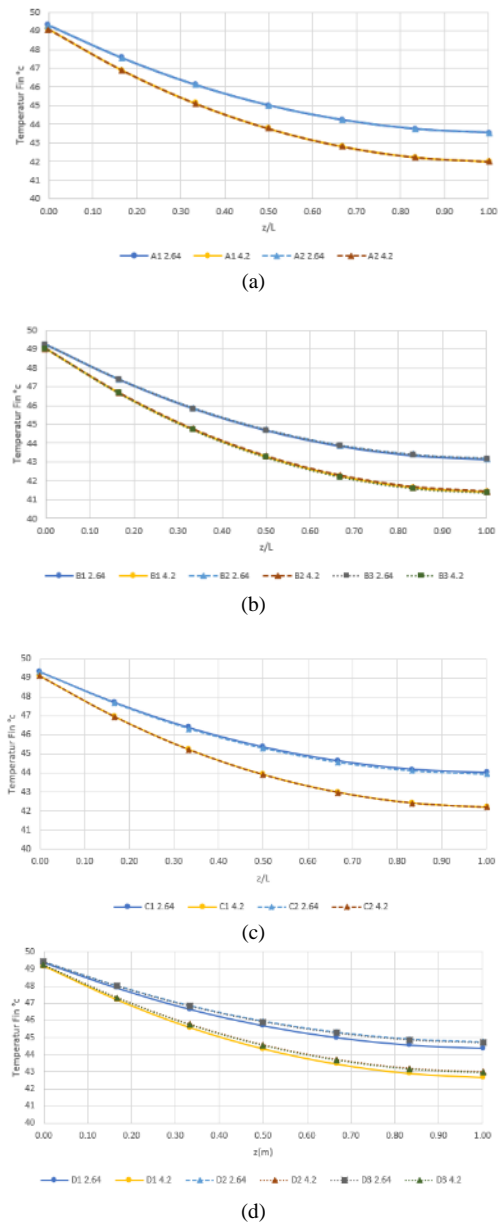


Gambar 8. Kontur distribusi temperature fin diameter 16mm kecepatan inlet (a) 2,64 m/s (b) 3,65 m/s (c) 3,96 (d) 4,2 m/s



Gambar 11. Diagram nilai h rata-rata tiap baris baris (a) pertama (b) kedua (c) ketiga (d) keempat

Reynolds number dipengaruhi oleh kecepatan inlet semakin tinggi kecepatan masuk fluida semakin besar pula nilai *reynolds number*. *Reynolds number* memiliki pengaruh terhadap nilai *Nusselt number*, di mana *nusselt number* merupakan fungsi dari *reynolds number*, sehingga nilai *nusselt number* meningkat seiring meningkatnya *reynolds number*[4]. Nilai koefisien konveksi rata-rata paling baik didapatkan pada kecepatan paling besar yaitu 4,2 m/s dengan diameter 10mm. Nilai *h* yang lebih besar pada fin diameter

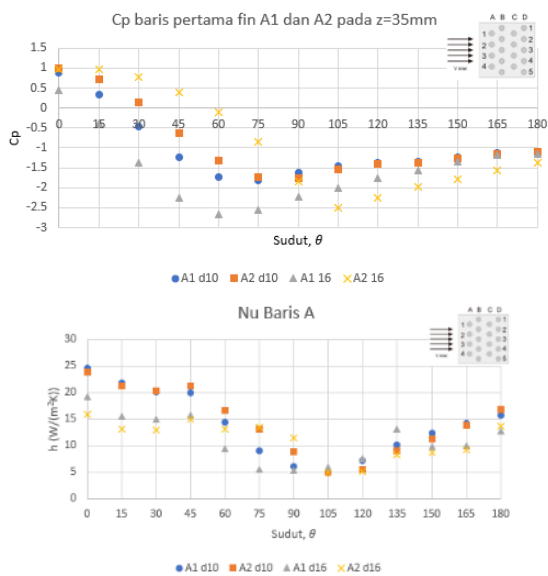


Gambar 7. Grafik distribusi temperature pada fin 10mm kecepatan inlet (a) 2,64 m/s (b) 3,65 m/s (c) 3,96 (d) 4,2 m/s

10mm diakibatkan oleh jarak antar fin yang lebih luas hal ini dipengaruhi oleh *wake* yang terjadi pada fin diameter 10mm tidak memiliki pengaruh yang lebih besar dibandingkan dengan fin diameter 16mm. Pada diameter fin 10mm jarak *spacing*nya lebih kecil hal ini juga menyebabkan akumulasi panas tidak seburuk pada fin diameter 16mm

4. Pengaruh Diameter Terhadap Nilai h Tiap Baris

Gambar dibawah merupakan diagram pengaruh diameter terhadap koefisien konveksi rata-rata di setiap baris pada kecepatan fluida 2.64 m/s hingga 4.2 m/s. Berdasarkan diagram tersebut untuk semua variasi diameter dan kecepatan diagram menunjukkan memiliki perilaku yang sama yaitu memiliki heat transfer koefisien yang mengalami kenaikan dari baris pertama menuju ke baris kedua kemudian menurun pada baris ketiga, dan nilainya kemudian turun pada baris ketiga dan keempat[5]. Nilai koefisien konveksi terjadi ppada baris kedua dikarenakan terjadinya akselerasi kecepatan fluida setelah melewati baris fin yang pertama sehingga nilainya lebih besar daripada nilai koefisien konveksi baris pertama, sedangkan nilai koefisien konveksi pada baris ketiga



Gambar 12. Distribusi tegangan *equivalent von-mises* kondisi *landing*

menurun dikarenakan aliran fluida telah melwati dua fin sehingga temperatur fluida cenderung naik yang kemudian tidak dapat secara sempurna membawa panas dari fin baris ketiga dan keempat.

Diketahui bahwa nilai koefisien konveksi dipengaruhi oleh temperatur, propertis fluida, dan geometri fin. Propertis pada temperatur fluida menunjukkan perbedaan yang cukup kecil atau tidak signifikan. Namun, pada baris pertama perbedaan temperatur yang terjadi lebih besar daripada baris yang lain, namun kecepatan fluida yang mengalir tidak lebih cepat daripada fin baris kedua sehingga meskipun perbedaan temperatur fin baris pertama lebih besar, pengaruh akselerasi kecepatan yang diakibatkan susunan fin secara staggered menyebabkan fin baris kedua memiliki nilai koefisien konveksi yang lebih besar dan juga baris pertama hanya memiliki 4 buah fin yang jumlahnya lebih sedikit daripada fin baris kedua yang berjumlah sebanyak 5 buah. Fin di baris pertama dapat didekati dengan kondisi aliran yang melalui single fin, dimana tidak ada interaksi dengan fin lain.

5. Cp Nu

Gambar 12. merupakan grafik distribusi *pressure coefficient* lokal dan *nusselt number* pada baris pertama dengan semua variasi kecepatan dan diameter. Nilai *nusselt number* diambil pada $z = 35$ mm sedangkan nilai *pressure coefficient* diambil pada $z = 0$ mm dan $z = 35$ mm. Pada grafik *Nusselt* baris A menunjukkan nilai *nusselt number* maksimal terjadi pada baris pertama sudut 0° tepatnya pada titik stagnasi sebesar 24.55 23.876 untuk *fin* A1 dan A2 diameter 10mm dan untuk diameter 16 pada *fin* A1 dan A2 nilainya sebesar 19,318 dan 15.934. Kemudian nilai *nusselt* turun seiring bertambahnya sudut sampai titik minimum terjadi pada sudut sekitar 105° . Naumun *fin* A1 diameter 16mm nilai terendah pada sudut 90° Setelah mengalami penurunan nilai *Nusselt* akan naik kembali sampai sudut 180° . Pada sudut 150° nilai *Nusselt* pada *fin* diameter 16 mengalami titik minum kedua. Pada grafik Cp baris pertama dapat dilihat bahwa nilai *pressure coefficient* maksimal terjadi pada sudut 0° sebesar 0.99 oleh *fin* A2 diameter 10mm dan 0.975 untuk *fin* A2 diameter 16 pada $z = 35$ mm sedangkan pada $z = 0$ mm

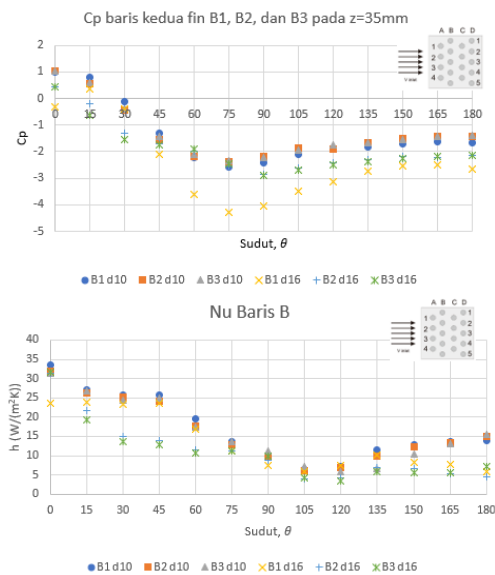
nilai tertinggi adalah 0.277 untuk *fin* A1 diameter 10mm dan 0.672 oleh *fin* A2 diameter 16mm. Setelah mengalami penurunan nilai *pressure coefficient* mengalami kenaikan kembali setelah sudut 105° .

Berdasarkan hasil simulasi dan grafik dibawah didapatkan bahwa nilai *fin* A1 lebih baik daripada *fin* A2 dikarenakan aliran pada sisi atas *fin* A1 tidak terganggu oleh *fin* lain sehingga aliran fluida dapat leluasa mengalir. Koefisien konveksi dan tekanan statis lokal semakin menurun dengan meningkatnya jarak dari titik stagnasi. Perpindahan panas terbesar terjadi pada titik stagnasi dan berkurang seiring bertambahnya jarak sepanjang meningkatnya boundary layer thickness. Setelah titik separasi perpindahan panas meningkat kembali akibat adanya turbulensi yang berada pada sisi belakang pin *fin* tempat terjadinya wake. Tetapi perpindahan panas dibagian belakang pin *fin* tidak lebih tinggi daripada perpindahan panas di depan pin *fin* yang disakibatkan oleh aliran *recirculate*[5].

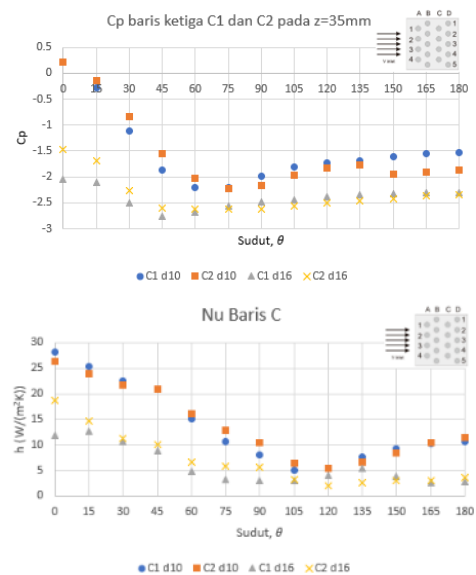
Gambar 13. merupakan grafik distribusi distribusi *pressure coefficient* lokal dan *nusselt number* pada baris kedua dengan semua variasi kecepatan dan diameter. Nilai *nusselt number* diambil pada $z = 35$ mm sedangkan nilai *pressure coefficient* diambil pada $z = 0$ mm dan $z = 35$ mm. Grafik tersebut menunjukkan nilai *nusselt number* maksimal pada baris kedua terjadi pada sudut 0° tepatnya pada titik stagnasi sebesar 33.49; 31.81; 31.355 untuk *fin* B1, B2, dan B3 diameter 10mm dan untuk diameter 16 pada *fin* B1, B2, dan B3 nilainya sebesar 23.557; 31.291; 31.641. Kemudian nilai *nusselt* turun seiring bertambahnya sudut sampai titik minimum terjadi pada sudut sekitar 105° . Setelah mengalami penurunan nilai *Nusselt* akan naik kembali sampai sudut 180° . Pada grafik tersebut menunjukkan nilai *pressure coefficient* maksimal terjadi pada sudut 0° sebesar 1 oleh *fin* B2 dan B3 diameter 10mm dan 0.454 untuk *fin* B3 diameter 16 pada $z = 35$ mm sedangkan pada $z = 0$ mm nilai tertinggi adalah 0.19 untuk *fin* B3 diameter 10mm dan -1.258 oleh *fin* A2 diameter 16mm. Setelah mengalami penurunan nilai *pressure coefficient* mengalami kenaikan kembali setelah sudut 105° .

Berdasarkan hasil simulasi dan grafik diatas didapatkan bahwa nilai *fin* B1, B2, dan B3 diameter 10mm cenderung memiliki trendline yang sama tidak ada yang lebih baik diantara ketiganya. Pada *fin* diameter 16mm *fin* B1 yang merupakan *fin* terluar memiliki karakteristik yang berbeda daripada *fin* B2 dan B3 hal ini dikarenakan posisi *fin* B1 memiliki karakteristik aliran yang berbeda dengan tidak adanya pengganggu pada sisi atas *fin* B1. Namun, *fin* B2 dan B3 merupakan perwakilan karakteristik aliran yang terjadi pada susunan *fin staggered* karena adanya pengaruh antar *fin* satu dengan yang lainnya. Koefisien konveksi dan tekanan statis lokal semakin menurun dengan meningkatnya jarak dari titik stagnasi. Perpindahan panas terbesar terjadi pada titik stagnasi dan berkurang seiring bertambahnya jarak sepanjang meningkatnya boundary layer thickness. Setelah titik separasi perpindahan panas meningkat kembali akibat adanya turbulensi yang berada pada sisi belakang pin *fin* tempat terjadinya wake. Tetapi perpindahan panas dibagian belakang pin *fin* tidak lebih tinggi daripada perpindahan panas di depan pin *fin* yang disakibatkan oleh aliran *recirculate*.

Gambar 14. merupakan grafik distribusi *pressure coefficient* lokal dan *nusselt number* pada baris ketiga dengan



Gambar 13. Distribusi tegangan *equivalent von-mises* kondisi landing



Gambar 14. Distribusi tegangan *equivalent von-mises* kondisi landing

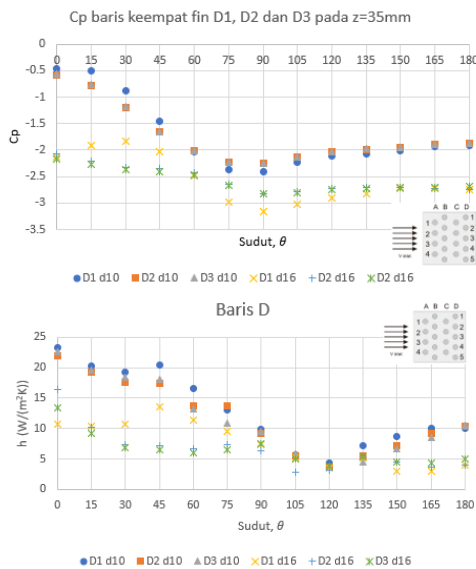
semua variasi kecepatan dan diameter. Nilai *nusselt number* diambil pada $z = 35$ mm sedangkan nilai *pressure coefficient* diambil pada $z = 0$ mm dan $z = 35$ mm. Grafik tersebut menunjukkan nilai *nusselt number* maksimal terjadi pada baris pertama sudut 0° tepatnya pada titik stagnasi sebesar 28.223 26.437 untuk *fin* C1 dan C2 diameter 10mm dan untuk diameter 16 pada *fin* A1 dan A2 nilainya sebesar 18.609 dan 10.767. Kemudian nilai *nusselt* turun seiring bertambahnya sudut sampai titik minimum terjadi pada sudut sekitar 105° . Setelah mengalami penurunan nilai *Nusselt* akan naik kembali sampai sudut 180° . Grafik C_p menunjukkan nilai *pressure coefficient* maksimal terjadi pada sudut 0° sebesar 0.225 oleh *fin* C2 diameter 10mm dan -1.474 untuk *fin* C2 diameter 16 pada $z = 35$ mm sedangkan pada $z = 0$ mm nilai tertinggi adalah -0.063 untuk *fin* C1 diameter 10mm dan -1.7616 oleh *fin* C2 diameter 16mm. Setelah mengalami penurunan nilai *pressure coefficient* mengalami kenaikan kembali setelah sudut 105° .

Berdasarkan hasil simulasi dan grafik diatas didapatkan bahwa nilai *fin* C2 lebih baik daripada *fin* C1 dikarenakan perbedaan karakter aliran yang melewati kedua *fin* tersebut. Kecepatan maupun pola aliran *fin* C2 lebih seragam daripada *fin* C1 yang mengakibatkan perpindahan panas yang terjadi sedikit lebih baik. Koefisien konveksi dan tekanan statis lokal semakin menurun dengan meningkatnya jarak dari titik stagnasi. Perpindahan panas terbesar terjadi pada titik stagnasi dan berkurang seiring bertambahnya jarak sepanjang meningkatnya boundary layer thickness. Setelah titik separasi perpindahan panas meningkat kembali akibat adanya turbulensi yang berada pada sisi belakang pin *fin* tempat terjadinya wake. Tetapi perpindahan panas dibagian belakang pin *fin* tidak lebih tinggi daripada perpindahan panas di depan pin *fin* yang disakibatkan oleh aliran *recirculate*.

Gambar 15. merupakan grafik distribusi *pressure coefficient* lokal dan *nusselt number* pada baris keempat dengan semua variasi kecepatan dan diameter. Nilai *nusselt number* diambil pada $z = 35$ mm sedangkan nilai *pressure coefficient* diambil pada $z = 0$ mm dan $z = 35$ mm. Grafik

tersebut menunjukkan nilai *nusselt number* maksimal terjadi pada baris pertama sudut 0° tepatnya pada titik stagnasi sebesar 23.247; 21.940; 22.661 untuk *fin* D1, D2, dan D3 diameter 10mm dan untuk diameter 16 pada *fin* D1, D2, dan D3 nilainya sebesar 10.767; 16.481; 13.424. Kemudian nilai *nusselt* turun seiring bertambahnya sudut sampai titik minimum terjadi pada sudut sekitar 120° . Namun *fin* D2 diameter 16mm nilai terendah pada sudut 105° Setelah mengalami penurunan nilai *Nusselt* akan naik kembali sampai sudut 180° . Pada sudut 150° nilai *Nusselt* pada *fin* diameter 16 mengalami titik minum kedua. Pada Gambar 4.20 menunjukkan nilai *pressure coefficient* maksimal terjadi pada sudut 0° sebesar -0.469 oleh *fin* D1 diameter 10mm dan -2.062 untuk *fin* D2 diameter 16 pada $x = 35$ mm sedangkan pada $x = 0$ mm nilai tertinggi adalah -0.510 untuk *fin* A1 diameter 10mm dan -2.020 oleh *fin* A2 diameter 16mm. Setelah mengalami penurunan nilai *pressure coefficient* mengalami kenaikan kembali setelah sudut 75° .

Berdasarkan hasil simulasi dan grafik diatas didapatkan bahwa nilai *fin* D1, D2, dan D3 diameter 10mm cenderung memiliki trendline yang sama tidak ada yang lebih baik diantara ketiganya. Pada *fin* diameter 16mm *fin* D1 yang merupakan *fin* terluar memiliki karakteristik yang berbeda daripada *fin* D2 dan D3 hal ini dikarenakan posisi *fin* D1 memiliki karakteristik aliran yang berbeda dengan tidak adanya pengganggu pada sisi atas *fin* D1. Namun, *fin* D2 dan D3 merupakan perwakilan karakteristik aliran yang terjadi pada susunan *fin staggered* karena adanya pengaruh antar *fin* satu dengan yang lainnya. Koefisien konveksi dan tekanan statis lokal semakin menurun dengan meningkatnya jarak dari titik stagnasi. Perpindahan panas terbesar terjadi pada titik stagnasi dan berkurang seiring bertambahnya jarak sepanjang meningkatnya boundary layer thickness. Setelah titik separasi perpindahan panas meningkat kembali akibat adanya turbulensi yang berada pada sisi belakang pin *fin* tempat terjadinya wake. Tetapi perpindahan panas dibagian belakang pin *fin* tidak lebih tinggi daripada perpindahan panas di depan pin *fin* yang disakibatkan oleh aliran *recirculate*.



Gambar 15. Distribusi tegangan *equivalent von-mises* kondisi *landing*

IV. KESIMPULAN

Distribusi temperatur sepanjang *pin fin* menurun di sepanjang *pin fin*. Temperatur permukaan *pin fin* tertinggi dicapai oleh *pin fin* baris keempat. Semakin tinggi kecepatan fluida yang melalui *pin fin*, semakin rendah temperatur pada *pin fin*. Oleh karena itu, temperatur terendah dicapai pada kecepatan 4.20 m/s dan temperatur tertinggi dicapai pada kecepatan 2.64 m/s. Jadi, semakin tinggi kecepatan udara masuk maka perpindahan panas pada permukaan *pin fin* semakin baik.

Pada kecepatan yang sama *pin fin* diameter 10 mm memiliki koefisien konveksi rata-rata setiap baris yang lebih baik daripada *pin fin* diameter 16 mm. Sehingga *pin fin* diameter 10 mm memiliki perpindahan panas yang lebih baik daripada *pin fin* diameter 16 mm.

Perpindahan panas terbaik terjadi pada titik stagnasi yang ditunjukkan dengan nilai *Nusselt number* terbesar sepanjang distribusi *Nusselt number* lokal diantara sudut 0°-180°, sedangkan nilai *Nusselt number* terkecil berada pada titik separasi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Dinikavanila, *Rancang bangun perangkat praktikum perpindahan panas konveksi paksa pada berkas pin fin berpenampang sirkular dengan susunan staggered*. Surabaya, 2019.
- [2] P. Philip J, *Introduction To Fluid Mechanics*, Eighth. United States, 2011.
- [3] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incopera, and D. P. Dewitt, *Fundamentals Of Heat and Mass Transfer*, Seventh Ed. New York, 2011.
- [4] O. Access and A. Hasanat, "Open Access Analysis of heat transfer characteristics under forced convection in a rectangular body with circular fins Md . Abu Jafar Rasel , Md . Zahirul Islam & Abul Hasanat American Journal of Engineering Research (AJER)," no. 10, pp. 311–316, 2016.
- [5] E. Science, "Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinders in," vol. 23, pp. 299–315, 1999.