

**M8-024 Analisis Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Pipa Ganda dengan *Buffel* Pengarah Aliran**

**Samsudin Anis**

Jurusan Teknik Mesin

Universitas Negeri Semarang

Kampus Unnes Sekaran, Gunungpati, Semarang 50229, Indonesia

Phone: +62-24-8508103, Fax: +62-24-8508103, Email : [samsudin\\_anis@yahoo.com](mailto:samsudin_anis@yahoo.com)

**ABSTRAK**

*Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui unjuk kerja alat penukar kalor akibat dipasangnya buffer jenis single segmental dan double segmental. Pengujian dilakukan menggunakan seperangkat alat penukar kalor pipa ganda dimana air dengan suhu yang lebih tinggi dialirkan pada sisi tube. Setelah tercapai kondisi tunak baik suhu maupun debit aliran fluida yang diharapkan, maka dilakukan pengujian. Pengukuran tekanan aliran fluida menggunakan manometer air raksa sedangkan pengukuran temperatur menggunakan termokopel dan dibaca pada digital thermometer serta debit aliran fluida diukur dengan flowmeter. Pengujian ini dilakukan pada debit fluida yang bervariasi. Selain itu, dilakukan pengujian pada penukar kalor pipa ganda tanpa menggunakan buffer sebagai pengontrol dalam menghitung besarnya kalor yang dapat diserap serta unjuk kerja penukar kalor yang diuji. Hasil eksperimen menunjukkan bahwa pemasangan buffer dengan bentuk tertentu dapat meningkatkan unjuk kerja alat penukar kalor. Hasil terbaik diperoleh pada jenis double segmental yang memiliki koefisien perpindahan kalor total rerata  $3,687 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , penurunan tekanan  $32,916 \text{ kN/m}^2$ , dan efisiensi sebesar 45,74 %. Sedangkan pemasangan jenis single segmental justru akan menurunkan unjuk kerja alat penukar kalor yang menghasilkan koefisien perpindahan kalor total rerata sebesar  $3,245 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , penurunan tekanan  $40,87 \text{ kN/m}^2$ , dan efisiensi rerata hanya sebesar 23,82 %. Hasil ini lebih rendah dari penukar kalor tanpa buffer yang memiliki efisiensi rerata sebesar 26,61% dengan koefisien perpindahan kalor total  $2,205 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  serta penurunan tekanan sebesar  $26,947 \text{ kN/m}^2$ .*

*Kata kunci : alat penukar kalor pipa ganda, unjuk kerja, buffer*

**1. Pendahuluan**

Sistem perpindahan panas merupakan suatu sistem yang sangat berperan penting dalam proses-proses di dunia industri, misalnya untuk memanaskan suatu fluida dingin, atau untuk sistem pendingin ruangan dengan cara menyerap panas dari suatu fluida panas lainnya. Untuk keperluan tersebut dapat menggunakan peralatan seperti alat penukar kalor (*heat exchanger*).

Panas dapat dihasilkan dari berbagai macam peralatan elektronika seperti pemanas elektrik. Dapat pula diperoleh dari suatu proses pembakaran dalam mesin kendaraan bermotor dan mesin pembangkit tenaga atau mesin penggerak baik yang menggunakan bahan bakar fosil seperti bensin dan solar maupun bahan bakar gas. Panas hasil pembakaran dapat pula dihasilkan dari bahan bakar biologi seperti kayu, sekam, dan sebagainya. Selain itu, sinar matahari juga merupakan penghasil panas yang jumlahnya tak terbatas serta tersedia secara gratis.

Panas yang dihasilkan dari berbagai sumber tersebut sebagian besar belum dimanfaatkan secara optimal khususnya pada proses pengeringan bahan baku seperti gabah, ikan, hasil perkebunan, dan sebagainya. Selain karena faktor sumber daya manusia (SDM), juga karena terbatasnya kemampuan, efektivitas dan unjuk kerja alat penukar kalor pada sistem perpindahan kalor. Hal ini memerlukan pengkajian yang lebih mendalam tentang metode yang dapat dilakukan untuk meningkatkan proses transfer kalor sebagai solusi alternatif masalah di atas.

Peningkatan transfer kalor merupakan proses untuk meningkatkan kinerja sistem perpindahan kalor, yang sering diartikan sebagai peningkatan koefisien perpindahan kalor. Usaha untuk meningkatkan koefisien perpindahan kalor ini telah dilakukan sejak beberapa abad yang lalu seperti Newton (1701) menyatakan bahwa perpindahan kalor secara konveksi dapat ditingkatkan melalui angin yang berhembus secara seragam. Selanjutnya, Joule (1891) menyatakan bahwa koefisien perpindahan kalor total pada proses kondensasi uap dalam pipa dapat ditingkatkan secara signifikan dengan menyisipkan koil berbentuk *helical* pada bagian *cooling jacket*.

Usaha-usaha lain yang sangat berpengaruh dalam meningkatkan koefisien perpindahan kalor antara lain adalah dengan usaha memperbesar luas permukaan, menambahkan sirip-sirip, menimbulkan aliran pusaran, dan juga dengan membuat alur (Bergels, 1988).

Dari berbagai upaya tersebut di atas, terdapat *benang merah* bahwa banyak cara atau metode yang dapat dilakukan untuk meningkatkan koefisien perpindahan kalor. Pemahaman tentang sifat perpindahan kalor yang rumit akan membantu dalam usaha meningkatkan koefisien tersebut, salah satunya adalah pola aliran fluida. Pola aliran ini sangat terkait dengan daerah lapisan batas dimana pengaruh viskositas masih dominan. Pada permulaan, pembentukan lapisan batas adalah laminar. Namun pada jarak tertentu, terjadi gangguan-gangguan pada aliran dan terjadi proses transisi hingga menjadi turbulen. Aliran turbulen memberikan koefisien perpindahan kalor yang tinggi karena pola aliran yang tidak teratur dan acak, sedangkan aliran laminar relatif kecil (Anis, S., 2003).

Pada alat penukar kalor, keberadaan *baffle* dimungkinkan dapat membantu mempercepat terjadinya proses transisi dan memperluas bidang kontak. Selain itu, *baffle* berfungsi sebagai pengarah aliran fluida khususnya fluida yang mengalir pada sisi *shell* sehingga diharapkan dapat membantu meningkatkan nilai koefisien perpindahan kalor yang pada akhirnya panas dapat terserap secara maksimal.

Arah aliran fluida baik pada sisi *tube* maupun sisi *shell* yang dikontakkan pada alat penukar kalor dapat berpengaruh pula terhadap jumlah kalor yang terserap. Arah aliran dapat dilakukan dengan mengalirkan fluida pada sisi *tube* dan *shell* secara berlawanan arah (*counter flow*) ataupun mengalir searah (*parallel flow*). Secara teoritis membuktikan bahwa aliran fluida yang berlawanan arah pada alat penukar kalor memberikan hasil yang lebih baik.

Penelitian yang pernah dilakukan sebelumnya masih terbatas pada pemakaian *baffle* dalam meningkatkan efektivitas atau unjuk kerja alat penukar kalor. Sedangkan penelitian yang berhubungan dengan bentuk *baffle* masih sulit ditemukan. Berdasarkan pemikiran tersebut, penelitian ini melibatkan variasi bentuk *baffle* pada alat penukar kalor meliputi bentuk *single segmental*, *double segmental*, dan *disc and donut* yang diharapkan dapat berpengaruh terhadap koefisien perpindahan kalor total dan unjuk kerja alat penukar kalor.

## 2. Tinjauan Pustaka

Usaha-usaha untuk meningkatkan koefisien perpindahan kalor dengan jalan merubah bentuk geometris, posisi, dan pola aliran fluida antara lain diungkapkan oleh Soenadi (1995) melakukan suatu penelitian untuk meningkatkan efisiensi perpindahan kalor di dalam pipa yaitu dengan cara menyisipkan pipa bersirip ke dalam anulus. Hasil penelitian menunjukkan bahwa peningkatan perpindahan kalor dan kerugian tekanan sangat dipengaruhi oleh gerak pusaran fluida akibat dari anulus bersirip dipilin. Penurunan jarak antar sirip diikuti peningkatan aliran pusar yang berakibat peningkatan perpindahan kalor. Disimpulkan bahwa perpindahan kalor yang merupakan korelasi bilangan Nusselt merupakan fungsi jarak antar sirip, bilangan Prandtl dan bilangan Reynolds. Sedangkan kerugian tekanan berkorelasi dalam bentuk faktor gesekan yang merupakan fungsi jarak antar sirip dan bilangan Reynolds.

Handoyo (2001) menyelidiki pengaruh penggunaan *baffle* pada *shell and tube Heat Exchanger*. Penelitian dilakukan untuk mengetahui pengaruh penggunaan *baffle* terhadap efektifitas dan penurunan tekanan dalam *heat exchanger*. Dari hasil penelitian didapat bahwa efektifitas meningkat dengan dipasangnya *baffle*. Efektifitas meningkat seiring dengan mengecilnya jarak antar *baffle* hingga suatu jarak tertentu, kemudian menurun.

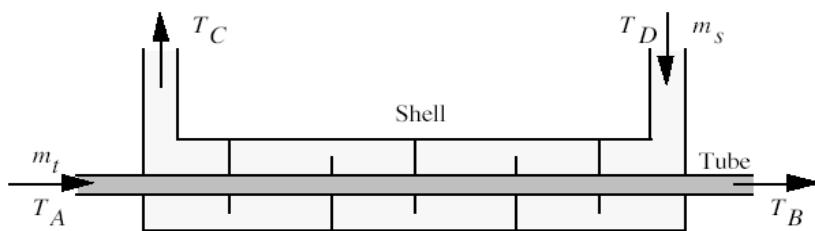
Akpınar (2004) meneliti tentang perpindahan kalor, faktor gesekan, dan kerugian energi nondimensional pada *heat exchanger* pipa ganda dengan menempatkan kawat *helical* dengan variasi jarak antar kawat. Eksperimen dilakukan dengan dua arah aliran yaitu aliran searah dan berlawanan arah pada rentang bilangan Reynolds 6.500 - 13.000. Hasil penelitian menunjukkan bahwa bilangan Nusselt meningkat hingga 2,64 kali dibandingkan dengan *heat exchanger* tanpa kawat *helical*. Faktor gesekan juga meningkat hingga 2,74 kali yang dipengaruhi oleh besarnya bilangan Reynolds dan jarak antar kawat. Kerugian energi nondimensi juga meningkat hingga 1,16 kali pada *heat exchanger* dengan kawat *helical*.

### Koefisien Perpindahan Kalor Total

Besarnya koefisien perpindahan kalor total ( $U$ ) suatu alat penukar kalor khususnya pipa ganda berbanding terbalik dengan tahanan totalnya. Tahanan ini merupakan jumlah tahanan konveksi fluida panas, lapisan atau kotoran, konduksi karena tebal *tube*, dan tahanan konveksi fluida itu sendiri. Koefisien ini dapat dihitung dengan persamaan:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (1)$$

Dalam ungkapan itu,  $h_i$  adalah koefisien perpindahan kalor konveksi sisi *tube*,  $h_o$  adalah koefisien perpindahan kalor konveksi sisi *shell*,  $\Delta x$  merupakan tebal *tube*, dan  $k$  adalah nilai konduktivitas termal bahan *tube*.



Gambar 1. Alat penukar kalor lawan arah menggunakan *buffer*

Koefisien perpindahan kalor total tersebut di atas mempengaruhi besarnya jumlah kalor (Q) yang dapat diserap yang dapat dihitung dengan persamaan :

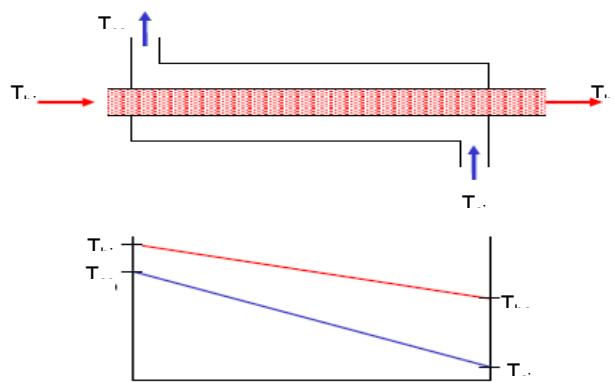
$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2)$$

dengan A merupakan luas permukaan pipa anulus dan  $\Delta T_{LMTD}$  adalah selisih suhu rata-rata logaritmik (*Log Mean Temperature Difference*).

Pada gambar 2 terlihat bahwa suhu fluida tidak konstan sepanjang pipa sehingga laju aliran kalor yang dihasilkan akan berbeda sepanjang lintasan pipa. Oleh karen itu, untuk menghitung laju aliran kalor diperlukan suhu rata-rata dengan menggunakan metoda *Log Mean Temperature Differene* (LMTD).

Untuk aliran berlawanan arah,  $\Delta T_{LMTD}$  dapat dihitung dengan persamaan (Incropera dan DeWitt, 1996):

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\left( t_{h,o} - t_{c,i} \right) - \left( t_{h,i} - t_{c,o} \right)}{\ln \left[ \frac{\left( t_{h,o} - t_{c,i} \right)}{\left( t_{h,i} - t_{c,o} \right)} \right]} \quad (3)$$



Gambar 2. Perubahan suhu pada alat penukar kalor lawan arah

### Kesetimbangan Energi dan Efektivitas

Kesetimbangan energi menggambarkan besarnya jumlah kalor yang dilepas oleh aliran fluida panas (*hot side*) sebanding dengan jumlah kalor yang diterima oleh aliran fluida dingin (*cold side*). Kesetimbangan energi untuk kedua aliran fluida tersebut masing-masing dapat dihitung dengan persamaan berikut (Incropera dan DeWitt, 1996) :

$$Q_c = \dot{m} \cdot cp \left( C_{co} - T_{ci} \right) \quad (4)$$

$$Q_h = -\dot{m} \cdot cp \left( C_{ho} - T_{hi} \right) \quad (5)$$

dengan  $\dot{m}$  adalah laju aliran massa fluida (kg/s),  $cp$  adalah kalor spesifik fluida, dan  $T$  merupakan suhu fluida. Indeks  $c$  dan  $h$  masing-masing menunjukkan fluida dingin (*cold*), dan panas (*hot*). Sedangkan indeks  $i$  dan  $o$  menunjukkan sisi aliran masuk (*in*), dan keluar (*out*).

Untuk menghitung efektivitas penukar kalor sesungguhnya, perlu diperbandingkan dengan besarnya jumlah kalor ( $Q_p$ ) yang dihasilkan oleh alat penukar kalor ideal. Beda suhu yang terjadi pada alat penukar kalor ideal hanya tergantung pada kondisi suhu masuk fluida saja. Dengan demikian, jumlah kalor yang dihasilkan dapat dihitung dengan persamaan (Incropera dan DeWitt, 1996) :

$$Q_p = \dot{m} \cdot cp \left( C_{hi} - T_{ci} \right); \text{ untuk } cold \text{ side} \quad (6)$$

$$Q_p = \dot{m} \cdot cp \left( C_{hi} - T_{ci} \right); \text{ untuk } hot \text{ side} \quad (7)$$

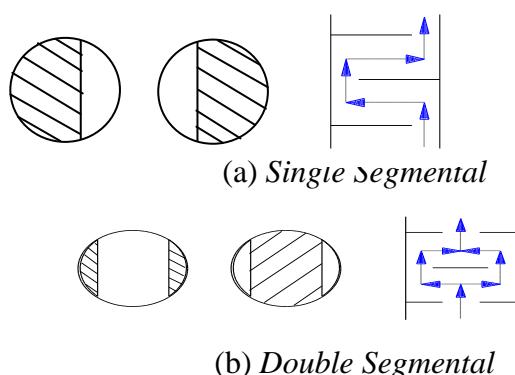
Dari persamaan (4 - 7) di atas dapat dihitung besarnya efektivitas alat penukar dengan persamaan :

$$\varepsilon = \frac{Q_c}{Q_p}; \text{ untuk } cold \text{ side} \quad (8)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_h}{Q_p}; \text{ untuk } hot \text{ side} \quad (9)$$

### 3. Metode Penelitian

Pada penelitian ini, *buffle* dibuat dari plat aluminium. Bentuk *buffle* terdiri dari *single segmental* dan *double segmental* seperti ditunjukkan pada gambar 3.



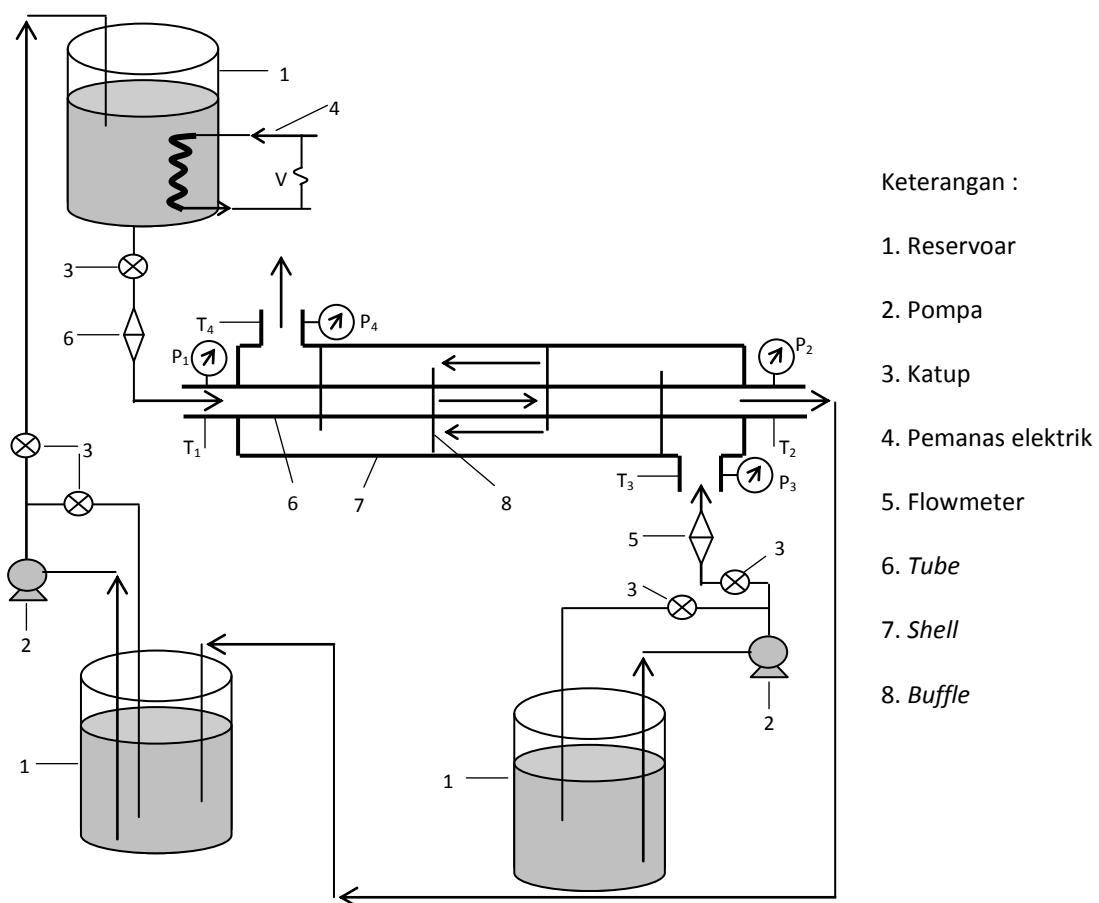
Gambar 3. Bentuk *baffle* yang digunakan

Pengujian dilakukan menggunakan seperangkat alat penukar kalor seperti terlihat pada gambar 4. Sebelum dilakukan pengujian, air pada reservoir di sisi *tube* dipanaskan hingga mencapai suhu  $80^{\circ}\text{C}$  menggunakan *heater* dan dipertahankan konstan. Kemudian pompa dihidupkan sambil mengatur arah aliran dan besarnya debit aliran fluida baik pada sisi *tube* maupun pada sisi *shell*. Air yang mengalir pada sisi *shell* dipertahankan pada suhu kamar yaitu  $28^{\circ}\text{C}$ .

Setelah tercapai kondisi tunak baik suhu maupun debit aliran fluida yang diharapkan, maka dilakukan pengujian. Selama pengujian, tekanan, temperatur fluida masuk dan keluar alat penukar kalor serta debit aliran fluida dicatat baik pada sisi *tube* maupun sisi *shell*. Pengukuran tekanan aliran fluida menggunakan manometer air raksa sedangkan pengukuran temperatur menggunakan termokopel dan dibaca pada digital thermometer. Ketelitian pengukuran temperatur selama pengujian sangat diperlukan karena mempengaruhi proses transfer kalor. Debit aliran fluida diukur dengan *flowmeter*.

Pengujian ini dilakukan pada lima macam debit fluida dan dua jenis *buffle*. Selain itu juga, dilakukan pengujian pada penukar kalor tanpa menggunakan *buffle* sebagai pengontrol dalam menghitung besarnya kalor yang dapat diserap serta unjuk kerja penukar kalor yang diuji.

Semua instrumen yang digunakan terkalibrasi sesuai dengan teknik standard yang digunakan pada penelitian-penelitian sebelumnya.



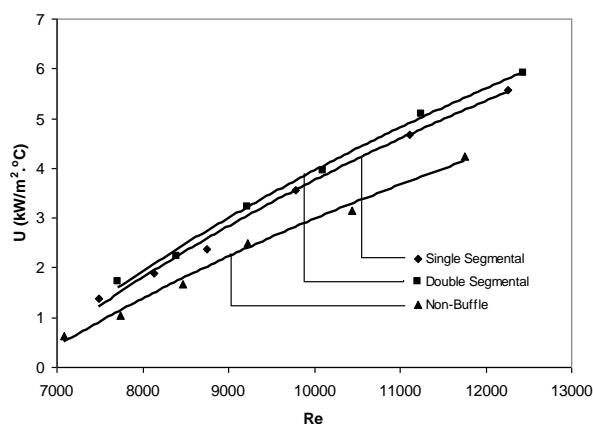
Gambar 4. Skema pengujian

#### 4. Hasil dan Pembahasan

Penelitian ini menguraikan tentang unjuk kerja penukar kalor yang di dalamnya terdapat *buffle* pengarah aliran. Unjuk kerja tersebut dicirikan dalam bentuk koefisien perpindahan kalor total ( $U$ ), penurunan tekanan ( $\Delta p$ ), dan efisiensi ( $\eta$ ). Untuk mendapatkan informasi unjuk kerja tersebut, telah dilakukan eksperimen yang melibatkan *buffle* dengan bentuk yang berbeda yaitu *single segmental* dan *double segmental* serta penukar kalor pipa ganda tanpa menggunakan *buffle*.

Gambar 5 menunjukkan hubungan antara koefisien perpindahan kalor total ( $U$ ) dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) pada berbagai bentuk *buffle* yang diuji. Secara umum, nilai koefisien perpindahan kalor total mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds.

Hasil penelitian memperlihatkan perbedaan nilai koefisien perpindahan kalor total pada tiap spesimen uji. Harga koefisien perpindahan kalor total untuk *buffle* jenis *double segmental* tampak lebih besar dibandingkan dengan bentuk lainnya. Selanjutnya diikuti oleh bentuk *single segmental* dan yang paling rendah adalah alat penukar kalor tanpa disisipi *buffle*. Harga koefisien perpindahan kalor total rerata dari semua spesimen tersebut berturut-turut adalah  $3687 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ,  $3245 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , dan  $2205 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ .



Gambar 5. Profil koefisien perpindahan kalor total

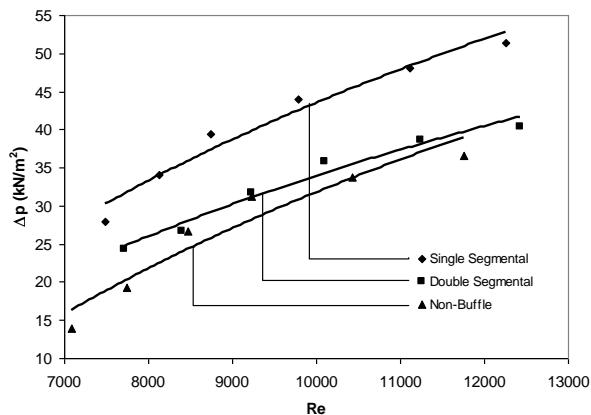
Hasil tersebut menunjukkan bahwa alat penukar kalor yang disisipi *buffle* dengan bentuk tertentu menghasilkan pola aliran fluida, distribusi kecepatan fluida, dan panjang lintasan partikel fluida yang berbeda. Perolehan nilai koefisien perpindahan kalor total yang tinggi pada bentuk *double segmental* tersebut dimungkinkan karena memiliki pola aliran fluida yang tidak teratur sepanjang *shell*, sebagaimana diketahui bahwa pola aliran yang acak akan menghasilkan nilai koefisien perpindahan kalor total yang besar.

Selain itu, bentuk *double segmental* yang khas dimana terdapat daerah pembesaran pada pusat *tube* dan pengecilan penampang pada sekeliling *tube* mengakibatkan distribusi kecepatan aliran fluida bervariasi sepanjang pipa dan memberikan lintasan partikel fluida yang lebih panjang.

Sesuai teori lapis batas bahwa aliran fluida pada daerah pengecilan luas penampang akan mengalami peningkatan kecepatan dengan menurunnya tekanan, dan kecepatan akan menurun dengan meningkatnya tekanan aliran fluida pada daerah pembesaran luas penampang. Peningkatan tekanan

tersebut memungkinkan terbentuknya daerah aliran terpisah (*separated flow-region*) sehingga terjadi resirkulasi aliran fluida, yang selanjutnya pola aliran fluida menjadi tidak teratur dan acak yang dapat memperbesar koefisien perpindahan kalor total.

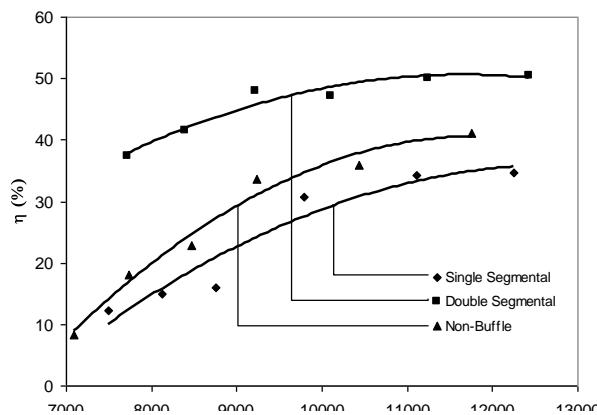
Gambar 6 menunjukkan hubungan antara penurunan tekanan ( $\Delta p$ ) dengan bilangan Reynolds (Re) untuk berbagai bentuk *buffle* yang diuji. Dari grafik terlihat bahwa penurunan tekanan mengalami peningkatan dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Peningkatan tersebut disebabkan oleh pergerakan partikel fluida yang semakin acak dan cepat sehingga energi total aliran lebih didominasi oleh energi mekanik dibanding energi tekanan. Dengan kata lain, energi yang dibutuhkan untuk mendorong fluida di dalam *shell* semakin besar jika debit fluida ditingkatkan.



Gambar 6. Profil penurunan tekanan

Hasil penelitian memperlihatkan bahwa penurunan tekanan terbesar diperoleh pada bentuk *single segmental*, kemudian diikuti bentuk *double segmental* dan yang paling kecil adalah penukar kalor tanpa *buffle*. Harga penurunan tekanan rerata dari semua spesimen tersebut berturut-turut adalah 40,87  $kN/m^2$ , 32,916  $kN/m^2$ , dan 26,947  $kN/m^2$ .

Dalam proses perancangan dan pemilihan alat penukar kalor, faktor penurunan tekanan perlu dipertimbangkan secara matang. Hal ini terkait dengan kehandalan alat penukar kalor dimana alat penukar kalor yang baik adalah memiliki koefisien perpindahan kalor total yang besar, namun penurunan tekanannya sekecil mungkin. Kedua aspek tersebut dapat ditunjukkan dalam bentuk efisiensi yang merupakan parameter kunci sebagai gambaran terhadap unjuk kerja alat penukar kalor yang dirancang. Efisiensi merupakan perbandingan energi netto terhadap jumlah kalor yang dapat diserap secara aktual.



Gambar 7. Profil efisiensi

Profil efisiensi untuk semua spesimen dapat dilihat pada gambar 7. Grafik ini menunjukkan hubungan efisiensi ( $\eta$ ) terhadap bilangan Reynolds (Re). Secara umum, efisiensi meningkat dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Peningkatan efisiensi terbesar diperoleh pada bentuk *double segmental*, sedangkan yang terkecil adalah bentuk *single segmental*. Efisiensi rerata untuk semua spesimen yang diuji adalah 45,74% untuk *double segmental*, 26,61% untuk *non-buffle*, dan 23,82% untuk *single segmental*.

Hasil di atas menunjukkan bahwa bentuk *double segmental* mempunyai unjuk kerja yang lebih baik dibanding bentuk lainnya.

## 5. Kesimpulan

Dari hasil penelitian dapat disimpulkan bahwa pemasangan *baffle* dengan bentuk tertentu dapat meningkatkan unjuk kerja alat penukar kalor. Hasil terbaik diperoleh pada jenis *double segmental* yang memiliki koefisien perpindahan kalor total rerata sebesar  $3,687 \text{ kW/m}^2\text{.}^0\text{C}$ , penurunan tekanan  $32,916 \text{ kN/m}^2$ , dan efisiensi sebesar 45,74 %. Sedangkan pemasangan jenis *single segmental* justru akan menurunkan unjuk kerja alat penukar kalor dengan koefisien perpindahan kalor total rerata sebesar  $3,245 \text{ kW/m}^2\text{.}^0\text{C}$ , penurunan tekanan  $40,87 \text{ kN/m}^2$ , dan efisiensi rerata hanya sebesar 23,82 %. Hasil ini lebih rendah dari penukar kalor tanpa *baffle* yang memiliki efisiensi rerata sebesar 26,61% dengan koefisien perpindahan kalor total  $2,205 \text{ kW/m}^2\text{.}^0\text{C}$  serta penurunan tekanan sebesar  $26,947 \text{ kN/m}^2$ .

## Daftar Pustaka

1. Akpinar, E. K., (2004), *Evaluation Of Heat Transfer and Exergy Loss in A Concentric Double Pipe Exchanger Equipped with Helical Wires*, Journal Energy Conversion and Management, <http://www.sciencedirect.com/science>
2. Anis, S., *Karakteristik Perpindahan Kalor dan Penurunan Tekanan pada Alat Penukar Kalor Pipa Ganda*, Jurnal Profesional, 5 (1) (2007) 650-660.
3. Burmeister, L. C., *Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, 1983.
4. Butler, Jason E., 2005, *Unit Operations: The Heat Exchange Experiment*, Department of Chemical Engineering, The University of Florida.
5. Castro, J. B., et.al., *Optimized Design Of A Heat Exchanger For An Air-To-Water Reversible Heat Pump Working With Propane (R290) As Refrigerant: Modelling Analysis And Experimental Observations*, Journal Applied Thermal Engineering, 25 (2004) 2450-2462.
6. Ellerby, P., *Computer Simulation Facilitates Ninefold Improvement In Heat Exchanger Efficiency*, JA093 (1999) 1-3.
7. Handoyo, E. A., *Pengaruh Penggunaan Baffle pada Shell-and-Tube Heat Exchanger*. <http://puslit.petra.ac.id/journals/mechanical/mech03-01-01-4baru.php>
8. Incropera, F.P. dan DeWitt, D.P., *Fundamentals of Heat Transfer*, Ed. 2, John Willey & Sons, New York, 1996.
9. Liebenberg, L., Meyer, J.P., *Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics Of Angled Spiralling Tape Inserts In A Heat Exchanger Annulus*, HEFAT2005, 4<sup>th</sup> International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Cairo, Egypt, (2005) 1-4.
10. Schlichting, H., *Boundary Layer Theory*, ed. 7, Mc Graw Hill Book Co., New York, 1979.