

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu/Penelitian Relevan

Pada bagian ini akan dijelaskan hasil-hasil penelitian terdahulu yang bisa dijadikan acuan dalam topik penelitian ini. penelitian terdahulu telah dipilih sesuai permasalahan dalam penelitian ini, sehingga diharapkan mampu menjelaskan maupun memberikan referensi bagi penulis dalam menyelesaikan penelitian ini. berikut merupakan beberapa penelitian terdahulu yang telah dipilih.

Penelitian yang dilakukan oleh Septian et al., (2021) yang berjudul Desain Dan Rancang Bangun Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*) Jenis *Shell* Dan *Tube*. Dalam penelitian mendesain *shell and tube* yang dibuat, tabung *shell* memiliki diameter *out* sebesar 300 mm dan diameter *in* sebesar 293.65 mm dengan panjang shell adalah 1000 mm, didapatkan laju perpindahan kalor sebesar 7117.5 watt. Berdasarkan standar TEMA serta penggunaan aplikasi HTRI surface area yang dibutuhkan sebesar 8.27 m², sedangkan berdasarkan perhitungan aktual didapat hasil 9.09 m².

Penelitian yang dilakukan oleh Napitupulu et al., (2018) yang berjudul Rancang Bangun Alat Penukar Kalor *Shell And Tube* Dengan Satu Laluan Cangkang Dan Dua Laluan Tabung Sebagai Pemanas Air. Dalam penelitian mendesain *shell* satu laluan dan *tube* dua laluan, pipa *tube* memiliki panjang 2.7 m dengan diameter 13 mm dan *shell* memiliki panjang 1.35 m dan diameter 70 mm. material yang digunakan *tube* adalah tembaga dengan konduktivitas sebesar 385

W/mK, sedangkan material *shell* adalah aluminium dengan konduktivitas sebesar 205 W/mK, didapatkan efektifitas terbesar adalah 35.4040%.

Penelitian yang dilakukan oleh Khairuddin, (2018) yang berjudul *Bangun Rancang Exchanger Heat Tipe Shell And Tube*. Dalam penelitian merancang desain dimensi *heat exchanger* maka diperoleh panjang *tube* adalah 1,2 m, panjang *shell* 70 cm, jumlah *tube* sebanyak 6. Pada percobaan suhu campuran nilai yang didapatkan antara suhu 50 °C sampai dengan 25 °C. Pengujian temperature *transmitter* dilakukan selama selama 30 detik dan menghasilkan suhu yang berbeda dengan perancangan. Didapatkan suhu rata-rata yang mengalir pada *output tube* adalah 39 °C dan pada *output shell* adalah 31 °C sedangkan suhu *output tube* dan *shell* pada perancangan adalah 35 °C dan 38 °C.

Penelitian yang dilakukan oleh Handy, (2011) yang berjudul *Rancang Bangun Heat Exchanger Shell And Tube Single Phase*. Dalam penelitian uji performa yang mengacu pada metode *Bell Delaware*, *Heat exchanger* memiliki nilai kalor yang dipindahkan 3302 – 3931 W, kalor perubahan energi 1327 – 3419 W, koefisien perpindahan kalor 114.14 W/m² K dan *effectiveness* 0.27 – 0.51. Kalor yang dipindahkan terhadap kalor sisi *tube*, terjadi perbedaan cukup signifikan, hal ini menunjukkan bahwa penyerapan kalor tidak optimal. Nilai kalor perubahan energi yang besar menunjukkan bahwa banyak terjadi kerugian kalor. *Effectiveness heat exchanger* cukup tinggi, melebihi *effectiveness* teoritis.

2.2 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor atau alih bahang (*heat transfer*) ialah ilmu untuk meramalkan perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan suhu di antara benda atau material. Dari termodinamika telah kita ketahui bahwa energi yang pindah itu dinamakan kalor atau bahang atau panas (*heat*). Ilmu perpindahan kalor tidak hanya mencoba menjelaskan bagaimana energi kalor itu berpindah dari satu benda ke benda lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu. (Holman, 2020, h. 1)

Perpindahan kalor bisa dikatakan sebagai suatu proses perpindahan energi dari satu fluida ke fluida yang lain yang membutuhkan panas. Perpindahan kalor tidak akan terjadi jika pada sebuah sistem memiliki suhu yang sama. Perbedaan suhu yang menjadi penggerak terjadinya perpindahan kalor. Proses perpindahan kalor terjadi dari suatu sistem yang memiliki suhu yang tinggi ke suatu sistem lainnya yang memiliki suhu yang lebih rendah. Perpindahan kalor memiliki tiga bentuk, yaitu konduksi, konveksi, dan radisasi.

a. Konduksi

Konduksi atau yang disebut hantaran merupakan perpindahan kalor melalui zat tanpa disertai perpindahan partikel dari zat tersebut. Sehingga perpindahan kalor secara konduksi hanya terjadi pada zat padat.

Properti bahan yang digunakan untuk menunjukan apakah suatu bahan adalah isolator atau konduktor adalah koefisien konduksi termal. Jika nilai koefisien ini tinggi, bahan tersebut memiliki kemampuan untuk mentransfer panas dengan cepat. Untuk bahan isolator, koefisien ini kecil. Pada umumnya, bahan (logam)

yang menghantarkan listrik dengan sempurna juga merupakan penghantar yang baik, begitupula sebaliknya. Selanjutnya, jika kita mengasumsikan batang besi atau jenis logam apapun, dan salah satu ujungnya menempel ke api. Kita dapat melihat bagaimana panas dipindahkan dari ujung yang panas ke ujung yang dingin. Jika ujung batang logam menerima energi panas dari api, energi ini akan mentransfer sebagian energi ke molekul dan elektron yang membentuk materi. (Handy, 2011)

b. Konveksi

Konveksi atau yang disebut aliran merupakan perpindahan kalor akibat dari adanya gerakan atau perpindahan molekul dari suatu sistem dengan suhu tinggi ke suatu sistem dengan suhu yang lebih rendah disertai dengan perpindahan partikel zat tersebut.

Perpindahan panas aliran adalah metode perpindahan panas yang paling banyak digunakan dalam industri kima. Karena konveksi hanya dapat terjadi melalui zat yang mengalir, bentuk perpindahan panas ini hanya ada dalam cairan dan gas. Aliran zat ini terjadi, saat dipanaskan karna zat yang akan dipanaskan tidak mencapai suhu tinggi yang sama pada waktu yang sama. Oleh karena itu, bagian yang paling melimpah atau yang pertama dipanaskan memperoleh massa jenis yang lebih kecil daripada bagian massa yang lebih dingin. Sebagai akibatnya terjadi sirkulasi, sehingga kalor akhirnya tersebar pada seluruh zat. (Handy, 2011)

c. Radiasi

Radiasi atau yang disebut pancaran merupakan perpindahan kalor dengan cara melalui pancaran gelombang dari suatu zat ke zat lain tanpa menggunakan zat perantara.

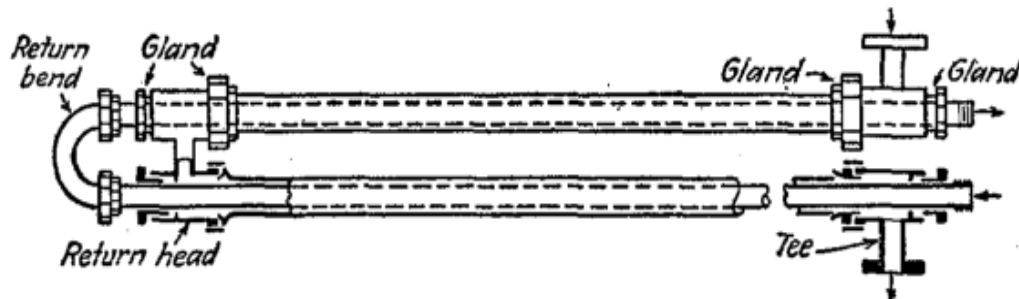
Pada dasarnya, proses perpindahan panas radiasi terjadi melalui foton dan gelombang elektromagnetik. Jika sejumlah energi panas mengenai suatu permukaan, sebagian akan dipantulkan, sebagian akan diserap oleh bahan, dan sebagian akan melewati bahan dan terus bergerak ke luar. Oleh karena itu, ketika mempelajari perpindahan panas radiasi, permukaan fisik dilibatkan. (Handy, 2011)

2.3 Alat Penukar Kalor

Pada industri modern saat ini, alat penukar kalor sering digunakan untuk membantu jalannya suatu proses produksi dari sebuah industri. Di industri, banyak sekali contoh peralatan alat penukar kalor seperti *condensor*, *air conditioning (AC)*, *boiler*, *chiller*, dan masih banyak contoh lainnya. Alat penukar kalor berfungsi sebagai pengubah suhu fluida dengan cara menukarkan kalor fluida panas dengan fluida dingin, baik melalui pembatas maupun tanpa dinding pembatas. Mekanisme perpindahan kalor dalam alat penukar kalor berlangsung dengan cara konduksi (pada dinding pipa) dan konveksi (pada aliran fluida kerja).

Berdasarkan konstruksi alat penukar kalor memiliki beberapa jenis yaitu:

1. *Double Pipe Heat Exchanger*



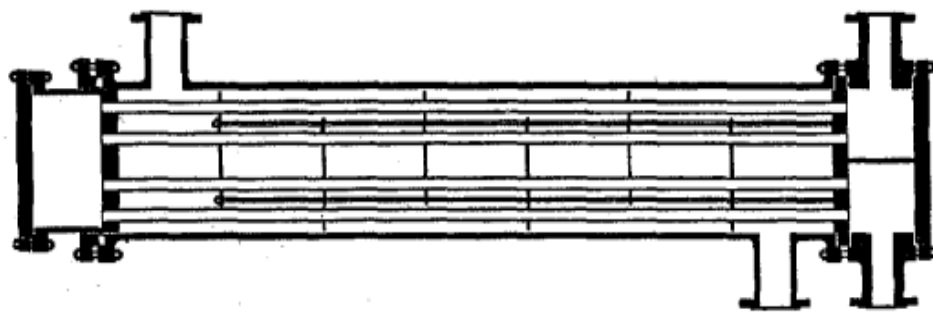
Gambar 2.1 *Double pipe heat exchanger*
(Sumber: *Process Heat Transfer*, 1950)

Alat penukar kalor yang paling sederhana yaitu berbentuk susunan pipa ganda atau pipa konsenteris. Alat penukar kalor ini terdiri dari dua pipa logam yang dikedua ujungnya dilas menjadi satu atau dihubungkan dengan kotak penyekat. Dimana salah fluida yang satu mengalir didalam pipa dan fluida lainnya mengalir pada ruang anular antara pipa luar dan pipa dalam. Arah aliran fluida dapat digunakan searah maupun berlawanan arah. Jenis alat penukar kalor ini berguna terutama untuk laju aliran kecil.

2. *Shell And Tube Exchanger*

Jenis alat penukar kalor ini banyak digunakan pada industri saat ini, alat ini terdiri dari sebuah tabung besi besar (*shell*) yang mana didalam terdapat berkas pipa-pipa yang memiliki ukuran diameter yang relatif lebih kecil. Satu jenis fluida mengalir di dalam pipa-pipa kecil tersebut sedangkan, fluida lainnya mengalir di bagian luar pipa-pipa kecil tetapi masih didalam *shell*. Untuk arah aliran fluida pada *shell* and *tube* bisa berupa searah, berlawanan, atau bersilangan.

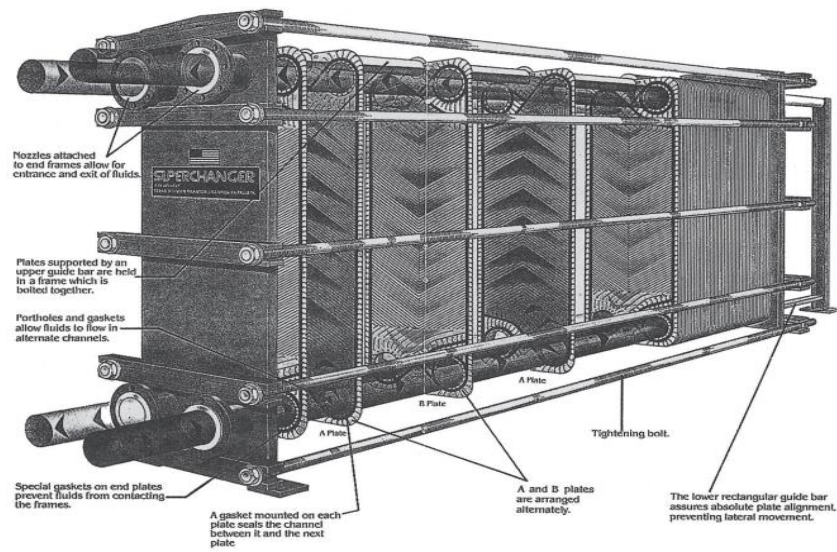
Untuk meningkatkan efisiensi pertukaran panas, penukar panas *shell and tube* biasanya dilengkapi dengan sekat (*baffle*). Tujuan dilakukannya adalah untuk membuat aliran fluida menjadi turbelen dan menambah waktu tinggal (*residence time*), tetapi penambahan sekat akan meningkatkan *pressure drop* kerja dan menambah beban kerja pompa, sehingga laju alir fluida yang dipertukarkan panasnya harus disesuaikan.



Gambar 2.2 *Heat exchanger shell and tube*
(Sumber: *Process Heat Transfer*, 1950)

3. *Plate And Frame Heat Exchanger*

Alat penukar panas *plate and frame* terdiri dari paket pelat-pelat tegak lurus, bergelombang, atau profil lain. Pemisah antara pelat tegak lurus dipasang penyekat lunak (biasanya terbuat dari karet). Pelat dan sekat disatukan oleh suatu perangkat penekan dimana lubang disediakan di setiap sudut pelat untuk aliran fluida. Melalui lubang ini, fluida mengalir masuk dan keluar di sisi yang lain, sedangkan fluida lain mengalir melalui lubang dan ruang di sisi lain karena ada sekat.

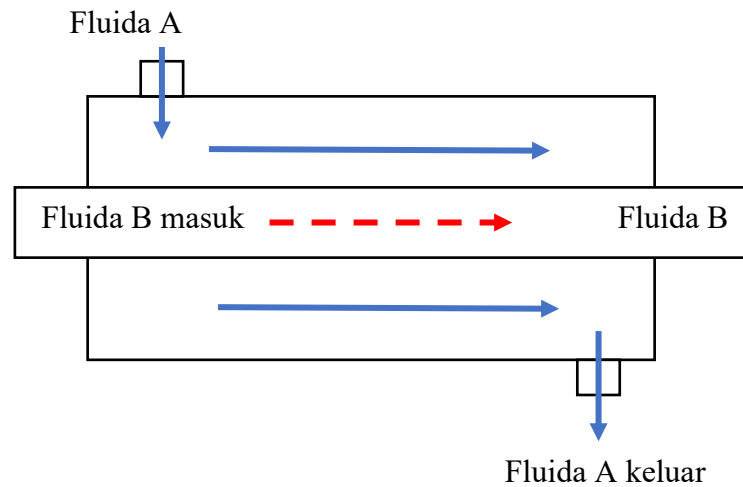


Gambar 2.3 *Plate and frame heat exchanger*
(Sumber: *Heat Transfer a Practical Approach*, 2nd Edition, 2004)

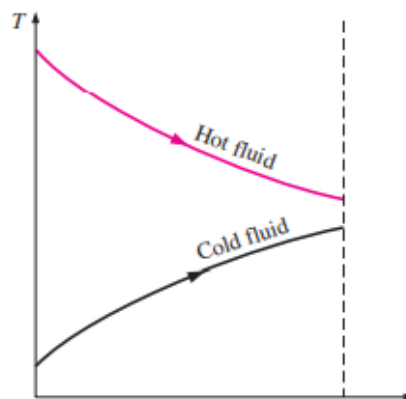
Berdasarkan arah aliran fluida, *heat exchanger* dapat dibedakan menjadi:

1. Aliran Searah (*co-current/parallel flow*)

Perpindahan kalor yang terjadi pada jenis ini adalah kedua fluida (dingin dan panas) masuk pada sisi *heat exchanger* yang sama, arah aliran kedua fluida sama, dan keluar pada sisi yang sama. Karakter dari jenis *heat exchanger* ini adalah temperatur fluida dingin yang keluar dari *heat exchanger* tidak bisa melebihi temperatur fluida panas yang keluar dari *heat exchanger*.



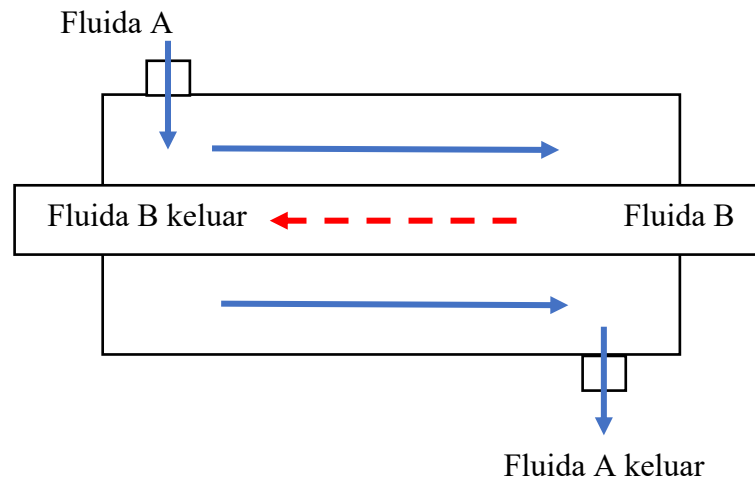
Gambar 2.4 Arah aliran fluida searah



Gambar 2.5 Perubahan temperatur fluida pada penukar kalor searah
(Sumber: *Heat Transfer a Practical Approach*, 2nd Edition, 2004)

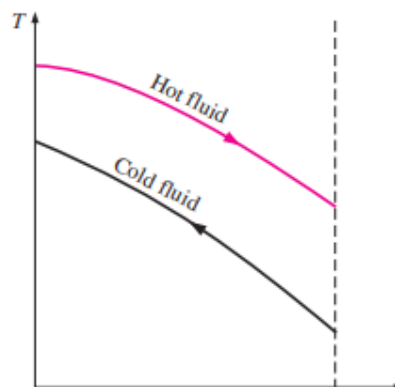
2. Aliran Berlawanan Arah (*counter-current flow*)

Perpindahan kalor yang terjadi pada jenis ini adalah kedua fluida (dingin dan panas) masuk pada sisi *heat exchanger* yang berlawanan arah, arah aliran kedua fluida juga berlawanan dan keluar pada sisi *heat exchanger* yang berlawanan.



Gambar 2.6 Arah aliran fluida berlawanan arah

Dengan desain ini, mungkin saja suhu fluida penyerap panas ketika meninggalkan penukar panas lebih tinggi daripada suhu fluida penghasil panas ketika meninggalkan penukar panas. Bahkan dalam kasus ideal, di mana permukaan perpindahan panas tidak terbatas dan tidak ada kehilangan panas ke lingkungan, suhu fluida yang meninggalkan penukar panas dapat sama dengan suhu fluida penghasil panas yang memasuki penukar panas. Dengan teori seperti itu, penukar panas terbalik adalah penukar panas yang paling efisien. (Handy,

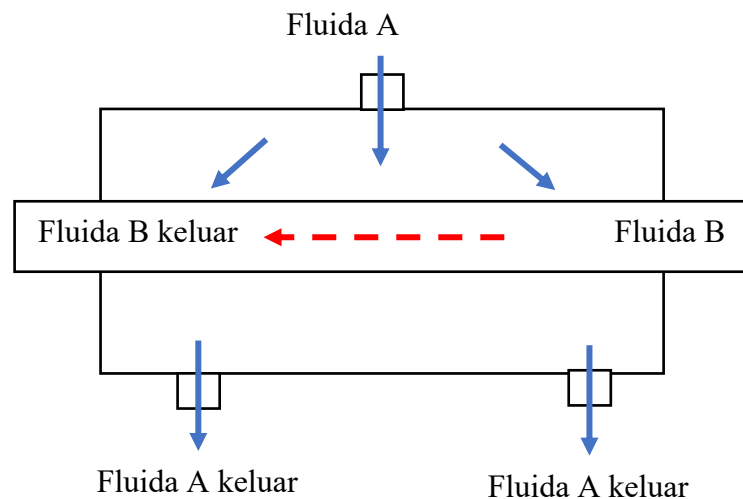


2011)

Gambar 2.7 Perubahan temperatur fluida pada penukar kalor berlawanan arah
(Sumber: *Heat Transfer a Practical Approach*, 2nd Edition, 2004)

3. Aliran Silang (*cross-current flow*)

Ini berarti bahwa arah aliran kedua fluida bersilangan. Contoh umum adalah radiator mobil di mana arah aliran air pendingin dari mesin membuang energinya ke udara bersilangan. Mengenai efisiensi pertukaran energi, penukar panas jenis ini berada di antara kedua jenis yang disebutkan di atas. Pada radiator mobil, udara mengalir melalui radiator pada suhu rata-rata yang hampir sama dengan suhu udara sekitar, kemudian menangkap panas dengan laju berbeda pada kecepatan berbeda, dan setelah keluar radiator, bercampur kembali sehingga menjadi panas. temperatur yang hampir seragam. (Handy, 2011)



Gambar 2.8 Arah aliran fluida silang

Berdasarkan proses perpindahan kalor yang terjadi, penukar kalor dibedakan menjadi dua jenis:

1. Tipe Kontak Langsung

Tipe kontak langsung adalah tipe alat penukar kalor dimana kedua zat tersebut bertukar energi dengan cara berkontak secara langsung.

2. Tipe Tidak Kontak Langsung

Tipe tidak kontak langsung adalah tipe alat penukar kalor dimana diantara kedua zat tersebut bertukar energi dengan cara dipisahkan oleh permukaan bidang padat seperti dinding pipa, plat dan lain sebagainya.

2.4 Komponen Utama *Heat exchanger Shell And Tube*

Proses pembuatan *heat exchanger* jenis *shell and tube* memerlukan komponen utama diantaranya:

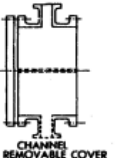
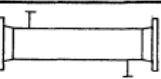
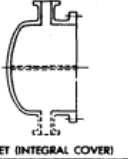
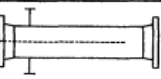
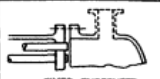
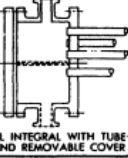
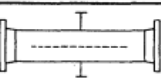
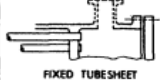
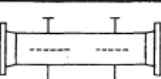
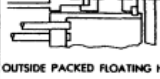
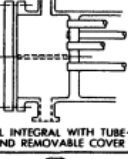
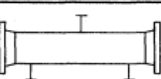
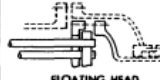
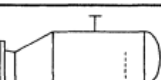
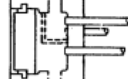
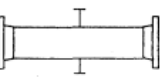
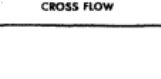
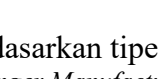
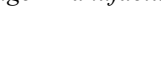
1. *Shell*

Shell merupakan salah satu dari dua komponen utama dalam sistem penukar kalor ini. *Shell* ini dibuat dari pipa besi berukuran besar dimana didalamnya terdapat *tube bundle*. Dalam pembuatan *heat exchanger* harus distandarisasi sesuai aturan dari *Tubular Exchanger Manufacture's Association* (TEMA). Berdasarkan standar TEMA terdapat tiga macam kelas alat penukar kalor:

1. Kelas R, untuk peralatan yang bekerja dengan kondisi berat. Biasanya digunakan pada industri pengolahan minyak.
2. Kelas C, digunakan untuk penggunaan secara umum. Didasarkan pada segi ekonomis, dan ukuran kecil. digunakan untuk proses-proses umum industri.
3. Kelas B, untuk peralatan yang mengolah proses kimia.

Standar TEMA juga mengklasifikasi alat penukar kalor menurut tipe “stationary head”, “shell”, “rear head” kedalam tiga kode huruf, yaitu:

1. Huruf pertama: A, B, C, N, dan D menunjukkan tipe ujung muka.
2. Huruf kedua: E, F, G, H, J, K, dan X menunjukkan tipe *shell*.
3. Huruf ketiga: L, M, D, U, P, S, T, dan W menunjukkan tipe ujung

FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A		E		L	
	CHANNEL AND REMOVABLE COVER		ONE PASS SHELL		FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
					
	BONNET (INTEGRAL COVER)		TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE		FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
					
B	REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY	G	SPLIT FLOW	N	FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER				
			DOUBLE SPLIT FLOW		OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
	CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER				
			DIVIDED FLOW		FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
C	SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J		S	
			KETTLE TYPE REBOILER		PULL THROUGH FLOATING HEAD
			CROSS FLOW		
					U-TUBE BUNDLE
					
D		X		W	EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET
					

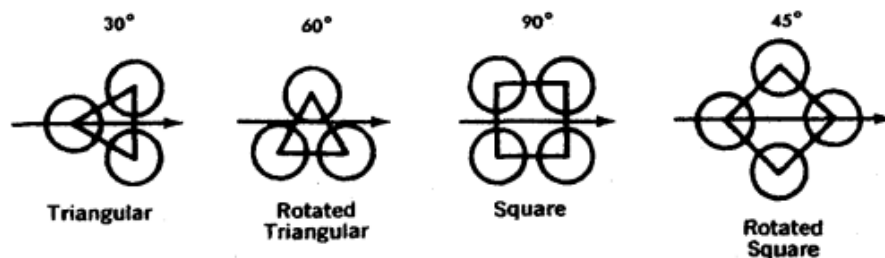
belakang.

Gambar 2.9 Standar TEMA berdasarkan tipe bagian alat penukar kalor
(Sumber: *Standards Of The Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th Edition, 1998*)

2. Tube

Tube merupakan komponen utama selain *shell* dalam alat penukar kalor jenis *shell and tube* ini. *tube* terletak didalam *shell*, dimana bagian dalam *tube* juga mengalirkan fluida untuk terjadinya petukaran kalor dengan fluida yang ada pada *shell*. *Tube* dapat terbuat dari bahan jenis logam seperti besi, aluminium, tembaga, stainless stell, perunggu, dan bahan logam campur lainnya. Dalam mendesain *tube* terdapat jarak dan bentuk antara *tube* satu dengan *tube* lain atau yang disebut *tube pitch*. *Tube pitch* sendiri berdasarkan TEMA memiliki jenis-jenis bentuk seperti:

1. *Triangular Pitch*.
2. *Rotated Triangular Pitch*.
3. *Square Pitch*.



4. *Rotated Square Pitch*.

Gambar 2.10 Jenis-jenis *tube pitch*

(Sumber: *Standards Of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 9th Edition, 1998)

Untuk jarak *tube* dari center ke center minimal 1.25 kali dari diameter luar dari *tube* itu sendiri.

3. *Baffle* (sekat)

Pemasangan *baffle* pada alat penukar kalor jenis *shell and tube* memiliki fungsi sebagai berikut:

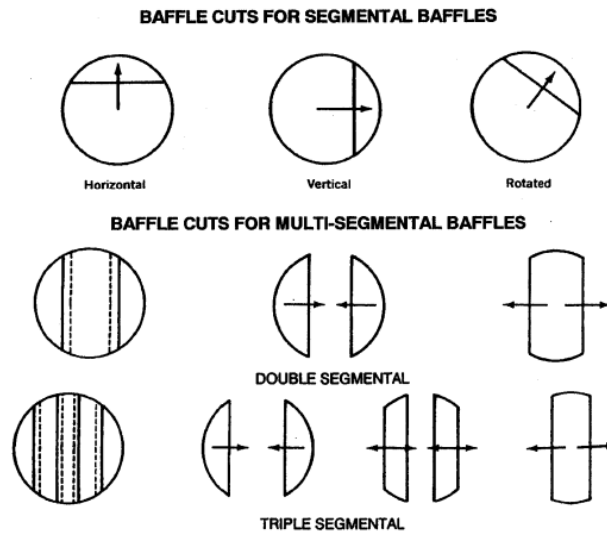
1. Sebagai penahan dari *tube bundle*.
2. Untuk mengurangi atau menambah terjadinya getaran.
3. Sebagai alat untuk mengarahkan dan membuat aliran fluida yang berada pada *shell*.

Baffle cut didefinisikan sebagai tinggi bukaan segmen yang dinyatakan sebagai *presentase* diameter dalam *shell* atau sebagai *persentase* dari area total bebas didalam *shell* (luas penampang *shell* dikurangi luas *tube*). (Byrne, 1998)

Baffle cut memiliki beberapa bentuk berdasarkan standar TEMA yaitu:

1. *Segmental Baffles*.
 - *Horizontal*.
 - *Vertical*.
 - *Rotated*.
2. *Multi-Segmental Baffles*.
 - *Double Segmental*.

- *Triple Segmental*.



Gambar 2.11 Bentuk *baffle cut*

(Sumber: *Standards Of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 9th Edition, 1998)

2.5 Rumus Perhitungan Laju Perpindahan Kalor *Heat exchanger*

Perhitungan parameter geometris pada sisi *shell* dan *tube heat exchanger* ini diperlukan untuk menentukan perpindahan kalor *shell and tube heat exchanger* (STHE). Berikut merupakan langkah perhitungannya

2.5.1 Rumus Perhitungan Desain *Heat Exchanger* Pada Sisi Parameter *Shell*

Untuk mendesain STHE dengan menggunakan *baffle* jenis segmental *baffle* maka pemodelan perhitungan sebagai berikut:

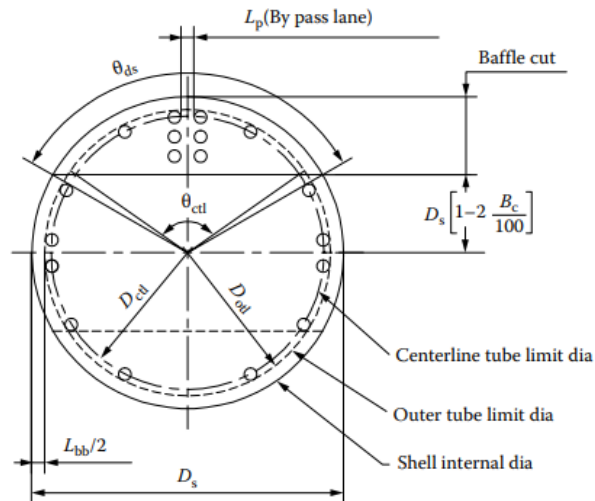
Perhitungan *clearance* antara *bundle* dan *shell* (L_{bb}) menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 292):

$$L_{bb} = 12 + 0.005 D_s \quad (2.1)$$

Dimana:

L_{bb} = Clearance antara *bundle* dan *shell* (mm)

D_s = Diameter dalam *shell* (mm)



Gambar 2.12 *Basic segmental baffle geometry*
(Sumber: *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Edition, 2000)

Untuk menentukan nilai diameter *bundle* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 294):

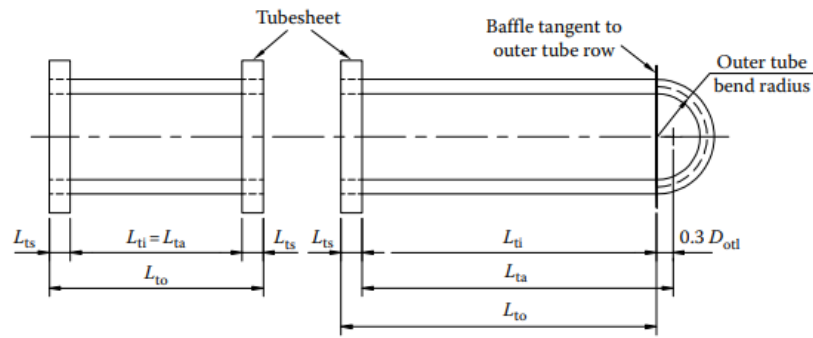
$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \quad (2.2)$$

Dimana:

D_{ctl} = Diameter *bundle* (mm)

D_{otl} = Diameter *outer tube limit* (mm)

d_o = Diameter luar *tube* (mm)



Gambar 2.13 Ketentuan panjang *tube* pada STHE
(Sumber: *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Edition, 2000)

Untuk mencari luas aliran *crossflow* pada sisi *shell* dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 294):

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp.eff}} (L_{tp} - d_o) \right] \quad (2.3)$$

Dimana:

S_m = Luas aliran *crossflow* pada sisi *shell* (mm²)

L_{ti} = Panjang *tube* (mm)

L_{bc} = Jarak antar *baffle* (mm)

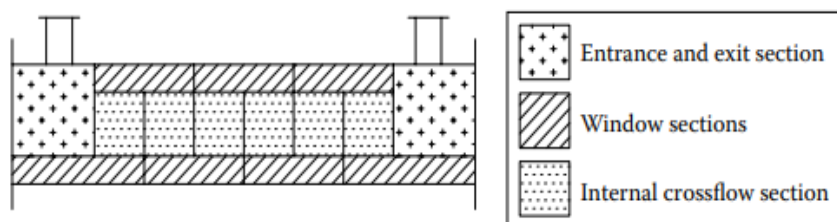
$L_{tp.eff}$ = Jarak efektif antar *tube* (mm)

$L_{tp.eff} = L_{tp}$ untuk *layouts* 90°

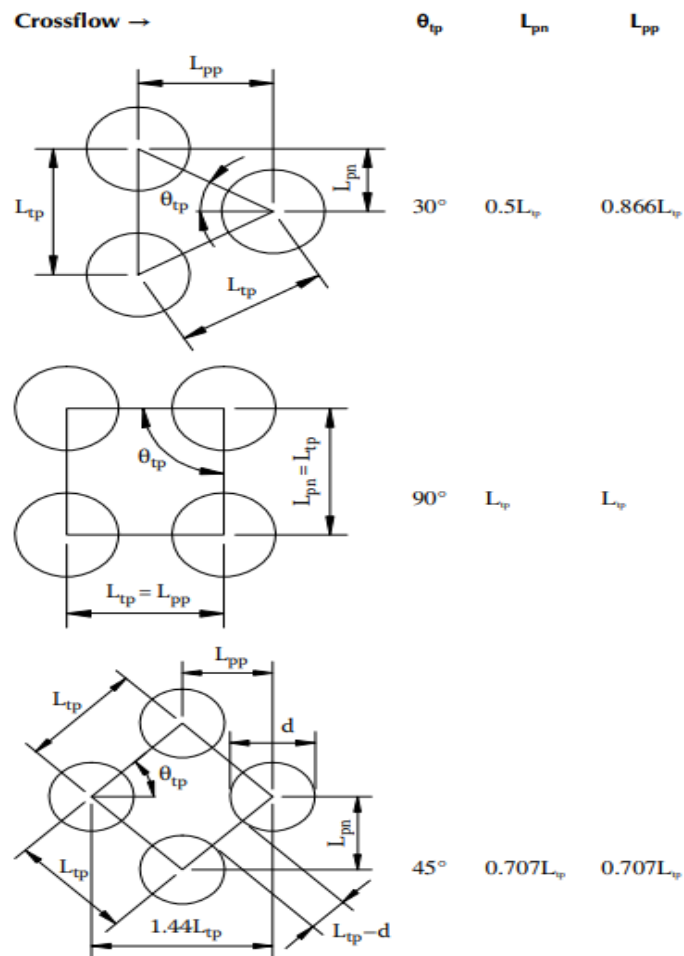
$= 0.707 L_{tp}$ untuk *layouts* 45°

L_{tp} = *Tube pitch* (mm)

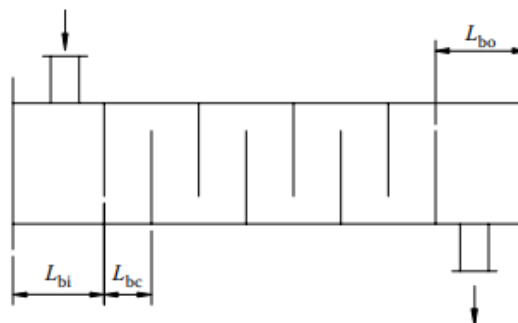
L_{ts} = Ketebalan *tubesheet* (mm)



Gambar 2.14 Elemen dari *shellside* pada bagian aliran *crossflow*
(sumber: *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Edition, 2000)



Gambar 2.15 *Tube layout basic parameters*
(sumber: *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Edition, 2000)



Gambar 2.16 *Layout dari baffle spacing*
(Sumber: *Heat Exchanger Design Handbook*, 2nd Edition, 2000)

2.5.2 Rumus Perhitungan Perpindahan Kalor Dan *Pressure drop* Pada Sisi *Shell*

Untuk mencari kecepatan massa G_s dan bilangan *Reynold* pada sisi *shell*, menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 301):

$$G_s = \frac{M_s}{S_m} \quad (2.4)$$

$$Re_s = \frac{G_s d_0}{\mu_s} \quad (2.5)$$

Dimana:

G_s = Kecepatan aliran massa pada *shell* (kg/s m²)

M_s = Laju aliran massa fluida pada *shell* (kg/s)

μ_s = Viskositas fluida pada *shell* (kg/m s)

Re_s = Bilangan *Reynold* fluida pada sisi *shell*

Untuk menentukan nilai *Prandtl* pada sisi *shell*, dapat menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 301):

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{k_s} \quad (2.6)$$

Dimana:

Pr_s = Nilai *Prandtl* fluida pada sisi *shell*

C_{ps} = Kapasitas panas spesifik pada fluida di *shell* (J/kg °C)

k_s = Konduktifitas termal fluida pada *shell* (W/m °C)

Selain menggunakan persamaan diatas, untuk menentukan nilai *Prandtl* pada sisi *shell* dapat menggunakan tabel termodinamika yang terdapat pada lampiran 1.

Untuk menentukan nilai koefisien perpindahan kalor ideal pada *shell* (h_i) atau (h_s), dapat menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 301):

$$h_i = \frac{j_i C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{Pr_s^{\frac{2}{3}}} \quad (2.7)$$

Dengan ketentuan j_i sebagai parameter ideal *Colburn* dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} j_i &= 1.73 \text{ Re}_s^{(-0.694)} & 1 \leq \text{Re}_s < 100 \\ &= 0.717 \text{ Re}_s^{(-0.574)} & 100 \leq \text{Re}_s < 1000 \\ &= 0.236 \text{ Re}_s^{(-0.346)} & 1000 \leq \text{Re}_s \end{aligned}$$

Untuk menentukan nilai $(\phi_s)^n$ dengan persamaan dibawah ini (Thulukkanam, 2000, h. 301):

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.8)$$

Dimana:

h_i = Koefisien perpindahan kalor pada sisi *shell* ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

j_i = Parameter ideal *Colburn*

μ_w = Viskositas fluida pada temperature wall (kg/ms)

Untuk menentukan nilai μ_w , terlebih dahulu untuk menentukan nilai dari T_w . Persamaan untuk menentukan nilai T_w ditunjukan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 301):

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \frac{h_t}{h_s}} \quad (2.9)$$

Dimana:

T_w = *Temperature wall* pada *tube* (°C)

$T_{t,av}$ = Temperatur rata-rata fluida pada sisi *tube* (°C)

$T_{s,av}$ = Temperatur rata-rata fluida pada sisi *shell* (°C)

Untuk menentukan *pressure drop* pada *shell* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut (Kern, 1950, h. 138 & 147):

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 D_s (N_b + 1)}{2g \rho_s d_e (\phi_s)^n} \quad (2.10)$$

$$d_e = \frac{4 (L_{tp}^2 - \frac{\pi d_o^2}{4})}{\pi d_o} \quad (2.11)$$

Dimana:

f_s = Faktor friksi pada *shell*

ρ_s = Kalor jenis fluida pada *shell* (kg/m³)

g = Percepatan gravitasi (m/s²)

d_e = Diameter ekuivalen (mm)

Untuk mencari nilai faktor friksi (f_s) pada sisi *shell* dapat ditentukan dengan persamaan berikut (Thulukkanam, 2000, h. 303):

$$f_s = \frac{52}{Re_s} + 0.17 \quad 1 \leq Re_s < 500 \quad (2.12)$$

$$f_s = 0.56 Re_s^{(-0.14)} \quad 500 \leq Re_s \quad (2.13)$$

2.5.3 Rumus Perhitungan Perpindahan Kalor Dan *Pressure drop* Pada Sisi *Tube*

Untuk menentukan luas permukaan pada *tube* dapat duhitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h.304):

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 N_t \quad (2.14)$$

Dimana:

A_t = Luas *flow aera* pada *tube* (mm²)

d_i = Diameter dalam *tube* (mm)

N_t = Jumlah *tube*

Untuk menentukan kecepatan aliran massa pada *tube* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 304):

$$G_t = \frac{M_t}{A_t} + 0.17 \quad \text{untuk } single \text{ pass} \quad (2.15)$$

$$G_t = \frac{M_t}{A_t/N_p} \quad \text{untuk } N_p \text{ passes} \quad (2.16)$$

Dimana:

G_t = Kecepatan aliran massa pada *tube* (kg/s m²)

M_t = Laju aliran massa fluida pada *tube* (kg/s)

N_p = Jumlah *tube pass*

Untuk menentukan nilai *Reynold* pada sisi *tube* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 304):

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (2.17)$$

Dimana:

Re_t = Bilangan *Reynold* fluida pada sisi *tube*

μ_t = Viskositas fluida pada sisi *tube* (kg/m s)

Untuk menentukan nilai *Prandtl* pada sisi *tube* dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 304):

$$Pr_t = \frac{\mu_t C_{pt}}{k_t} \quad (2.18)$$

Dimana:

Pr_t = Bilangan *Prandtl* fluida pada sisi *tube*

C_{pt} = Kapasitas panas spesifik pada fluida di *tube* (J/kg °C)

k_t = Konduktivitas termal pada *tube* (W/m °C)

Selain menggunakan persamaan diatas, untuk menentukan nilai *Prandtl* pada sisi *tube* dapat menggunakan tabel termodinamika yang terdapat pada lampiran 1.

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dapat dihitung dengan ketentuan persamaan dibawah ini:

Jika aliran laminar dengan Re_t kurang dari 2100. Maka menggunakan persamaan dari *Sider-Tate* sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 304):

$$\frac{h_t d_i}{k_i} = 1.86 \left(Re_t Pr_t \frac{d_i}{L} \right)^{0.5} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.19)$$

Dimana:

k_i, k_t = Konduktivitas termal fluida pada *tube* (W/m °C)

L = Panjang *tube* (mm)

h_t = Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

Jika aliran turbulenta dengan Re_t lebih dari 10000. Maka menggunakan persamaan dari *Sieder-Tate* dengan modifikasi dari *McAdams* sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 305):

$$\frac{h_t d_i}{k_t} = 0.027 Re_t^{0.8} Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.20)$$

Jika aliran adalah intermediate dimana nilai Re_t mulai dari 2100 hingga 10000. Maka menggunakan persamaan dari *Colburn* sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 305):

$$\frac{h_t d_i}{k_t} = 0.023 Re_t^{0.8} Pr_t^{0.4} \left(\frac{\mu_t}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.21)$$

Untuk menentukan *pressure drop* pada sisi *tube* dalam keadaan aliran *steady*. Maka menggunakan persamaan *Weisbach-Darcy* sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 305):

$$\Delta p_t = f_t \left(\frac{L}{d_i} \right) \frac{G_t^2}{2 g \rho_t (\phi_t)^r} \quad (2.22)$$

Dimana:

ρ_t = Kalor jenis pada *tube* (kg/m^3)

f_t = Faktor friksi pada *tube*

Untuk menentukan nilai faktor friksi pada *tube* (f_t), dapat menggunakan persamaan berikut:

Aliran laminar menggunakan persamaan berikut (Thulukkanam, 2000, h. 307):

$$f_t = \frac{64}{Re_t} \quad (2.23)$$

Aliran turbulent menggunakan persamaan berikut (Thulukkanam, 2000, h. 307):

$$f_t = \frac{0.3164}{Re_t^{0.25}} \quad (2.24)$$

Untuk menentukan nilai parameter $(\phi_t)^r$, dapat menggunakan persamaan sebagai berikut (Thulukkanam, 2000, h. 306):

$$(\phi_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad \text{untuk } Re_t > 2100 \quad (2.25)$$

$$(\phi_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0.25} \quad \text{untuk } Re_t < 2100 \quad (2.26)$$

2.5.4 Rumus Perhitungan Koefisien Perpindahan Kalor, Nilai NTU, dan Efektifitas

Untuk menentukan nilai dari koefisien perpindahan panas keseluruhan (U), maka terlebih dahulu menentukan nilai resistensi termal (R_{total}). Nilai R_{total} dapat dihitung dengan persamaan berikut (Cengel, 2004, h. 672):

$$R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o \quad (2.27)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_t A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_s A_o} \quad (2.28)$$

Dimana:

A_i = Luas permukaan pada sisi dalam *tube* (m^2)

A_o = Luas permukaan pada sisi luar *tube* (m^2)

k = Konduktivitas termal bahan pada *tube* (W/m °C)

d_i = Diameter dalam *tube* (mm)

d_o = Diameter luar *tube* (mm)

Setelah diketahui nilai resistensi termal, maka selanjutnya menentukan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (U). Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) adalah (Cengel, 2004, h. 672):

$$U = \frac{1}{A_o \sum R_{total}} \quad (2.29)$$

$$U = \frac{1}{A_i \sum R_{total}} \quad (2.30)$$

Dari persamaan 2.29 dan 2.30 nilai U yang nantinya digunakan adalah nilai U terbesar dari kedua persamaan tersebut.

Besarnya perpindahan kalor fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan berikut (Holman, 2020, h. 492):

$$q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.31)$$

Dimana:

U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m²°C)

ΔT_{lm} = LMTD

LMTD = Log Mean Temperature Difference (°C)

F = Faktor koreksi

A = Luas permukaan perpindahan panas (m²)

Log Mean Temperature Difference (LMTD) merupakan rata-rata perbedaan suhu antara fluida panas dan dingin. Persamaan LMTD sebagai berikut (Cengel, 2004, h. 683):

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right)} \quad (2.32)$$

Dimana:

$T_{h,i}$ = Temperatur masuk fluida panas (°C)

$T_{h,o}$ = Temperatur keluar fluida panas (°C)

$T_{c,i}$ = Temperatur masuk fluida dingin (°C)

$T_{c,o}$ = Temperatur keluar fluida dingin (°C)

Menentukan nilai faktor koreksi (F) dengan cara mencari nilai P dan R terlebih dahulu, yang nantinya nilai tersebut akan digunakan untuk mencari nilai F pada grafik yang terdapat pada lampiran 2. Persamaan nilai P dan R adalah sebagai berikut (Byrne, 1998, h. 7-10):

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} \quad (2.33)$$

$$R = \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1} \quad (2.34)$$

Dimana:

T_1 = Temperatur masuk fluida panas (°C)

T_2 = Temperatur keluar fluida panas (°C)

T_3 = Temperatur masuk fluida dingin (°C)

T_4 = Temperatur keluar fluida dingin ($^{\circ}\text{C}$)

Untuk menentukan laju kapasitas, dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut (Holman, 2020, h. 491):

$$C_h = m_h c_h = \frac{q}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad (2.35)$$

$$C_c = m_c c_c = \frac{q}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2.36)$$

Dimana:

C_h = Laju kapasitas fluida panas ($\text{J/s } ^{\circ}\text{C}$)

C_c = Laju kapasitas fluida dingin ($\text{J/s } ^{\circ}\text{C}$)

m_h = Laju aliran fluida panas (kg/s)

m_c = Laju aliran fluida dingin (kg/s)

c_h = Kapasitas kalor fluida panas ($\text{J/kg } ^{\circ}\text{C}$)

c_c = Kapasitas kalor fluida dingin ($\text{J/kg } ^{\circ}\text{C}$)

Untuk mencari nilai $C_{\min}$, diambil dari nilai yang terendah diantara nilai C_h atau C_c . sebaliknya untuk mencari nilai $C_{\max}$ diambil dari nilai terbesar diantara nilai C_h atau C_c . Nilai $C_{\min}$ dan $C_{\max}$ digunakan untuk menentukan dari nilai C . Persamaan dari nilai C sebagai berikut (Cengel, 2004, h. 694):

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.37)$$

Heat exchanger dikatakan efektif apabila temperatur keluar medium panas sama dengan temperatur keluar medium dingin. Maka persamaan efektifitas aktual dapat dikalkulasi sebagai berikut (Handayani, 2021):

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.38)$$

atau

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.39)$$

Untuk mengetahui efektifitas secara teoritis dapat ditentukan dengan persamaan berikut (Cengel, 2004, h. 694):

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \sqrt{1 + C^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + C^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + C^2}]} \right\}^{-1} \quad (2.40)$$

Dimana:

ε = Efektifitas penukar kalor

N = NTU

NTU merupakan bilangan tak berdimensi yang dijadikan indikator efektifitas proses perpindahan kalor. Untuk mencari nilai NTU dapat dicari menggunakan persamaan sebagai berikut (Cengel, 2004, h. 694):

$$N = NTU = \frac{U A}{C_{min}} \quad (2.41)$$