

Koefisien Perpindahan Panas Konveksi dan Simulasi Distribusi Temperatur Aliran Fluida pada Penukar Kalor Pipa Ganda dengan Pipa Spiral

Sri Poernomo Sari^{1*}, Sandy Suryady¹, Astuti²

¹Program Studi Teknik Mesin, Universitas Gunadarma, Jakarta
Jurusan Teknik Mesin, Universitas Sriwijaya, Palembang
e-mail : sri_ps@staff.gunadarma.ac.id

Abstrak

Penukar kalor pipa ganda tipe counterflow banyak digunakan untuk keperluan industri. Penggunaan energi optimal sangat ditentukan oleh nilai koefisien perpindahan panas konveksi. Penukar kalor pipa ganda menggunakan pipa spiral untuk mengalirkan fluida panas sangat efektif karena penurunan temperatur semakin banyak dihasilkan. Tujuan penelitian adalah menganalisis nilai koefisien perpindahan panas konveksi dan distribusi temperatur aliran fluida pada Penukar kalor pipa ganda tipe counterflow dengan pipa spiral menggunakan perangkat lunak solidworks. Dua buah pipa dari bahan stainless steel digunakan dalam penelitian yaitu pipa circular dengan panjang 996 mm diameter 83,5 mm untuk fluida pendingin dan pipa spiral panjang 986 mm diameter 11 mm untuk fluida panas. Fluida yang digunakan adalah air murni dan temperatur dikontrol untuk air panas 85 °C, air pendingin 17 °C dan 32 °C. Debit aliran 0,0001625 m³/s untuk fluida panas dan fluida pendingin dijaga konstan. Hasil menunjukkan bahwa temperatur fluida pada inlet fluida air panas 85 °C dengan fluida air pendingin 17 °C mengalami penurunan 15°C dan peningkatan 5°C. Kemudian fluida yang masuk pada inlet temperatur air panas dengan pendingin air murni 32 °C mengalami penurunan temperatur 12°C dan peningkatan 4°C. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi dipengaruhi oleh geometri, diameter, variasi temperatur dan debit aliran.

Kata kunci: Penukar kalor, pipa spiral, counterflow, koefisien konveksi, solidworks.

1. Pendahuluan

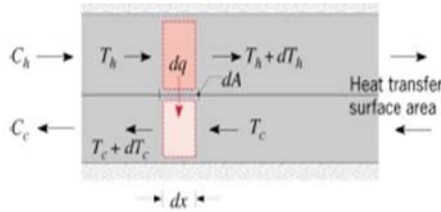
Fenomena perpindahan panas dengan memanfaatkan penukar kalor untuk suatu keperluan industri perangkat elektronik dan transportasi. Penggunaan penukar kalor (*heat exchanger*) untuk mengontrol sistem atau substansi temperatur dengan menambah atau menghilangkan energi termal. Penukar kalor merupakan alat yang digunakan untuk memindahkan panas dari fluida yang bertemperatur lebih tinggi menuju temperatur lebih rendah dalam suatu permukaan penampang, baik secara langsung maupun tidak langsung.

Hal ini berbeda khususnya untuk penukar panas shell dan tube [1]. Perpindahan panas yang dihitung dalam tabung melingkar dipelajari oleh regers dan mayhew [2]. Mereka mengamati bahwa untuk alat uap panas, temperatur yang tinggi seragam dinding tidak diperoleh terutama disebabkan oleh distribusi kondensat uap atas permukaan coil [3]. Pada aliran sepenuhnya dikembangkan dalam *acurved* pipa dengan fluks panas yang seragam untuk jumlah temperatur besar.

Perpindahan panas adalah suatu energi yang mengalir pada suatu ruang lingkup terjadi sebagai hasil dari gradien temperatur atau perbedaan temperatur. Kalor juga dapat dibawa oleh partikel-partikel zat yang mengalir. Perpindahan panas dapat diketahui melalui perubahan temperatur. Perpindahan panas terjadi melalui tiga mekanisme dasar yaitu konduksi, konveksi dan radiasi. Media yang digunakan dalam perpindahan panas bisa berupa zat padat, cair maupun udara (gas) [5],[6].

Alat penukar kalor dapat berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Penukar panas dirancang agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Jenis aliran yang digunakan adalah *counter flow* dimana aliran yang saling berlawanan antara pipa luar dan pipa dalam

pada *heat exchanger*. Keuntungan utama dari penukar panas pipa ganda yang dioperasikan dalam pola berlawanan arah (*counterflow*), merupakan pola aliran yang paling efisien untuk mengoptimalkan penggunaan energi dan memberikan nilai koefisien perpindahan panas tertinggi keseluruhan. Penukar kalor pipa ganda dapat menangani tekanan dan temperatur tinggi [4]. Ketika beroperasi berlawanan arah dapat beroperasi dengan temperatur yang berlawanan. Penggunaan pipa spiral dalam *heat exchanger* sangatlah efektif karena akan semakin banyak penurunan temperatur yang didapat. Desain *heat exchanger* menggunakan perangkat lunak *solidworks* kemudian analisis dilakukan dengan *flow simulation*. Tujuan penelitian adalah menganalisis nilai koefisien perpindahan panas konveksi dan distribusi temperatur aliran fluida pada penukar kalor pipa ganda tipe *counterflow* dengan pipa spiral menggunakan perangkat lunak *solidworks*.



Gambar 1 Aliran *counterflow* [7]

$$\Delta T_1 = T_{h \text{ in}} - T_{c \text{ out}} \quad (1)$$

$$\Delta T_2 = T_{h \text{ out}} - T_{c \text{ in}} \quad (2)$$

Korelasi pindah panas Dittus-Boelter dapat digunakan ketika konveksi adalah satu-satunya cara dalam memindahkan panas, tidak ada perubahan fase, dan tidak ada radiasi yang signifikan.

$$h = Nu_D \frac{k}{D} \quad (3)$$

Total koefisien konveksi terdapat pada persamaan (4) berikut.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{out}}} \quad (4)$$

Bilangan Nusselt (Nu_D) merupakan ukuran perpindahan panas konveksi yang terjadi di permukaan, juga menyatakan gradient suhu non dimensional dipermukaan.

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (5)$$

Bilangan Prandtl (Pr) merupakan suatu nilai yang dipakai untuk menentukan distribusi temperatur pada suatu aliran.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (6)$$

Bilangan Reynolds adalah rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskos yang menjumlahkan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan ini digunakan untuk mengidentifikasikan jenis aliran yang berbeda, misalnya laminar, turbulen dan transisi.

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (7)$$

Ada beberapa faktor yang mempengaruhi aliran fluida, yaitu :

Laju Aliran Volume

$$Q = Av \quad (8)$$

Selain persamaan (8) dapat juga menggunakan persamaan (9) sebagai berikut :

$$Q = \frac{V}{t} \quad (9)$$

Kecepatan fluida (v)

$$v = \frac{Q}{A} \quad (10)$$

Laju Aliran Massa (\dot{m})

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \quad (11)$$

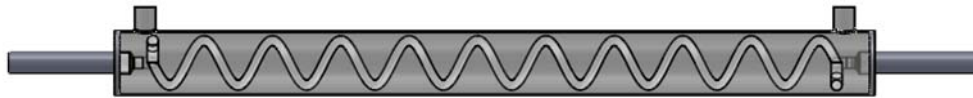
2. Metodologi

Penelitian ini diselesaikan dengan beberapa proses yaitu mendesain, menentukan dan menganalisis data, menghitung hasil data dan membuat kesimpulan. Perancangan alat pengujian dan analisis aliran fluida air pada pipa *heat exchanger* menggunakan perangkat lunak *solidworks*. Tipe *heat exchanger* yang digunakan adalah *counterflow*. Alat penukar panas ini dirancang agar perpindahan panas yang terjadi antara dua fluida dapat berlangsung secara efisien. Prinsip kerja dari alat penukar kalor itu memindahkan panas dari dua fluida pada temperatur berbeda. Terdapat dua perbedaan temperatur fluida yaitu air panas dengan air dingin dan air panas dengan air murni. Dalam *heat exchanger* terdapat pipa berbentuk spiral dengan penampang diperlihatkan pada gambar 3. Fluida panas air temperatur 85 °C akan mengalir di pipa dalam berbentuk spiral dan air temperatur dingin mengalir di pipa luar *circular*. Pipa tersebut didesain sedemikian rupa agar hasil dari analisis maksimal dan desain spiral diberikan ukuran yang cukup luas, sehingga air panas yang mengalir di dalam bentuk pipa spiral akan menghasilkan debit aliran yang lebih besar.



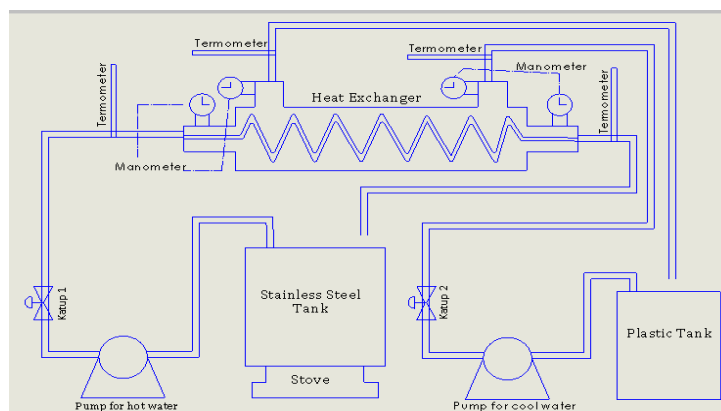
Gambar 2 Penampang pipa spiral

Desain alat uji dengan bagian-bagian yaitu tabung utama, pipa aliran fluida panas berupa pipa inlet dan pipa outlet panas, pipa aliran fluida pendingin berupa pipa inlet dingin, pipa outlet dingin seperti pada gambar 4. Plat spiral didesain untuk tekanan maksimal pada setiap lintasan, dimana pada setiap lintasan tersebut akan mempunyai tekanan kerja sesuai dengan yang direncanakan, sehingga ketebalan dari plat pembentuk spiral ini juga merupakan faktor penentu.



Gambar 3 Penukar kalor pipa ganda tipe *counterflow* dengan pipa spiral

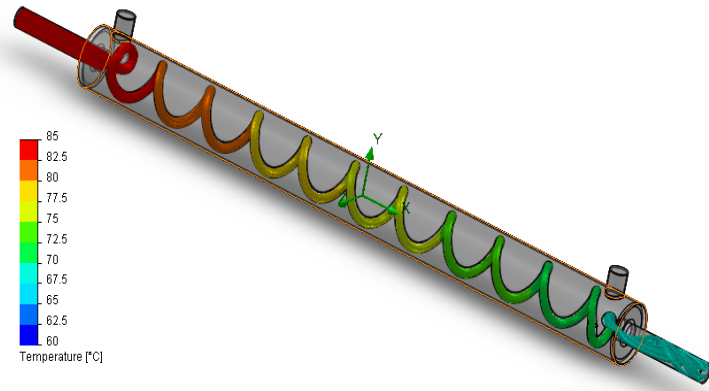
Skema alat pengujian terdapat pada gambar 4.



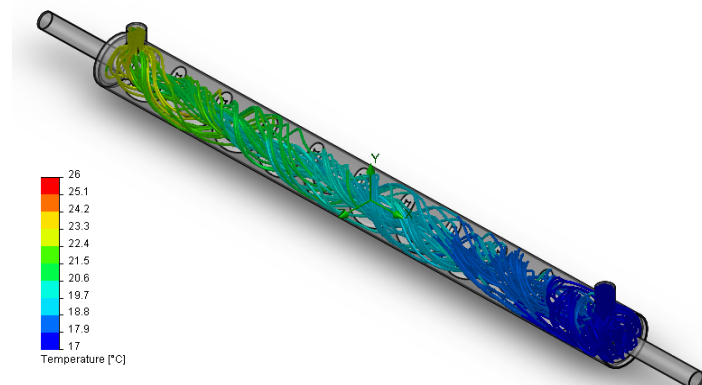
Gambar 4 Skema alat uji penukar kalor pipa ganda tipe *counterflow* dengan pipa spiral

3. Hasil dan Pembahasan

Pada proses simulasi diberikan debit aliran untuk air panas dan air dingin $0,0001625 \text{ m}^3/\text{s}$, kemudian untuk debit aliran air dingin dan air murni diberikan sebesar $0,00041 \text{ m}^3/\text{s}$. Sebelum simulasi dihitung laju aliran massa pada setiap pengujian yaitu untuk air panas dengan air dingin dan air panas dengan air murni. Pada pengujian ini akan disimulasikan fluida air panas dengan fluida pendingin air dingin pada temperatur 85°C dan 17°C ; 83°C dan 19°C ; 81°C dan 20°C . Fluida air panas dengan fluida pendingin air murni pada temperatur $85^\circ\text{C} - 32^\circ\text{C}$; 83°C dan 34°C ; $81^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}$. Setiap aliran temperatur air panas, air dingin dan air murni mempunyai debit aliran serta diameter yang sama maka akan mempunyai kecepatan aliran fluida yang sama.

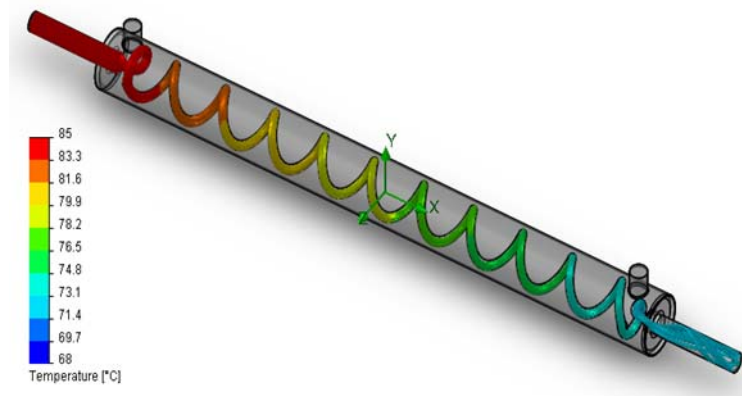


Gambar 5 Distribusi temperatur fluida panas untuk inlet fluida air panas 85°C dan inlet fluida air dingin 17°C

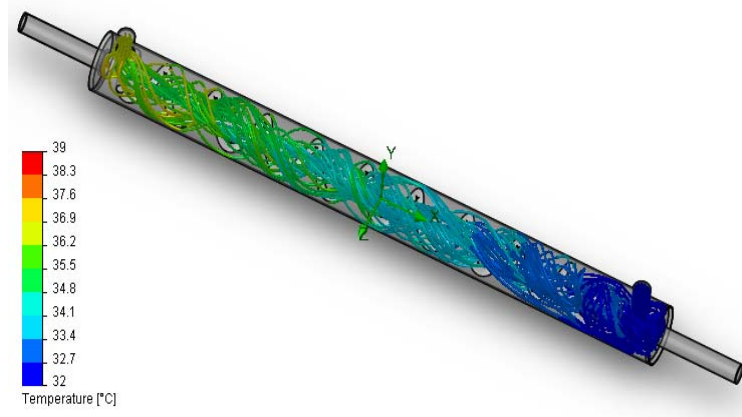


Gambar 6 Distribusi temperatur fluida pendingin untuk inlet fluida air panas 85°C dan inlet fluida air dingin 17°C

Gambar 5 dan 6 menunjukkan distribusi temperatur aliran fluida panas dan fluida pendingin pada penukar kalor pipa ganda tipe *counterflow* dengan pipa spiral. Proses ini mengalami penurunan temperatur dari 85°C ke 68.78°C , dari 81°C ke 66.44°C , kemudian pada aliran fluida pendingin mengalami kenaikan temperatur dari 17°C menjadi 22.66°C , dari 20°C menjadi 25.09°C .



Gambar 7 Distribusi temperatur fluida panas pada inlet fluida air panas 85 °C dan inlet fluida pendingin air murni 32 °C



Gambar 8 Distribusi temperatur fluida pendingin pada inlet fluida air panas 85 °C dan inlet fluida pendingin air murni 32 °C

Gambar 7 dan 8 adalah distribusi temperatur aliran fluida pada penukar kalor pipa ganda tipe *counterflow* dengan pipa spiral mengalami penurunan temperatur pada inlet fluida panas dari 85°C ke 71.99°C, dari 81°C menjadi 69.73°C, kemudian pada aliran fluida pendingin air murni mengalami kenaikan temperatur dari 32°C menjadi 36.56°C, dari 35°C menjadi 38.97°C. Perhitungan hasil selisih temperatur terdapat pada tabel 1 berikut.

Tabel 1 Tabel perhitungan ΔT_1 dan ΔT_2

Temperatur air panas dengan air dingin						
No	$T_{h_{in}}(^{\circ}C)$	$T_{c_{in}}(^{\circ}C)$	$T_{h_{out}}(^{\circ}C)$	$T_{c_{out}}(^{\circ}C)$	$\Delta T_1(^{\circ}C)$	$\Delta T_2(^{\circ}C)$
1	85	17	68,78	22,66	62,34	51,78
2	83	19	67,73	24,34	58,66	48,73
3	81	20	66,44	25,09	55,91	46,44
Temperatur air panas dengan air murni						
No	$T_{h_{in}}(^{\circ}C)$	$T_{n_{in}}(^{\circ}C)$	$T_{h_{out}}(^{\circ}C)$	$T_{n_{out}}(^{\circ}C)$	$\Delta T_1(^{\circ}C)$	$\Delta T_2(^{\circ}C)$
1	85	32	71,99	36,96	48,04	39,99
2	83	34	70,96	38,23	44,77	36,96
3	81	35	69,73	38,97	42,03	34,73

Tabel 1 menjelaskan bahwa fluida yang masuk pada inlet, temperatur air panas dengan air pendingin mengalami penurunan 15°C untuk air panas dan peningkatan temperatur 5°C air dingin. Kemudian fluida yang masuk pada inlet, temperatur air panas dengan pendingin air murni mengalami penurunan temperatur 12°C untuk air panas dan peningkatan temperatur air murni 4°C. Tabel 2 menunjukkan

hasil perhitungan nilai koefisien konveksi perlu diketahui nilai bilangan nusselt (Nu), konduktifitas *thermal* (K) dan diameter pipa (D).

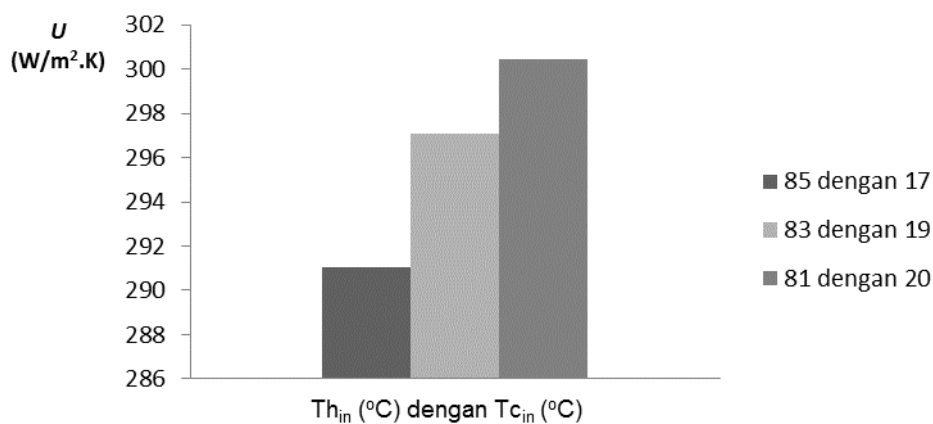
Tabel 2 Nilai koefisien konveksi

Koefisien konveksi pada air panas				
No	$T_{h_{in}}$	Nu_h	K	h_h
1	85	63,559	0,673	2281,341
2	83	62,988	0,6718	2256,829
3	81	62,297	0,6706	2228,058
Koefisien konveksi pada air dingin				
No	$T_{c_{in}}$	Nu_c	K	h_c
1	17	31,527	0,5926	333,62
2	19	32,13	0,5962	342,0726
3	20	32,523	0,598	347,2982
Koefisien konveksi pada air murni				
No	$T_{n_{in}}$	Nu_n	K	h_n
1	32	36,869	0,6182	407,009
2	34	37,324	0,6214	414,16
3	35	37,765	0,623	420,137

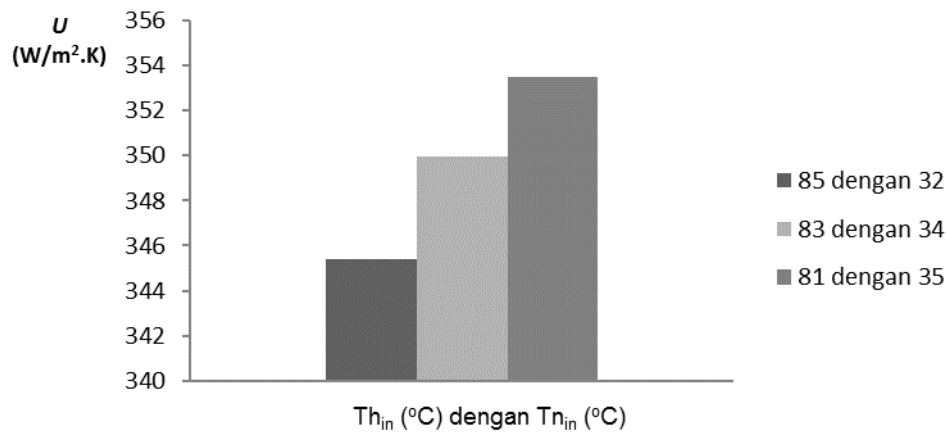
Pada tabel 2 menunjukkan bahwa apabila temperatur suatu aliran fluida semakin tinggi maka semakin tinggi nilai koefisien konveksinya dan sebaliknya apabila temperatur semakin kecil maka semakin kecil nilai koefisien konveksinya. Setelah mendapatkan nilai koefisien konveksi dari pipa air panas, air dingin, dan air murni maka dapat diketahui nilai dari keseluruhan koefisien konveksi yang terjadi pada alat perpindahan panas ini.

Tabel 3 Total Koefisien konveksi

Total koefisien konveksi pada air panas dengan air dingin					
No	$T_{h_{in}}$	$T_{c_{in}}$	h_h	h_c	U
1	85	17	2098,077	308,0012	291,0563
2	83	19	2075,535	315,8047	297,0483
3	81	20	2101,847	320,629	300,4635
Total koefisien konveksi pada air panas dengan air murni					
No	$T_{h_{in}}$	$T_{n_{in}}$	h_h	h_n	U
4	85	32	2098,077	407,009	345,3889
5	83	34	2075,535	414,16	349,9409
6	81	35	2101,847	420,137	353,4821



Gambar 9 Diagram pengaruh hubungan U vs $T_{h_{in}}$ dengan $T_{c_{in}}$



Gambar 10 Diagram pengaruh hubungan U vs $T_{h,in}$ dengan $T_{n,in}$

Pada gambar 9 dan 10 menunjukkan bahwa apabila temperatur fluida semakin tinggi dan temperatur pendingin semakin kecil maka nilai total koefisien konveksi akan semakin rendah dan sebaliknya apabila temperatur fluida air panas semakin rendah dan mempunyai fluida pendingin dengan temperatur tinggi maka nilai total koefien konveksi akan semakin tinggi.

4. Kesimpulan dan Saran

1. Perpindahan panas sangat dipengaruhi oleh temperatur aliran fluida panas dan fluida pendingin.
2. Inlet temperatur fluida pendingin semakin rendah maka outlet fluida panas akan mengalami penurunan temperatur yang tinggi. Sedangkan jika temperatur inlet fluida pendingin semakin tinggi maka outlet fluida panas akan semakin sedikit mendapatkan penurunan temperatur.
3. Pengaruh pada bilangan Nusselt berdasarkan temperatur fluida karena apabila temperatur fluida semakin tinggi maka bilangan Reynold akan semakin tinggi sehingga berdampak pada nilai bilangan Nusselt yang akan semakin meningkat.
4. Pada penukar kalor pipa ganda tipe *counterflow* dengan pipa spiral bahwa fluida yang masuk pada inlet, temperatur air panas dengan air pendingin mengalami penurunan 15°C untuk air panas dan peningkatan temperatur 5°C air dingin. Kemudian fluida yang masuk pada inlet, temperatur air panas dengan pendingin air murni mengalami penurunan temperatur 12°C untuk air panas dan peningkatan temperatur air murni 4°C .
5. Nilai koefisien perpindahan panas konveksi sangat dipengaruhi oleh bentuk geometri pipa, variasi temperatur, debit aliran, sehingga mempengaruhi bilangan Reynold, bilangan Nusselt dan konduktivitas termal.

Daftar Pustaka

- [1] R.A. Seban, E. F. McLaughlin. 1963. *Heat Transfer in Tube Coils with Laminar and Turbulent Flow*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 6, 387-395.
- [2] G.F.C. Rogers, Y.R. Mayhew. 1964. *Heat Transfer and Pressure Loss in Hellically Coiled Tubes with Turbulent Flow*, *International Journal of heat and Mass Transfer*, 7, 1207-1216.
- [3] Y.Mori, W. Nakayama. 1965. *Study on Forced Convective Heat Transfer in Curved Pipe*, *International Journal of heat and Mass Transfer*, 8, 67-82.
- [4] Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.)*, United States of America: John Wiley & Sons.
- [5] Cengel, Yunus.A. 2006. *Heat And Mass Transfer: A Practical Approach Third Edition (Si Unit)*, McGraw-Hill, Inc. New York.

- [6] Holman, J.P. 1986. *Heat Transfer Sixth Edition*, McGraw-Hill, Inc. New York.
- [7] Hewakandamby, Buddhi. N. A. 2012. *First Course in Fluid Mechanics for Engineers*, University of Nottingham, UK.
- [8] Al-Shemmeri, T., 2012. *Engineering Fluid Mechanics*, Staffordshire University.
- [9] Chris Long & Naser Sayma. 2009. *Heat Transfer*, Ventus Publishing ApS.
- [10] Gerhart M Philip. 1985. *Fundamentals of Fluid Mechanics*, Addison Wesley Publishing Company. P.443.
- [11] Kumar, K.L. 2000. *Engineering Fluid Mechanics*, Eurasia Publishing House Ltd.
- [12] Baehr, Hans Dieter & Stephan, Karl. 2006. *Heat And Mass Transfer*, Second, Revised Edition, Springer, Berlin.
- [13] Sri Poernomo Sari., Aswinsyah Hassan, T., Saputra, D., Malau, R. 2013. Koefisien Perpindahan Panas dan Kerugian Jatuh Tekanan Aliran di dalam Pipa. Prosiding Konferensi Nasional Engineering Perhotelan IV, Nomor 1, Volume 1, Juni 2013-09-04 ISSN 2338-414X, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Udayana