

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Analisa Data

#### 4.1.1 Data hasil pengujian

Data hasil pengujian pengaruh variasi luas *turbulator* terhadap unjuk kerja *heat exchanger* yang didefinisikan sebagai laju perpindahan panas dan penurunan tekanan (*pressure drop*) adalah seperti dibawah ini,

Tabel 4.1 Data hasil pengujian *heat exchanger* tanpa pemasangan *turbulator*

No.	Q <sub>h</sub> (Liter/jam)	Fluida Panas (°C)			Q <sub>c</sub> (Liter/jam)	Fluida Dingin (°C)			ΔP (mmH <sub>2</sub> O)
		T <sub>h in</sub>	T <sub>h out</sub>	ΔT <sub>h</sub>		T <sub>C in</sub>	T <sub>C out</sub>	ΔT <sub>C</sub>	
1	60	61.8	45.16	16.64	180	23.3	28.7	5.4	9.4
2	60	61.8	44.19	17.61	300	23.3	26.7	3.4	12.2
3	60	61.8	43.67	18.13	420	23.3	25.9	2.6	16.2
4	60	61.8	43.56	18.24	540	23.3	25.7	2.4	19.6

Tabel 4.2 Data hasil pengujian *heat exchanger* dengan pemasangan *turbulator* yang memiliki luas ¼ lingkaran dari annulus

No.	Q <sub>h</sub> (Liter/jam)	Fluida Panas (°C)			Q <sub>c</sub> (Liter/jam)	Fluida Dingin (°C)			ΔP (mmH <sub>2</sub> O)
		T <sub>h in</sub>	T <sub>h out</sub>	ΔT <sub>h</sub>		T <sub>C in</sub>	T <sub>C out</sub>	ΔT <sub>C</sub>	
1	60	61.8	44.0	17.7	180	23.3	29.3	6.0	12.4
2	60	61.8	43.7	18.1	300	23.3	26.8	3.5	24.6
3	60	61.8	43.1	18.6	420	23.3	26.1	2.8	32.5
4	60	61.8	42.9	18.9	540	23.3	25.2	1.9	51.3

Tabel 4.3 Data hasil pengujian *heat exchanger* dengan pemasangan *turbulator* yang memiliki luas ½ lingkaran dari annulus

No.	Q <sub>h</sub> (Liter/jam)	Fluida Panas (°C)			Q <sub>c</sub> (Liter/jam)	Fluida Dingin (°C)			ΔP (mmH <sub>2</sub> O)
		T <sub>h in</sub>	T <sub>h out</sub>	ΔT <sub>h</sub>		T <sub>C in</sub>	T <sub>C out</sub>	ΔT <sub>C</sub>	
1	60	61.8	43.6	15.9	180	23.3	29.9	6.6	23.00
2	60	61.8	43.3	16.9	300	23.3	27.5	4.2	38.71
3	60	61.8	42.8	17.4	420	23.3	26.2	2.9	53.08
4	60	61.8	42.4	18.4	540	23.3	25.8	2.5	61.63

Tabel 4.4 Data hasil pengujian *heat exchanger* dengan pemasangan *turbulator* yang memiliki luas  $\frac{3}{4}$  lingkaran dari annulus

No.	$Q_h$ (Liter/jam)	Fluida Panas ( $^{\circ}\text{C}$ )			$Q_c$ (Liter/jam)	Fluida Dingin ( $^{\circ}\text{C}$ )			$\Delta P$ (mmH <sub>2</sub> O)
		$T_{h\text{ in}}$	$T_{h\text{ out}}$	$\Delta T_h$		$T_{c\text{ in}}$	$T_{c\text{ out}}$	$\Delta T_c$	
1	60	61.8	41.7	20.1	180	23.3	31.2	7.9	28.3
2	60	61.8	40.8	21.0	300	23.3	28.2	4.9	41.33
3	60	61.8	40.3	21.5	420	23.3	27.1	3.8	58.21
4	60	61.8	39.4	22.4	540	23.3	26.6	3.3	67.96

Tabel 4.5 Data hasil pengujian *heat exchanger* dengan pemasangan *turbulator*  $\frac{1}{4}$  luas lingkaran annulus susunan atas-bawah

No.	$Q_h$ (Liter/jam)	Fluida Panas ( $^{\circ}\text{C}$ )			$Q_c$ (Liter/jam)	Fluida Dingin ( $^{\circ}\text{C}$ )			$\Delta P$ (mmH <sub>2</sub> O)
		$T_{h\text{ in}}$	$T_{h\text{ out}}$	$\Delta T_h$		$T_{c\text{ in}}$	$T_{c\text{ out}}$	$\Delta T_c$	
1	60	61.8	46.8	15.0	180	23.3	29.7	6.4	12.33
2	60	61.8	47.2	14.6	300	23.3	29.5	6.2	23.63
3	60	61.8	47.4	14.4	420	23.3	28.8	5.5	31.58
4	60	61.8	47.8	14.0	540	23.3	27.6	4.3	50.38

Tabel 4.6 Data hasil pengujian *heat exchanger* dengan pemasangan *turbulator*  $\frac{3}{4}$  luas lingkaran annulus susunan atas-bawah

No.	$Q_h$ (Liter/jam)	Fluida Panas ( $^{\circ}\text{C}$ )			$Q_c$ (Liter/jam)	Fluida Dingin ( $^{\circ}\text{C}$ )			$\Delta P$ (mmH <sub>2</sub> O)
		$T_{h\text{ in}}$	$T_{h\text{ out}}$	$\Delta T_h$		$T_{c\text{ in}}$	$T_{c\text{ out}}$	$\Delta T_c$	
1	60	61.8	41.5	20.3	180	23.3	29.9	6.6	27.22
2	60	61.8	40.5	21.3	300	23.3	31.1	7.8	39.22
3	60	61.8	40.0	21.8	420	23.3	30.0	6.7	47.10
4	60	61.8	39.0	22.8	540	23.3	31.1	7.8	56.87

Sedangkan hasil perhitungan laju perpindahan panas ( $q$ ), koefisien perpindahan menyeluruh ( $U$ ) dan parameter-parameter perpindahan panas yang lain diperlihatkan pada lampiran.

#### 4.1.1 Contoh perhitungan

Parameter-parameter yang diketahui pada pengujian *heat exchanger* dengan pemasangan *turbulator* yang memiliki luas  $\frac{1}{2}$  lingkaran dari luas pipa luar pada debit 300 liter/jam adalah sebagai berikut :

- Debit fluida dingin ( $Q_h$ ) = 300 liter/jam
- Debit fluida panas ( $Q_c$ ) = 60 liter/jam
- Temperatur masuk fluida panas ( $T_{h\text{ in}}$ ) = 61,7  $^{\circ}\text{C}$
- Temperatur keluar fluida panas ( $T_{h\text{ out}}$ ) = 43,3  $^{\circ}\text{C}$
- Temperatur masuk fluida dingin ( $T_{c\text{ in}}$ ) = 23,3  $^{\circ}\text{C}$



- Temperatur keluar fluida dingin ( $T_{C\ out}$ ) = 27,51 °C
- Perbedaan ketinggian air pada manometer ( $\Delta P$ ) = 38,71 mmH<sub>2</sub>O
- Diameter pipa luar (*outertube*) bagian dalam ( $d_{ot}$ ) = 0,033 m
- Diameter pipa dalam (*innertube*) bagian luar ( $d_{io}$ ) = 0,016 m
- Konduktifitas thermal material *innertube* ( $k$ ) = 383,5687 W/m°C
- Panjang pipa *heat exchanger* ( $L$ ) = 1 m

Dari parameter-parameter yang diketahui diatas, maka dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut :

#### 1. Temperatur rata-rata *bulk* fluida

Penentuan sifat-sifat fluida didasarkan atas temperatur rata-rata *bulk* fluida yang merupakan temperatur rata-rata aritmatika berdasarkan temperatur rata-rata masuk dan temperatur rata-rata keluar.

$$\begin{aligned}
 T_{b\ hot} &= \frac{(T_{h,i} + T_{h,o})}{2} \\
 &= \frac{61,7 + 43,3}{2} \\
 &= 52,5\ ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_{b\ cold} &= \frac{(T_{c,i} + T_{c,o})}{2} \\
 &= \frac{23,3 + 27,51}{2} \\
 &= 25,40\ ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan interpolasi tabel pada lampiran, maka sifat-sifat fluida dingin dan fluida panas berdasarkan temperatur rata-rata *bulk* diatas adalah :

$$\frac{x_1 - x_2}{y_1 - y_2} = \frac{x - x_1}{y - y_1}$$

Dari persamaan interpolasi diatas, maka dapat dicari densitas atau massa jenis fluida panas ( $\rho_c$ ) pada temperatur 25,40°C ( $T_b$ )

$$\begin{aligned}
 \frac{T_1 - T_2}{\rho_1 - \rho_2} &= \frac{T_b - T_1}{\rho - \rho_1} \\
 \frac{30 - 25}{985,7 - 988,8} &= \frac{25,40 - 25}{\rho - 985,7} \\
 \rho &= \frac{(985,7 - 988,8)(25,40 - 25)}{30 - 25} + 985,7 \\
 \rho &= 996,9196\ \text{Kg/m}^3
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama seperti perhitungan massa jenis fluida diatas, maka sifat-sifat fluida yang lain didapatkan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \rho_h &= 986,8501 \text{ Kg/m}^3 & \rho_c &= 996,9196 \text{ Kg/m}^3 \\ C_{ph} &= 4181.017 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} & C_{pc} &= 4179,8 \text{ J/Kg}^\circ\text{C} \\ k_h &= 0,646 \text{ W/m}^\circ\text{C} & k_c &= 0,607 \text{ W/m}^\circ\text{C} \\ \mu_h &= 0,000533 \text{ Kg/ms} & \mu_c &= 0,0008835 \text{ Kg/ms} \\ Pr_h &= 3,397 & Pr_c &= 6,082 \end{aligned}$$

Dimana subskrip *h* dan *c* mewakili fluida panas (*hot*) dan fluida dingin (*cold*), sifat-sifat fluida diatas adalah sifat fluida panas pada temperatur 52,5 °C dan fluida dingin pada temperature 25,40 °C.

## 2. Laju perpindahan panas fluida panas dan dingin secara termodinamika

Parameter-parameter yang dibutuhkan dalam perhitungan laju perpindahan panas fluida secara termodinamika adalah laju masa alir ( $\dot{m}$ ), panas spesifik fluida ( $C_p$ ), dan perbedaan temperatur masuk dan keluar fluida ( $\Delta T$ ).

- Laju masa alir fluida ( $\dot{m}$ )

$$\begin{aligned} Q_c &= 300 \frac{\text{liter}}{\text{jam}} \\ &= \frac{300 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{3600 \text{ s}} \\ &= 0.000083 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ \dot{m}_c &= Q_c \times \rho_c \\ &= 0.000083 \times 996,9196 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0.08304 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

- Perbedaan temperatur masuk dan keluar ( $\Delta T$ )

$$\begin{aligned} \Delta T_c &= T_{c \text{ out}} - T_{c \text{ in}} \\ &= 27,51 - 23,3 \\ &= 4,21 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

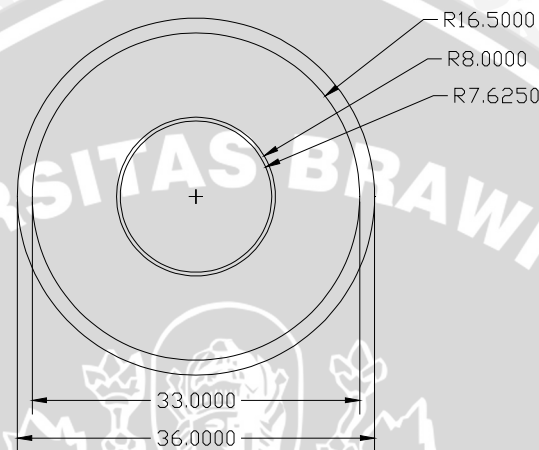
Maka laju perpindahan panas pada fluida dingin secara termodinamika adalah

$$\begin{aligned} q_c &= \dot{m}_c \times C_{pc} \times \Delta T \\ &= 0,08304 \times 4179,8 \times 4,21 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 1463,347 \frac{J}{s} \\
 &= 1463,347 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama seperti perhitungan laju perpindahan panas pada fluida dingin diatas, maka didapatkan laju perpindahan panas fluida panas sebesar  $q_h = 1268,413$  Watt

### 3. Koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U$ )



Gambar 4.1 Penampang saluran pada pipa bagian luar

Luas penampang saluran fluida dingin

$$A = A_{Cout} - A_{cin}$$

Dimana subskrip  $c$  masing-masing mewakili lingkaran dalam (*Innertube*) dan luar pipa (*Outtertube*)

$$\begin{aligned}
 A &= \pi r^2 - \pi r^2 \\
 &= (3,14 \cdot 0,0165^2) - (3,14 \cdot 0,008^2) \\
 &= 0,00065 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Luas penampang saluran fluida panas

$$\begin{aligned}
 A &= A_{cin} \\
 A &= \pi r^2 \\
 &= (3,14 \cdot 0,0076^2) \\
 &= 0,00018 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Kecepatan aliran fluida dingin

$$\begin{aligned}
 V_c &= \frac{Q_c}{A} \\
 &= \frac{0,000083 \text{ m}^3/s}{0,00065 \text{ m}^2}
 \end{aligned}$$



$$= 0,1243 \frac{m}{s}$$

Kecepatan aliran fluida panas

$$\begin{aligned} V_h &= \frac{Q_h}{A} \\ &= \frac{0,000016 \text{ m}^3/s}{0,00018 \text{ m}^2} \\ &= 0,0925 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Viskositas kinematik fluida dingin

$$\begin{aligned} v_c &= \frac{\mu_c}{\rho_c} \\ &= \frac{0,0008835 \text{ Kg/ms}}{996,9196 \text{ Kg/m}^3} \\ &= 8.862 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s} \end{aligned}$$

Viskositas kinematik fluida panas

$$\begin{aligned} v_h &= \frac{\mu_h}{\rho_h} \\ &= \frac{0,000533 \text{ Kg/ms}}{986,8501 \text{ Kg/m}^3} \\ &= 5.3974 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s} \end{aligned}$$

Diameter hidraulik saluran pipa luar

$$\begin{aligned} D_H &= \frac{4A}{P} \\ &= \frac{4(A_C - A_t)}{P_C + P_t} \\ &= \frac{4(A_C - A_t)}{\pi D + \left(\frac{1}{2} \times 2\pi R\right)} \\ &= \frac{4(A_C - A_e)}{2\pi r + \pi R} \\ &= \frac{4 \times 0,00042}{(2 \times \pi \times 0,016) + (1/2 \times 2 \times \pi \times 0,016)} \\ &= 0,01976 \text{ m} \end{aligned}$$

Diameter hidraulik saluran pipa dalam

$$\begin{aligned}
 D_H &= \frac{4A}{P} \\
 &= \frac{4(A_C)}{2\pi r} \\
 &= \frac{4 \times 0,00018}{(2 \times \pi \times 0,0076)} \\
 &= 0,01525 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Angka Reynolds fluida dingin

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{V_c \times D_H}{\nu_c} \\
 &= \frac{0,1243 \times 0,01976 \text{ m/s} \cdot \text{m}}{8,862 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 4423,834
 \end{aligned}$$

Angka Reynolds fluida panas

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{V_h \times D_H}{\nu_h} \\
 &= \frac{0,0925 \times 0,01525 \text{ m/s} \cdot \text{m}}{5,3974 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 2616,19
 \end{aligned}$$

Angka Nusselt fluida dingin

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,3} \\
 &= 0,023 \times 4423,834^{0,8} \times 6,082^{0,3} \\
 &= 32,62
 \end{aligned}$$

Angka Nusselt fluida panas

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,332 \times Re^{0,5} \times Pr^{0,4} \\
 &= 0,332 \times 2616,19^{0,5} \times 3,397^{0,4} \\
 &= 27,69
 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi fluida dingin

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu \times k_c}{D_H} \\
 &= \frac{32,62 \times 0,607 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}}{0,01976 \text{ m}}
 \end{aligned}$$

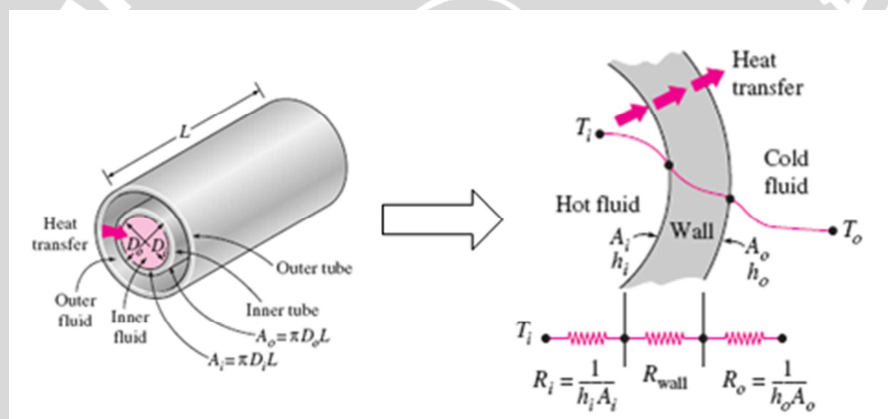
$$= 1003,33 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi fluida panas

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu \times k_h}{D_H} \\ &= \frac{27,69 \times 0,646}{0,01525} \frac{W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{m} \\ &= 1173,34 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

Luas area perpindahan panas

Luas area perpindahan panas dapat dibedakan menjadi luas area permukaan dalam maupun permukaan luar dari tabung *heat exchanger*. Subskrip *i* dan *o* menunjukkan luas permukaan dalam dan luar.



Gambar 4.2 Luas area perpindahan panas

$$\begin{aligned} A_i &= \pi D_i L \\ &= \pi \times 0,01525 \times 1 \\ &= 0,047885 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= \pi D_o L \\ &= \pi \times 0,016 \times 1 \\ &= 0,05024 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Maka koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasarkan atas area permukaan perpindahan panas bagian luar

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o}}$$



$$= \frac{1}{\frac{0,05024}{0,0478 \times 1173,34} + \frac{0,05024 \times \ln\left(\frac{0,016}{0,01525}\right)}{2 \times \pi \times 383,5687} + \frac{1}{1003,33}}$$

$$= 447,729 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

- Beda temperatur rata-rata log (LMTD)

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h \text{ in}} - T_{C \text{ out}} \\ &= 61,7 - 27,51 \\ &= 34,19 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_2 &= T_{h \text{ out}} - T_{C \text{ in}} \\ &= 43,3 - 23,3 \\ &= 20 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \\ &= \frac{34,19 - 20}{\ln\left(\frac{34,19}{20}\right)} \\ &= 26,50 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Maka laju perpindahan panas berdasarkan berdasarkan atas koefisien perpindahan panas menyeluruh ( $U$ ), luas area perpindahan panas permukaan bagian luar ( $A_o$ ), dan beda temperatur rata-rata log ( $\Delta T_{LMTD}$ ) adalah,

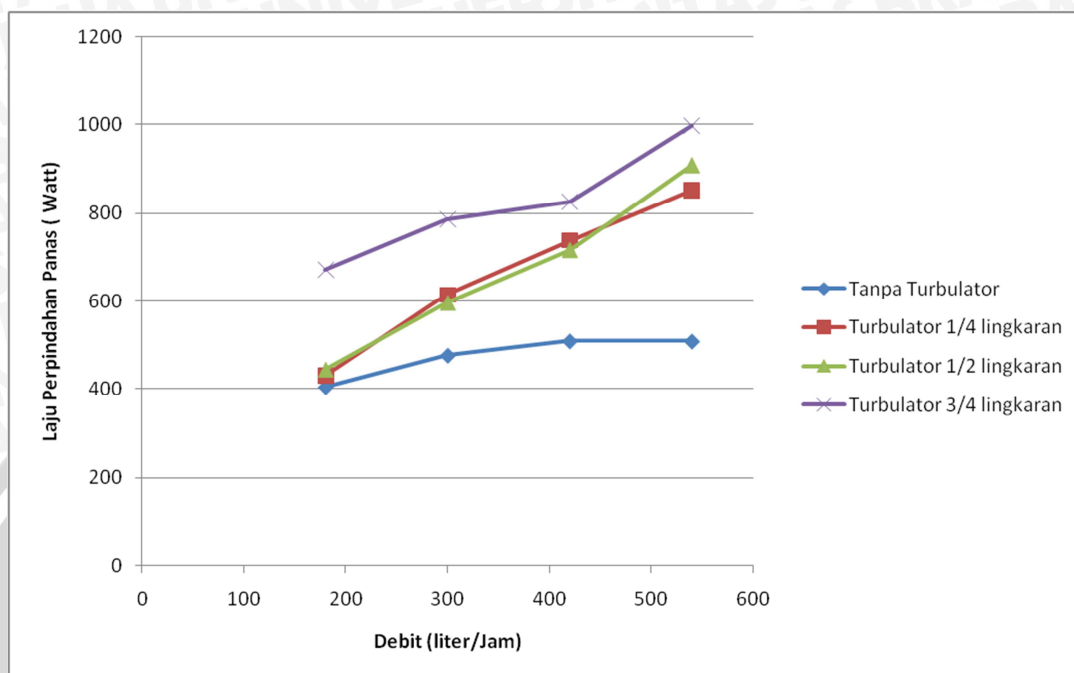
$$\begin{aligned} q_{HE} &= U_o A_o \Delta T_m \\ &= 447,729 \times 0,05024 \times 26,50 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ\text{C}} m^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 596,247 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4. *Pressure drop* (Penurunan tekanan)

$$\Delta P = 38,71 \text{ mmH}_2\text{O}$$

## 4.2 Pembahasan Grafik

### 4.2.1 Grafik pengaruh debit fluida dingin terhadap laju perpindahan panas pada tiap variasi luas *turbulator*



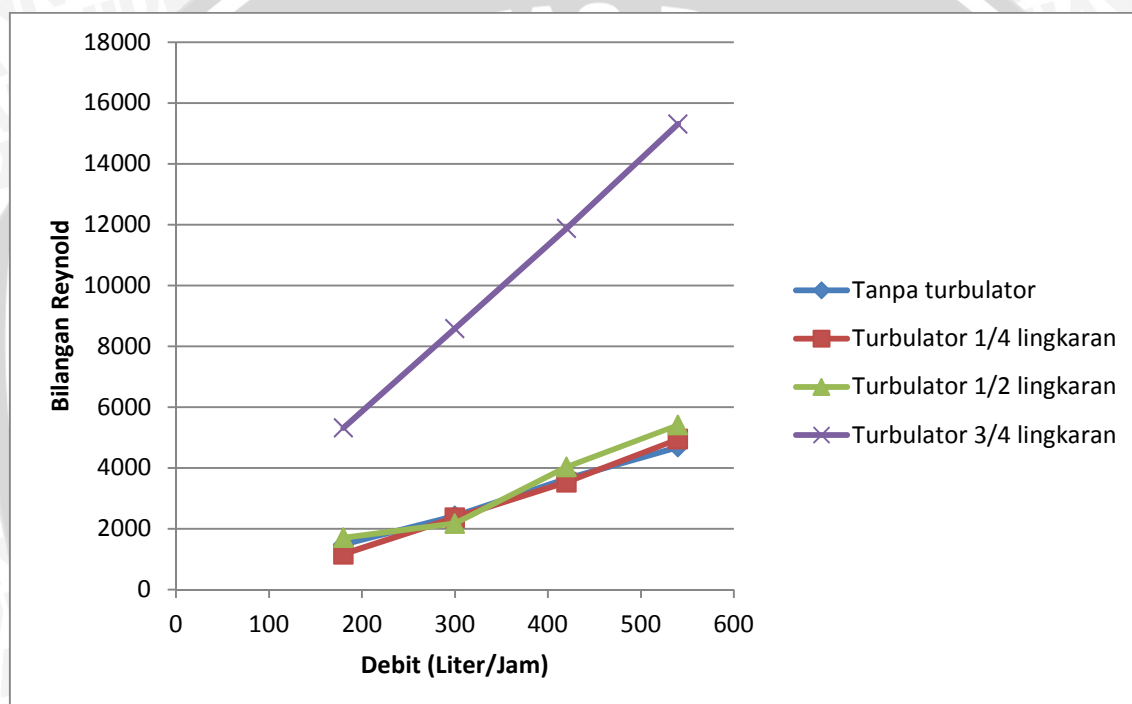
Gambar 4.3 Pengaruh debit fluida dingin terhadap laju perpindahan panas pada tiap variasi luas *turbulator*

Dari gambar 4.3 terlihat bahwa laju perpindahan kalor terkecil terjadi pada debit 180 liter/jam tanpa menggunakan *turbulator*, yaitu sebesar 404,750 Watt. Pada debit yang sama dengan pemasangan *turbulator* 1/4 luas lingkaran dari diameter pipa luar didapatkan peningkatan laju perpindahan kalor, yaitu sebesar 429,305 Watt. Laju perpindahan kalor tertinggi terjadi pada debit 540 liter/jam dengan menggunakan *turbulator* sebesar 3/4 luas diameter pipa luar yaitu sebesar 997,261 Watt. Jika dibandingkan dengan laju perpindahan kalor pada debit yang sama namun tanpa menggunakan *turbulator* dan pada pemasangan *turbulator* yang memiliki luas 1/4 dan 1/2.

Peningkatan laju perpindahan kalor ini menunjukkan bahwa penggunaan *turbulator* dan memvariasikan luasan dari *turbulator* itu sendiri berpengaruh terhadap laju perpindahan kalor jika dibandingkan tanpa *turbulator*. Peningkatan laju perpindahan kalor juga sebanding dengan kenaikan variasi debit aliran fluida dingin. Dari grafik, pada variasi yang sama, dapat diketahui bahwa volume alir berpengaruh terhadap laju perpindahan panas. Hal ini terjadi disebabkan pada debit yang sama, semakin besar luas *turbulator* yang digunakan akan mempersempit penampang dimana

fluida dingin mengalir, sehingga mengubah aliran fluida menjadi turbulen yang mana menurut Holman (1986:267), “perpindahan panas meningkat cepat ketika lapisan batas menjadi turbulen, dan ketika terjadi peningkatan gerakan pusaran pada pemisahan”.

Seperti pada teori di bab sebelumnya dimana untuk mengetahui sebuah aliran merupakan aliran laminar atau turbulen dapat dilihat dari bilangan tak berdimensi yaitu bilangan Reynold yang memiliki persamaan  $Re = \frac{v \cdot \delta}{\nu}$  dari persamaan tersebut dapat dijelaskan bahwa semakin besar kecepatan aliran fluida, maka angka Reynolds juga akan semakin meningkat. Peningkatan angka Reynolds pada masing-masing variasi diperlihatkan pada gambar 4.4



Gambar 4.4 Pengaruh debit fluida dingin terhadap bilangan Reynold pada tiap variasi luas *turbulator*

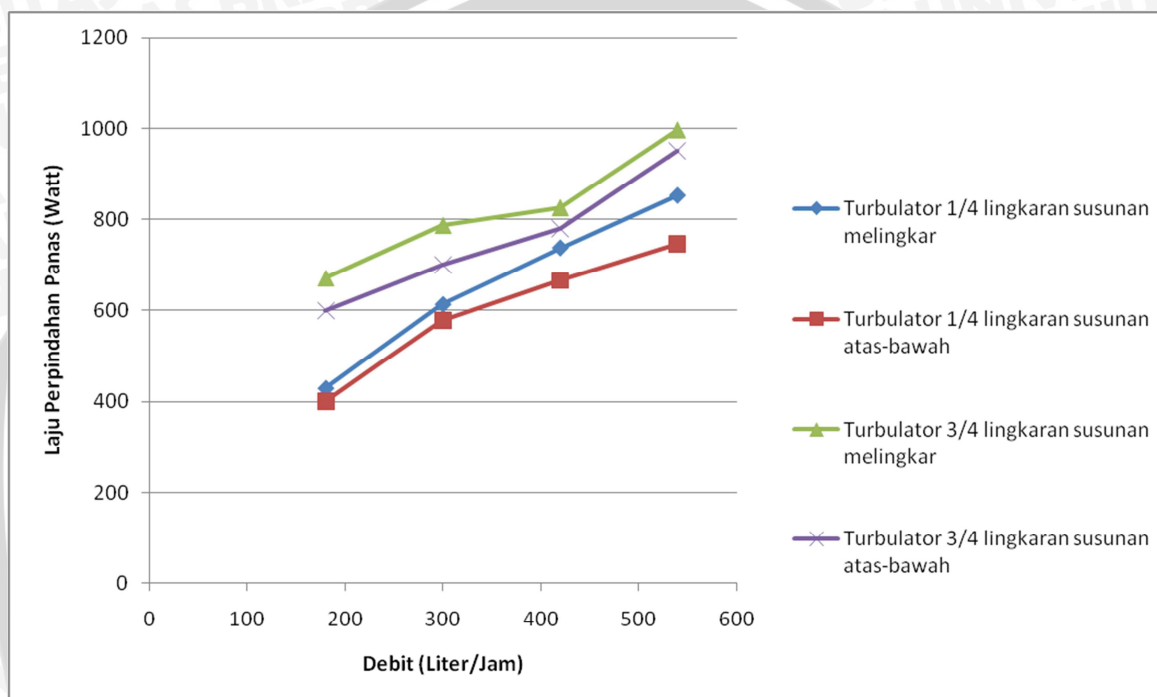
Dari grafik, dapat dilihat bahwa penggunaan *turbulator* yang memiliki luas  $\frac{3}{4}$  dari diameter pipa luar memiliki bilangan Reynold yang paling besar, sebesar 15307,42. Sehingga aliran yang mengalir pada pipa luar memiliki ciri aliran turbulen. Bilangan Reynold ini yang akan mempengaruhi bilangan Nusselt. Semakin besar bilangan Reynold maka akan meningkatkan bilangan Nusselt. Peningkatan bilangan Nusselt diikuti dengan semakin besarnya koefisien perpindahan panas konveksi pada fluida dingin, sehingga mempengaruhi koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $U$ ) yang secara langsung berpengaruh pada laju perpindahan panas.

Dapat disimpulkan bahwa semakin besar luasan *turbulator* akan menyebabkan meningkatnya intensitas turbulensi pada aliran yang akan meningkatkan transfer energi



kalor tersebut. Adanya gerakan fluida yang acak ini akan meningkatkan perpindahan kalor secara konveksi di pipa luar (*annulus*). Sesuai dengan persamaan  $q=U.A.\Delta T$  laju perpindahan kalor akan sebanding dengan beda temperatur antar fluida masuk dan fluida keluar yang saling berinteraksi melakukan perpindahan kalor, hal tersebut menyebabkan laju perpindahan kalor semakin tinggi.

#### 4.2.2 Grafik pengaruh debit fluida dingin terhadap laju perpindahan panas pada variasi susunan luas *turbulator* 1/4 dan 3/4



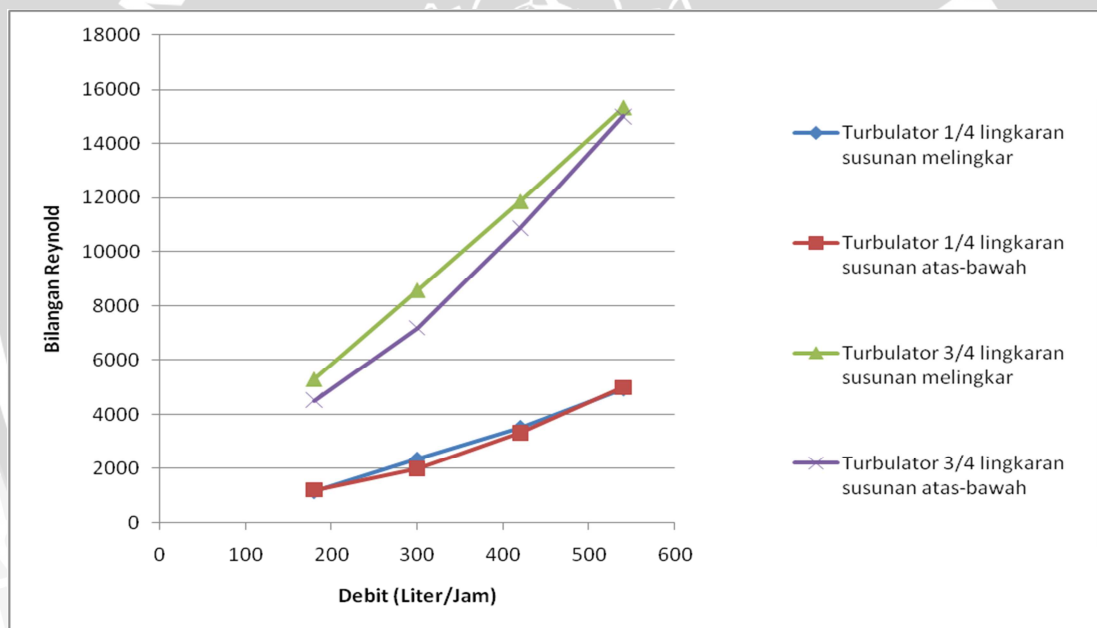
Gambar 4.5 Pengaruh debit fluida dingin terhadap laju perpindahan panas pada Variasi susunan *turbulator* 1/4 dan 3/4

Dari gambar 4.5 terlihat bahwa laju perpindahan kalor terkecil terjadi pada debit 180 liter/jam menggunakan *turbulator* yang memiliki luasan 1/4 dengan susunan atas-bawah, yaitu sebesar 400,56 Watt. Pada debit yang sama dengan pemasangan *turbulator* 1/4 luas lingkaran dari diameter pipa luar dengan susunan melingkar didapatkan peningkatan laju perpindahan kalor, yaitu sebesar 429,30 Watt. Laju perpindahan kalor tertinggi terjadi pada debit 540 liter/jam dengan menggunakan *turbulator* yang memiliki luasan 3/4 dengan susunan melingkar yaitu sebesar 997,216 Watt. Jika dibandingkan dengan laju perpindahan kalor pada debit yang sama namun memiliki susunan atas-bawah.

Peningkatan laju perpindahan kalor ini menunjukkan bahwa penggunaan *turbulator* dan memvariasikan susunan dari *turbulator* itu sendiri berpengaruh terhadap laju perpindahan kalor. Peningkatan laju perpindahan kalor juga sebanding dengan

kenaikan variasi debit aliran fluida dingin. Dari grafik, pada variasi yang sama, dapat diketahui bahwa volume alir berpengaruh terhadap laju perpindahan panas. Hal ini terjadi disebabkan pada debit yang sama, semakin besar luas *turbulator* dan bersusun melingkar searah jarum jam yang digunakan akan mempersempit penampang dimana fluida dingin mengalir, sehingga mengubah aliran fluida menjadi turbulen yang mana menurut Holman (1986:267), “perpindahan panas meningkat cepat ketika lapisan batas menjadi turbulen, dan ketika terjadi peningkatan gerakan pusaran pada pemisahan”.

Seperti pada teori di bab sebelumnya dimana untuk mengetahui sebuah aliran merupakan aliran laminar atau turbulen dapat dilihat dari bilangan tak berdimensi yaitu bilangan Reynold yang memiliki persamaan  $Re = (V \cdot \delta) / \nu$  dari persamaan tersebut dapat dijelaskan bahwa semakin besar kecepatan aliran fluida, maka angka Reynolds juga akan semakin meningkat. Peningkatan angka Reynolds pada masing-masing variasi luas dan susunan *turbulator* diperlihatkan pada gambar 4.6.



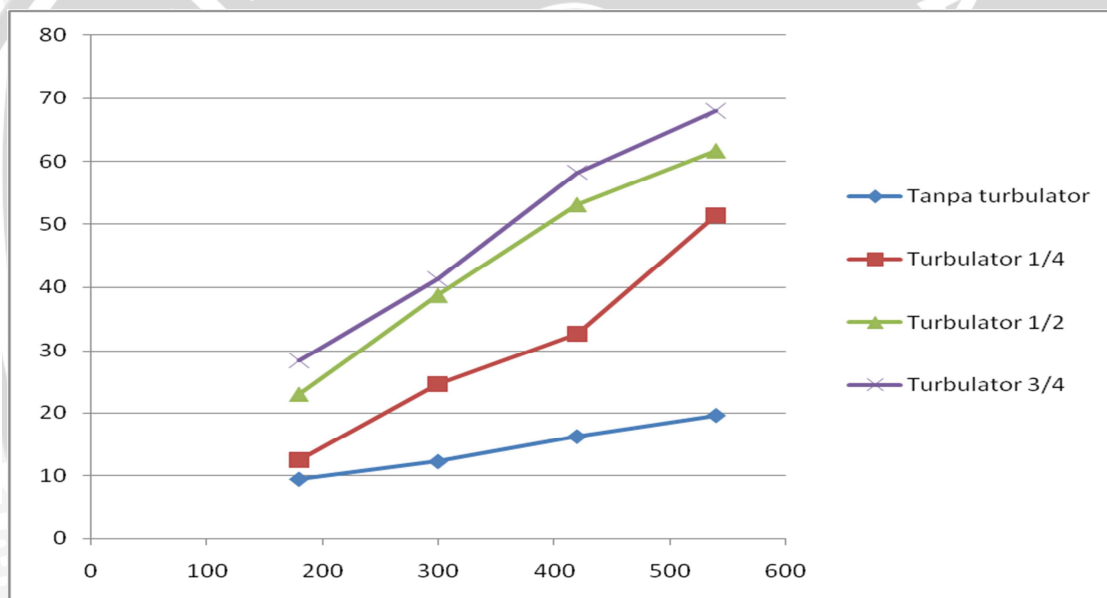
Gambar 4.6 Pengaruh debit fluida dingin terhadap bilangan Reynold pada tiap variasi luas dan susunan *turbulator* 1/4 dan 3/4

Dari grafik, dapat dilihat bahwa penggunaan *turbulator* yang memiliki luas  $\frac{3}{4}$  dari diameter pipa luar dan memiliki susunan melingkar searah jarum jam memiliki bilangan Reynold yang paling besar, sebesar 15307,42. Sehingga aliran yang mengalir pada pipa luar memiliki ciri aliran turbulen. Bilangan Reynold ini yang akan mempengaruhi bilangan Nusselt. Semakin besar bilangan Reynold maka akan meningkatkan bilangan Nusselt. Peningkatan bilangan Nusselt diikuti dengan semakin besarnya koefisien

perpindahan panas konveksi pada fluida dingin, sehingga mempengaruhi koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $U$ ) yang secara langsung berpengaruh pada laju perpindahan panas.

Dapat disimpulkan bahwa semakin besar luasan *turbulator* akan menyebabkan meningkatnya intensitas turbulensi pada aliran yang akan meningkatkan transfer energi kalor tersebut. Adanya gerakan fluida yang acak ini akan meningkatkan perpindahan kalor secara konveksi di pipa luar (*annulus*). Sesuai dengan persamaan  $q=U.A.\Delta T$  laju perpindahan kalor akan sebanding dengan beda temperatur antar fluida masuk dan fluida keluar yang saling berinteraksi melakukan perpindahan kalor, hal tersebut menyebabkan laju perpindahan kalor semakin tinggi.

#### 4.2.3 Grafik pengaruh debit fluida dingin terhadap *pressure drop* (penurunan tekanan) pada tiap variasi luas *turbulator*



Gambar 4.7 Pengaruh debit fluida panas terhadap *pressure drop* (penurunan tekanan) pada tiap variasi luas *turbulator*

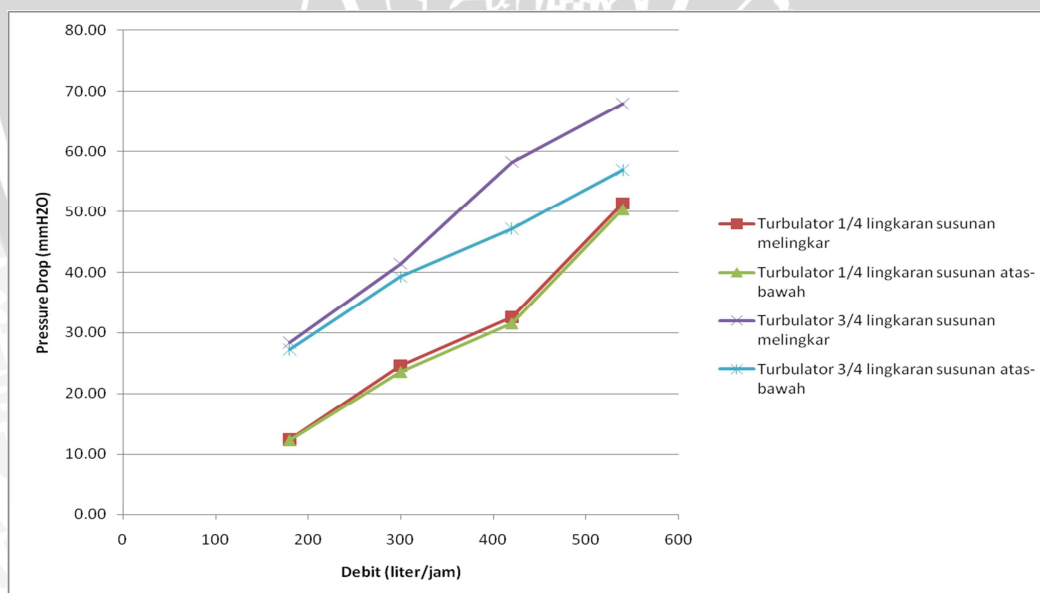
Dari gambar 4.7 terlihat bahwa penurunan tekanan terkecil terjadi pada debit 180 liter/jam pada tanpa turbulator yaitu sebesar 9,4 mmH<sub>2</sub>O. Pada debit fluida yang sama dengan menggunakan *turbulator* dengan luasan 1/4, penurunan tekanan meningkat menjadi 12,46 mmH<sub>2</sub>O. Penurunan tertinggi terjadi pada debit 540 liter/jam dengan menggunakan *turbulator* dengan luasan 3/4 yaitu sebesar 67,96 mmH<sub>2</sub>O. Peningkatan nilai penurunan tekanan ini menunjukkan bahwa penggunaan *turbulator* akan meningkatkan penurunan tekanan, dimana kecenderungan meningkatkannya penurunan



tekanan terletak pada luasan *turbulator* yang paling besar dan semakin besar debit aliran fluida dingin yang mengalir membentuk aliran turbulen maka penurunan tekanan juga akan semakin besar. Penurunan tekanan yang semakin besar ini disebabkan oleh meningkatnya *head losses*, yang mana terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. Berdasarkan persamaan  $h_{ma}=f(Lv^2)/(D.2g)$  ,dan  $h_{ml}=K_L(v^2)/(2.g)$  ,*major losses* dan *minor losses* berbanding lurus dengan kuadrat kecepatan fluida. Berdasarkan persamaan  $\Delta P = \rho.g.h_{total}$  penurunan tekanan berbanding lurus dengan *head losses* dan kecepatan berbanding lurus dengan debit, sehingga penurunan tekanan juga berbanding lurus dengan debit.

Pada variasi debit, penurunan tekanan terkecil selalu terjadi pada alat penukar kalor tanpa turbulator. Penurunan tekanan terkecil dapat terjadi karena pada alat penukar kalor tanpa turbulator besarnya penurunan tekanan hanya disebabkan oleh *major losses* saja. Sehingga penurunan tekanan pada alat penukar kalor tanpa turbulator akan selalu lebih kecil dibanding dengan menggunakan turbulator yang disebabkan oleh *major losses* dan *minor losses*.

#### 4.2.4 Grafik pengaruh debit fluida dingin terhadap *pressure drop* (penurunan tekanan) pada tiap variasi susunan 1/4 dan 3/4 *turbulator*



Gambar 4.8 Pengaruh debit fluida dingin terhadap *pressure drop* (penurunan tekanan) pada variasi susunan 1/4 dan 3/4 *turbulator*

Dari gambar 4.8 terlihat bahwa penurunan tekanan terkecil terjadi pada debit 180 liter/jam pada *turbulator* dengan luasan 1/4 susunan atas-bawah yaitu sebesar 12,33

mmH<sub>2</sub>O. Pada debit fluida yang sama dengan menggunakan *turbulator* dengan luasan 1/4 susunan melingkar, penurunan tekanan meningkat menjadi 12,46 mmH<sub>2</sub>O. Penurunan tertinggi terjadi pada debit 540 liter/jam dengan menggunakan *turbulator* dengan luasan 3/4 susunan melingkar yaitu sebesar 67,96 mmH<sub>2</sub>O. Pada debit fluida yang sama dengan menggunakan *turbulator* dengan luasan 3/4 susunan atas bawah yaitu sebesar 56,87 mmH<sub>2</sub>O. Peningkatan nilai penurunan tekanan ini menunjukkan bahwa penggunaan *turbulator* akan meningkatkan penurunan tekanan, dimana kecenderungan meningkatkannya penurunan tekanan terletak pada susunan dan luasan *turbulator* yang paling besar dan semakin besar debit aliran fluida dingin yang mengalir dan terbentuknya aliran turbulen maka penurunan tekanan juga akan semakin besar. Penurunan tekanan yang semakin besar ini disebabkan oleh meningkatnya *head losses*, yang mana terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. Berdasarkan persamaan  $h_{ma} = f \frac{Lv^2}{D 2g}$  dan  $h_{ml} = K_L \frac{v^2}{2g}$  *major losses* dan *minor losses* berbanding lurus dengan kuadrat kecepatan fluida. Berdasarkan persamaan  $\Delta P = \rho \cdot g \cdot h_{total}$  penurunan tekanan berbanding lurus dengan *head losses* dan kecepatan berbanding lurus dengan debit, sehingga penurunan tekanan juga berbanding lurus dengan debit.

