

PENGARUH VARIASI SUDUT *STATIC MIXER* TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER*

Denny Widhiyanuriawan, Purnami, Ardiansyah

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

Jalan MT. Haryono 167, Malang 65145, Indonesia

E-mail: denny_malang2000@yahoo.com; purnami.ftub.ub.ac.id

Abstract

This study was proposed to determine the effect of static mixer on innertube installation of double pipe heat exchanger. The dimension of outer (hot fluid) and inner (cold fluid) pipes of heat exchanger were 76.2 mm and 25.4 mm, respectively. Static mixers with 19 mm diameter and 60 pieces number were varied with $\theta=40^\circ$, 80° , and 120° . The hot fluid discharges were varied from 400 to 900 liters/hour and the constant of cold fluid discharge with 900 liters/hour. The results show the heat transfer rate of statics mixer with angle variation higher than plain tube (without static mixer). The heat transfer increased 24%, 39%, and 44% for variation angel of static mixer with $\theta=40^\circ$, 80° , and 120° , respectively.

Keywords: *Static mixer, heat transfer rate*

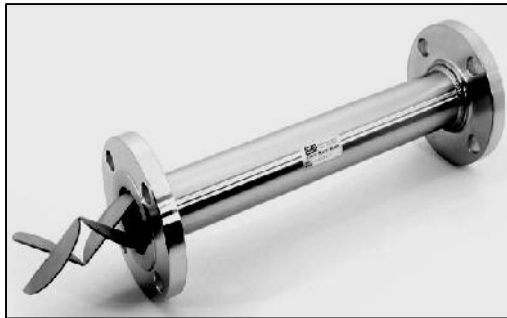
PENDAHULUAN

Static mixer secara umum digunakan pada proses-proses industri untuk homogenisasi cairan, seperti pada industri makanan, cat, kimia, farmasi, dan polimer. *Static mixer* digunakan dengan tujuan untuk menghasilkan intensitas turbulensi yang tinggi sehingga menghasilkan pencampuran cairan yang sangat baik. Selain itu, intensitas turbulensi diperlukan dalam proses perpindahan panas. Proses perpindahan panas menjadi cepat turbulensi juga berperan dalam peningkatan perpindahan panas ketika lapisan batas menjadi turbulen, dan ketika terjadi peningkatan gerakan pusaran pada pemisahan [1]. Beberapa penelitian yang telah dilakukan untuk meningkatkan proses perpindahan panas dengan pemasangan *tube inserts* jenis *twisted tape* dengan pemotongan berbentuk trapesium pada sisi-sisi tertentu pada *innertube* [2], dengan pemasangan *tube inserts* jenis *helical-rod* pada *innertube* [3], dan dengan pemasangan *Louvered strips* pada *innertube* yang menunjukkan adanya peningkatan laju perpindahan panas pada *heat exchanger* susunan pipa ganda sebesar 50 – 180 % [4]. Dengan pemasangan *tubeinserts* mengakibatkan turbulensi aliran fluida pada *innertube* meningkat yang berdampak pada peningkatan laju perpindahan panas. Peningkatan laju perpindahan panas yang

disebabkan adanya aliran turbulen akibat adanya garis arus yang saling berpotongan. Terjadinya momentum dalam arah melintang terhadap arah aliran menyebabkan tegangan geser pada dinding pipa menjadi lebih besar sehingga transfer energi panas yang dimiliki partikel fluida bergerak ke area permukaan pipa yang memiliki temperatur lebih rendah menjadi meningkat. Perubahan pola aliran ini akan mempengaruhi laju perpindahan panas. Salah satu jenis *tubeinserts* adalah *static mixer*.

Pemasangan *static mixer* seperti pada Gambar 1 pada *heat exchanger* susunan pipa ganda dapat memecah (*partitioning*) dan mengganggu (*blockage*) pola *streamline* dari fluida yang mengalir ke saluran pipa dalam (*inner tube*). Dengan kata lain akan mengalirkan aliran fluida sesuai dengan arah vektor pergerakan fluida sesuai dengan bentuk dan model *static mixer*. Akibatnya lintasan dan luasan bebas alir fluida dalam *innertube* berkurang, sehingga akan meningkatkan kecepatan alir fluida. Kecepatan pada fluida ini akan meningkatkan kontak termal antara permukaan pipa dalam dengan fluida yang mengalir. Hal ini menyebabkan adanya rotasi (*curl*) fluida yang bersinggungan dengan penghalang turbulator ini dimana ada perbedaan tekanan lokal sehingga mengakibatkan olakan-olakan aliran berpusar fluida (*swirl*) diantara ruang antar turbulator.

Proses aliran diatas jelas mempengaruhi perpindahan panas, dimana perpindahan panas meningkat cepat ketika lapisan batas menjadi turbulen, dan ketika terjadi peningkatan gerakan pusaran pada pemisahan [1].



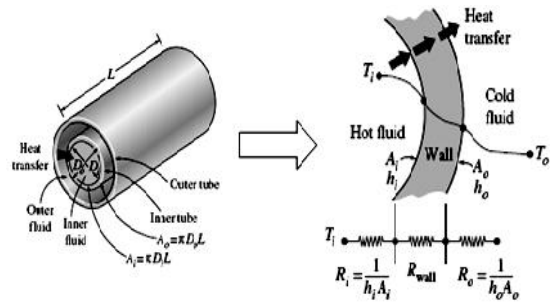
Gambar 1. Tube inserts jenis static mixer

Penggunaan *statics mixer* menjadi suatu topik yang menarik untuk di kaji karena pengaruh aliran atau turbulensi yang terjadi yang berimplikasi kepada perpindahan panas. Pada penelitian akan dikaji mengenai pengaruh variasi sudut yang dibentuk pada *static mixer* pada perpindahan panas.

DASAR TEORI

Dalam menganalisis perpindahan panas pada *heat exchanger* digunakan dua metode yakni beda temperatur rata-rata log (*log mean temperature difference (LMTD)*) dan NTU-efektivitas. Untuk menentukan perubahan temperatur spesifik dalam sebuah aliran fluida dari nilai masa alir yang diketahui metode yang pertama sangatlah tepat. Sedangkan metode NTU-efektivitas dapat digunakan untuk memprediksi temperatur keluaran fluida melalui efektivitas *heat exchanger*.

Analisis unjuk kerja dari *heat exchanger* susunan pipa ganda meliputi koefisien perpindahan panas menyeluruh (*U*) dan beda temperatur rata-rata log (*log mean temperature difference (LMTD)*). Koefisien perpindahan panas menyeluruh bisa didasarkan atas luas dalam maupun luas luar tabung, dimana subskrip *i* dan *o* menunjukkan diameter dalam dan diameter luar tabung dalam (*inner tube*) seperti pada Gambar 2.



Gambar 2. Jaringan termal dan analogi rangkaian listrik

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (*U*) memenuhi persamaan sebagai berikut,

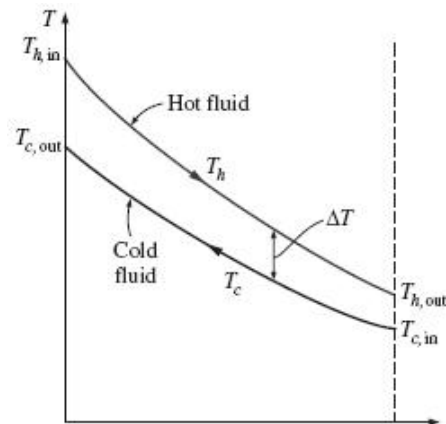
$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(D_o/D_i)}{2 \pi k L} + \frac{1}{h_o}}$$

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

dengan :

- D* = diameter pipa dalam (m)
- A* = luas permukaan pipa dalam (m²)
- h* = koefisien perpindahan panas konveksi (W/m².°C)
- k* = konduktivitas thermal material pipa (W/m.°C)
- U* = koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m².°C)

Beda temperatur antara fluida panas dan fluida dingin pada waktu masuk dan pada waktu keluar tidaklah sama, dan perlu ditentukan nilai rata-rata dari ΔT_{TM} yang digunakan pada persamaan-persamaan terdahulu. Profil temperatur pada *heat exchanger* aliran berlawanan arah ditunjukkan pada Gambar 3 dibawah ini.



Gambar 3. Profil temperatur pada *heat exchanger* aliran berlawanan arah

Maka ΔT_m memenuhi persamaan sebagai berikut,

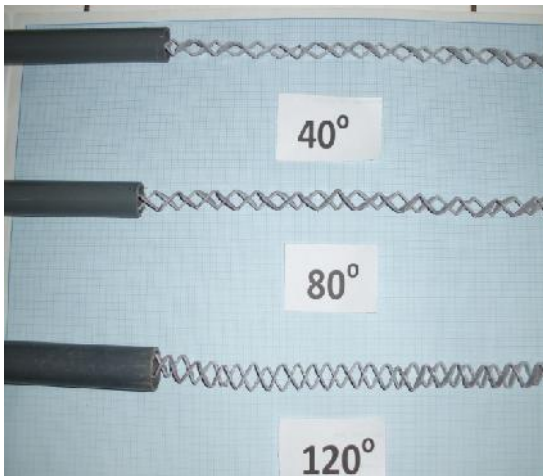
$$\Delta T_m = \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c2})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})]} \quad (2)$$

METODE PENELITIAN

Metode eksperimen yang digunakan dalam penelitian ini adalah mengamati perpindahan panas yang terjadi pada *heat exchanger* tanpa pemasangan *static mixer* maupun dengan pemasangan *static mixer* dengan berbagai variasi sudut.

Variabel bebas dalam penelitian ini adalah sudut *static mixer* yang masing-masing memiliki variasi sudut 40°, 80°, dan 120° dengan diameter tiap kepingan *static mixer* sebesar 19 mm. Pengujian yang dilakukan pada variasi debit aliran dari 400 hingga 900 liter/jam dengan interval kenaikan pengujian debit fluida tiap 100 liter/jam.

Sedangkan variabel terkontrol adalah luasan pada *static mixer* pada berbagai variasi sudut adalah sama yang ditunjukkan dengan jumlah kepingan yang sama yaitu 60 keping. Bahan yang digunakan untuk *static mixer* adalah dari isolator hal ini bertujuan hanya pola turbulensi aliran yang terjadi akibat pengaruh variasi masing-masing sudut *static mixer* yang berpengaruh terhadap perpindahan panas pada *heat exchanger* (Gambar 4).

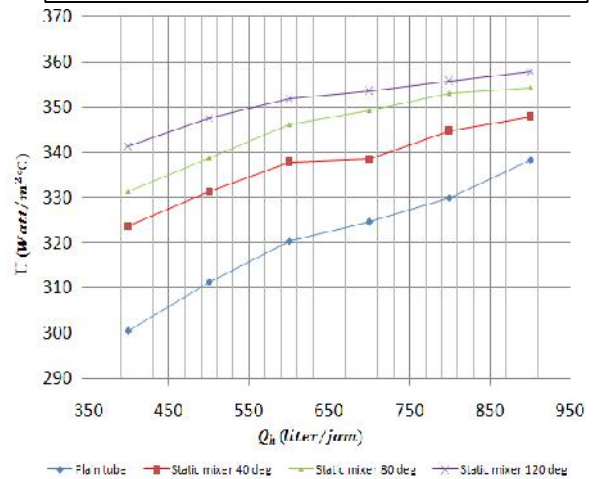
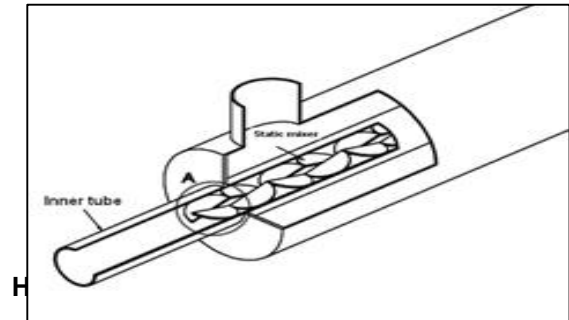


Gambar 4. *Static mixer* dengan tiga variasi sudut

Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah koefisien perpindahan panas menyeluruh (*U*).

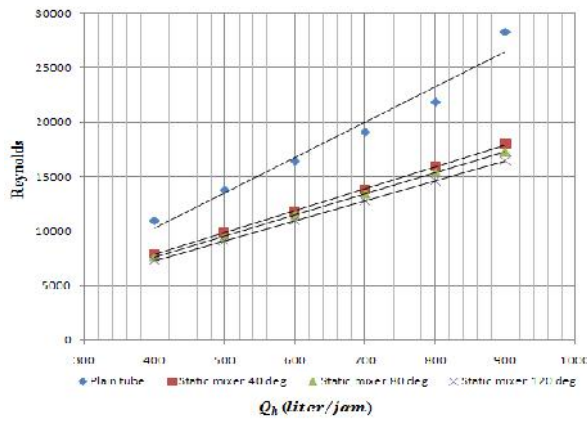
Peralatan yang digunakan dalam penelitian adalah tiga spesimen *static mixer* yang ditempatkan pada pipa bagian dalam

(*innertube*) *heat exchanger* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 6. Grafik hubungan debit fluida panas terhadap koefisien perpindahan panas menyeluruh

Gambar 6 menunjukkan bahwa pada variasi yang sama, semakin besar debit fluida panas, maka koefisien perpindahan panas menyeluruh akan semakin meningkat. Pada grafik tanpa pemasangan *static mixer* (*plain tube*), nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (*U*) pada volume alir 400 liter/jam adalah sebesar 300,446 W/m²°C, dan terus mengalami peningkatan rata-rata sebesar 2,4 % hingga mencapai nilai *U* sebesar 338,147 W/m²°C pada volume alir 900 liter/jam. Demikian pula dengan pemasangan *static mixer* dengan variasi sudut 40°, 80°, dan 120°, nilai *U* mengalami peningkatan mulai dari nilai minimum pada volume alir 400 liter/jam, hingga nilai maksimum *U* pada volume alir 900 liter/jam. Kapasitas aliran juga berpengaruh terhadap koefisien perpindahan panas menyeluruh (*U*). Kapasitas aliran yang semakin besar pada *innertube* maka akan semakin meningkatkan angka Reynolds. Peningkatan angka Reynolds pada masing-masing variasi diperlihatkan pada Gambar 7.

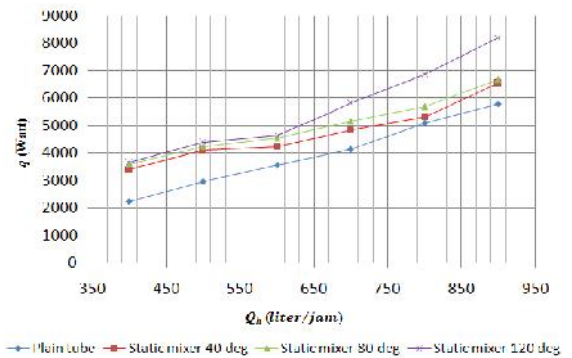


Gambar 7. Grafik hubungan debit fluida panas terhadap angka Reynolds

Angka Reynolds ini akan mempengaruhi angka Nusselt. Semakin besar angka Reynolds maka akan semakin meningkatkan angka Nusselt. Peningkatan angka Nusselt ini diikuti dengan semakin besarnya koefisien perpindahan panas konveksi pada fluida panas, sehingga dengan peningkatan koefisien konveksi ini juga akan semakin meningkatkan nilai U dengan hubungan pada persamaan (1).

Pada kapasitas aliran atau volume alir yang sama, nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) pada *plain tube* sebesar $300,446 \text{ W/m}^2\text{C}$, dan dengan pemasangan *static mixer* 40° ; 80° ; dan 120° memiliki nilai U berturut-turut sebesar $323,724$; $331,221$; dan $341,643 \text{ W/m}^2\text{C}$. nilai U minimum terdapat pada volume alir 400 liter/jam tanpa pemasangan *static mixer* yakni sebesar $300,446 \text{ W/m}^2\text{C}$ sedangkan nilai U maksimum terdapat pada volume alir 900 liter/jam dengan pemasangan *static mixer* sudut 120° yakni sebesar $341,643 \text{ W/m}^2\text{C}$, sehingga dengan pemasangan *tube inserts* jenis *static mixer* akan memperoleh nilai U yang lebih baik dibandingkan dengan tanpa pemasangan (*plain tube*), dan nilai U akan terus meningkat dengan memperbesar sudut *static mixer*. Pemasangan *static mixer* menyebabkan luasan penampang aliran menjadi lebih kecil, dan menyebabkan diameter hidrolis semakin lebih kecil pula. Semakin kecil diameter hidrolis ini akan semakin meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi pada fluida panas. Penurunan angka Nusselt sebagai akibat dari penurunan angka Reynolds sesuai dengan Gambar 7 tidak diimbangi dengan semakin kecilnya diameter hidrolis, sehingga semakin besar sudut *static mixer* mengakibatkan peningkatan koefisien

perpindahan panas menyeluruh (U) sesuai dengan persamaan yang telah diuraikan diatas.



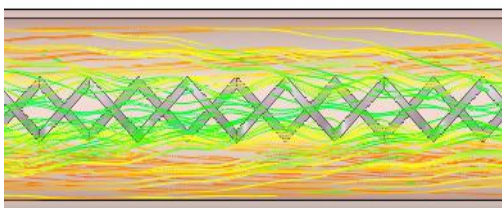
Gambar 8. Grafik hubungan debit fluida panas terhadap laju perpindahan panas

Gambar 8 menunjukkan bahwa volume alir fluida panas berpengaruh terhadap laju perpindahan panas (q). Pada variasi yang sama, semakin besar volume alir fluida, maka laju perpindahan panas semakin meningkat. Pada grafik pemasangan *static mixer* sudut 40° , laju perpindahan panas pada volume alir 400 liter/jam adalah sebesar $3405,677 \text{ Watt}$, dan mengalami peningkatan rata-rata sebesar 14% tiap kenaikan volume alir 100 liter/jam hingga mencapai nilai q terbesar pada volume alir 900 liter/jam yakni sebesar $6528,255 \text{ Watt}$. Demikian pula dengan *plain tube*, pemasangan *static mixer* sudut 80° dan 120° mengalami peningkatan secara linier, mulai dari nilai minimum pada volume alir 400 liter/jam hingga nilai q maksimum pada 900 liter/jam. Peningkatan laju perpindahan panas ini dikarenakan, semakin besar volume alir fluida panas pada *innertube* mengakibatkan semakin besar pula massa alir fluida tersebut sesuai dengan persamaan $\dot{m} = Q_h \times \rho$. Sehingga laju perpindahan panas fluida juga akan semakin meningkat.

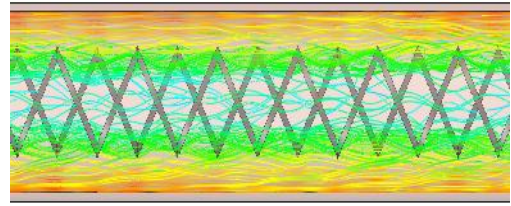
Gambar 8 juga menunjukkan pada volume alir yang sama, peningkatan laju perpindahan panas rata-rata sebesar 24% untuk sudut *static mixer* 40° , 39% untuk sudut *static mixer* 80° , dan 44% untuk sudut *static mixer* 120° dibandingkan dengan tanpa pemasangan *static mixer* (*plain tube*). Peningkatan laju perpindahan panas ini disebabkan karena pemasangan *static mixer* pada *innertube* menyebabkan meningkatnya perbedaan temperatur (ΔT) antara temperatur masuk dan keluar *innertube*. Perbedaan temperatur akan terus meningkat dengan semakin besarnya sudut *static mixer*. Berdasarkan rumusan diatas, pada volume alir yang sama, semakin

besar perbedaan temperatur (ΔT), maka akan semakin meningkatkan laju perpindahan panas pada fluida panas.

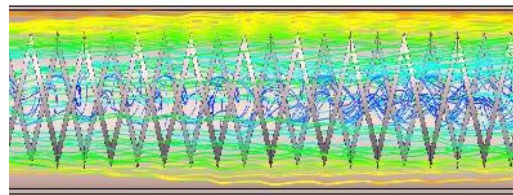
Pemasangan *static mixer* pada *innertube* menyebabkan berkurangnya luasan bebas alir fluida sehingga menyebabkan meningkatnya kecepatan alir fluida. Arah aliran fluida terbagi dua, yaitu aliran searah sepanjang pipa yang berdekatan dengan dinding dan arah aliran yang mengikuti bentuk dan model dari *static mixer*. Perbedaan orientasi arah aliran fluida karena mengikuti bentuk dan model dari *static mixer* menyebabkan fluida tidak mengalir dalam lamina-lamina karena tiap-tiap *streamline* akan saling bercampur seperti yang ditunjukkan pada Gambar 9. Bercampurnya *streamline* atau garis arus menyebabkan aliran menjadi turbulen. Pada aliran turbulen, partikel-partikel fluida bergerak secara acak ke semua arah dan terjadi momentum dalam arah melintang terhadap arah aliran sehingga tegangan geser pada dinding pipa menjadi lebih besar. Intensitas pergerakan molekul-molekul fluida ke arah melintang semakin tinggi karena adanya perbedaan temperatur fluida dengan dinding *innertube*, perbedaan temperatur ini disebabkan karena fluida yang menyelimuti *innertube* bertemperatur lebih rendah yakni 27°C . Oleh karena itu molekul-molekul fluida yang bertemperatur tinggi mengangkut energi ke bagian sistem yang bertemperatur lebih rendah, dan disini menyerahkan energinya pada saat bertumbukan dengan molekul yang energinya lebih rendah. Perpindahan energi panas akan semakin besar jika aliran semakin turbulen yakni dengan memper-besarkan sudut *static mixer*. Pada Gambar 9 terlihat bahwa semakin besar sudut *static mixer*, maka tingkat turbulensi dan pusaran yang terbentuk akan semakin tinggi. Dalam bagian yang sepenuhnya turbulen, terdapat viskositas pusaran (*eddy viscosity*) dan konduktivitas termal pusaran (*eddy thermal conductivity*) [5]. Sifat-sifat pusaran ini mungkin 10 kali lebih besar dari nilai-nilai molekular dimana perpindahan panas meningkat cepat ketika lapisan batas menjadi turbulen, dan ketika terjadi peningkatan gerakan pusaran pada pemisahan. [6]



(a) *Static mixer* sudut 40°



(b) *Static mixer* sudut 80°



(c) *Static mixer* sudut 120°

Gambar 9. Simulasi dua dimensi aliran melewati *static mixer* pada *innertube* dengan menggunakan perangkat lunak *Cosmos Flow Work 2007*

KESIMPULAN

Dari penelitian yang telah dilakukan laju perpindahan panas pada semua variasi sudut *static mixer* mengalami peningkatan dibandingkan dengan *plain tube* (tanpa pemasangan *static mixer*). Semakin besar sudut *static mixer* maka laju perpindahan panas semakin meningkat. Laju perpindahan panas untuk variasi sudut *static mixer* 120° mengalami peningkatan yang paling besar dibandingkan dengan sudut *static mixer* 40° , 80° , dan *plain tube*. Dimana laju perpindahan panas minimum terjadi pada debit 400 liter/jam sebesar 3647.648 Watt dan maksimum pada debit 900 liter/jam sebesar 8206.6 Watt.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Holman, J.P; 1986: *Perpindahan Kalor*, Edisi kelima; Penerbit Erlangga, Jakarta.
- [2] Murugesan, P, et al; 2009: *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristic of Turbulent Flow in a Tube Fitted With Trapezoidal Cut Twisted Tape Insert*: International Journal of Academic Research; India.
- [3] Eiamsa, Smith; 2007: *Turbulent Flow Heat Transfer And Pressure Loss In A Double Pipe Heat Exchanger With Helical Rod*; Bangkok, Thailand

- [4] Pethkool, S, *et al*; 2006: *Effect of Louvered Strips on Heat Transfer in a Concentric Pipe Heat Exchanger*, Bangkok, Thailand.
- [5] Cengel, Yunus A; 2003: *Heat Transfer A Practical Approach: 2nd edition*; McGraw-Hill Companies Inc, New York.
- [6] Church, A. Austin; 1993: *Pompa dan Blower Sentrifugal*; Penerbit Erlangga, Jakarta.