BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Tinjauan Pustaka

Penelitian yang dilakukan oleh Septian et al., (2021) yang berjudul "Desain dan Rancang Bangun Alat Penukar Kalor (*Heat exchanger*) Jenis *Shell* dan *Tube*" ini membahas desain *shell and tube* yang dibuat. Dalam penelitian tersebut, tabung *shell* memiliki diameter luar sebesar 300 mm dan diameter dalam sebesar 293,65 mm dengan panjang *shell* 1000 mm. Laju perpindahan kalor yang diperoleh adalah 7117,5 watt. Berdasarkan st*and*ar TEMA dan penggunaan aplikasi HTRI, area permukaan yang dibutuhkan adalah sebesar 8,27 m^2, sementara perhitungan aktual menghasilkan area permukaan sebesar 9,09 m^2 (Septian et al., 2021).

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" ini membahas desain dengan satu laluan pada cangkang dan dua laluan pada tabung. Pipa tabung memiliki panjang 2,7 m dan diameter 13 mm, sedangkan cangkang memiliki panjang 1,35 m dan diameter 70 mm. Material yang digunakan untuk tabung adalah tembaga dengan konduktivitas sebesar 385 W/mK, sementara material cangkang adalah aluminium dengan konduktivitas 205 W/mK. Hasil penelitian menunjukkan efektivitas terbesar mencapai 35,4040%(Napitupulu et al., 2016).

Penelitian yang dilakukan oleh Khairuddin (2018) dengan judul "Rancang Bangun *Heat exchanger* Tipe *Shell and Tube*" ini berfokus pada perancangan dimensi *heat exchanger*. Dalam penelitian tersebut, diperoleh panjang tabung (*tube*) sebesar 1,2 m, panjang cangkang (*shell*) 70 cm, dan jumlah tabung sebanyak 6 unit. Pada percobaan suhu campuran, nilai yang terukur berkisar antara 50°C hingga 25°C. Pengujian menggunakan temperature *transmitter* dilakukan selama 30 detik, yang menghasilkan suhu yang berbeda dari perancangan. Hasilnya, suhu rata-rata yang mengalir pada *output* tabung adalah 39°C, sedangkan pada *output* cangkang adalah 31°C, sementara suhu *output* tabung dan cangkang pada perancangan masing-masing adalah 35°C dan 38°C. (Khairuddin, 2018b)

Penelitian yang dilakukan oleh H*and*y (2011) yang berjudul "Rancang Bangun *Heat exchanger Shell and Tube S*in*gle Phase*" ini menguji performa *heat exchanger* dengan mengacu pada metode Bell Delaware. Dalam penelitian ini, *heat exchanger* memiliki nilai perpindahan kalor antara 3302 – 3931 W, perubahan energi kalor antara 1327 – 3419 W, koefisien perpindahan kalor sebesar 114,14 W/m² K, dan efektivitas antara 0,27 – 0,51. Perpindahan kalor pada sisi tabung menunjukkan perbedaan yang signifikan, yang mengindikasikan bahwa penyerapan kalor belum optimal. Nilai perubahan energi kalor yang besar menunjukkan adanya kerugian kalor yang cukup tinggi. Meskipun demikian, efektivitas *heat exchanger* tercatat cukup tinggi, melebihi efektivitas teoritis (H*and*y, 2011).

2.2. Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor atau alih bahang (*heat transfer*) adalah ilmu yang digunakan untuk memprediksi perpindahan energi yang terjadi akibat perbedaan suhu antara benda atau material. Dalam termodinamika, energi yang berpindah tersebut disebut sebagai kalor, bahang, atau panas (*heat*). Ilmu perpindahan kalor tidak hanya bertujuan untuk menjelaskan bagaimana energi kalor berpindah dari satu benda ke benda lain, tetapi juga untuk memprediksi laju perpindahan yang terjadi dalam kondisi tertentu (Bergman & Levine, 2019). Perpindahan kalor dapat diartikan sebagai proses pemindahan energi dari satu fluida ke fluida lain yang membutuhkan panas. Perpindahan kalor tidak akan terjadi jika suhu dalam suatu sistem adalah sama. Perbedaan suhu inilah yang mendorong terjadinya perpindahan kalor. Proses ini terjadi dari sistem dengan suhu tinggi ke sistem lain yang memiliki suhu lebih rendah. Perpindahan kalor dapat terjadi dalam tiga bentuk, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi (Q.Kern, 1950).

2.2.1. Konduksi

Konduksi, atau yang sering disebut hantaran, adalah perpindahan kalor melalui suatu zat tanpa diikuti dengan perpindahan partikel dari zat tersebut. Dengan demikian, perpindahan kalor secara konduksi hanya berlangsung pada zat padat.

Properti bahan yang digunakan untuk menentukan apakah suatu bahan merupakan isolator atau konduktor adalah koefisien konduksi termal. Jika nilai koefisien konduksi termal tinggi, bahan tersebut memiliki kemampuan untuk

mentransfer panas dengan cepat. Sebaliknya, bahan isolator memiliki koefisien konduksi yang rendah. Secara umum, bahan (seperti logam) yang dapat menghantarkan listrik dengan baik juga merupakan konduktor panas yang baik, dan sebaliknya. Sebagai contoh, jika kita mengasumsikan sebuah batang besi atau logam lainnya, dan salah satu ujungnya dipanaskan dengan api, kita dapat melihat bagaimana panas dipindahkan dari ujung yang panas ke ujung yang lebih dingin. Ketika ujung batang logam menerima energi panas dari api, energi tersebut akan mentransfer sebagian ke molekul dan elektron yang membentuk materi tersebut (H*and*y, 2011).

2.2.2. Konveksi

Konveksi, atau yang dikenal sebagai aliran, adalah perpindahan kalor yang terjadi akibat gerakan atau pergerakan molekul dari suatu sistem dengan suhu tinggi ke sistem dengan suhu lebih rendah, yang disertai dengan perpindahan partikel zat tersebut (Da Silva et al., 2019).

Perpindahan panas melalui aliran adalah metode perpindahan panas yang paling sering digunakan dalam industri kimia. Konveksi hanya dapat terjadi melalui zat yang mengalir, sehingga jenis perpindahan panas ini hanya terjadi pada cairan dan gas. Aliran zat ini terjadi ketika dipanaskan, karena bagian yang dipanaskan tidak mencapai suhu tinggi yang merata pada waktu yang bersamaan. Akibatnya, bagian yang paling awal atau paling banyak dipanaskan akan memiliki massa jenis yang lebih rendah dib*and*ingkan bagian yang lebih dingin. Hal ini menyebabkan terjadinya sirkulasi, sehingga kalor akhirnya tersebar merata ke seluruh zat (H*and*y, 2011).

2.2.3. Radiasi

Radiasi, atau yang dikenal sebagai pancaran, adalah perpindahan kalor yang terjadi melalui gelombang pancaran dari suatu zat ke zat lain tanpa melibatkan zat perantara.

Pada dasarnya, perpindahan panas melalui radiasi berlangsung melalui foton dan gelombang elektromagnetik. Ketika sejumlah energi panas mengenai suatu permukaan, sebagian akan dipantulkan, sebagian akan diserap oleh bahan, dan sebagian lagi akan melewati bahan dan terus bergerak ke luar. Oleh karena itu,

dalam mempelajari perpindahan panas radiasi, permukaan fisik juga perlu dipertimbangkan (H*and*y, 2011).

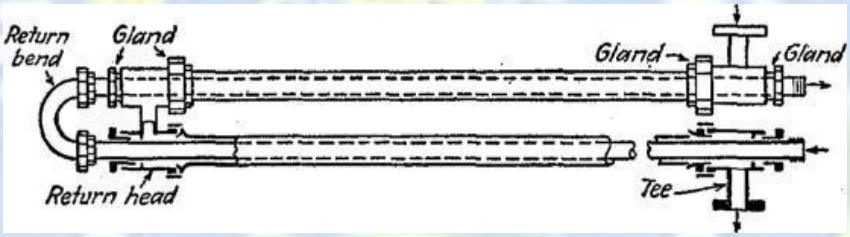
2.3. Alat Penukar Kalor

Dalam industri modern saat ini, alat penukar kalor sering digunakan untuk mendukung kelancaran proses produksi. Di berbagai industri, terdapat banyak contoh peralatan penukar kalor, seperti kondensor, pendingin udara (AC), boiler, chiller, dan masih banyak lainnya. Fungsi utama alat penukar kalor adalah untuk mengubah suhu fluida dengan cara mentransfer kalor dari fluida panas ke fluida dingin, baik melalui pembatas atau tanpa pembatas. Proses perpindahan kalor dalam alat penukar kalor berlangsung melalui konduksi (pada dinding pipa) dan konveksi (pada aliran fluida kerja) (H*and*ayani, 2021).

- Alat penukar kalor dapat dibedakan menjadi beberapa jenis berdasarkan konstruksinya, yaitu:

2.3.1. *Double Pipe Heat exchanger*

Alat penukar kalor yang paling sederhana berbentuk susunan pipa g*and*a atau pipa konsentris. Alat ini terdiri dari dua pipa logam yang pada kedua ujungnya dilas menjadi satu atau dihubungkan dengan kotak penyekat.



Gambar 2. 1 *Double pipe heat exchanger*
(Sumber: Process Heat Transfer, 1950)

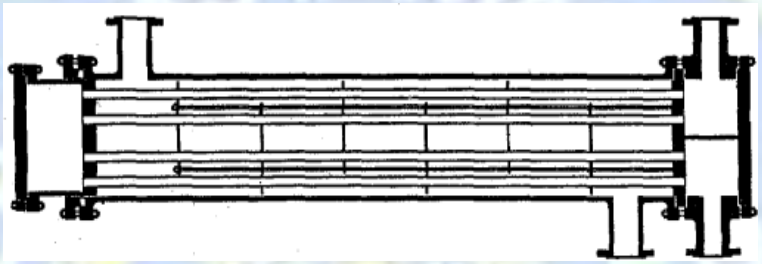
Salah satu fluida mengalir di dalam pipa, sementara fluida lainnya mengalir di ruang anular antara pipa luar dan pipa dalam. Arah aliran fluida bisa searah maupun berlawanan arah. Alat penukar kalor jenis ini sangat berguna terutama untuk laju aliran yang kecil (Q.Kern, 1950).

2.3.2. *Shell and Tube Exchanger*

Jenis alat penukar kalor ini banyak diterapkan dalam industri saat ini. Alat ini terdiri dari sebuah tabung besar (*shell*) yang di dalamnya terdapat kumpulan

pipa dengan diameter yang lebih kecil. Salah satu jenis fluida mengalir melalui pipa-pipa kecil tersebut, sementara fluida lainnya mengalir di bagian luar pipa-pipa kecil, namun tetap berada di dalam *shell*. Arah aliran fluida pada *shell and tube* dapat berupa searah, berlawanan arah, atau bersilangan (H*and*ayani, 2021).

Untuk meningkatkan efisiensi pertukaran panas, penukar panas tipe *shell and tube* biasanya dilengkapi dengan sekat (*baffle*). Tujuan pemasangan sekat ini adalah untuk mengatur aliran fluida agar lebih turbulen dan meningkatkan waktu tinggal (*residence time*). Namun, penambahan sekat dapat menyebabkan peningkatan tekanan jatuh (*pressure drop*) dan menambah beban kerja pompa, sehingga laju alir fluida yang dipertukarkan panasnya perlu disesuaikan (Q.Kern, 1950).

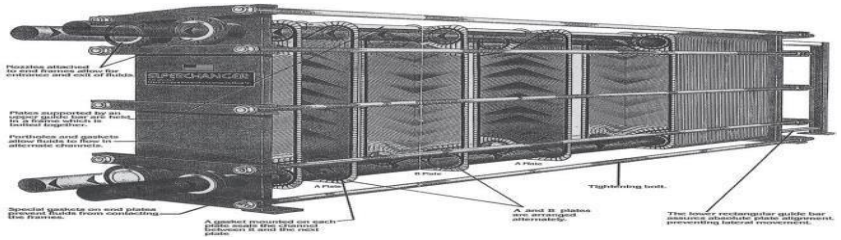


Gambar 2. 2 *Heat exchanger shell and tube*

(Sumber: Process Heat Transfer, 1950)

2.3.3. *Plate And Frame Heat exchanger*

Alat penukar panas tipe *plate and frame* terdiri dari kumpulan pelat-pelat yang tersusun secara tegak lurus, bergelombang, atau dengan profil lainnya. Di antara pelat-pelat tersebut dipasang penyekat lunak (biasanya terbuat dari karet). Pelat dan penyekat disatukan dengan perangkat penekan, dan setiap sudut pelat dilengkapi dengan lubang untuk aliran fluida. Fluida mengalir masuk dan keluar melalui lubang tersebut, sementara fluida lainnya mengalir melalui lubang dan ruang di sisi berlawanan yang dipisahkan oleh sekat. Berdasarkan arah aliran fluida, *heat exchanger* ini dapat dibedakan menjadi berbagai jenis:

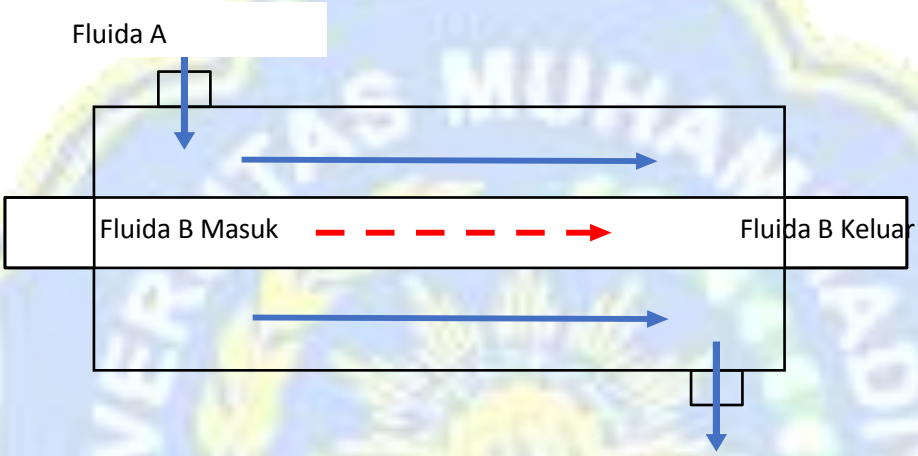


Gambar 2. 3 *Plate and frame heat exchanger*

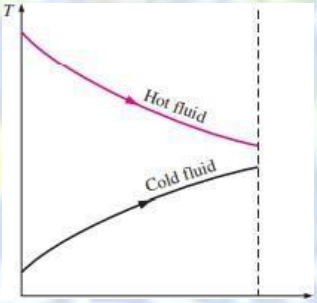
(Sumber: Heat Transfer a Practical Approach, 2nd Edition, 2004)

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

Perpindahan kalor pada jenis ini terjadi ketika kedua fluida (dingin dan panas) masuk melalui sisi yang sama dari *heat exchanger*, dengan arah aliran keduanya sejajar dan keluar melalui sisi yang sama. Karakteristik dari jenis *heat exchanger* ini adalah suhu fluida dingin yang keluar tidak dapat melebihi suhu fluida panas yang keluar dari *heat exchanger*.



Gambar 2. 4 Arah aliran fluida searah

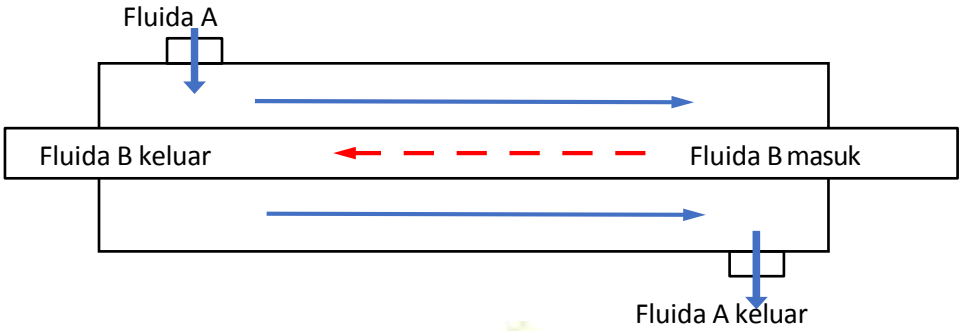


Gambar 2. 5 Perubahan temperatur fluida pada penukar kalor searah

(Sumber: Heat Transfer a Practical Approach, 2nd Edition, 2004)

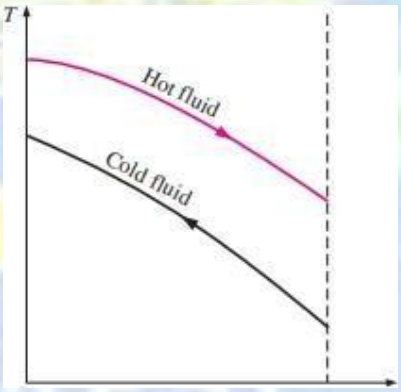
2.3.5. *Aliran Berlawanan Arah (counter-current flow)*

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



Gambar 2. 6 Arah aliran fluida berlawanan arah

Dengan desain ini, suhu fluida yang menyerap panas saat meninggalkan penukar panas bisa lebih tinggi daripada suhu fluida yang menghasilkan panas ketika keluar dari penukar panas. Bahkan dalam kasus ideal, di mana permukaan perpindahan panas tidak terbatas dan tidak ada kehilangan panas ke lingkungan, suhu fluida yang keluar dari penukar panas bisa setara dengan suhu fluida penghasil panas yang masuk ke dalam penukar panas. Berdasarkan teori tersebut, penukar panas terbalik merupakan jenis penukar panas yang paling efisien. (H*andy*, 2011)



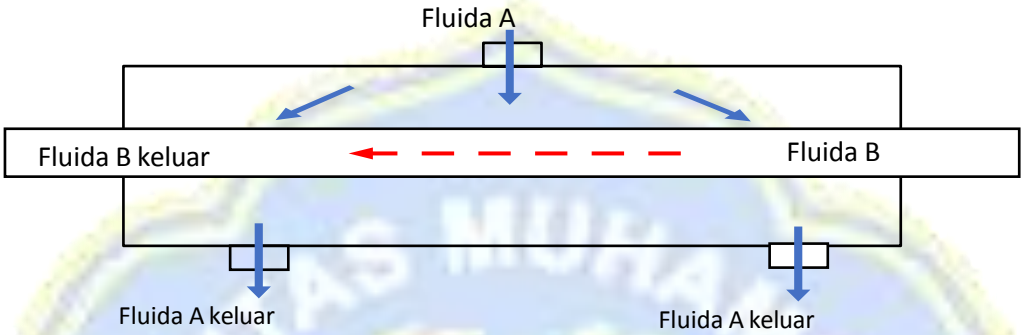
Gambar 2. 7 Perubahan temperatur fluida pada penukar kalor berlawanan arah

(Sumber: Heat Transfer a Practical Approach, 2nd Edition, 2004)

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

Ini berarti bahwa arah aliran kedua fluida saling bersilangan. Contoh umum dari hal ini adalah radiator mobil, di mana aliran air pendingin dari mesin melepaskan energinya ke udara yang mengalir bersilangan. Dalam hal efisiensi pertukaran energi,

penukar panas jenis ini memiliki tingkat efisiensi yang berada di antara kedua jenis yang disebutkan sebelumnya. Pada radiator mobil, udara mengalir melalui radiator dengan suhu rata-rata yang hampir sama dengan suhu udara sekitar, kemudian menyerap panas dengan laju yang berbeda pada kecepatan yang bervariasi, dan setelah keluar dari radiator, udara bercampur kembali hingga mencapai suhu yang hampir seragam (H*and*y, 2011).



Gambar 2. 8 Arah aliran fluida silang

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

2.3.7. *Tipe Kontak Langsung*

Tipe kontak langsung adalah jenis alat penukar kalor di mana kedua zat tersebut bertukar energi melalui kontak langsung antara keduanya.

2.3.8. *Tipe Tidak Kontak Langsung*

Tipe tidak kontak langsung adalah jenis alat penukar kalor di mana kedua zat tersebut bertukar energi dengan cara dipisahkan oleh permukaan padat, seperti dinding pipa, plat, dan sebagainya.

2.4. Bagian-Bagian Utama pada *Heat exchanger* Tipe *Shell and Tube*

Proses pembuatan *heat exchanger* tipe *shell and tube* memerlukan beberapa komponen utama, di antaranya:

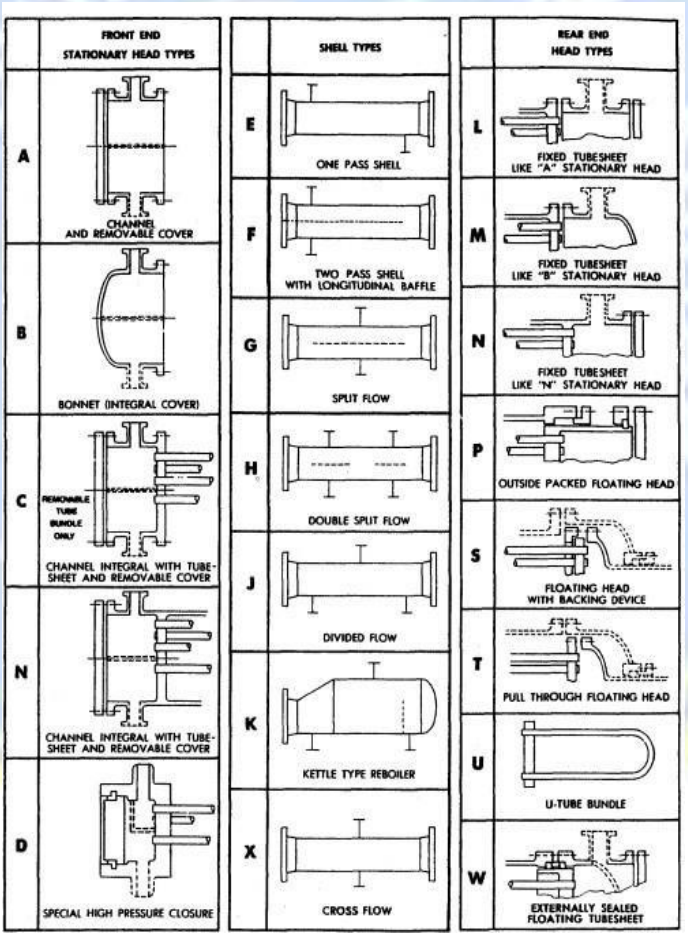
2.4.1 *Shell*

Shell adalah salah satu dari dua komponen utama dalam sistem penukar kalor ini. *Shell* terbuat dari pipa besi berukuran besar yang di dalamnya terdapat rangkaian pipa (*tube bundle*). Dalam pembuatan *heat exchanger*, harus mengikuti st*and*ar yang ditetapkan oleh *Tubular Exchanger Manufacturer's Association* (TEMA). Berdasarkan st*and*ar TEMA, terdapat tiga jenis kelas alat penukar kalor:

1. Kelas R, digunakan untuk peralatan yang beroperasi dalam kondisi berat. Umumnya, kelas ini diterapkan pada industri pengolahan minyak.
2. Kelas C, dirancang untuk penggunaan umum. Kelas ini didasarkan pada faktor ekonomis dan ukuran yang lebih kecil, serta digunakan dalam berbagai proses industri umum.
3. Kelas B, diperuntukkan bagi peralatan yang digunakan dalam pengolahan proses kimia.

St*and*ar TEMA juga mengklasifikasikan alat penukar kalor berdasarkan tipe "*stationary head*", "*shell*", dan "*rear head*" ke dalam 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 belakang.

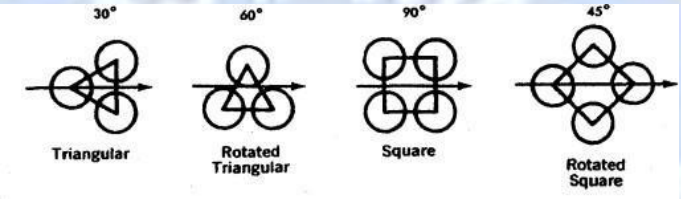


Gambar 2. 9 St*and*ar TEMA berdasarkan tipe bagian alat penukar kalor

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

2.4.2 *Tube*

Tube adalah komponen utama selain *shell* dalam alat penukar kalor tipe *shell and tube* ini. *Tube* terletak di dalam *shell*, di mana fluida mengalir melalui bagian dalam *tube* untuk melakukan pertukaran kalor dengan fluida yang ada di dalam *shell*. *Tube* dapat terbuat dari berbagai jenis logam seperti besi, aluminium, tembaga, *stainless steel*, perunggu, dan logam campuran lainnya. Dalam desain *tube*, terdapat jarak dan bentuk antara satu *tube* dengan *tube* lainnya, yang dikenal sebagai *tube pitch*. Berdasarkan standar TEMA, *tube pitch* memiliki beberapa bentuk, seperti: *Triangular Pitch*, *Rotated Triangular Pitch*, *Square Pitch*, dan *Rotated Square Pitch*. Jarak antara *tube* dari pusat ke pusat harus minimal 1,25 kali diameter luar *tube* tersebut (Bergman & Levine, 2019).



Gambar 2. 10 Jenis-jeis *Tube Pitch*

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

2.5. Rumus Perhitungan Laju Perpindahan Kalor *Heat exchanger*

Suatu perhitungan parameter geometri pada sisi *shell* dan *tube heat exchanger* dibutuhkan dalam menentukan laju perpindahan kalor pada *Shell and Tube Heat exchanger* (STHE). Berikut ini adalah langkah-langkah perhitungannya (Firmansyah, 2023).

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

Dalam menghitung suatu kecepatan massa Gs dan bilangan *Reynold* pada sisi *shell*, dapat digunakan persamaan ini (Firmansyah, 2023)

$$G_s = \frac{M_s}{S_m} \quad \textbf{(1)}$$

$$Re_s = \frac{G_s\, d_o}{\mu_s} \quad \textbf{(2)}$$

dimana:

G_S = Kecepatan aliran massa pada sisi *shell* (kg/s m^2)

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

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

Re_s = Bilangan (angka) *Reynolds* fluida pada sisi *shell*

Untuk menghitung nilai *Prandtl* pada sisi *shell*, digunakan perhitungan berikut (Septian et al., 2021)

$$Pr_s = \frac{\mu_s \, C_{ps}}{K_s} \quad \textbf{(3)}$$

Dimana:

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

C_{ps} = Kapasitas panas spesifik fluida pada sisi *shell* (J/kg ^oC)

k_s = Konduktivitas termal fluida pada sisi *shell* (W/m ^oC)

Selain menggunakan persamaan tersebut, nilai *Prandtl* pada sisi *shell* juga bisa ditentukan melalui rujukan dalam tabel termodinamika yang terdapat pada lampiran 1.

Untuk menghitung suatu nilai koefisien perpindahan kalor ideal pada *shell* (h_i) atau (h_s), dapat menggunakan persamaan berikut ini (Bergman & Levine, 2019)

$$h_i = \frac{j_i \, C_{ps} \, G_s \, (\emptyset_s)^n}{Pr_s \frac{2}{3}} \quad \textbf{(4)}$$

Melalui ketentuan j_i sebagai parameter ideal *Colburn* dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} j_i &= 1.73\ Re_s^{(-0.694)} && 1 \le Re_s < 100 \\ &= 0.717\ Re_s^{(-0.574)} && 100 \le Re_s < 1000 \\ &= 0.236\ Re_s^{(-0.346)} && 1000 \le Re_s \end{aligned} \quad \textbf{(5)}$$

Dalam menentukan nilai $(\phi_s)^n$ dengan persamaan berikut (Napitupulu et al., 2016)

$$(\emptyset_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad \textbf{(6)}$$

Dimana:

h_i = Koefisien perpindahan kalor pada sisi *shell* (W/m^2 ^oC)

j_i = Parameter ideal *Colbur*

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

Dalam menentukan nilai μ_w, sebelumnya perlu ditentukan dahulu nilai dari T_w. Untuk menentukan nilai T_w dapat ditunjukan melalui persamaan berikut (Septian et al., 2021)

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \frac{h_t}{h_s}} \quad \textbf{(7)}$$

Dimana:

T_w = Temperature wall pada *tube* (^oC)

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

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

Dalam menilai *pressure drop* pada *shell* dapat ditentukan dengan persamaan berikut (Napitupulu et al., 2016)

$$\Delta P_s = \frac{f_s \, G_{s^2} \, D_s \, (N_b + 1)}{2g \, \rho_s \, d_e \, (\emptyset_s)^n} \quad \textbf{(8)}$$

$$d_e = \frac{4 \, (L_{tp}^{\,2} - \frac{\pi d_o^2}{4})}{\pi d_o} \quad \textbf{(9)}$$

Dimana:

f_s = Faktor friksi pada *shell*

ρ_s = Kalor jenis fluida pada *shell* (kg/m^3)

g = Percepatan gravity (m/s^2)

d_e = Diameter equivalen (mm)

Dalam mencari nilai faktor friksi (f_s) di sisi *shell* dapat menggunakan persamaan berikut (Napitupulu et al., 2016).

$$f_s = \frac{52}{Re_s} + 0.17 \qquad 1 \leq Re_s < 500$$
$$f_s = 0.56 \, Re_s^{(-0.14)} \qquad 500 \leq Re_s \quad \textbf{(10)}$$

2.5.2 Rumus Perhitungan Perpindahan Kalor Dan *Pressure Drop* Pada Sisi *Tube*

Dalam menentukan luas suatu permukaan pada sisi *tube* bisa dinilai menggunakan rumus di bawah ini (Firmansyah, 2023)

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^{\,2} N_t \quad \textbf{(11)}$$

Dimana:

A_t = Luas *flow aera* pada *tube* (mm^2)

d_i = Diameter dalam *tube* (mm)

N_t = Jumlah *tube*

Dalam menentukan kecepatan suatu aliran massa pada *tube* dapat dicari menggunakan rumus di bawah ini :

$$G_t = \frac{M_t}{A_t} + 0.17 \quad \text{untuk } single\ pass \quad \textbf{(12)}$$

$$G_t = \frac{M_t}{A_t/N_p} \quad \text{untuk } N_p\ passes \quad \textbf{(13)}$$

Dimana:

G_t = Kecepatan aliran massa pada *tube* ($kg/s\ m^2$)

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

Np = Jumlah *tube pass*

Dalam menentukan nilai *Reynold* di sisi *tube* dapat dihitung menggunakan rumus seperti dibawah ini:

$$Re_t = \frac{G_t\, d_i}{\mu_t} \quad \textbf{(14)}$$

Dimana:

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

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

Dalam menentukan hasil *Prandtl* pada sisi *tube* bisa dihitung menggunakan rumus seperti dibawah ini (Firmansyah, 2023):

$$Pr_t = \frac{\mu_t \cup_{pt}}{k_t} \quad \textbf{(15)}$$

Dimana:

Pr_t = Bilangan (angka) *Prandtl* fluida pada sisi *tube*

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

k_t = Konduktivitas termal pada *tube* (W/m ^oC)

Selain menggunakan rumus-rumus tersebut, dalam mencari nilai *Prandtl* pada sisi *tube* dapat digunakan perhitungan tabel termodinamika yang terdapat dalam lampiran 1.

Untuk mencari nilai suatu koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* bisa menggunakan perhitungan melalui ketentuan rumus dibawah ini:

Apabila suatu aliran laminar dengan Re_t kurang dari 2100. Maka dapat digunakan persamaan dari *Sider-Tate* sebagai berikut :

$$\frac{h_t\, d_i}{k_i} = 1.86\ (Re_t\, Pr_t\, \frac{d_i}{L})^{0.5}\ Pr_t^{1/3}\ (\frac{\mu_t}{\mu_w})^{0.14} \quad \textbf{(16)}$$

Dimana:

k_i, k_t = Konduktivitas termal fluida pada *tube* (W/m ^oC)

L = Panjang *tube* (mm)

h_t = Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* (W/m^2 ^oC)

Apabila suatu aliran turbulent dengan Re_t lebih dari 10000. Maka dapat digunakan rumus dari *Sider-Tate* dengan modifikasi dari *McAdams* sebagai berikut :

$$\frac{n_t\, a_i}{k_i} = 0.027\ Re_t^{0.8}\ Pr_t^{1/3}\ (\frac{\mu_t}{\mu_w})^{0.14} \quad \textbf{(17)}$$

Apabila suatu aliran merupakan intermediate dimana hasil dari nilai Re_t mulai dari 2100 hingga 10000. Maka dapat menggunakan rumus dari *Colburn* yaitu (Firmansyah, 2023)

$$\frac{n_t\, a_i}{k_i} = 0.023\ Re_t^{0.8}\ Pr_t^{1/3}\ (\frac{\mu_t}{\mu_w})^{0.14} \quad \textbf{(18)}$$

Dalam mengetahui hasil *pressure drop* pada sisi *tube* dalam keadaan aliran *steady*. Maka bisa memakai rumus *Weisbach-Darcy* yaitu (Firmansyah, 2023):

$$\Delta p_t = f_t \left(\frac{L}{d_i}\right) \frac{G_t^2}{2\, g\, \rho_t} \frac{1}{(\emptyset_t)^r} \quad \textbf{(19)}$$

Dimana:

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

f_t = Faktor friksi pada *tube*

Dalam menghitung nilai dari faktor friksi pada *tube* (f_t), bisa memakai rumus Aliran laminar yaitu sebagai berikut:

$$f_t = \frac{64}{Re_t} \quad \textbf{(20)}$$

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

$$f_t \frac{0.3164}{Re_t^{0.25}} \quad \textbf{(21)}$$

Dalam menghitung nilai dari paramete $(\emptyset_t)^r$, dapat menggunakan rumus berikut ini :

$$(\emptyset_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad untuk\ Re_t > 2100 \quad \textbf{(22)}$$

$$(\emptyset_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0.25} \qquad untuk\ Re_t < 2100 \quad \textbf{(23)}$$

2.5.3 Rumus Perhit ungan Koefisien Perpindahan Kalor, dan Efektifitas

Dalam menilai hasil dari koefisien perpindahan panas keseluruhan (U), maka perlu ditentukan nilai resistensi termal (R_{total}) terllbih dahulu. Nilai R_{total} dapat dihitung dengan persamaan berikut (Cengel,. 2004, h. 672):

$$R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o \quad \textbf{(24)}$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_t A_i} + \frac{In\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_s A_o} \quad \textbf{(25)}$$

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 ^oC)

d_i = Diameter dalam *tube* (mm)

d_o = Diameter luar *tube* (mm)

Apabila sudah diketahui nilai resistensi termal, maka selanjutnya yaitu menentukan nilai dari koefisien perpipindahan panas seluruhnya (U). Nilai koefisien perpindahan panas seluryhnya (U) yaitu (Cengel,. 2004, h. 672):

$$U = \frac{1}{A_o \sum R_{total}} \quad \textbf{(26)}$$

$$U = \frac{1}{A_i \sum R_{total}} \quad \textbf{(27)}$$

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):

$$q = U.A.F.\Delta T_{lm} \quad \textbf{(28)}$$

Dimana:

U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m^2 ^oC)

ΔT_{lm} = LMTD

LMTD = Log Mean Tempperature Difference (^oC)

F = Faktor koreksi

A = Luas permukaan perpindahan panas ($m^{2)}$

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

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{In\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}\right)} \quad (29)$$

Dimana:

$T_{h,i}$ = Temperatur masuk fluida panas (^oC)

$T_{h,o}$ = Temperatur keluar fluida panas (^oC)

$T_{c,i}$ = Temperatur masuk fluida dingin (^oC)

$T_{c,o}$ = Temperatur keluar fluida dingin (^oC)

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 garfik yang terdapat pada lampiran 2. Persamaaan nilai P dan R adalah sebagai berikut (Byrne, 1998, h. 7-10):

$$P = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} \quad \textbf{(30)}$$

$$R = \frac{T_3 - T_4}{T_2 - T_1} \quad \textbf{(31)}$$

Dimana:

T_1 = Temperatur masuk fluida panas (^oC)

T_2 = Temperatur keluar fluida panas (^oC)

T_3 = Temperatur masuk fluida dingin (^oC)

T_4 = Temperatur keluar fluida dingin (^oC)

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

$$C_h = m_h C_h = \frac{q}{T_{h,i} - T_{h,o}} \quad \textbf{(32)}$$

$$C_c = m_c c_c = \frac{q}{T_{c,o} - T_{C,i}} \quad \textbf{(33)}$$

Dimana:

C_h = Laju kapasitas fluida panas (J/s ^oC)

C_c = Laju kapasitas fluida dingin (J/s ^oC)

m_h = Laju aliran fluida panas (kg/s)

m_c = Laju aliran fluida dingin (kg/s)

c_h = Kapasitas kalor fluida panas (J/kg ^oC)

c_c = Kapasitas kalor fluida dingin (J/kg ^oC)

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):

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad \textbf{(34)}$$

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

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad \textbf{(35)}$$

Atau

$$\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad \textbf{(36)}$$