

PERBANDINGAN KARAKTERISTIK *INTERCOOLER* SATU DAN DUA LALUAN DENGAN VARIASI KUBAH

Andrian Hartanto Yoewono¹⁾, Sutrisno²⁾

Program Studi Otomotif, Teknik Mesin, Universitas Kristen Petra^{1,2)}

Jl. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia^{1,2)}

Phone : 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658^{1,2)}

Email : andrian.hartanto.joewono@gmail.com¹⁾, tengsutrisno@petra.ac.id²⁾

ABSTRAK

Sebagai alat penukar panas (*heat exchanger*) diharapkan mempunyai efektifitas yang tinggi. Tugas akhir ini berfokus pada penelitian mengenai perbandingan karakteristik *Intercooler* satu dan dua laluan dengan variasi kubah. *Intercooler* dengan tipe satu laluan memiliki efektifitas, laju perpindahan panas dan *pressure drop* berturut-turut 72,215%, 2832,064 W, dan 2214,988 Pa. Sedangkan *intercooler* dua laluan dengan variasi pertama yakni $\frac{\tau}{R} = 0,75$ memiliki efektifitas sebesar 86,950 %, laju perpindahan panas sebesar 3449,295 W, dan *pressure drop* sebesar 5023,982 Pa, untuk dua laluan variasi kedua yakni $\frac{\tau}{R} = 1$ memiliki efektifitas sebesar 86,843 %, laju perpindahan panas sebesar 3445,201 W, dan *pressure drop* sebesar 1840,063 Pa serta bagi dua laluan variasi tiga yakni $\frac{\tau}{R} = 1,25$ memiliki efektifitas sebesar 86,843%, laju perpindahan panas sebesar 3446,216 W, dan *pressure drop* sebesar 1700,922 Pa. Berdasarkan penelitian ini, *intercooler* dua laluan dengan variasi tiga lebih optimal karena *pressure drop* yang dimiliki lebih kecil dibandingkan dengan variasi lainnya namun perpindahan panasnya lebih tinggi dibandingkan satu laluan.

Kata Kunci : *Intercooler*, Desain Optimal, Laluan Fluida , Simulasi CFD

1. Pendahuluan

Intercooler adalah salah satu jenis dari *Heat Exchanger* (HE) yang memiliki cakupan paling luas dalam dunia otomotif. Hal tersebut dikarenakan, *Intercooler* memiliki bentuk yang cukup sederhana dibandingkan dengan HE yang lain namun memiliki manfaat besar dalam dunia otomotif terutama dalam kendaraan yang dilengkapi dengan *turbocharger* atau *supercharger*.

Manfaat utama dari *intercooler* pada kendaraan dengan *turbocharger* (*turbo*) atau *supercharger* adalah mengembalikan kerapatan udara yang semula rendah akibat adanya tekanan dan suhu yang tinggi menjadi kerapatan udara yang lebih tinggi. Bell[1] Oleh karena kerapatan udara menjadi lebih tinggi akibat penggunaan *intercooler* ini, maka pembakaran akan menjadi lebih efisien dan kinerja mesin akan meningkat.

Dilihat dari segi fungsinya yakni sebagai alat untuk mendinginkan udara yang keluar dari *turbo*, maka satu *intercooler* dengan lainnya akan memiliki sifat yang berbeda. Desain yang berbeda seperti tipe aliran fluida yang dimiliki (satu laluan dan dua laluan) akan memiliki kemampuan pendinginan yang berbeda pula. Dalam dunia otomotif saat ini, penggunaan *intercooler* dalam kendaraan hanya sebatas pemilihan secara acak dan pemasangan saja. Proses pemilihan secara acak dan pemasangan langsung yang hanya berguna untuk menaikkan kinerja mesin saja, tidak memberikan hasil yang cukup baik dalam meningkatkan kinerja mesin.

Oleh karena itu, diperlukan adanya suatu analisis yang jauh lebih mendalam untuk menentukan desain dari *intercooler* agar tercipta kinerja mesin yang optimal. Demikian pula untuk hasil perpindahan panasnya dianalisis secara mendalam hingga laju aliran fluidanya Incropera[2]

Untuk memenuhi analisis lanjut dalam penentuan desain optimal dari *intercooler* terutama pada tipe aliran fluida yang dimiliki, dibutuhkan suatu parameter tinjauan. Parameter tersebut adalah efektifitas *intercooler*, perpindahan panas yang terjadi yang dihitung dengan diameter hidrolis *tube* berbentuk persegi panjang Senjaya[3] dan *pressure drop* yang dimiliki oleh tiap desain *intercooler* dan kemudian parameter tersebut juga disimulasikan berdasarkan hasil dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan program simulasi *ANSYS Fluent 6.3*.

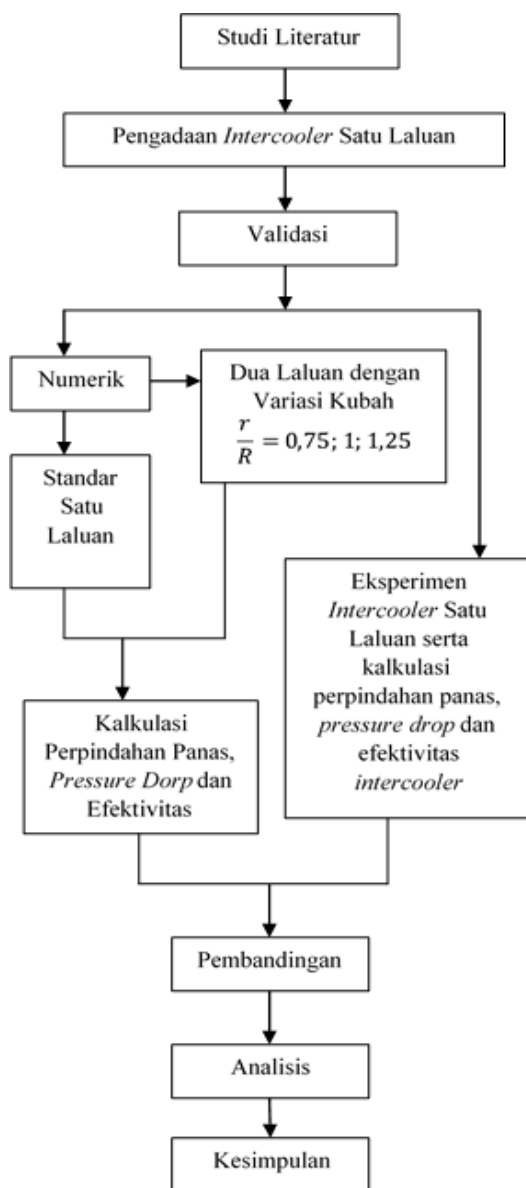
Tujuan utama dalam tugas akhir ini adalah penelitian Perpindahan Panas, *Pressure Drop* dan efektifitas *Intercooler* dengan variasi aliran fluida yakni satu dan dua laluan serta variasi kubah.

Dengan adanya analisis yang lebih mendalam dari parameter tersebut, penentuan dan pertimbangan desain yang optimal dari berbagai desain *intercooler* dari segi perpindahan panas, *pressure drop* dan efektifitas *intercooler* akan jauh lebih mudah dan dapat digunakan untuk studi lanjut terkait efektifitas *intercooler*.

2. Metode Penelitian

Tugas akhir ini disusun dari beberapa tahapan. Tahapan pertama yang dilakukan adalah melakukan studi literatur. Kemudian, setelah melakukan studi literatur, maka dilanjutkan dengan pengadaan *Intercooler* satu laluan (*One Pass*). Setelah, pengadaan dilakukan, maka proses selanjutnya yang dilakukan adalah proses validasi. Proses validasi dilakukan terhadap hasil eksperimen dan hasil numerik melalui program *ANSYS Fluent 6.3*. Berdasarkan hasil eksperimen dan numerik tersebut, selanjutnya akan dilakukan proses perbandingan dan analisis serta dilakukan penarikan kesimpulan.

Untuk lebih jelasnya, tahapan tersebut dirincikan dalam diagram alir berikut ini :



Gambar 1. Diagram Alir Metode Penelitian

Proses Perhitungan yang dilakukan dalam tugas akhir ini adalah perhitungan efektivitas *Intercooler* satu laluan, perhitungan perpindahan panas *Intercooler* satu laluan, serta *pressure drop* satu laluan. Proses perbandingan yang dilakukan dalam tugas akhir ini adalah meliputi perbandingan data efektivitas *intercooler* dua laluan, perbandingan data perpindahan panas *intercooler* dua laluan dan perbandingan *Pressure Drop intercooler* dua laluan yang disimulasikan dengan menggunakan program *ANSYS Fluent 6.3*

3. Hasil dan Pembahasan

Berikut ini adalah hasil yang diperoleh serta pembahasan dari tugas akhir ini :

A. Perhitungan Efektivitas *Intercooler* satu laluan

Efektivitas *intercooler* satu laluan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (Bell,2002) :

$$\eta = \left(\frac{T_d - T_i}{T_d - T_a} \right) \times 100\% \dots \dots \dots (1)$$

dengan η adalah efektivitas *intercooler* (dalam persen), T_d adalah suhu udara yang keluar dari turbo (K), T_a adalah suhu ambient (K) dan T_i adalah suhu udara yang keluar dari *intercooler* (K).

Dalam analisis efektivitas *Intercooler* satu laluan, digunakan data pada 3000 rpm. Pada rpm ini, didapatkan nilai $T_d = 81,74^\circ C = 354,74 K$, $T_a = 33,8^\circ C = 306,8 K$ dan $T_i = 47,12^\circ C = 320,12 K$. Dengan menggunakan persamaan dalam menentukan efektivitas tersebut didapatkan efektivitas *intercooler* adalah 72,215%.

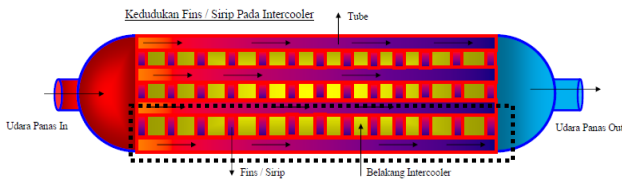
Berdasarkan simulasi, diperoleh suhu udara yang keluar dari *intercooler* sebesar 320,438 K. Oleh karena itu, hal tersebut memberikan prosentase kesalahan suhu keluaran sebesar 0,099% terhadap hasil eksperimen.

B. Perhitungan Perpindahan Panas *Intercooler* satu laluan

Dalam perhitungan perpindahan panas dari *intercooler* satu laluan, dibagi menjadi dua tahap yakni analisis eksternal dan internal. Analisis eksternal meliputi penentuan diameter hidrolis, penentuan bilangan *reynold* fluida eksternal, penentuan bilangan *Nusselt* fluida eksternal dan koefisien konveksi pada permukaan eksternal dengan fluida eksternal. Untuk analisis internal, terdiri dari penentuan hambatan termal *tube*, hambatan termal *fins*, hambatan konveksi masukan *pipa*, penentuan jala – jala termal dan *overall heat transfer coefficient* serta perpindahan panas dengan metode *LMTD (Log Mean Temperature Difference)*.

Tahap Eksternal : Pada tahapan ini, data yang didapatkan adalah data tinggi kolom sirip (*fins*) yakni sebesar 1,2 cm dan panjang kolom sirip (*fins*) yakni 55 cm. Data tersebut dapat digunakan untuk menentukan diameter hidrolis. Berdasarkan data dan persamaan

tersebut diperoleh nilai D_h untuk fluida eksternal sebesar 0,023 m.



Gambar 2. Penampang yang dilalui Fluida Eksternal

Setelah itu, kemudian melakukan perhitungan bilangan *reynold* fluida eksternal yang nantinya menjadi parameter apakah alirannya laminar atau turbulen. Berdasarkan data eksperimen, fluida eksternal memiliki $\bar{v} = 4,16$ m/s, ρ sebesar $1,1614$ kg/m³ dan viskositas $184,6 \times 10^{-7}$ Pa.s.

Melalui persamaan bilangan *reynold*, akan didapatkan bahwa nilai *Re* untuk fluida eksternal adalah 6019,650. Jika dilihat dari nilai *Re*, fluida eksternal mengalir secara turbulen, sebab memiliki nilai *Re* diatas 2300 yang merupakan transisi dari laminar ke turbulen.

Setelah nilai *Re* dihitung, perhitungan berikutnya adalah penentuan bilangan *Nusselt*. Bilangan *Nusselt* juga merupakan suatu parameter yang mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi dan biasanya didapatkan dari data empiris. Untuk kasus fluida eksternal dengan kasus *heating* dan *cooling*, digunakan persamaan sebagai berikut (Incropera, 2002) :

$$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^n \dots\dots\dots(2)$$

dengan *Pr* adalah bilangan *prandtl* dan *n* akan bernilai 0,3 untuk kasus *cooling* dan 0,4 untuk kasus *heating*. Dalam kasus fluida eksternal ini, proses yang terjadi adalah proses *cooling* sehingga *n* = 0,3. Berdasarkan data *Pr* pada suhu $T_a = 33,8^{\circ}C = 306,8$ K, nilai *Pr* untuk kasus ini adalah 0,707, sehingga diperoleh bahwa nilai *Nu* untuk kasus ini adalah 21,888.

Kemudian, setelah nilai *Nu* diketahui, maka perhitungan yang dilakukan adalah menentukan koefisien konveksi fluida eksternal Dalam kasus ini, konduktivitas termal fluida eksternal pada suhu 306,8 K adalah $26,3 \times 10^{-3}$ W/mK, sehingga dengan persamaan *h* tersebut akan didapatkan nilai koefisien konveksi sebesar $25,028$ W/m²K.

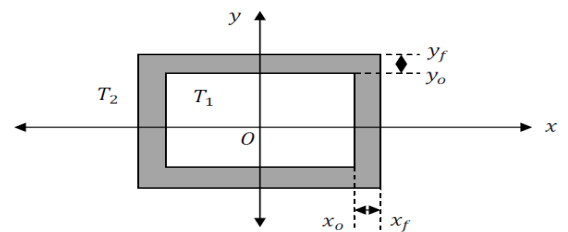
Tahap Analisis Internal : Pada tahapan ini, akan dihitung terlebih dahulu hambatan termal *tube intercooler* satu laluan. Untuk kasus *tube* berbentuk persegi panjang, hambatan termal *tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut (Senjaya, 2010) :

$$R = \frac{(x_f - x_o)(y_f - y_o)}{kA \ln\left(\frac{T_a}{T_d}\right) \sqrt{(x_f - x_o)^2 + (y_f - y_o)^2}} \dots\dots\dots(3)$$

dengan *R* adalah hambatan termal tube (K/W), $x_f - x_o$ adalah tebal *tube* secara horizontal (m), $y_f - y_o$ adalah tebal *tube* secara vertikal (m), T_a adalah suhu ambient (K) dan T_d adalah suhu udara yang keluar dari turbo (K)

serta *k* dan *A* adalah konduktivitas termal bahan *tube* dan luasan permukaan *tube* (m²).

Pada kasus ini, nilai *k* adalah 237 W/mK, sebab *tube intercooler* terbuat dari bahan aluminium, dengan pengukuran diperoleh $x_f - x_o = 5$ mm, $y_f - y_o = 2$ mm, dan luas permukaan yang dimiliki adalah 803×10^{-4} m². Pengukuran suhu T_d dilakukan pada tiap rpm, sehingga akan terdapat lima buah nilai *R*. Oleh karena nilai *R* adalah konstan, maka nilai *R* merupakan rerata dari lima data nilai *R* yang sebelumnya dihitung dengan persamaan *R* di atas dan didapatkan hasil *R* sebesar $1,6062 \times 10^{-3}$ K/W.



Gambar 3. Penampang Lintang Tube Intercooler

Kemudian, setelah *R tube* dihitung, akan dihitung hambatan termal dari *fins*. *Fins* pada kasus *intercooler* ini digunakan model persegi panjang dengan dimensi panjang $L = 1,2$ cm, lebar $w = 6,5$ cm dan tebal $t = 0,05$ cm. Luas *fins* pada kasus ini dapat dihitung dengan persamaan $A_f = 2w \left[L + \frac{t}{2} \right]$ (Incropera, 2002). Berdasarkan persamaan tersebut didapatkan A_f sebesar $15,925$ cm², untuk luas yang tidak dikenai *fins* dapat dihitung dengan $A_t = NA_f + A_b$ (Incropera, 2002) dengan *N* adalah banyak fins dan menggunakan data yang ada diperoleh A_t sebesar $1437,150$ cm², kemudian efisiensi *fins* dapat dihitung menggunakan persamaan $\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$ (Incropera, 2002) dengan ketentuan $mL_c = \left(\frac{2h}{kL_c t} \right)^{1/2} L_c^{3/2}$ (Incropera, 2002) untuk *fins* persegi panjang. Berdasarkan data yang ada, didapatkan bahwa nilai mL_c adalah 0,055 serta η_f sebesar 0,998. Persamaan untuk menghitung hambatan termal *fins* adalah sebagai berikut (Incropera, 2002) :

$$R = \frac{1}{hA_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right]} \dots\dots\dots(4)$$

dengan *h* adalah koefisien konveksi fluida eksternal dan *R* adalah hambatan termal *fins* (K/W). Berdasarkan hasil perhitungan sebelumnya, didapatkan *R* sebesar $0,278$ K/W.

Berikutnya, akan dihitung mengenai hambatan termal konveksi masukan pipa. Pada kasus ini luas permukaan pipa adalah 803×10^{-4} m². Untuk menghitung nilai *h*, diperlukan perhitungan mengenai diameter hidrolis dengan persamaan D_h , perhitungan bilangan *reynold* dengan persamaan *Re* serta perhitungan bilangan *Nusselt*. Untuk kasus ini melalui pengukuran dimensi panjang dan lebar penampang, didapatkan D_h sebesar $74,56 \times 10^{-4}$ m. Kemudian dalam

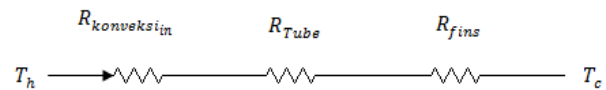
menghitung Re dibutuhkan data mengenai massa jenis udara yang masuk ke dalam pipa, viskositas udara yang masuk dalam pipa dan kecepatan udara rerata saat melewati pipa. Massa jenis udara saat memasuki pipa adalah $0,993 \text{ kg/m}^3$ pada suhu $354,74 \text{ K}$ (T_a), kemudian viskositasnya $258,2 \times 10^{-7} \text{ Pa.s}$ pada suhu $354,74 \text{ K}$ dan kecepatan rata – ratanya $59,391 \text{ m/s}$ dan bilangan $reynold$ yang dimiliki adalah $17030,192$.

Bilangan $Nusselt$ dalam kasus ini tidak berkaitan dengan $heating$ dan $cooling$ sehingga persamaan Nu tidak seperti pada persamaan Nu untuk kasus fluida eksternal. Berikut ini adalah persamaan yang digunakan (Incropera, 2002) :

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)} \dots\dots\dots(5)$$

dengan $f = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$ (Incropera, 2002) yang merupakan faktor gesekan dan Pr adalah bilangan $prandtl$ yang pada kasus ini adalah $0,737$. Berdasarkan persamaan Nu tersebut didapatkan hasil Nu sebesar $47,361$. Dengan menggunakan persamaan koefisien konveksi dan mengambil nilai konduktivitas termal udara sebesar $29,6 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$, akan didapatkan nilai h sebesar $188,021 \text{ W/m}^2\text{K}$ dengan hambatan termal akibat konveksi masukan pipa sebesar $0,066 \text{ K/W}$.

Berikutnya adalah penentuan jala – jala termal, berikut ini adalah gambar mengenai jala – jala termal yang dimiliki oleh *intercooler* :



Gambar 4. Skema Jala – Jala Termal Intercooler

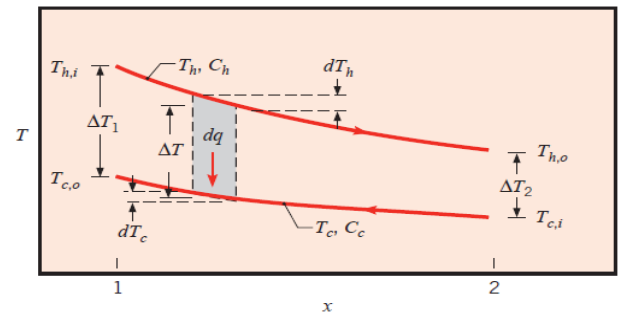
Berdasarkan hubungan jala – jala termal ini, *overall heat transfer coefficient*.(UA) Untuk kasus ini, akan didapatkan UA sebesar $638,987 \text{ W/K}$ dengan $N = 3$ yakni meliputi hambatan termal *tube*, *fins* dan masukan pipa. Setelah *overall heat transfer coefficient* dihitung, akan dihitung laju perpindahan panas pada *tube intercooler*. Laju perpindahan panas pada *tube* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan $q_{tube} = q_{inlet} - q_{outlet}$.

Untuk menghitung q_{inlet} maka digunakan metode LMTD. Metode LMTD yang digunakan pada awalnya adalah model *counterflow* yang dikoreksi dengan koefisien koreksi F sehingga menjadi aliran *Cross flow*.

Grafik di bawah ini adalah diagram suhu terhadap jarak untuk kasus *counter flow*.

Tabel 1. $\Delta T_{m_{cross}}$ dan $\Delta T_{m_{CF}}$ tiap rpm

Rpm	$\Delta T_{m_{CF}}$	$\Delta T_{m_{cross}}$
1000	6.581691	6.581691
1500	6.826937	6.826937
2000	10.24489	10.24489
2500	10.84521	7.0493865
3000	16.12562	9.675372



Gambar 5. Diagram Suhu terhadap Jarak Untuk Counter flow

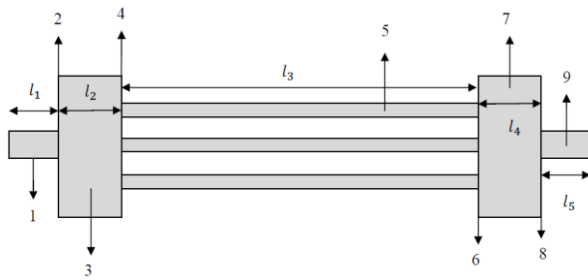
Perhitungan pada tugas akhir ini, difokuskan pada rpm 3000, oleh karena itu nilai perbedaan suhu yang digunakan adalah 9.675372 K . Oleh karena itu, laju perpindahan panas pada inlet dapat ditentukan dengan $q_{inlet} = UA\Delta T_{m_{CF}}$ (Incropera, 2002) dan untuk kasus ini q_{inlet} diperoleh sebesar $61738,422 \text{ W}$ dan untuk tiap *tube* diperoleh sebesar $6173,842 \text{ W}$. Laju perpindahan panas *outlet* dapat ditentukan dengan $q_{outlet} = \dot{m}c_p\Delta T$ dengan $\Delta T = T_i - T_a$ sebesar $13,32 \text{ K}$. Menggunakan data \dot{m} dan c_p udara yang keluar dari *intercooler* yakni $0,135 \text{ kg/s}$ dan 1007 J/kgK , maka diperoleh q_{outlet} sebesar $1810,787 \text{ W}$. Oleh karena itu, hasil dari laju perpindahan panas antara *tube* dengan fluida eksternal adalah $4363,055 \text{ W}$.

Hasil simulasi *Fluent* mendapati bahwa laju perpindahan panas antara *tube* dengan fluida eksternal untuk kasus satu laluan adalah $2832,0649 \text{ W}$ dan hal ini memberikan kesalahan sebesar $32,973\%$. Kesalahan tersebut dikarenakan adanya proses turbulensi udara pada saat masuk dalam *intercooler* sehingga udara panas yang sebelumnya telah masuk dan belum didinginkan secara optimal, sudah terlebih dahulu mengalir.

C. Analisis Pressure Drop Satu Laluan

Pressure Drop pada *intercooler* satu laluan, dibedakan menjadi dua macam yakni *pressure drop mayor* dan *pressure drop minor*. *Pressure Drop Mayor* adalah rugi tekanan yang terjadi akibat panjang lintasan, sedangkan *Pressure Drop Minor* adalah rugi tekanan yang terjadi akibat perubahan diameter penampang. Untuk *pressure drop Mayor* dan *Minor*

Pada *intercooler* satu laluan ini, rugi tekanan dihitung pada lokasi seperti pada skema dibawah ini :



Gambar 6. Lokasi Perhitungan Pressure Drop

Dengan ketentuan: (1) Tube In, (2) Diffuser 1, (3) Dome (Kubah)1, (4) Nossel, (5) Tube (Perpan), (6) Diffuser 2, (7) Dome (Kubah) 2, (8) Nossel dan (9) Tube Out.

Tahap Analisis Pressure Drop Mayor : Berikut ini adalah hasil perhitungan dari *pressure drop mayor* pada tiap lokasi :

1. Pada *tube in* dan *tube out* : $L_1 = L_5 = 5$ cm, massa jenis udara $0,993 \text{ kg/m}^3$ dengan viskositas $208,2 \times 10^{-7} \text{ Pa.s}$, diameter hidrolis $D_h = 5,4 \times 10^{-2} \text{ m}$ sehingga menghasilkan $u_m = 59,391 \text{ m/s}$, Re sebesar $152961,777$ dan f sebesar $0,015$. Berdasarkan data ini diperoleh ΔP_{mayor} sebesar $24,323 \text{ Pa}$.
2. Pada *dome 1* dan *dome 2* : $L_2 = L_4 = 7,5$ cm, massa jenis udara $0,993 \text{ kg/m}^3$ dengan viskositas $208,2 \times 10^{-7} \text{ Pa.s}$, diameter hidrolis $D_h = 5,4 \times 10^{-2} \text{ m}$ sehingga menghasilkan $u_m = 59,391 \text{ m/s}$, Re sebesar $152961,777$ dan f sebesar $0,015$. Berdasarkan data ini diperoleh ΔP_{mayor} sebesar $36,485 \text{ Pa}$.
3. Pada *tube* (perpan) : $L_3 = 55$ cm, massa jenis udara $0,993 \text{ kg/m}^3$ dengan viskositas $208,2 \times 10^{-7} \text{ Pa.s}$, diameter hidrolis $D_h = 74,56 \times 10^{-4} \text{ m}$ sehingga menghasilkan $u_m = 31,153 \text{ m/s}$, Re sebesar $110784,011$ dan f dengan hasil $0,017$. Berdasarkan data ini diperoleh ΔP_{mayor} sebesar $602,489 \text{ Pa}$.

Berdasarkan hasil perhitungan ini, total *pressure drop mayor* adalah $724,106 \text{ Pa}$.

Tahap Analisis Pressure Drop Minor : Berikut ini adalah hasil perhitungan dari *pressure drop minor* pada tiap lokasi :

1. Pada *diffuser* (2) diperoleh tinggi dome 1 sebesar 17 cm , tebal dome 1 sebesar $5,5 \text{ cm}$, diameter hidrolis *tube in* sebesar $5,4 \text{ cm}$ dan diameter hidrolis untuk dome 1 adalah $8,31 \text{ cm}$. Hal tersebut memberikan *area ratio* (AR) sebesar $0,422$. AR dengan nilai $0,422$ memberikan koefisien Ke sebesar $0,39$ (tipe ekspansi) dan kecepatan aliran fluidanya adalah $u_m = 59,391 \text{ m/s}$. Hal tersebut memberikan ΔP_{minor} sebesar $687,821 \text{ Pa}$
2. Pada *Nossel* (4) diperoleh AR sebesar $0,805$ dengan Ke sebesar $0,1$ (tipe kontraksi) dengan kecepatan

$59,391 \text{ m/s}$ dan akan memberikan ΔP_{minor} sebesar $176,364 \text{ Pa}$.

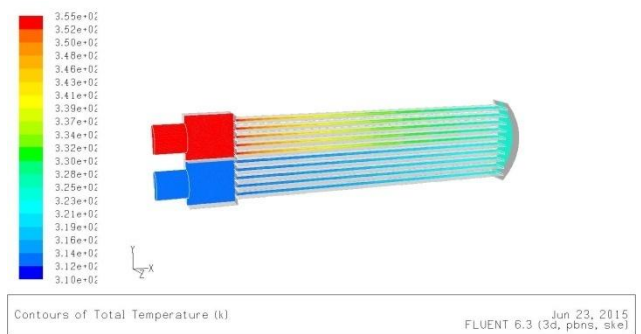
3. Pada *Diffuser* (6) diperoleh AR sebesar $0,008$ dengan Ke sebesar 1 (tipe ekspansi) dengan kecepatan $31,153 \text{ m/s}$ dan akan memberikan ΔP_{minor} sebesar $485,260 \text{ Pa}$.
4. Pada *Nossel* (8) diperoleh AR sebesar $0,422$ dengan Ke sebesar $0,3$ (tipe kontraksi) dengan kecepatan $31,153 \text{ m/s}$ dan akan memberikan ΔP_{minor} sebesar $141,437 \text{ Pa}$.

Berdasarkan hasil perhitungan ini, total *pressure drop minor* adalah $1490,882 \text{ Pa}$.

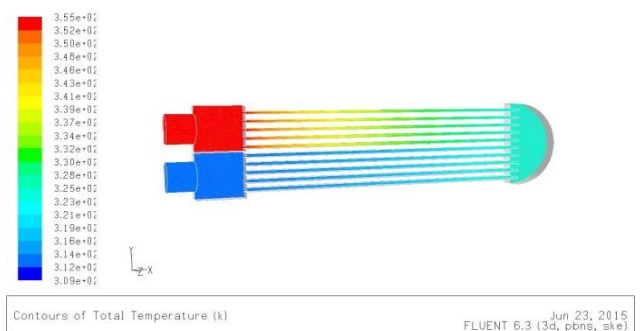
Untuk semua total *pressure drop* akibat *mayor* dan *minor* adalah $2214,988 \text{ Pa}$.

D. Perbandingan data efektivitas dua laluan dari program *ANSYS Fluent 6.3*

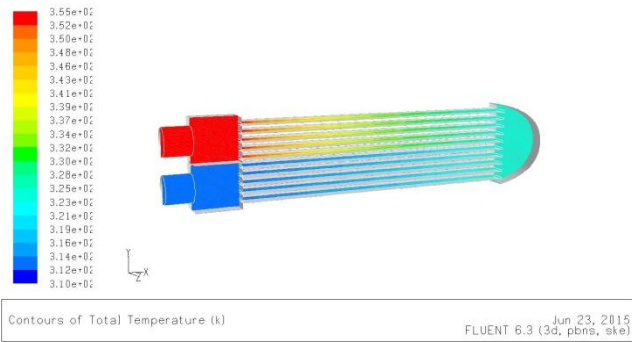
Pada kasus dua laluan, terdapat tiga buah variasi kubah yakni variasi 1 pada $\frac{r}{R} = 0,75$, kemudian variasi 2 pada $\frac{r}{R} = 1$ dan variasi 3 pada $\frac{r}{R} = 1,25$. Berikut ini adalah hasil simulasi *fluent* untuk masing – masing variasi :



Gambar 7. Hasil Simulasi Fluent Variasi $\frac{r}{R} = 0,75$



Gambar 8. Hasil Simulasi Fluent Variasi $\frac{r}{R} = 1$



Gambar 9. Hasil Simulasi *Fluent* Variasi $\frac{r}{R} = 1,25$

Pada variasi $\frac{r}{R} = 0,75$, menurut hasil *fluent*, fluida yang keluar dari *intercooler* memiliki suhu 313,056 K dan untuk variasi $\frac{r}{R} = 1$, suhu fluida yang keluar dari *intercooler* memiliki suhu 313,107 K serta untuk variasi $\frac{r}{R} = 1,25$, suhu fluida yang keluar memiliki suhu 313,107 K. Dengan menggunakan persamaan η sebelumnya dengan suhu masukan 354,74 K dan suhu ambient 306,8 K, akan didapatkan efektivitas masing – masing seperti dalam tabel berikut ini :

Tabel 2. Efektivitas Intercooler Tiap Variasi

Variasi (r/R)	0,75	1	1,25
Efektivitas (%)	86,950	86,843	86,843

Jika dibandingkan dengan satu laluan, variasi pertama lebih unggul 20,404%, variasi kedua lebih unggul 20,256% dan variasi ketiga lebih unggul 20,256%

E. Perbandingan data perpindahan panas *intercooler* dua laluan dari program ANSYS *Fluent* 6.3

Untuk perpindahan panas *intercooler* dua laluan melalui hasil *fluent* dituliskan dalam bentuk tabel sebagai berikut :

Tabel 3. Laju Perpindahan Panas Tiap Variasi

Variasi (r/R)	0,75	1	1,25
Laju Perpindahan Panas (W)	3449,295	3445,201	3446,216

Jika dibandingkan dengan satu laluan, variasi pertama lebih unggul 21,794%, variasi kedua lebih unggul 21,649% dan variasi ketiga lebih unggul 21,685%.

F. Perbandingan *Pressure Drop* dua laluan dari program ANSYS *Fluent* 6.3

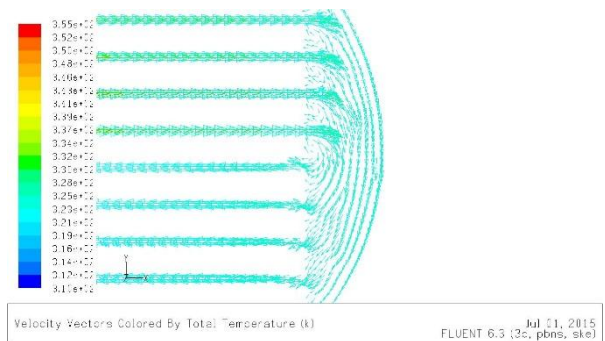
Untuk *pressure drop intercooler* dua laluan melalui hasil *fluent* dituliskan dalam bentuk tabel sebagai berikut :

Tabel 4. *Pressure Drop* Dua Laluan

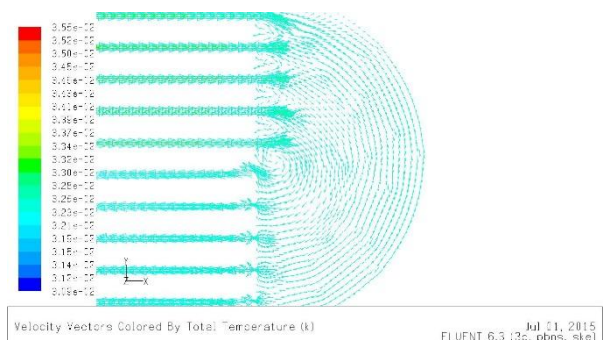
Variasi (r/R)	0,75	1	1,25
<i>Pressure Drop</i> (Pa)	5023,982	1840,063	1700,922

Jika dibandingkan dengan satu laluan, variasi pertama lebih tinggi 65,422%, variasi kedua lebih tinggi 5,921% dan variasi ketiga lebih rendah 2,087%.

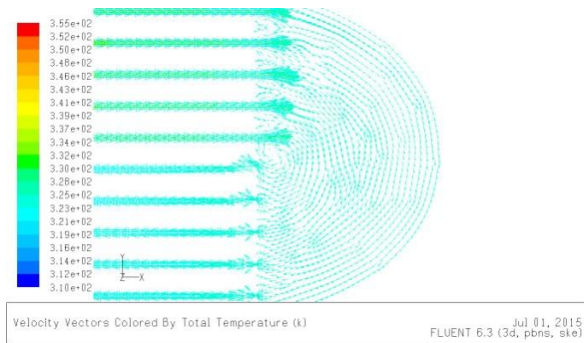
Berdasarkan uraian yang telah diberikan diatas, didapati bahwa *intercooler* dua laluan, mempunyai efektivitas dan laju perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan satu laluan, akan tetapi jika dilihat dari sisi *pressure drop*, *intercooler* dengan satu laluan lebih rendah dibandingkan dengan dua laluan variasi 1 dan 2. *Pressure drop* yang besar pada *intercooler* dua laluan, dikarenakan adanya lintasan yang panjang dan perubahan diameter yang beragam. Kemudian *pressure drop* terendah dimiliki oleh variasi 3 yang juga lebih baik daripada *intercooler* 1 laluan. Hal tersebut dapat dilihat pada diagram vektor kecepatan yang dihasilkan oleh simulasi *fluent* pada *tube* dan *dome* tiap variasi.



Gambar 10. Vektor Kecepatan Pada Variasi 1



Gambar 11. Vektor Kecepatan Pada Variasi 2



Gambar 12. Vektor Kecepatan Pada Variasi 3

Jika digunakan sebagai pertimbangan desain, *intercooler* dengan desain terbaik adalah *intercooler* dua laluan dengan variasi ketiga, sebab rugi tekanan yang dihasilkan lebih kecil daripada dua variasi yang lainnya namun memiliki efektivitas dan kemampuan perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan satu laluan.

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil yang diperoleh, *intercooler* dengan dua laluan dengan variasi $\frac{r}{R} = 1,25$ memiliki efektivitas *intercooler* sebesar 86,843%, laju perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan *intercooler* satu laluan sebesar 3446,216 W dan juga memiliki *pressure drop* (rugi tekanan) yang lebih rendah yaitu sebesar 1700,922 Pa. Oleh karena itu, *intercooler* ini menjadi *intercooler* dengan desain yang lebih *optimal* dibandingkan dengan model *intercooler* yang lain dalam pengujian tugas akhir ini jika dilihat dari segi efektivitas, perpindahan panas dan *pressure drop*.

5. Daftar Pustaka

1. Bell, Graham. (2002). *Force Induction Tuning : A Practical Guide*. United Kingdom (UK): Haynes Publishing.
2. Incropera, Frank. D. (2002). *Fundamental Heat and Mass Transfer* . United State of America (USA): John Willey Publishing.
3. Senjaya, Deriyan. (2010). *Pemodelan Distribusi Suhu dan Hambatan Termal Tube Persegi Panjang Dengan Mathematica 9.0*. Retrieved 2 10, 2015, from Academia: http://www.academia.edu/12172967/Pemodelan_Distribusi_Suhu_Dan_Hambatan_Termal_Tube_Persegi_Panjang_Dengan_Mathematica_9.0.