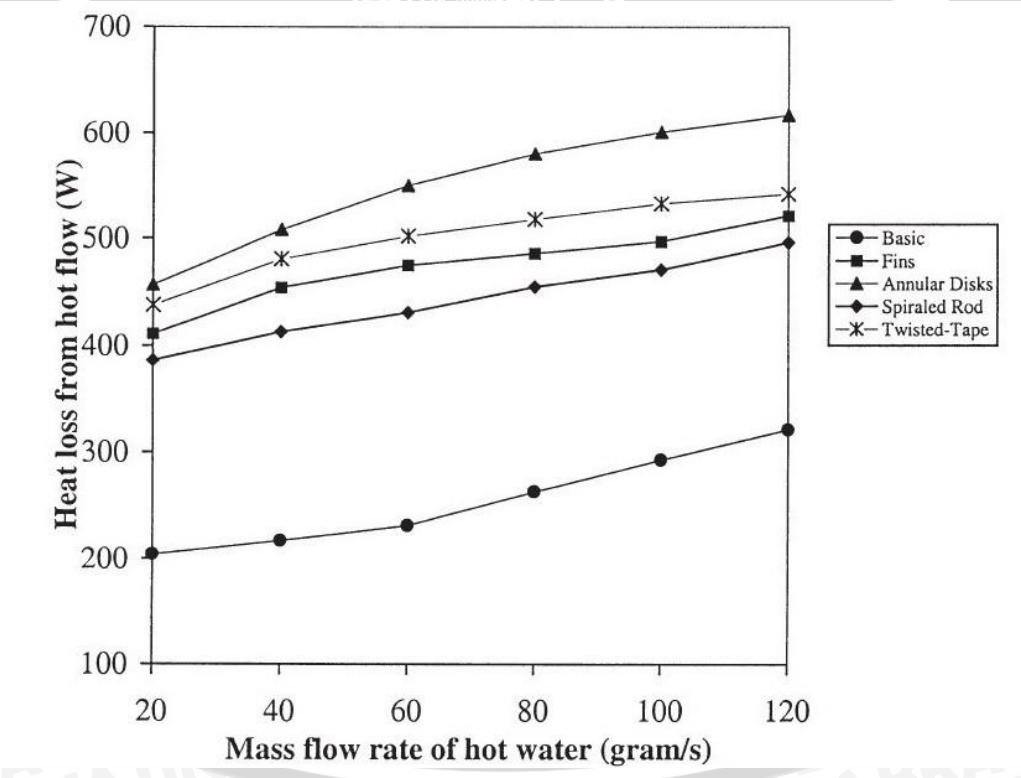
# BAB II
# TINJAUAN PUSTAKA

## 2.1 Penelitian Sebelumnya

Hosni (2003) melakukan penelitian yang dilakukan dengan membandingkan empat jenis turbulator dengan aliran berlawanan (*counter flow*) dengan diameter pipa dalam 14,35 mm, tebal 1,5 mm, diameter pipa luar 15,875 mm dan diameter luar pipa aliran dingin 40,13 mm berbahan PVC. Turbulator yang digunakan adalah *Fin* tanpa sudut, *spiraled rod, twisted strip* dan *angular disk.* Fluida dingin menggunakan air murni pada pipa luar dengan massa alir 10 g/s dan pada pipa dalam adalah air murni dengan massa alir 15 g/s. Temperatur masuk air dingin dijaga 20$^{o}$C dan temperatur air panas dijaga 70$^{o}$C. Penelitian tersebut menyimpulkan bahwa semakin besar massa alir fluida dan transfer energi panas untuk tiap penggunaan *turbulator*, akan menyebabkan koefisien perpindahan panas semakin tinggi. Ilustrasi dari hasil penelitian tersebut dapat dijelaskan dalam gambar 2.1 dibawah ini.




Gambar 2.1 Hubungan heat loss terhadap mass alir
Sumber : Hosni (2003: 7)

Ardiansyah (2011) melakukan penelitian eksperimental terhadap pengaruh sudut *static mixer* terhadap laju perpindahan panas dan *pressure drop* pada *counter flow heat exchanger,* penelitian dilakukan dengan memvariasikan sudut *static* sebesar 40° , 80°

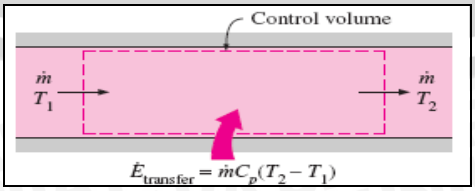
dan 120°, alat ini diletakkan pada pipa bagian dalam *(tube)*. Hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa dengan adanya pemasang penghalang dengan variasi sudut *static* menyebabkan terjadinya peningkatan laju perpindahan kalor jika dibandingkan tanpa penghalang. Disamping itu peningkatan sudut *static* berbanding lurus dengan faktor gesekan sehingga akan meningkatkan kehilangan tekanan.

Ridho (2012) melakukan penelitian tentang pengaruh jarak peletakan *static radial fin* terhadap unjuk kerja *heat exchanger* jenis *counter flow*, penelitian dilakukan dengan 3 (tiga) macam variasi jarak peletakan *static radial fin* yaitu 250mm, 500mm and 750mm dari sisi masuk pipa yang dialiri air panas.. Hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa semakin dekat peletakan *static radial fin* dengan sisi masuk maka laju perpindahan kalor akan meningkat, sedangkan *pressure drop* meningkat pada pemasangan jarak *static radial fin* 750mm dari sisi masuk pipa.

## 2.2 Energi Kalor

Energi kalor merupakan energi yang menunjukkan tingkat kecepatan gerakan atom-atom penyusun suatu benda, baik itu gerakan dalam bentuk perpindahan maupun gerakan di tempat yang berupa getaran. Tingkat energi kalor suatu benda diindikasikan dengan temperatur benda tersebut. Secara mikroskopis, temperatur menunjukkan energi kalor yang dimiliki oleh suatu benda. Makin tinggi kecepatan gerakan atom-atom penyusun suatu benda, makin tinggi temperatur benda tersebut, sehingga energi kalor yang dimiliki benda tersebut akan semakin tinggi.

Pada fluida yang mengalir *steady* di dalam suatu sistem dengan volume tertentu dimana terdapat satu *inlet* dan satu *outlet* maka laju aliran massa fluida yang masuk akan sama dengan laju aliran massa fluida keluar atau $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}$, jika fluida tersebut tidak melakukan kerja maka besarnya energi kalor yang ditansfer oleh suatu fluida akan sama dengan perubahan energi yang terdapat pada sistem tersebut, ilustrasi tentang hal ini dapat dilhat pada gambar 2.2 berikut.




Gambar 2.2 Energi kalor yang ditransfer pada sistem dengan *control volume*
Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach* (2003: 13)

Besarnya laju energi kalor pada sistem tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = \dot{m} . C_p . (T_2 - T_1) \qquad \text{(Çengel, 2003:13)} \quad (2\text{-}1)$$

Dimana : $\dot{Q}$ = laju energi kalor (W)

$\dot{m}$ = laju aliran massa fluida ($\frac{Kg}{s}$)

$C_p$ = Kalor spesifik pada tekanan konstan ($\frac{J}{Kg.\,^0K}$)

$T_1$ = Temperatur saluran masuk ($^0K$)

$T_2$ = Temperatur saluran keluar ($^0K$)

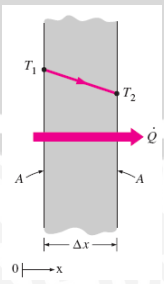
## 2.3 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor merupakan transfer energi kalor dari suatu materi ke materi lain, baik melalui perantara maupun tanpa perantara. Kalor dapat berpindah melalui tiga macam cara, yaitu konduksi, konveksi dan radiasi. Dalam penelitian ini, perpindahan panas hanya terjadi melalui proses konduksi dan konveksi.

### 2.3.1 Perpindahan Kalor Konduksi

Konduksi merupakan proses perpindahan energi kalor dari partikel yang mempunyai energi kalor lebih tinggi ke partikel lain yang mempunyai energi kalor lebih rendah, sebagai hasil dari interaksi antar partikel-partikel tersebut Fenomena ini dikatakan bahwa energi berpindah secara konduksi. Perpindahan kalor konduksi dapat terjadi pada material padat, cair maupun gas.

Contoh dari perpindahan kalor konduksi dalam satu medium berupa dinding dengan ketebalan $\Delta x$ dan luas penampang (A) dimana terjadi perpindahan kalor dari temperatur tinggi ke temperatur rendah dapat terlihat pada gambar 2.3.




Gambar 2.3 Perpindahan panas konduksi melalui sebuah dinding dengan ketebalan $\Delta x$dan luas penampang A

Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach* (2003:18)

Perpindahan panas konduksi seperti pada ilustrasi diatas dapat dituliskan menjadi persamaan berikut:

$$\dot{Q}_{kond} = -\,k\,A\,\frac{\Delta T}{\Delta x} = -\,k\,A\,\frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \qquad \text{(Çengel, 2003:18)} \qquad (2\text{-}2)$$

Dengan:

$\dot{Q}_{kond}$ = laju perpindahan panas konduksi (W)

$k$ = konduktivitas panas material ($\frac{W}{m\,.\,^oC}$)

$A$ = luas area perpindahan panas ($m^2$)

$T_1$ = temperatur dinding panas masuk ($^oC$)

$T_2$ = temperatur dinding panas keluar ($^oC$)

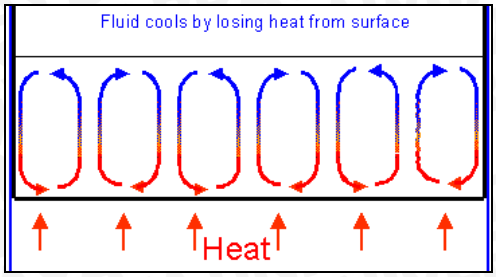
$\Delta x$ = tebal dinding (m)

Tanda (-) menunjukkan kenyataan bahwa aliran kalor dengan konduksi terjadi ke arah gradient temperatur yang menurun.

### 2.3.2 Perpindahan Kalor Konveksi

Perpindahan kalor konveksi merupakan perpindahan energi kalor antara permukaan padat dan fluida cair maupun gas bergerak yang saling berbatasan dan melibatkan kombinasi antara konduksi dan gerakan fluida. Mekanisme perpindahan kalor konveksi merupakan proses pencampuran satu bagian fluida dengan bagian fluida lain sehingga terjadi proses transfer massa dan energi dari fluida tersebut.

Proses perpindahan kalor konveksi terjadi pada beberapa tahap. Proses tersebut yaitu, energi kalor akan berpindah secara konduksi dari permukaan ke partikel-partikel fluida yang berbatasan (daerah yang berwarna merah, gambar 2.4). Energi kalor tersebut akan menaikkan suhu dan energi dalam (*internal energy*) pertikel-partikel ini. Dengan adanya perbedaan massa jenis akibat peningkatan temperatur, partikel-partikel fluida panas tersebut akan bergerak ke daerah yang bersuhu lebih rendah (daerah yang berwarna biru, gambar 2.4) kemudian akan bercampur dan memindahkan sebagian energinya kepada partikel-partikel fluida yang berbatasan.




Gambar 2.4 Proses terjadinya perpindahan kalor konveksi
Sumber : http://en.wikipedia.org/wiki/Convection

Secara umum perpindahan kalor konveksi diklasifikasikan menjadi dua yaitu :

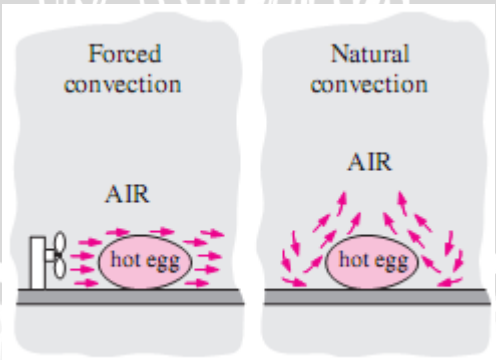
1. Konveksi bebas (*free convection*)

   Gerakan perpindahan fluida pada konveksi bebas terjadi karena adanya perbedaan kerapatan molekul fluida yang disebabkan oleh adanya perbedaan atau gradien temperatur, proses ini terjadi secara alamiah sehingga sering disebut konveksi alamiah ( *natural canvection*).

2. Konveksi paksa (*forced convection*)

   Pada konveksi paksa fluida dipaksa bergerak oleh adanya gaya atau energi dari suatu peralatan, misalnya pompa dan kipas (*fan*). Dalam penerapan di industri proses ini lebih sering digunakan dari pada konveksi bebas, karena mempunyai transfer kalor yang lebih tinggi tetapi dibutuhkan tambahan energi untuk penggerak pompa atau kipas yang digunakan.

Ilustrasi perpindahan kalor konveksi bebas dan konveksi paksa dapat dilihat pada gambar 2.5 .




Gambar 2.5 Perpindahan kalor konveksi
Sumber : Çengel, *Thermodynamics : an engineering approach* (2003:94)

Besarnya laju perpindahan panas konveksi dapat dinyatakan secara matematik :

$$\dot{Q}_{conv} = h_c . A . (T_s - T_\infty)$$ (Cengel, 2002:26) (2-3)

Dengan : $Q$ = Laju perpindahan kalor konveksi (W)

$h_c$ = Koefisien perpindahan kalor konveksi ($\frac{W}{m . {}^0C}$)

$A$ = Luas permukaan panas ($m^2$)

$T_s$ = Suhu permukaan ( ${}^0C$)

$T_\infty$ = Suhu fluida ( ${}^0C$)

**2.4 Analisa Aliran**

Perpindahan panas konveksi tergantung pada keadaan aliran lapisan batas dan apakah aliran tersebut laminar atau turbulen. Cara menentukan keadaan suatu aliran (bersifat laminar atau turbulen) maka yang dapat dijadikan acuan adalah besarnya bilangan Reynold dari aliran tersebut. Bilangan Reynold dapat menghasilkan bilangan Nusselt. Besar bilangan Nusselt akan menentukan besarnya nilai dari koefisien perpindahan kalor konveksi.

**2.4.1 Aliran Laminar**

Aliran laminar adalah aliran yang bergerak dalam lapisan-lapisan dengan gerakan yang teratur. Perpindahan momentum dan massa dalam aliran ini terjadi secara molekular dalam skala submikroskopis dari lapisan yang mempunyai kecepatan yang relatif tinggi menuju ke lapisan lain yang memiliki kecepatan yang relatif lebih rendah. Kecenderungan ke arah turbulensi diredam oleh gaya-gaya viskos yang memberikan hambatan terhadap gerakan relatif lapisan-lapisan fluida. Pada aliran laminar partikel-partikel fluida bergerak secara berurutan mengikuti lintasan yang teratur dan memiliki kecepatan yang tetap. Untuk aliran laminar nilai bilangan Reynold adalah :

$Re < 5 . 10^5$ untuk aliran eksternal (Cengel, 2002:372)

$Re < 2300$ untuk aliran internal (Cengel, 2002:422)

**2.4.2 Aliran Turbulen**

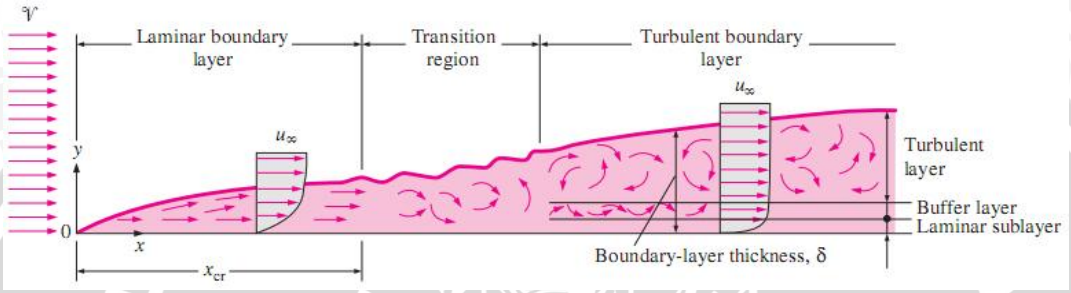
Pada aliran turbulen, partikel-partikel fluida bergerak secara acak dengan kecepatan yang berfluktuasi dan saling interaksi antar gumpalan-gumpalan fluida. Pada aliran ini lapisan-lapisan fluida tidak terlihat lagi sehingga aliran fluida dibayangkan sebagai bongkahan-bongkahan fluida. Pergerakan dari bongkahan-bongkahan fluida tersebut terjadi secara acak, sehingga proses perpindahan momentum dan massa terjadi secara makroskopis. Partikel-partikel bongkahan fluida berfungsi sebagai pembawa

energi dan memindahkan energi dengan cara bercampur dengan partikel-partikel lain dari fluida tersebut. Untuk aliran turbulen, nilai bilangan Reynold adalah :

Re > 5. $10^5$ untuk aliran eksternal (Cengel, 2002:372)

Re > 4000 untuk aliran internal (Cengel, 2002:422)

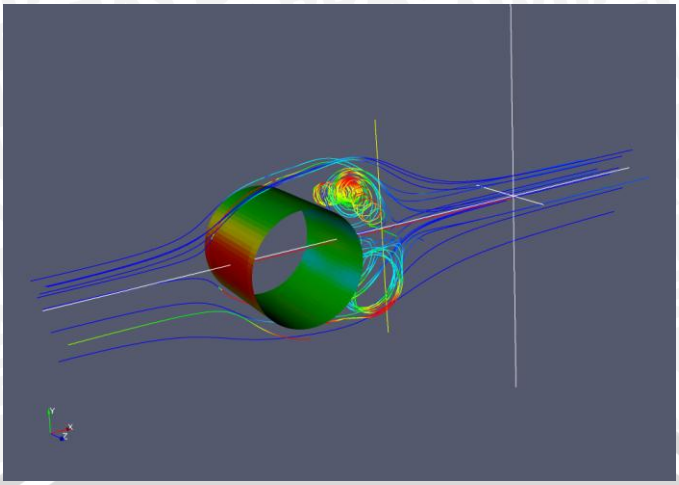
Sebelum terjadi aliran turbulen, aliran akan mengalami proses transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen. Untuk aliran *internal*, aliran transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen terjadi pada bilangan Reynold antara 2300 – 4000 . Proses transisi tersebut dapat dilihat pada gambar 2.6 berikut ini.




Gambar 2.6 Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran *eksternal*)
Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach* ,2002:339

### 2.4.3 Vortex

*Vortex* adalah massa fluida cair atau gas dimana partikel-partikelnya bergerak berputar. Gerakan partikel fluida yang berputar disebabkan oleh adanya perbedaan kecepatan antar lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan. Pada bilangan Reynold yang rendah vortex akan berbentuk seperti tapal kuda semakin tinggi bilangan Reynold maka bentuknya akan semakin meruncing. Animasi yang menggambarkan *vortex* dapat dilihat pada gambar 2.7.



Gambar 2.7 Animasi terbentuknya *vortex* pada aliran berpenghalang
Sumber : http://www.cs.ualberta.ca/vortex

*Vortex* dibagi menjadi dua yaitu *vortex* paksa dan *vortex* bebas. *Vortex* paksa mekanisme pembentukannya melibatkan energi dari luar, misalnya fluida yang diaduk dalam wadah. Sedangkan *vortex* bebas terjadi akibat gerakan internalnya sendiri yaitu adanya aliran sekunder.

### 2.4.4 Aliran Dalam Pipa

Secara konvensional aliran fluida dalam pipa dialirkan secara paksa untuk mencapai besar perpindahan kalor tertentu dengan menggunakan pompa, fan dan alat peningkat kecepatan aliran fluida lainnya sehingga aliran dalam pipa menjadi turbulen. Terdapat suatu lapisan batas kecepatan dan lapisan batas thermal dengan mengamati aliran dalam pipa. Pada lapisan batas tersebut kecepatan fluida dalam pipa berubah dari pada permukaan pipa dan mencapai maksimum pada pusat pipa. Pada saat fluida dalam pipa dipanaskan atau didinginkan, temperatur fluida arah melintang berubah dari $T_s$ pada permukaan dinding pipa dan menjadi maksimum (atau minimum pada proses pemanasan) pada pusat pipa.

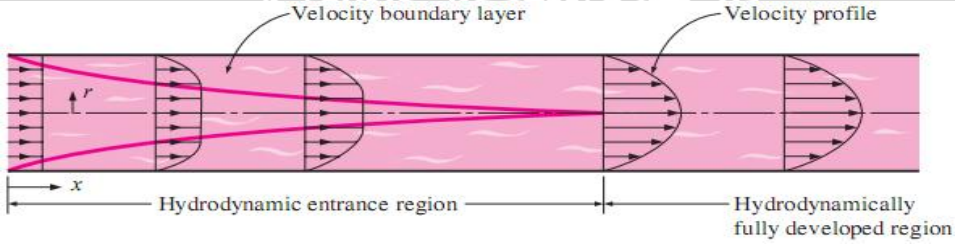
### 2.4.5 Lapisan Batas

Lapisan batas merupakan lapisan fluida yang membagi medan aliran disekitar sebuah benda ke dalam dua wilayah, lapisan tersebut menutupi daerah dimana pada daerah tersebut terdapat gradien suhu atau gradien kecepatan yang besar.

### 2.4.5.1 Lapisan Batas Hidrolik

Lapisan batas hidrolik adalah suatu daerah dimana gaya-gaya viskos fluida berpengaruh pada kecepatan fluida. Bentuk profil kecepatan di dalam lapisan batas tergantung pada jenis alirannya. Sebagai contoh adalah saat suatu aliran melewati sebuah pelat datar yang ditempatkan dengan permukaanya sejajar terhadap aliran. Pada tepi depan plat, hanya partikel-partikel fluida yang langsung bersinggungan dengan permukaan tersebutlah yang menjadi lambat gerakannya. Sedangkan fluida selanjutnya akan terus bergerak dengan kecepatan aliran bebas *(free stream)* yang tidak terganggu di depan plat. Gaya-gaya geser menyebabkan semakin banyak fluida yang terhambat akibat majunya fluida sepanjang plat, dan tebal lapisan batas meningkat.

Tebal lapisan batas hidrolik di dalam pipa merupakan jarak antara titik yang mempunyai kecepatan 99% kecepatan aliran bebas terhadap permukaan pipa (Cengel,2002:341). Kecepatan aliran fluida berubah dari kecepatan 0 pada permukaan pipa dan mencapai maksimum pada pusat pipa. Pertumbuhan lapisan batas serta profil-profil kecepatan dalam pipa ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah ini.




Gambar 2.8 Proses berkembangnya lapisan batas hidrolik
Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2002 : 423

Jika tebal lapisan batas hidrolik pada pipa sudah mencapai pusat pipa, maka aliran dalam pipa tersebut disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*).

Meningkatnya bilangan Reynold pada aliran laminar akan menyebabkan posisi terjadinya aliran yang telah berkembang penuh akan semakin jauh dari posisi masuknya fluida. Sedangkan untuk aliran turbulen, posisi terjadinya aliran berkembang penuh lebih pendek dibanding aliran laminer. Jika jarak antara masuknya aliran terhadap lokasi terjadi aliran berkembang penuh secara hidrolik ( *hydrodynamic entrance region*), $L_h$, maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut. (Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2002:423)

$L_{h,\ laminar} \approx 0{,}065\ Re\ D$

$L_{h,\ turbulen} \approx 10\ D$

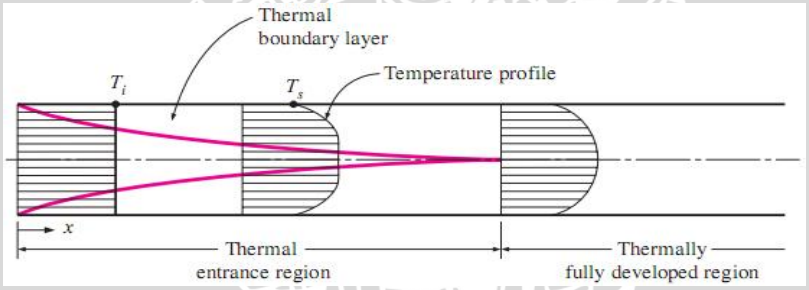
Dimana:

D : diameter pipa (m)

Re : bilangan Reynold

**2.4.5.2 Lapisan Batas *Thermal***

Temperatur fluida berubah pada arah melintang pipa pada aliran dalam pipa yang dipanaskan atau didinginkan dari luar. Pada proses pendinginan, temperatur minimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan maksimum pada pusat pipa. Sedangkan pada proses pemanasan, temperatur maksimum terjadi pada permukaan dinding pipa dan temperatur minimum pada pusat pipa. Lapisan batas merupakan daerah yang mempunyai gradien temperatur antara titik dengan temperatur 99% temperatur dinding pipa terhadap pusat pipa. Aliran dalam pipa disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*) secara termal jika tebal lapisan batas termal telah mencapai pusat pipa. aliran *fully developed flow* digambarkan dalam gambar 2.9 diabawah ini.




Gambar 2.9 Proses berkembangnya lapisan batas *thermal*
Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2002: 424

Jika $L_t$ adalah jarak antara masuknya aliran terhadap lokasi terjadi aliran berkembang penuh secara termal ( *thermal entrance region*), maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat ditunjukkan sebagai berikut. (Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2002:425)

$L_{t,\ laminar} \approx 0{,}05\ Re\ Pr\ D$

$L_{t,\ turbulen} \approx 10\ D$

Pada aliran turbulen lokasi terjadinya aliran berkembang penuh secara termal pada kecepatan sedang sampai tinggi jaraknya dari sisi masuk akan lebih pendek daripada aliran laminar. Karena pusaran yang terjadi pada aliran turbulen menyebabkan panas cepat tercampur antara bagian tengah aliran dengan bagian yang

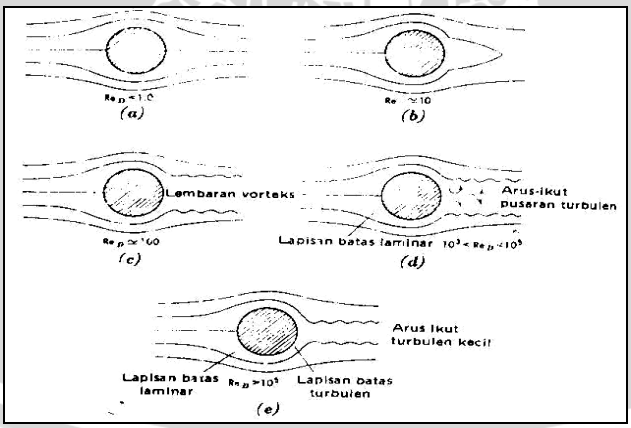
bersinggungan dengan permukaan pipa sehingga batas beda temperatur akan lebih cepat bertemu dan profil termal yang terbentuk akan lebih tumpul.

Gesekan fluida dengan permukaan pipa mempengaruhi profil kecepatan fluida melalui pipa. Pada daerah *hydrodynamically developed*, profil kecepatan akan konstan. Pendapat yang sama dapat diberikan untuk koefisien perpindahan kalor pada daerah *thermally developed*.

### 2.4.6 Aliran melalui silinder penghalang

Fluida yang melintasi silinder penghalang akan mengalami perubahn garis aliran. Partikel-partikel fluida yang membentur titik terdepan dari benda (silinder penghalang) akan berhenti dan tekanan pada titik tersebut akan mengalami peningkatan di atas tekanan aliran bebas (*free-stream*). Titik terdepan pada benda tersebut disebut titik stagnasi (*stagnation point*). Aliran menjadi terbagi pada titik stagnasi silinder dan terbentuklah lapisan batas yang menebal disepanjang permukaan. Kecepatan akan mencapai maksimum pada kedua sisi silinder, kemudian berkurang lagi sampai nol pada titik stagnasi dibelakang.

Pola aliran disekeliling silinder akan mengalami sederetan perubahan dengan meningkatnya bilangan Reynold. Bilangan Reynold yang rendah melalui silinder penghalang maka pola aliran yang terjadi laminar, sedangkan bilangan Reynold yang tinggi maka pola aliran yang terjadi menjadi turbulen seperti terlihat pada gambar 2.10 berikut :




Gambar 2.10 Garis-garis aliran melewati sebuah silinder
Sumber : Kreith, Prinsip-prinsip Perpindahan Kalor, 1997: 462

Aliran fluida yang melewati silinder penghalang akan lebih mudah menjadi turbulen karena adanya peningkatan kecepatan pada sisi sempit. Selain itu juga disebabkan karena adanya perbedaan tekanan akibat adanya titik stagnasi pada sisi belakang silinder penghalang.

### 2.4.7 Bilangan Reynold (Re)

Fluida yang mengalir memiliki suatu pola aliran. Pola aliran tersebut adalah pola laminar yang bergerak secara teratur dan pola turbulen yang bergerak tidak teratur dan acak. Proses perubahan dari aliran laminar ke aliran turbulen dipengaruhi oleh geometri, kekasaran, kecepatan, temperatur permukaan dan tipe fluida yang mengalir . Bilangan Reynold merupakan bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos dari suatu fluida.

Secara matematis besarnya bilangan Reynold dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{\rho.V.L}{\mu} = \frac{V.L}{\nu}$$ (M. White, 2003:24) (2-4)

V = kecepatan aliran bebas ( $\frac{m}{s}$ )

L = panjang aliran (m)

$\nu$ = μ/ρ = viskositas kinematik fluida ( $\frac{m^2}{s}$ )

μ = viskositas dinamik ( $\frac{kg}{m.s}$ )

ρ = massa jenis ( $\frac{kg}{m^3}$ )

### 2.4.8 Bilangan Prandtl (Pr)

Bilangan Prandtl adalah perbandingan viskositas kinematik fluida dan difusivitas termal. Viskositas kinematik fluida menunjukan laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul. Difusivitas termal memberi petunjuk tentang hal serupa mengenai difusi kalor dalam fluida.

Besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida ditunjukan dengan perbandingan kedua kuantitas tersebut. Tapi kedua laju difusi inilah sebetulnya yang menentukan berapa tebal lapisan batas termal pada suatu medan aliran tertentu. Jadi bilangan Prandtl merupakan penghubung antara medan kecepatan dan medan suhu dan dirumuskan sebagai berikut :

$$\Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/Cp.\rho} = \frac{\mu.Cp}{k}$$ (Holman, 1991:213) (2-5)

Dengan

$\alpha$ = difusivitas termal fluida ( $\frac{m^2}{s}$ )

$Cp$ = panas spesifik pada tekanan konstan ( $\frac{J}{Kg.{}^oK}$ )

$k$ = konduktivitas termal fluida ( $\frac{W}{m.{}^oK}$ )

$\mu$ = viskositas dinamik fluida ( $\frac{Kg}{m.s}$ )

$v$ = viskositas kinematik ( $\frac{m^2}{s}$ )

### 2.4.9 Bilangan Nusselt (Nu)

Bilangan Nusselt merupakan bilangan yang didapat dari pengukuran eksperimental, yang terdiri dari bilangan Reynold, Prandtl dan konstanta yang harganya tergantung pada geometri saluran dan sifat aliran. Bilangan Nusselt menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses konduksi pada lapisan fluida yang sama. Berikut merupakan laju perpindahan kalor tiap waktu tiap unit luas pada proses koveksi dan konduksi:

$$\dot{Q}_{conv} = h\Delta T \qquad \text{(Cengel,2003:336)} \qquad (2\text{-}6)$$

$$\dot{Q}_{cond} = k\frac{\Delta T}{L} \qquad \text{(Cengel,2003:336)} \qquad (2\text{-}7)$$

Sehingga diperoleh perbandingan sebagai berikut:

$$\frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T / L} = \frac{hL}{k} = Nu \qquad \text{(Cengel,2003:336)} \qquad (2\text{-}8)$$

Dimana : L = panjang aliran (m)

$h$ = koefisien perpindahan panas konveksi ( $\frac{W}{m^2.{}^0K}$ )

$k$ = konduktivitas termal fluida ( $\frac{W}{m.{}^0K}$ )

Hubungan antara bilangan *Nuselt* dengan bilangan Reynold dan bilangan *Prandlt* adalah sebagai berikut :

Untuk aliran dalam pipa adalah sebagai berikut :

- Aliran laminar

$$Nu = 1{,}86\left(\frac{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\,D}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (\mathrm{Pr} > 0{,}5) \qquad \text{(Cengel, 2003:437)} \qquad (2\text{-}9)$$

Dengan : D : diameter pipa (m)

L : panjang pipa (m)

$\mu_s$ : viskositas dinamik fluida pada temperatur permukaan ( $\frac{Kg}{m.s}$ )

$\mu_b$ : viskositas dinamik fluida pada temperatur *bulk* ( $\frac{Kg}{m.s}$ )

- Aliran turbulen

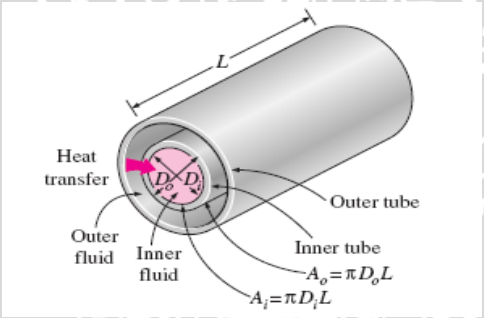
$$Nu = 0{,}023\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{n} \quad (0{,}7 \le \mathrm{Pr} \le 160) \quad \text{(Cengel, 2003:441)} \quad \text{(2-10)}$$

n = 0,4 untuk pemanasan dan n = 0,3 untuk pendinginan

Dari rumus (2-10) dapat dilihat bahwa semakin besar bilangan Reynold maka bilangan *Nuselt* akan semakin besar pula. Dan bilangan Reynold yang besar dimiliki oleh aliran yang turbulen.

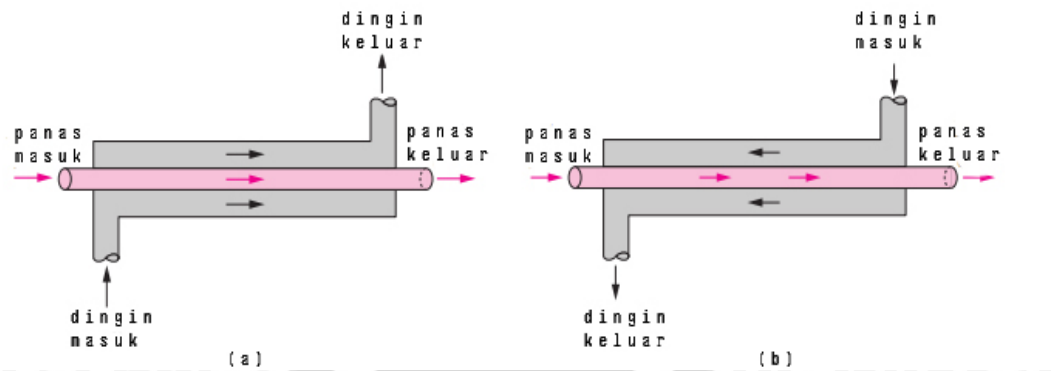
## 2.5 Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah alat yang berfungsi memindahkan kalor antara dua fulida yang mempunyai perbedaan temperatur dan menjaga agar kedua fluida tersebut tidak bercampur (Cengel, 2003:667). Salah satu jenis dari alat penukar kalor menurut konstruksinya adalah *Concentric tube annulus heat exchanger,* yaitu alat penukar kalor yang terdiri dari pipa kecil yang terletak di dalam pipa yang lebih besar. Pipa yang terletak dibagian dalam disebut juga *inner tube,* sedangkan pipa yang terletak dibagian luar disebut juga *outer tube,* seperti terlihat pada gambar 2.11 berikut.




Gambar 2.11 *Concentric tube annulus heat exchanger*
Sumber : Cengel, *Heat Transfer A Practical Approach*, 2003: 672.

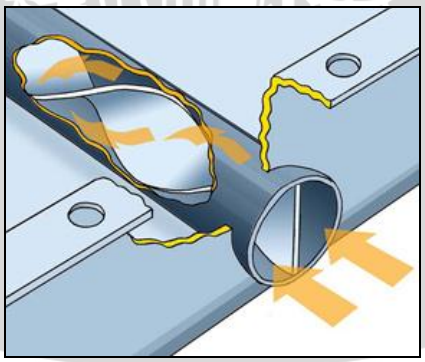
Ada dua tipe jenis pola susunan aliran fluida yang masuk kedalam *double tub*e heat exchanger yaitu secara *parallel flow* dan *counter flow*. Pada *heat exchanger* tipe *parallel flow,* kedua aliran panas dan dingin masuk dan keluar pipa *heat exchanger* dalam arah aliran yang sama. Sedangkan pada *heat exchanger* tipe *counter flow* aliran fluida panas dan dingin masuk kedalam masing - masing pipa *heat exchanger* berarah berlawanan.




Gambar 2.12 *Parallel and counterflow heat exchanger*
Sumber : *Cengel, Heat Transfer A Practical Approach,* 2003: 668

Pada penukar kalor tipe *counter flow*, suhu akhir fluida dingin dapat melampaui suhu akhir fluida panas karena terdapat perpindahan kalor yang efektif sepanjang pipa. Keuntungan yang lain dari tipe ini adalah luas permukaan yang lebih kecil dibandingkan dengan aliran searah (*parallel flow*).

Beberapa metode digunakan untuk meningkatkan unjuk kerja alat penukar kalor, diantaranya dengan menggunakan turbulator. *Turbulator* menciptakan aliran yang acak sehingga meningkatkan koefisien perpindahan panas alat penukar kalor. Macam-macam contoh turbulator yang digunakan adalah twisted *tape turbulators, brock turbulator* dan *wire turbulator*. Akan tetapi turbulator yang berlebihan akan meningkatkan kerugian tekanan sehingga kerja pompa akan menjadi berat. Contoh dari turbulator ditunjukkan pada gambar 2.13 dibawah ini.



Gambar 2.13 *Helical turbluator*
Sumber : http://www.transmissioncenter.net/DeraleTube

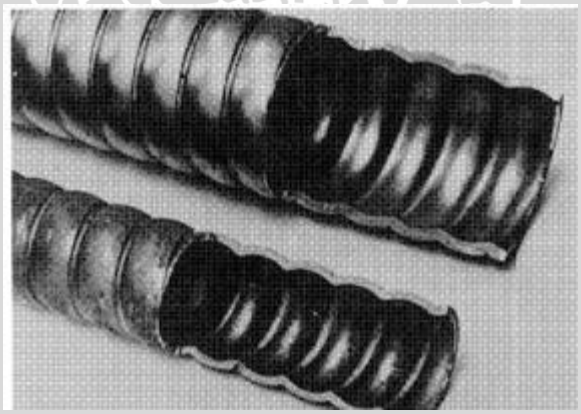
### 2.5.1 Peningkatan Kinerja Alat Penukar Kalor

Peningkatan kinerja alat penukar kalor berarti memindahkan kerja lebih besar atau melakukan pertukaran temperature antar fluida yang lebih cepat. Salah satunya dengan peningkatan perpindahan kalor menyeluruh *U* (*Overall heat transfer coefficient*), karena *U* ini sangat berhubungan dengan luas area perpindahan kalor *A*, laju perpindahan kalor *Q* dan perbedaan temperatur *ΔT*.

$$Q = \text{UA } \Delta T \qquad \text{(Leindhard,2006; 78)} \qquad \text{(2-11)}$$

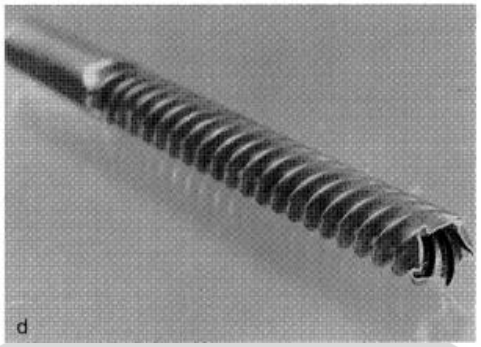
Dengan adanya pengembangan pada alat penukar kalor akan meningkatkan efisiensi perpindahan kalor dengan menurunnya kebutuhan daya pembangkitnya (pompa) dan atau mengurangi ukuran serta bahan dari alat penukar kalor. Pengembangan pipa – pipa alat penukar kalor dibagi kedalam teknik aktif dan pasif. Pengembangan teknik aktif membutuhkan energi luar untuk mengalirkan dan menkondisikan fluidanya sedangkan teknik pasif tidak. Dengan adanya perlakuan pada pipa ini diharapkan dapat meningkatkan turbulensi fluida yang memberikan dampak laju perpindahan kalor juga meningkatkan pada operasional daya pompa yang sama. Gambar 2.14 sampai 2.16 berikut ini merupakan contoh – contoh pengembangan teknik pasif pipa *double tube heat exchanger* :

1. Dengan memberi kekasaran permukaan (beralur) pada pipa.



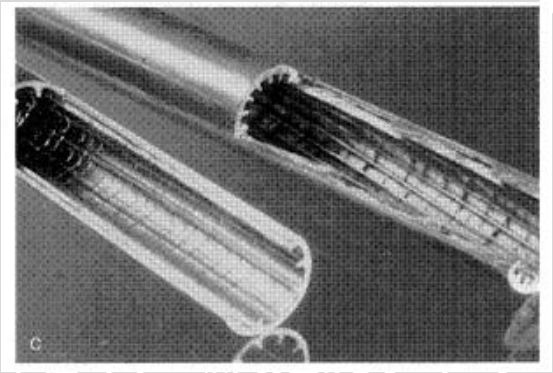
Gambar 2.14 Profil pipa beralur
Sumber : http://www.thermopedia.com/content/574/

2. Dengan penambahan sirip – sirip pada luar pipa (external fin)




Gambar 2.15 Tipe external fin
Sumber : http://www.thermopedia.com/content/574/

3. Dengan penambahan sirip – sirip dalam pipa (internal fin)




Gambar 2.16 Tipe – tipe internal fin
Sumber : http://www.thermopedia.com/content/574/

**2.5.2 Analisa Alat Penukar Kalor**

Suhu fluida-fluida didalam penukar kalor pada umumnya tidak konstan, tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu kalor mengalir dari fluida yang panas ke fluida yang lebih dingin. Maka dari itu untuk tahanan termal yang konstan, laju aliran kalor akan berbeda-beda sepanjang lintasan penukar kalor karena harganya bergantung pada beda suhu antara fluida panas dan dingin pada penampang tertentu.

Sehingga untuk menentukan besar laju perpindahan kalor dalam kasus tersebut, ditentukan dengan persamaan:

$Q = UA\ \Delta T$ (Leindhard,2006:78) (2-12)

Dimana : Q = laju perpindahan kalor (W)

U = koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($\frac{W}{m^2.\ ^0K}$)

A = luas permukaan perpindahan kalor ($m^2$)

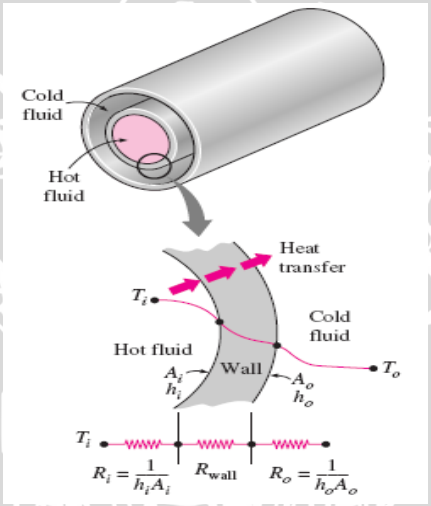
$\Delta T$ = perbedaan temperatur menyeluruh ( $^0K$)

Perbedaan temperatur pada alat penukar kalor tidak dapat ditentukan dengan mudah sehingga ada beberapa analisa yang dapat digunakan untuk mempermudah menentukan laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor :

### 2.5.3 Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh

Suatu alat penukar kalor umumnya terdapat dua fluida yang memiliki beda temperatur yang dipindahkan oleh dinding sehingga akan terjadi tiga proses perpindahan kalor yaitu proses perpindahan kalor konveksi yang terjadi antara fluida dengan permukaan bagian dalam pipa dari pipa dalam (*inner tube*), perpindahan kalor konduksi yang terjadi dari permukaan dalam hingga permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*), serta proses perpindahan kalor konveksi antara fluida yang terdapat pada pipa luar (*outer tube*) dengan permukaan luar dari pipa dalam (*inner tube*).

Ilustrasi hambatan *thermal*-nya dapat terlihat seperti pada gambar 2.17 berikut:




Gambar 2.17 Hambatan *thermal* pada *concentric double tube heat exchanger*
Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach* (2003:671)

Sehingga hambatan termalnya dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln (D_o/D_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_o A_o}$$

.....(Çengel, 2003:672) (2-13)

Dimana:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T$$

.....(Çengel, 2003:672) (2-14)

Sehingga:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln (D_o/D_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_o A_o}$$

.....(Çengel, 2003:672) (2-15)

Dimana : Q = Laju perpindahan kalor (W)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($\frac{W}{m^2.\,^oC}$)

$h$ = Koefisien perpindahan kalor konveksi ($\frac{W}{m^2.\,^oC}$)

$A$ = Luas permukaan pipa ($m^2$)

D = Diameter pipa (m)

$k$ = Konduktivitas *thermal* bahan ($\frac{W}{m.\,^oC}$)

L = Panjang pipa (m)

i = Pipa dalam di bagian dalam

o = Pipa dalam di bagian luar

Dapat dinyatakan $U_o = \dfrac{1}{\dfrac{A_o}{h_i A_i} + \dfrac{A_o \ln(r_o / r_i)}{2\pi kL} + \dfrac{1}{h_o}}$ (Holman,1991:526) (2-16)

### 2.5.4 LMTD (*Log Mean Temperature Difference*)

Dengan menggunakan analisa ini perbedaan temperatur pada alat penukar kalor dapat ditentukan. Sehingga laju perpindahan kalor pada alat penukar kalor adalah sebagai berikut :

$$q = U.A.\Delta T_{lm}$$ (Cengel, 2001:895) (2-17)

Dimana : $\Delta T_{lm}$ = *log mean temperature difference*

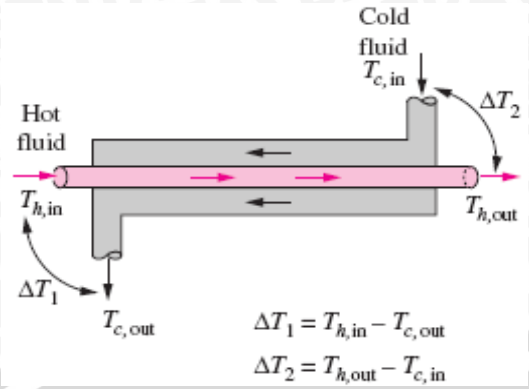
Dalam menentukan $\Delta T_{lm}$ (*log mean temperature difference*) dari alat penukar kalor tergantung pada jenis alat penukar kalor. Adapun rumus untuk alat penukar kalor aliran berlawanan (*counter flow*) adalah sebagai berikut :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln (T_{h1} - T_{c2})/(T_{h2} - T_{c1})}$$ (Holman, 1991:491) (2-18)

Dimana : $T_{h1}$ dan $T_{h2}$ = temperatur fluida panas masuk dan keluar ($^oC$)

$T_{c1}$ dan $T_{c2}$ = temperatur fluida dingin dan keluar ($^oC$)

Persamaan dari $\Delta T_1$ dan $\Delta T_2$ pada *counterflow heat exchanger* dapat dilihat pada gambar 2.18.




Gambar 2.18 Persamaan $\Delta T_1$ dan $\Delta T_2$ pada *counter flow heat exchanger*
Sumber : Çengel, *Heat Transfer A Practical Approach* (2003:682)

Metode LMTD dapat dengan mudah digunakan jika temperatur masuk dan keluar dari kedua fluida pada alat penukar kalor diketahui atau dapat dicari dari hukum kesetimbangan energi, misalnya diinginkan perbedaan temperatur rata-rata fluida dalam alat penukar kalor sebesar $\Delta T_{lm,}$ maka kita dapat menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) kemudian kita dapat menentukan luas permukaan perpindahan kalor ($A_s$) dari alat yang kita rencanakan, oleh karena itu metode LMTD sangat tepat digunakan untuk memprediksikan ukuran dari alat penukar kalor yang digunakan.

### 2.5.5 Efektivitas Alat Penukar Kalor

Perhitungan efektivitas alat penukar kalor memberikan beberapa keuntungan untuk membandingkan berbagai jenis penukar kalor guna memilih jenis yang terbaik untuk melaksanakan suatu fungsi pemindahan kalor. Efektivitas penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Efektivitas = \varepsilon = \frac{perpindahan\ \ kalor\ \ nyata}{perpindahan\ \ kalor\ maksimum\ yang\ \ mungkin}$$

...(Holman, 1991:545) (2-19)

Perpindahan kalor sebenarnya (*actual*) dapat dihitung dari energi yang dilepaskan oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin. Secara matematis dapat dituliskan perpindahan panas sebenarnya untuk penukar kalor aliran berlawanan arah adalah :

$$q_{actual} = \dot{m}_h . c_h . (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c . c_c . (T_{c1} - T_{c2})$$ (Holman,1991 :545) (2-20)

Dimana :

$q_{actual}$ = perpindahan kalor nyata (W)

$\dot{m}_h$ = laju massa fluida panas ( $\frac{Kg}{s}$ )

$\dot{m}_c$ = laju massa fluida dingin ( $\frac{Kg}{s}$ )

$c_h$ dan $c_c$ = panas spesifik fluida panas dan dingin ($\frac{J}{Kg.^oC}$)

$T_{c1}$ dan $T_{c2}$ = temperatur untuk fluida dingin masuk dan keluar ($^oC$)

$T_{h1}$ dan $T_{h2}$ = temperatur untuk fluida panas masuk dan keluar ($^oC$)

Perpindahan kalor maksimum dari penukar kalor diperoleh dari energi yang dilepas oleh fluida yang memiliki suhu panas sama dengan energi yang diserap fluida yang bersuhu dingin. Beda suhu maksimum pada alat penukar kalor adalah selisih antara suhu masuk fluida panas dan fluida dingin, maka fluida yang memiliki beda suhu maksimum adalah fluida yang memiliki nilai $\dot{m}.c\ minimum$ yaitu pada sisi masuk. Sehingga rumusan perpindahan kalor maksimum dapat dituliskan sebagai berikut.

$$q_{maks} = (\dot{m}.c)_{\min}.(T_{h\,masuk} - T_{c\,masuk}) \qquad \text{(Holman,1991 :546)} \qquad (2\text{-}21)$$

Sehingga dari kedua persamaan (2-17) dan (2-18) dapat dirumuskan efektifitas penukar kalor secara matematis sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h.c_h.(T_{h1} - T_{h2})}{(\dot{m}.c)_{\min}.(T_{h\,masuk} - T_{c\,masuk})} \qquad \text{(Holman,1991 :546)} \qquad (2\text{-}22)$$

Jumlah satuan perpindahan kalor (*number of transfer unit* – NTU). Jumlah satuan perpindahan kalor merupakan tolak ukuran perpindahan kalor penukar kalor tersebut. Semakin besar harga NTU, maka alat penukar kalor tersebut semakin mendekati batas termodinamikanya. NTU dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$NTU = \frac{U.A}{(\dot{m}.c)_{\min}} \qquad \text{(Leindhard, 2006:121)} \qquad (2\text{-}23)$$

Untuk hubungan antara NTU dan efektivitas (ε), dapat dilihat pada persamaan di bawah ini:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU(1-C)\right]}{1 - C\exp\left[-NTU(1-C)\right]} \qquad \text{(Leindhard, 2006:122)} \qquad (2\text{-}24)$$

Dimana :

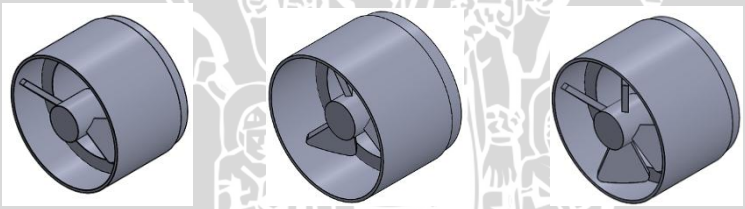
$$C = \frac{\left(\dot{m}.c\right)_{\min}}{\left(\dot{m}.c\right)_{\max}}$$

## 2.6 *Static Radial Fin*

*Static radial fin* merupakan suatu pengarah atau pengacak aliran yang dipasang pada saluran dengan tujuan mengganggu jalannya aliran fluida, sehingga dengan adanya *static radial fin* maka akan meningkatkan intensitas turbulensi pada saluran yang mengakibatkan timbulnya pusaran atau olakan (*vortex*) di dalam saluran tersebut.

Pada pusaran atau olakan (*vortex*) inilah terjadi percampuran antara partikel-partikel fluida yang bergerak acak sehingga akan meningkatkan laju perpindahan kalor, serta dengan meningkatnya kecepatan aliran pada saluran, dapat meningkatkan koefisien perpindahan kalor konveksi dan akibatnya laju perpindahan kalor akan meningkat.

Dengan semakin banyaknya sudu pada *static radial fin* maka akan meningkatkan pusaran atau olakan (*vortex*) pada aliran fluida tersebut sehingga meningkatkan difusivitas *thermal* pada fluida sehingga akan meningkatkan transfer kalor pada aliran tersebut.. Bentuk dari *static radial fin* dapat di ilustrasikan dalam gambar 2.21 berikut.



(a) (b) (c)

Gambar 2.19 *Static Radial Fin* dengan (a) 2 sudu, (b) 3 sudu, dan (c) 4 sudu

## 2.7 *Pressure Drop*

*Pressure drop* adalah penurunan tekanan pada suatu aliran yang disebabkan oleh gesekan atau kerugian antara fluida dengan saluran. Pada alat penukar kalor, semakin tinggi *pressure drop* akan menyebabkan semakin tinggi daya yang dibutuhkan oleh pompa atau kompresor untuk mengalirkan fluida. *Losses* yang terjadi pada aliran fluida dapat dibagi menjadi 2, yaitu :

- *Major losses*

  Kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan antara fluida dengan dinding saluran.

  Besarnya *major losses* dapat dihitung dengan rumus berikut ini :

$$h_{ma} = f.\frac{L.v^2}{D.2.g} \qquad \text{(Fox, 1994: 338)} \qquad (2\text{-}25)$$

Dimana : $h_{ma}$ = *major losses* (m)
f = koefisien gesek
L = panjang pipa (m)
v = kecepatan fluida (m/s)
D = diameter pipa (m)
g = percepatan gravitasi bumi ( $\frac{m}{s^2}$)

Koefisien gesek di atas tergantung pada kekasaran pipa, bilangan Reynold dan diameter pipa. Adapun besarnya koefisien gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan diagram *Moody*.

- *Minor losses*

  Kerugian pada aliran fluida yang disebabkan oleh timbulnya *vortex* atau pusaran akibat pemasangan peralatan yang terdapat pada saluran tersebut. Adapun yang termasuk peralatan tersebut antara lain : katup, saringan, perubahan luas penampang, *orifice*, *turbulator* dan sebagainya. Besarnya *minor losses* dapat dihitung dengan rumus di bawah ini:

$$h_{mi} = K_L.\frac{v^2}{2.g} \qquad \text{(Fox, 1994: 341)} \qquad (2\text{-}26)$$

Dimana : $h_{mi}$ = *minor losses* (m)
$K_L$ = koefisien kerugian peralatan

***Pressure Drop* akibat pemasangan *static radial fin***

Pemasangan *static radial fin* akan meningkatkan *minor losses*. Karena *radial fin* merupakan komponen penghalang aliran yang menyebabkan kerugian berupa *shock losses*, yaitu kerugian kejut yang merupakan bagian dari *minor losses* pada saluran. Semakin banyak jumlah sudu *static radial fin* maka hambatan akan semakin besar pada panjang saluran yang sama. Akibatnya akan terjadi penumpukan massa sebelum masuk saluran yang menyebabkan tekanan naik pada sisi masuk dan akan turun pada sisi keluaran yang aliranya lebih lancar. Penurunan inilah yang disebut dengan *pressure drop*.

Adapun persamaan yang menyatakan hubungan tersebut dapat dilihat di bawah ini.

$$\Delta P = \rho . g . h \qquad \text{(Cengel, 2002: 433)} \quad (2\text{-}27)$$

Dimana :

$\Delta P$ = *pressure drop* ( $\frac{N}{m^2}$ )

ρ = massa jenis fluida ( $\frac{Kg}{m^3}$)

L = panjang pipa (m)

g = percepatan gravitasi bumi ( $\frac{m}{s^2}$ )

h = beda ketinggian permukaan fluida referensi

Dengan adanya *pressure drop* tersebut maka diperlukan daya dorong yang lebih besar pada sisi masuk. Hubungan antara *pressure drop* dengan daya dapat dilihat pada persamaan di bawah ini.

$$W_{pump} = \dot{V} \Delta P = \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho} \qquad \text{(Cengel, 2003:434)} \quad (2\text{-}28)$$

Dimana :

$\dot{V} = v_m A_c = \frac{\dot{m}}{\rho}$ = laju volume alir fluida dalam pipa ( $\frac{m^3}{s}$ )

Δp = *pressure drop* ( $\frac{N}{m^2}$ )

ρ = massa jenis ($\frac{Kg}{m^3}$)

**2.8 Hipotesis**

Semakin banyak jumlah sudu pada *static radial fin* maka akan menimbulkan intensitas turbulensi yang semakin besar mengingat semakin kecilnya luas penampang pada *static radial fin*, sehingga terjadi peningkatan koefisien perpindahan kalor konveksi dan laju perpindahan kalor semakin besar, sementara itu, terjadi pula peningkatan pada *pressure drop* seiring dengan bertambahnya jumlah sudu pada *static radial fin*.