

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Pengertian Optimasi

Secara umum optimasi berarti pencarian nilai terbaik (minimum atau maksimum) dari beberapa fungsi yang diberikan pada suatu konteks. Optimasi juga dapat berarti upaya untuk meningkatkan kinerja sehingga mempunyai kualitas yang baik dan hasil kerja yang tinggi [7]. Pada penelitian Kara dan Guraras optimasi diartikan peminimalan luas permukaan perpindahan panas dan *pressure drop* dimana *pressure drop* sisi *shell* tidak boleh lebih dari 12 kPa [5]. Sedangkan pada penelitian Reppich dan Zagerman, optimasi diartikan peminimalan segi biaya konstruksi sebuah *shell and tube* dimana parameter yang di optimasi adalah: jumlah pipa, panjang pipa, diameter *shell*, jumlah befel dan jarak befel [2].

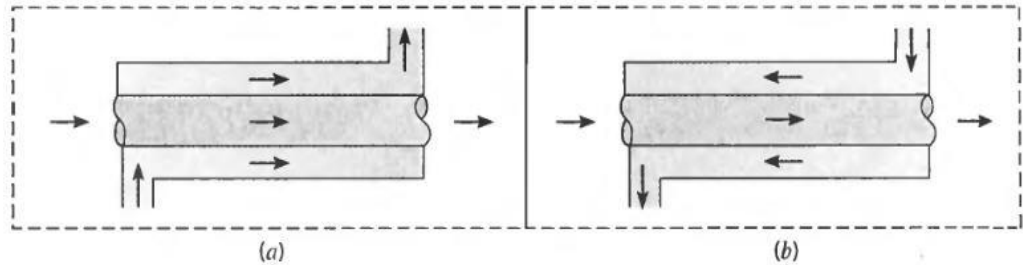
2.2. Pengertian Alat Penukar Kalor(*Heat Exchanger*)

Penukar panas atau dalam industri kimia lebih populer dengan istilah heat exchanger (HE), adalah suatu alat yang memungkinkan perpindahan panas dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Biasanya, medium pemanas yang dipakai adalah uap panas lanjut (*super heated steam*) dan air sebagai air pendingin (*cooling water*). Penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien [8].

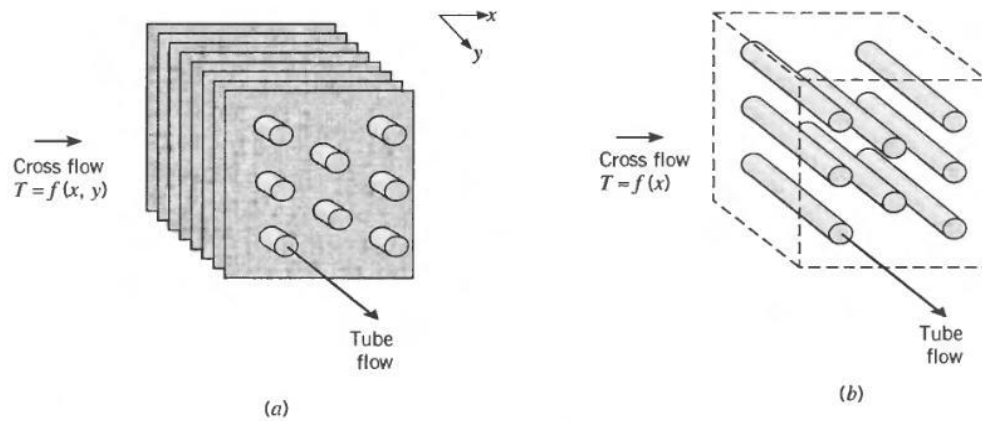
2.3. Jenis-jenisAlat Penukar Kalor

Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) secara tipikal diklasifikasikan berdasarkan susunan aliran (*flow arrangement*) dan tipe konstruksi. Penukar kalor yang paling sederhana adalah satu penukar kalor yang mana fluida panas dan dingin bergerak atau mengalir pada arah yang sama atau berlawanan dalam sebuah pipa berbentuk bundar (atau pipa rangkap dua). Pada susunan aliran sejajar (*parallel-flow arrangement*) yang ditunjukkan gambar 2.1a, fluida panas dan dingin masuk pada ujung yang sama, mengalir dalam arah yang sama dan keluar pada ujung yang sama. Pada susunan aliran berlawanan (*counterflow arrangement*) yang ditunjukkan gambar 2.1b, kedua fluida

tersebut pada ujung yang berlawanan, mengalir dalam arah yang berlawanan, dan keluar pada ujung yang berlawanan.



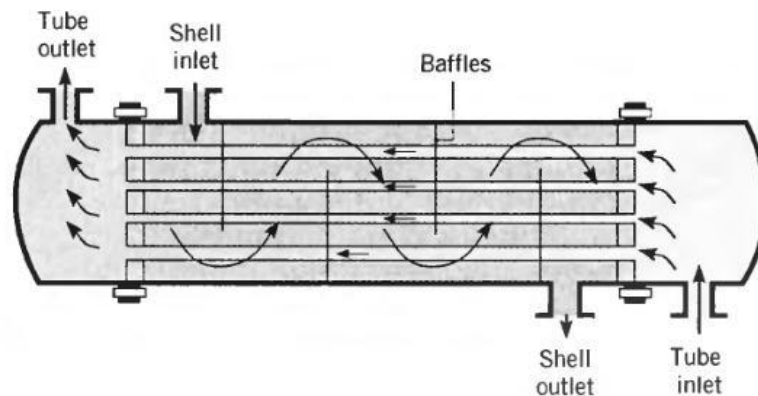
Gambar 2.1. Penukar kalor pipa konsentris (a) *parallel flow* (b) *counterflow* [9].



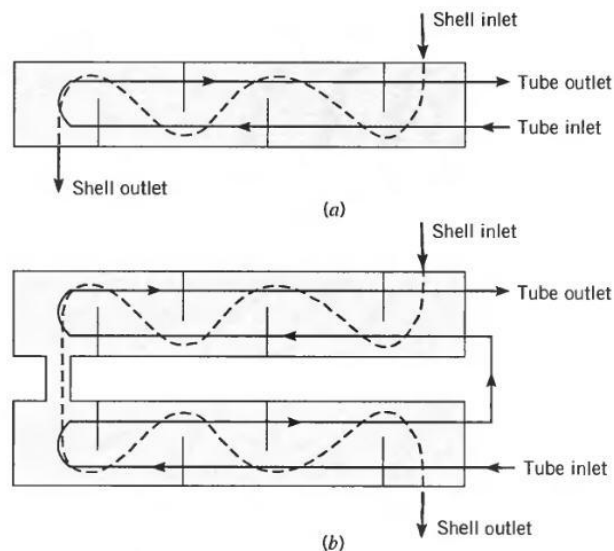
Gambar 2.2. Penukar kalor aliran melintang (a) bersirip dengan kedua fluidanya tidak campur (b) tidak bersirip dengan satu fluida campur dan satu fluida lagi tidak campur [9].

Sebagai alternatif, fluida panas dan dingin bergerak dalam arah melintang (tegak lurus satu dengan yang lain), seperti yang ditunjukkan oleh alat penukar kalor berbentuk pipa bersirip dan tidak bersirip pada gambar 2.2. Kedua konfigurasi ini secara tipikal dibedakan oleh sebuah perlakuan terhadap fluida di luar pipa sebagai fluida campur atau fluida tak campur. Gambar 2.2a, fluida disebut fluida tak campur karena sirip-sirip menghalangi gerakan fluida dalam satu arah (y) gerak tersebut melintang ke arah aliran utama (x).

Kasus ini temperatur fluida bervariasi terhadap sumbu x dan y. Bedanya adalah untuk berkas pipa yang tidak bersirip pada gambar 2.2b, gerakan memungkinkan untuk fluida bercampur dan variasi temperaturnya semata-mata hanya pada arah aliran utama. Karena aliran dalam pipa tidak bercampur, maka kedua fluida tidak bercampur untuk alat penukar kalor bersirip, sementara untuk satu fluida campur dan satu fluida lagi tidak bercampur untuk alat penukar kalor tidak bersirip. Sifat dari kondisi pencampuran itu secara signifikan bisa mempengaruhi performa penukar kalor.

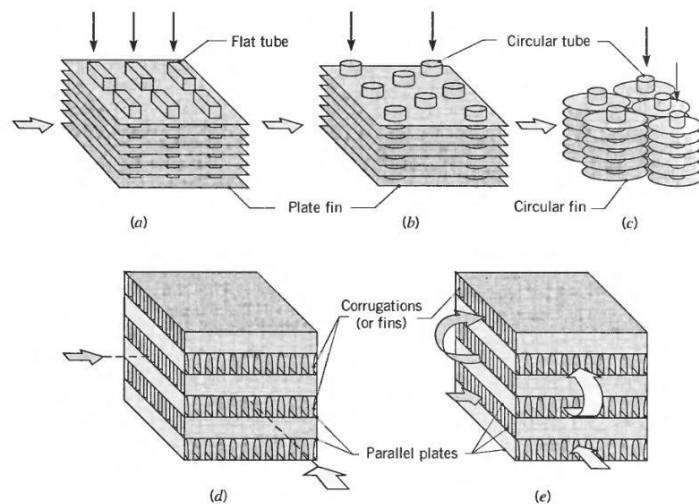


Gambar 2.3. Penukar kalor *Shell and Tube* dengan satu laluan *shell* dan satu laluan *tube* [9]



Gambar 2.4. Penukar kalor *Shell and Tube* (a) satu laluan *shell* dan dua laluan *tube* (b) dua laluan *shell* dan empat laluan *tube* [9].

Konfigurasi penting lainnya adalah penukar kalor *Shell and Tube*. Bentuk-bentuk *shell and tube* berbeda-beda sesuai dengan jumlah laluan dari *shell and tube*, dan bentuk sederhananya yang meliputi laluan *shell and tube* tunggal, ditunjukkan oleh gambar 2.3. Sekat-sekat (*Baffles*) biasanya dipasang untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi pada fluida sisi selongsong (*Shell*) dengan pengaruh aliran turbulensi dan komponen kecepatan aliran melintang. Selain itu, Sekat-sekat itu juga menopang pipa-pipa yang ada di dalam cangkang, mengurangi getaran pipa akibat aliran. alat penukar kalor yang disekat dengan satu selongsong dan dua laluan pipa dan dengan dua laluan selongsong dan empat laluan pipa ditunjukkan dalam gambar 2.4a dan 2.4b secara berurutan.



Gambar 2.5. Inti dari *compact heat exchangers* (a) *Fin-tube* (pipa datar, sirip plat menyeluruh) (b) *Fin-tube* (pipa bundar, sirip plat menyeluruh) (c) *Fin-tube* (pipa bundar, sirip bundar) (d) *Plate-fin* (laluan tunggal) (e) *Plate-fin* (laluan banyak) [9].

Golongan khusus dan penting dari alat penukar kalor yang digunakan untuk mencapai luas permukaan perpindahan panas per satuan volum yang sangat besar ($>400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ untuk cairan dan $>700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ untuk gas) dikenaldengan istilah *compact heat exchangers*, alat ini mempunyai susunan yang rapat dari pipa-pipa bersirip atau plat-plat bersirip dan secara khas digunakan ketika paling sedikit satu dari fluida-fluidanya adalah gas dan mempunyai koefisien perpindahan panas konveksi kecil. Pipa-pipa itu

bisa berupa pipa datar atau pipa bundar seperti Gambar 2.5a, 2.5b dan 2.5c secara berurutan dan sirip-sirip itu bisa berupa plat atau melingkar seperti Gambar 2.5a, b, dan 2.5c secara berurutan. Alat penukar kalor plat paralel bisa berupa bersirip atau berbengkok-bengkok dan bisa digunakan dalam model-model operasi laluan tunggal (Gambar 2.5d) maupun laluan banyak (Gambar 2.5e). lintasan aliran dalam *compact heat exchangers* secara tipikal kecil ($D_h < 5 \text{ mm}$), dan aliran biasanya berbentuk laminar [9].

Berdasarkan kerapatan permukaannya (*Surface Compactness*) penukar kalor dapat dibagi menjadi empat macam pada fase cair dengan gas, yaitu :

1. *Compact Heat Exchanger*

Penukar kalor Kompak mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ atau diameter hidraulik $D_h \leq 6 \text{ mm}$ untuk pengoperasian pada aliran sisi gas, dan $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ atau lebih tinggi untuk pengoperasian pada aliran sisi cair.

2. *Meso Heat Exchanger*

Penukar kalor Meso mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ atau diameter hidraulik $100 \mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \text{ mm}$

3. *Mikro Heat Exchanger*

Penukar kalor Mikro mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas lebih besar dari $15000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ atau diameter hidraulik $1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \mu\text{m}$

4. *Shell and Tube Heat Exchanger*

Penukar kalor Shell and Tube mempunyai kerapatan luas permukaan perpindahan panas kurang dari $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$ pada satu sisi fluida dengan pipa biasa [10].

2.4. Penukar Kalor Jenis *Shell and Tube*

Penukar kalor jenis *shell and tube* (*shell and tube heat exchanger*) sejauh ini merupakan jenis yang paling umum digunakan untuk peralatan perpindahan kalor di dalam industri kimia dan industri lainnya yang terhubung dengan pemindahan kalor. Pada dasarnya, penukar jenis *shell and tube* terdiri dari berkas pipa (*tube*) yang ditutupi oleh silindercangkang (*shell*). Ujung-ujung pipa dipasang tube sheet, yang memisahkan sisi *shell* dan sisi cairan pipa (*tube*). Baffle yang terdapat dalam shell digunakan untuk mengarahkan aliran fluida dan menyokong pipa. Secara umum persamaan untuk perpindahan panas di permukaan pipa adalah [11]:

$$Q = UA\Delta T_{lmd} \quad (2.1)$$

Tujuan utama dalam desain penukar adalah untuk menentukan luas permukaan yang dibutuhkan untuk kondisi tertentu (laju perpindahan panas) menggunakan perbedaan suhu yang tersedia. Koefisien perpindahan panas keseluruhan (total) adalah kebalikan dari jumlah keseluruhan tahanan (pengotor) perpindahan panas di sisi pipa dan sisi *shell*, konduktivitas termal material dan nilai dari koefisien perpindahan panas di sisi pipa dan sisi cangkang (*shell*). Hubungan antara koefisien-koefisien secara keseluruhan diberikan oleh [11]:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{R_{hs}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{R_{ht}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_t} \quad (2.2)$$

2.4.1. Jenis-jenis alat penukar kalors *shell and tube*

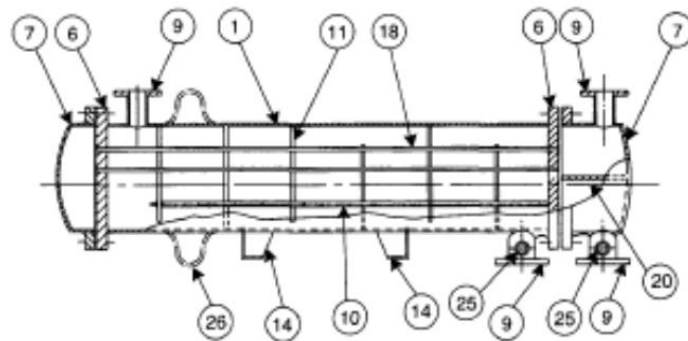
Tata nama standar yang digunakan untuk penukar kalor jenis *shell and tube* diberikan di bawah ini, angka mengacu pada fitur yang ditampilkan pada Gambar 2.6 hingga Gambar 2.10 [11] :

- | | |
|------------------------|----------------------------------|
| 1. Shell | 5. Clamp ring |
| 2. Shell cover | 6. Fixed – tube sheet |
| 3. Floating-head cover | 7. Channel (end – box or header) |
| 4. Floating-tube plate | 8. Channel cover |

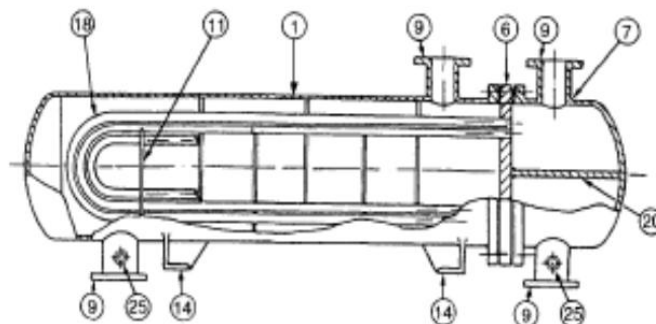
- | | |
|---|--------------------------------|
| 9. Branch (nozzle) | 18. Tube |
| 10. Tie rod and spacer | 19. Tube bundle |
| 11. Cross baffle or tube – support
plate | 20. Pass partition |
| 12. Impingement baffle | 21. Floating – head gland |
| 13. Longitudinal baffle | 22. Floating – head gland ring |
| 14. Support bracket | 23. Vent connection |
| 15. Floating – head support | 24. Drain connection |
| 16. Weir | 25. Test connection |
| 17. Split ring | 26. Expansion bellows |
| | 27. Lifting ring |

Jenis paling sederhana dan paling murah dari penukar kalor jenis *shell and tube* adalah jenis *fixed tube sheet* yang ditunjukkan pada Gambar 2.6. Kekurangan penukar kalor jenis ini adalah pada diameter bundel pipa yang tidak dapat dilepas untuk dibersihkan dan tidak ada ketentuan untuk perbedaan ekspansi dari shell dan pipa. Sisi cangkang (*shell*) dan pipa akan berada pada temperatur yang berbeda, dan mungkin dari bahan yang berbeda pula, perbedaan ekspansi dapat cukup besar dan penggunaan jenis ini terbatas pada perbedaan temperature sampai sekitar 80 °C. Beberapa ketentuan untuk ekspansi dapat dilakukan dengan memasukkan sebuah loop ekspansi di sisi cangkang (*shell*) (ditampilkan putus-putus pada Gambar 2.6) tetapi penggunaannya terbatas pada tekanan sisi *shell* yang rendah, sampai sekitar 8 bar.

Jenis U-tube (U-bundel) yang ditunjukkan dalam Gambar 2.7 hanya membutuhkan satu sheet pipa dan lebih murah daripada jenis floating-head. Akan tetapi terbatas pada penggunaan dengan pembersihan kimia, misalnya dengan menggunakan cairan tertentu, sisi pipa dan bundel sulit untuk dibersihkan. Hal ini juga lebih sulit untuk menggantikan pipa dalam tipe ini.



Gambar 2.6. Fixed-tube plate [11].

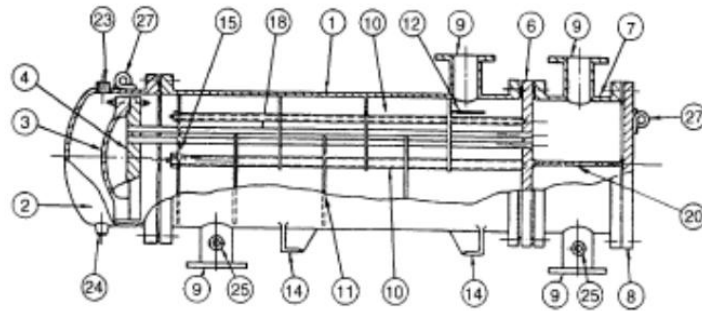


Gambar 2.7. U-tube [11].

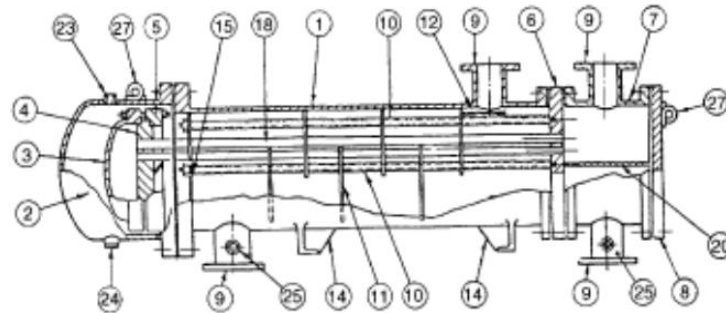
Penukar dengan internal floating head Gambar 2.8 dan 2.9, lebih fleksibel dibandingkan penukar fixed head and U-tube. Kedua penukar tersebut cocok untuk perbedaan temperatur yang tinggi, karena pipa dapat dinaikkan dari ujung ke ujung dan bundel dapat dilepas dengan mudah untuk dibersihkan dan dapat digunakan untuk cairan yang pengotornya tinggi. Kelemahan dari jenis pull-through, Gambar 2.9, adalah besar jarak (clearance) antara pipa terluar di bundel dan shell harus dibuat lebih besar daripada desain fixed dan U-tube untuk mengakomodasi flens yg mengembang, memperbolehkan cairan untuk melewati (*bypass*) pada sisipipa. Flens pembagi (jenis *split flange*) Gambar 2.8, digunakan untuk mengurangi jarak yang diperlukan. Akan selalu terjadi adanya bahaya kebocoran dari internal flens pada jenis *floating head*.

Pada jenis *external floating head*, Gambar 2.10, *floating-head joint* diletakkan di luar shell, dan shell ditutup dengan *sliding gland joint* menggunakan kotak isian (*stuffing box*). Karena bahaya kebocoran melalui kelenjar (*gland*), tekanan sisi shell

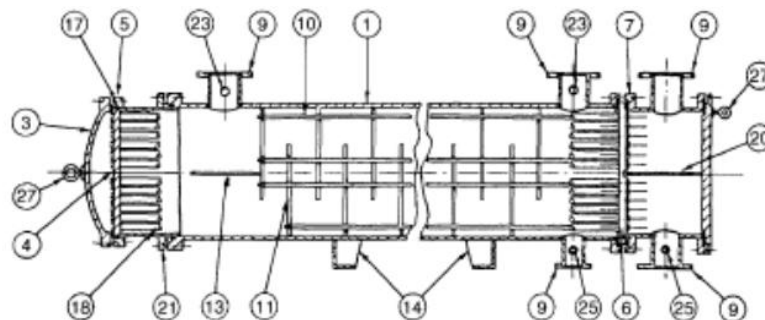
dalam jenis ini biasanya terbatas pada sekitar 20 bar, dan bahan yang mudah terbakar atau beracun tidak boleh digunakan pada sisi shell.



Gambar 2.8. Internal floating head without clamp ring [11].



Gambar 2.9. Internal floating head with clamp ring [11].



Gambar 2.10. External floating head, packed gland [11].

2.4.2. Diameter pipa didalam cangkang (*shell*)

Diameter pipa merupakan faktor penting dalam perancangan panas jenis *shell and tube*. Pemilihan diameter pipa akan mempengaruhi beberapa besaran yang digunakan dalam perhitungan penukar panas seperti : kecepatan aliran fluida, koefisien

perpindahan panas sisi pipa, koefisien perpindahan panas sisi cangkang, *pressure drop* sisi pipadan sisi cangkang, dll.

Diameter kecil banyak dipilih untuk kebanyakan fungsi, karena akan membentuk susunan yang rapi, dan karena lebih murah. Sedangkan dengan menggunakan pipa yang lebih besar alat penukar panas akan lebih mudah untuk dibersihkan dengan metode mekanis dan biasanya ukuran pipa yang besar dipilih untuk cairan pengotor yang banyak.

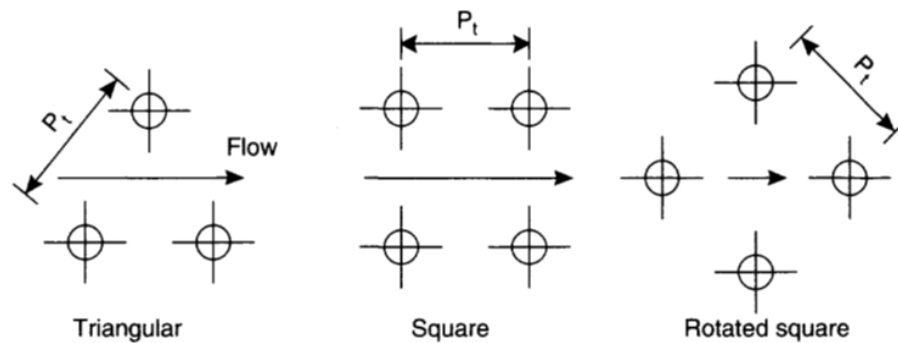
Pemilihan ketebalan pipa biasanya digunakan untuk menahan tekanan dalam pipa dan memberikan penyisihan korosi yang memadai. Salah satu standar yang biasa digunakan dalam menentukan diameter dan ketebalan pipa adalah TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturing Association*). Standar diameter dan ketebalan dinding pipa yang direkomendasikan oleh TEMA untuk penukar panas jenis *shell and tube* seperti pada Tabel 2.1 [13].

Tabel 2.1. Dimensi standar ketebalan pipa (ASME).

Outside diameter (in)	Wall thickness
0.405	0.068
0.540	0.088
0.675	0.091
0.840	0.109
1.050	0.113
1.315	0.133
1.660	0.140
1.900	0.145
2.375	0.154
2.875	0.203

2.4.3. Susunan berkas pipa

Susunan berkas pipa merupakan salah satu faktor penting dalam perancangan penukar panas. Ada tiga macam susunan berkas pipa pada penukar panas jenis *shell and tube*, yaitu susunan sejajar (*aligned*), susunan selang-seling (*staggered*) dan susunan persegi putar (*rotated square*) lihat Gambar 2.11.



Gambar 2.11. Susunan berkas pipa [11].

Pola *staggered* dan pola *rotated square* memberikan tingkat perpindahan panas yang lebih tinggi, tetapi dengan penurunan tekanan yang lebih tinggi daripada square pattern (pola persegi). Pola persegi (square), atau pola persegi putar (*rotated square*), digunakan untuk cairan fluida yang berat, dimana perlu mekanisme pembersihan dibagian luar pipa. Jarak antar pipa (*pitch*) yang disarankan bervariasi mulai dari 1,25 kali diameter luar pipa hingga 3 kali diameter luar pipa. Pemilihan jarak pipa biasanya memperhitungkan penggunaan penukar panas dan penurunan tekanan maksimum yang diijinkan.

2.4.4. Sekat (*Baffle*)

Sekat merupakan komponen penukar panas jenis *shell and tube* yang berfungsi sebagai penunpu berkas pipa dan pengatur arah aliran fluida sehingga fluida tidak selalu bergerak sejajar dengan arah pipa. Jarak sekat yang semakin dekat akan meningkatkan koefisien perpindahan panas dan memperbesar penurunan tekanan (*pressure drop*) sisi cangkang (*shell*). Jarak antar sekat biasanya memiliki batasan maksimum dan minimum untuk menghasilkan desain penukar panas yang baik dari segi termohidrolik dan konstruksi. Ada dua macam sekat yang sering digunakan pada penukar panas jenis *shell and tube*, yaitu [11] :

1. Sekat lingkaran terpotong (*segmental baffle*)

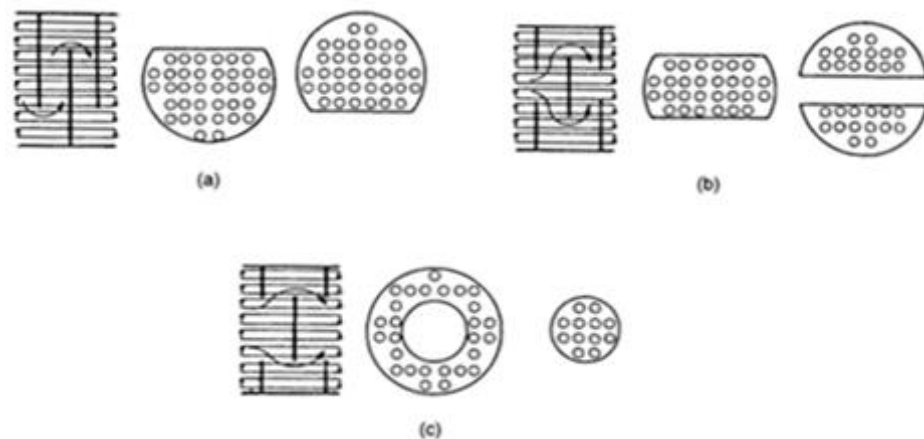
Sekat jenis ini paling umum digunakan pada penukar panas jenis *shell and tube*. Perbandingan bagian yang terpotong (*baffle cut ratio*) pada

sekat jenis ini bermacam-macam (15%, 25%, 35%, dan 45%) dan yang paling banyak digunakan adalah sekat dengan *baffle cut ratio* 25%.

2. Sekat cakram dan donat (*disc and doughnut baffle*)

Penurunan tekanan fluida kerja yang diakibatkan oleh jenis sekat ini sangat rendah (60% lebih rendah) jika dibandingkan dengan sekat yang biasa digunakan. Biasanya sekat jenis ini digunakan untuk desain dengan batasan penurunan tekanan maksimum yang sangat rendah.

Secara skematik jenis sekat lingkaran terpotong (*segmental baffle*) dan sekat cakram dan donat (*disc and doughnut baffle*) dapat dilihat pada Gambar 2.12. Jarak baffle yang biasa digunakan berkisar 0,2 - 1,0 kali diameter shell. Jarak baffle yang dekat akan memberikan koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi tetapi dengan kerugian penurunan tekanan yang lebih tinggi juga. Jarak optimal biasanya antara 0,3 hingga 0,5 kali diameter shell. TEMA merekomendasikan bahwa jarak antar sekat minimum tidak boleh lebih dari 1/5 diameter dalam cangkang dan harus lebih dari 50 mm.



Gambar 2.12. Jenis penyekat yang digunakan dalam penukar panas jenis shell dan tube, (a) Segmental, (b) Segmental and strip, dan (c) Disc and doughnut [11].

2.5. Perhitungan Perancangan Penukar Kalor Jenis *Shell and Tube*

2.5.1. Tata letak pipa (*tube-sheet*)

Diameter bundel tidakhanya tergantung pada jumlah pipa tetapi juga pada jumlah lewatan pipa, sebagian ruang harus dibiarkan dalam pola pipa pada lembar pipa (*tube sheet*) untuk mengakomodasi plat pembagi lewatan.

Perkiraan diameter bundle (D_b) dapat diperoleh dari persamaan 2.3b, yang merupakan persamaan empiris didasarkan pada rancangan pipa standar. Konstanta yang digunakan dalam persamaan ini, untuk pola segitiga dan persegi, yang diberikan dalam Tabel 2.2 [11].

$$N_t = K_1 \left(\frac{D_b}{d_0} \right)^{n_1}, \quad (2.3a)$$

$$D_b = d_0 \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{1/n_1}, \quad (2.3b)$$

Jika U-tube digunakan, jumlah pipa akan sedikit kurang dari yang diberikan oleh persamaan 2.3a, jarak antara dua baris pusat (*center*) akan ditentukan oleh jari-jari minimum yang diijinkan untuk lekukan U (*U-bend*). Jari-jari lekukan minimum akan tergantung pada diameter pipa dan ketebalan dinding. Hal ini berkisar antara 1,5-3,0 kali diameter luar pipa. Radius lekukanyang kecil akan menyebabkan beberapa penipisan pada dinding pipa.

Perkiraan jumlah pipa dalam penukar kalor jenis U-tube (dua kali jumlah sebenarnya), dapat dibuat dengan mengurangi jumlah yang diberikan oleh persamaan 2.3a dengan satu baris tengah pipa. Jumlah pipa di barisan tengah, diberikan oleh:

$$\text{Pipa di baris tengah} = \frac{D_b}{p_t} \quad (2.4)$$

Tata letak pipa untuk desain tertentu biasanya akan direncanakan dengan bantuan program komputer. Ini akan memungkinkan untuk jarak dari pembagian piringan dan posisi *tie rods*. Juga, satu atau dua baris pipa dapat diabaikan di bagian atas dan bawah bundel untuk meningkatkan jarak (*clearance*) dan daerah aliran balik nozel inlet dan outlet. Tabel jumlah tube (*tube count tables*) dapat memberikan perkiraan jumlah pipa yang dapat ditampung dalam ukuran shell standar [11].

Table 2.2. Konstantatata letak pipa.

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

2.5.2. Beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD)

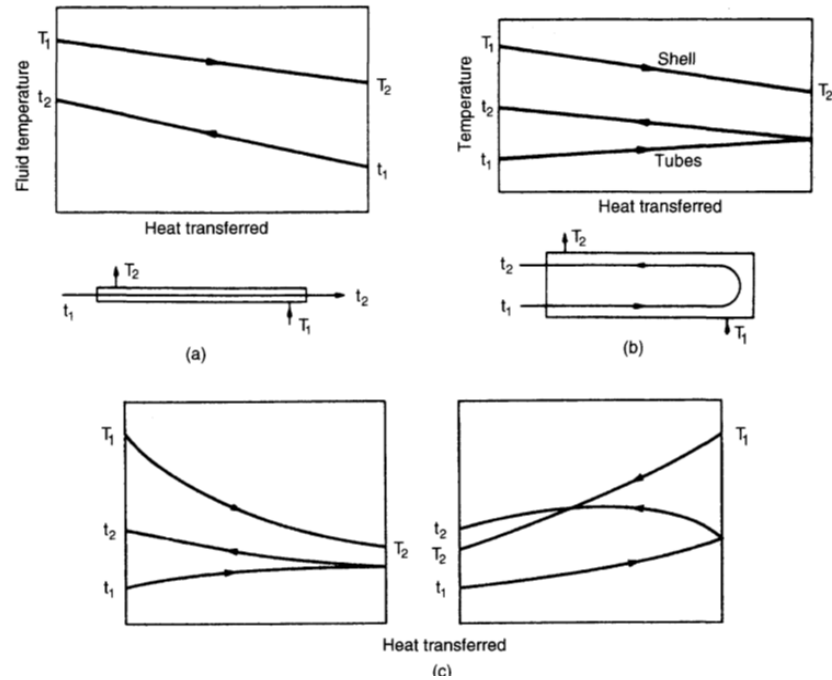
Persamaan sebelumnya (persamaan 2.1) dapat digunakan untuk menentukan area perpindahan panas yang diperlukan untuk pembebanan yang diberikan, perkiraan perbedaan suhu rata-rata ΔT_m harus dibuat. Ini biasanya akan dihitung dari perbedaan suhu di ujung penukar kalor, yaitu perbedaan suhu fluida pada masukan dan keluaran penukar kalor. Suhu rata-rata ini terkenal dengan "rataaan logaritmik" perbedaan suhu ini hanya berlaku untuk perpindahan kalorsensibel dalam aliran searah (co-current) dan aliran berlawanan (counter current) kurva entalpi suhu linier. Suhu rata-rata logaritmik diberikan oleh Gambar 2.13.

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{(T_{si} - t_{to}) - (T_{so} - t_{ti})}{\ln \frac{(T_{si} - t_{to})}{(T_{so} - t_{ti})}} \quad (2.5)$$

Persamaan ini adalah sama untuk aliran searah (*co-current*), tetapi perbedaan suhu di ujung akan menjadi $(T_{si} - t_{ti})$ dan $(T_{so} - t_{to})$. Dengan jelas pada persamaan 2.5 hanya akan berlaku bila tidak adaperubahan padakalor spesifik, koefisien perpindahan kalor keseluruhan adalah konstan, dan tidak ada kerugian panas. Dalam desain, kondisi ini dapat diasumsikan untuk memenuhi perubahan suhu pada masing-masing aliran fluida tidak besar.

Kebanyakan didalam penukar kalor jenis *shell and tube* alirannya berupa aliran campuran, aliran yang berlawanan dan aliran silang. Gambar 2.13 b dan c menunjukkan profil temperatur untuk suatu penukar kalor dengan satu lewatan aliran shell dan

lewatan aliran tube (1:2 exchanger). Gambar 2.13 7 c menunjukkan temperatur silang, dimana suhu keluaran aliran dingin adalah di atas aliran panas.



Gambar 2.13. Profil temperatur (a) Penukar kalor aliran berlawanan (b) 1 laluan shell : 2 laluan pipa (c) Temperatur silang [11].

Praktek yang umum dalam mendesain penukar kalor jenis *shell and tube* adalah untuk memperkirakan "perbedaan suhu yang sesungguhnya" dari suhu rata-rata logaritmik dengan menerapkan faktor koreksi untuk menentukan keluarannya aliran berlawanan yang sesungguhnya:

$$\Delta T_{lmtd} = F_t \Delta T'_{lmtd} \quad (2.6)$$

Faktor koreksi adalah fungsi suhu fluida dari *shell and tube*, dan jumlah lewatan fluida pada sisi pipa dan sisi shell. Hal ini biasanya berkorelasi sebagai fungsi dari rasio suhu dimensi dua:

$$R = \frac{(T_{si} - T_{so})}{(t_{to} - t_{ti})} \quad (2.7)$$

dan

$$S = \frac{(t_{to} - t_{ti})}{(T_{si} - t_{ti})} \quad (2.8)$$

R sama dengan laju aliran fluida sisi *shell* dikali panas spesifik fluida rata-rata, dibagi dengan laju aliran fluida sisi pipa dikali panas spesifik fluida sisi pipa.

S adalah ukuran dari efisiensi temperatur penukar kalor. Untuk penukar kalor 1 Lewatan fluida sisi *shell* dan 2 Lewatan fluida sisi pipa, faktor koreksi diberikan oleh:

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2+1)} \ln \left[\frac{(1-S)}{(1-RS)} \right]}{(R-1) \ln \left[\frac{2-S \left[R+1 - \sqrt{R^2+1} \right]}{2-S \left[R+1 + \sqrt{R^2+1} \right]} \right]} \quad (2.9)$$

Asal mula dari persamaan 2.9 dijelaskan oleh Donald Q Kern [15]. Persamaan 2.9, untuk penukar kalor 1 Lewatan fluida sisi *shell*: 2 Lewatan fluida sisi pipa dapat digunakan untuk penukar kalor apa saja dengan jumlah laluan tube yang genap, dan diplot pada Lampiran 5. Faktor koreksi untuk 2 laluan *shell* dan 4 atau kelipatan 4 laluan pipa ditunjukkan pada Lampiran 6, dan untuk aliran *shell divided* dan *split* ditunjukkan pada Lampiran 7 dan Lampiran 8.

2.6. Pertimbangan Umum Desain Shell and Tube Exchanger

2.6.1. Fluida sisi *shell* dan sisi pipa

Dimana tidak ada perubahan fase terjadi, faktor-faktor berikut akan menentukan alokasi aliran fluida pada *shell* atau pipa [11] :

1. Korosi

Cairan lebih korosif harus dialokasikan ke sisi pipa. Hal ini akan mengurangi mahalnya biaya material atau komponen yang terkena fluida korosif.

2. Fouling

Fluida yang memiliki kecenderungan faktor pengotor terbesar pada permukaan perpindahan kalor harus ditempatkan dalam pipa. Hal ini akan

memberikan kontrol lebih baik terhadap desain kecepatan fluida, dan besar kecepatan yang diijinkan dalam pipa akan mengurangi *fouling*. Pipa juga akan lebih mudah untuk dibersihkan.

3. Temperatur fluida

Jika suhu cukup tinggi dan memerlukan penggunaan material dengan paduan khusus maka penempatan pada fluida yang bertemperatur tinggi didalam pipa akan mengurangi biaya keseluruhan. Pada temperatur sedang, menempatkan fluida panas dalam pipa akan mengurangi suhu permukaan shell, sehingga tidak perlu pelapisan untuk mengurangi kerugian panas ke lingkungan.

4. Pengoperasian tekanan

Aliran tekanan yang lebih tinggi harus dialokasikan ke sisi pipa. Pipa bertekanan tinggi akan lebih murah daripada shell tekanan tinggi. Untuk penurunan tekanan yang sama, koefisien perpindahan kalor yang lebih tinggi akan diperoleh di sisi pipa dari pada sisi shell. Fluida dengan penurunan tekanan yang diijinkan lebih rendah harus di alokasikan pada sisi pipa.

5. Tingkat laju aliran (*Stream flow-rates*)

Mengalokasikan fluida dengan laju aliran terendah ke sisi shell biasanya akan memberikan desain yang paling ekonomis.

2.6.2. Kecepatan fluida sisi shell dan sisi pipa

Kecepatan tinggi akan memberikan koefisien perpindahan panas yang tinggi tetapi juga penurunan tekanan (pressure drop) yang tinggi. Kecepatan harus cukup tinggi untuk mencegah padatan tersuspensi mengendap, tetapi jangan terlalu tinggi karena menyebabkan erosi (aus). Kecepatan tinggi juga akan mengurangi pengotor (*fouling*). Sisipan plastik terkadang digunakan untuk mengurangi erosi pada inlet pipa. Tipikal desain kecepatan diberikan di bawah ini [11]:

1. Fluida cair

Sisi pipa, fluida proses : 1 sampai 2 m/s, maksimum 4 m/s jika diperlukan untuk mengurangi fouling; air: 1,5 sampai 2,5 m/s. Sisi *shell*: 0.3 sampai 1 m/s.

2. Uap/gas

Untuk uap, kecepatan yang digunakan akan tergantung pada tekanan operasi dan densitas fluida, sedangkan nilai yang lebih rendah dalam rentang yang diberikan di bawah ini akan berlaku untuk bahan-bahan berat molekul tinggi.

Vakum	50 sampai 70 m/s
Tekanan atmosfer	10 sampai 30 m/s
Tekanan tinggi	5 sampai 10 m/s

2.6.3. Penurunan tekanan (Pressure Drop)

Dalam banyak aplikasi penurunan tekanan (pressure drop) yang tersedia untuk mendorong fluida melalui penukar kalor akan ditetapkan oleh kondisi proses, dan penurunan tekanan yang tersedia akan bervariasi dari milibar dalam kondisi vakum hingga beberapa bar dalam sistem tekanan.

Ketika desainer bebas untuk memilih penurunan tekanan, dari sebuah analisa ekonomis dapat dilakukan untuk menentukan desain penukar kalor yang memberikan biaya operasi terendah, dengan mempertimbangkan baik modal dan biaya pemompaan. Namun, analisis ekonomi secara keseluruhan hanya akan dibenarkan untuk penukar kalor yang sangat besar dan mahal. Nilai-nilai yang disarankan di bawah ini dapat digunakan sebagai panduan umum, dan biasanya akan memberikan desain dengan pendekatan optimal [11].

1. Cairan

Viskositas < 1 mN s/m ²	35 kN/m ²
1 sampai 10 mN s/m ²	50-70 kN/m ²

2. Gas dan uap

Vakum tinggi	0,4-0,8 kN/m ²
Medium vakum	0,1 x absolute pressure

1 sampai 2 bar	0,5 x sistem tekanan gauge
Di atas 10 bar	0,1 x sistem tekanan gauge

Ketika penurunan tekanan tinggi yang digunakan, perawatan harus dilakukan untuk memastikan bahwa hasil dari kecepatan fluida yang tinggi tidak menyebabkan erosi atau getaran yang pada sisi pipa.

2.7. Koefisien Perpindahan Panas dan Penurunan Tekanan Sisi Pipa

2.7.1. Perpindahan kalor aliran laminar

Bilangan Reynolds di bawah sekitar 2000, aliran dalam pipa akan laminar. Memberikan efek konveksi alami yang kecil, yang biasanya akan menjadi konveksi paksa, Persamaan berikut dapat digunakan untuk memperkirakan koefisien lapisan perpindahan panas [11]:

$$Nu = 1,86 (RePr)^{0,33} \left(\frac{d_i}{L}\right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (2.10)$$

2.7.2. Perpindahan kalor aliran turbulen

Data perpindahan kalor untuk aliran turbulen di dalam saluran dari penampang silang seragam biasanya berkorelasi dengan sebuah persamaan dalam bentuk [11]:

$$Nu = C Re^m Pr^n \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^c \quad (2.11)$$

Indeks untuk bilangan *Reynolds* umumnya diambil sebesar 0,8. Bahwa untuk bilangan *Prandtl* dapat berkisar dari 0,3 untuk pendinginan dan 0,4 untuk pemanasan. Indeks untuk faktor viskositas biasanya diambil sebesar 0,14 untuk aliran dalam pipa, namun beberapa peneliti melaporkan nilai yang lebih tinggi. Sebuah persamaan umum yang dapat digunakan untuk desain penukar kalor adalah:

$$Nu = C Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (2.12)$$

Nilai konstanta (C) dalam perhitungan bilangan *Nusselt* adalah : 0.021 untuk gas, 0.023 untuk cairan non-viskos, dan 0.027 untuk cairan viskos.

2.7.3. Konduktivitas Termal Fluida Campuran Pada *EGR cooler*

EGR (Exhaust Gas Recirculation) menjadi salah satu cara untuk mereduksi tingginya emisi NO_x yang ditimbulkan mesin kendaraan bermotor dan mengurangi konsumsi bahan bakar. Metode ini dilakukan dengan mensirkulasikan sebagian gas buang ke dalam *intake manifold* yang kemudian bercampur dengan udara sebelum masuk ke dalam ruang bakar. *EGR* dapat mereduksi NO_x karena temperatur di ruang bakar menurun. Metode *EGR* dibagi menjadi dua, yang pertama *Hot EGR* dimana sebagian gas buang disirkulasikan kembali tanpa didinginkan sehingga menyebabkan peningkatan pada suhu *intake*, yang kedua *Cold EGR* dimana sebagian gas buang yang disirkulasikan didinginkan dengan menggunakan *heat exchanger* yang menyebabkan penurunan suhu *intake*. Dalam gas hasil pembakaran (*exhaust*) terdapat lebih dari satu molekul gas penyusunnya dimana nilai konduktivitas termalnya dihitung berdasarkan molekul gas penyusunnya tersebut. Pada umumnya terjadi pembakaran tidak sempurna dalam ruang bakar. Reaksi pembakaran tidak sempurna pada solar adalah sebagai berikut [16]:



$$\begin{aligned} \text{Massa EGR} &= M\text{CO}_2 \times \text{Mol CO}_2 + M\text{H}_2\text{O} \times \text{Mol H}_2\text{O} + M\text{CO} \times \text{Mol CO} \\ &+ M\text{H}_2 \times \text{Mol H}_2 + M\text{N}_2 \times \text{Mol N}_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Massa EGR} &= M\text{CO}_2 \times \text{Mol CO}_2 + M\text{H}_2\text{O} \times \frac{5}{3} \times \text{Mol CO}_2 + M\text{CO} \times \frac{9}{3} \times \text{Mol CO}_2 \\ &+ M\text{H}_2 \times \frac{6.5}{3} \times \text{Mol CO}_2 + M\text{N}_2 \times \frac{37.73}{3} \times \text{Mol CO}_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Massa EGR} &= \text{Mol CO}_2 \left[M\text{CO}_2 + M\text{H}_2\text{O} \times \frac{5}{3} + M\text{CO} \times \frac{9}{3} + M\text{H}_2 \times \frac{6.5}{3} \right. \\ &\left. + M\text{N}_2 \times \frac{37.73}{3} \right] \end{aligned}$$

$$\text{Mol } CO_2 = \frac{\text{Massa EGR}}{\left[MCO_2 + MH_2O \times \frac{5}{3} + MCO \times \frac{9}{3} + MH_2 \times \frac{6.5}{3} + MN_2 \times \frac{37.73}{3} \right]}$$

$$\text{Mol } H_2O = \frac{5}{3} \times \text{Mol } CO_2$$

$$\text{Mol } CO = \frac{9}{3} \times \text{Mol } CO_2$$

$$\text{Mol } H_2 = \frac{6.5}{3} \times \text{Mol } CO_2$$

$$\text{Mol } N_2 = \frac{37.73}{3} \times \text{Mol } CO_2$$

Nilai konduktivitas termal fluida tiap molekul dihitung dengan persamaan [17]:

$$\lambda_j = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (2.14)$$

A, B, C, D merupakan konstanta yang digunakan dalam mencari konduktivitas termal tiap molekul gas pada tekanan sekitar 1 bar yang ditunjukkan pada lampiran 13 dan T merupakan suhu gas tersebut. Sedangkan nilai konduktivitas termal fluida campuran dihitung dengan persamaan [17]:

$$\lambda_m = \sum_{j=1}^n \frac{y_j \lambda_j}{\sum_{j=1}^n y_j A_{jk}} \quad (2.15)$$

dan

$$\frac{\lambda_{trj}}{\lambda_{trk}} = \frac{\Gamma_k [\exp(0.0464 T_{rk}) - \exp(-0.2412 T_{rj})]}{\Gamma_j [\exp(0.0464 T_{rj}) - \exp(-0.2412 T_{rk})]}$$

$$\Gamma = 210 \left(\frac{T_c M^3}{P_c^4} \right)^{1/6}$$

$$T_r = T/T_c$$

$$A_{jk} = \frac{\left[1 + (\lambda_{trj} / \lambda_{trk})^{1/2} (M_j / k)^{1/4} \right]^2}{[8(1 + M_j / M_k)]^{1/2}} \quad (2.16)$$

2.7.4. Faktor perpindahan kalor, j_h

Penggunaan faktor perpindahan kalor (j_h) untuk aliran laminar dan turbulen untuk digambarkan pada Lampiran 9. Nilai-nilai faktor perpindahan kalor (j_h) yang diperoleh dari Lampiran 9 dapat digunakan dalam persamaan 2.14 untuk memperkirakan koefisien perpindahan panas untuk penukar panas jenis *shell and tube*. Perkiraan koefisien untuk pipa biasanya akan konservatif (pada sisi yang tinggi) pada pipa yang lebih kasar dibandingkan pipa yang digunakan untuk penukar panas, yang diselesaikan dengan toleransi lebih baik. Persamaan koefisien perpindahan kalor pada sisi pipa adalah sebagai berikut [11]:

$$\frac{h_t d_i}{k_f} = j_h Re Pr^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.17)$$

Kern (1950) menentukan faktor perpindahan panas sebagai:

$$j_H = Nu Pr^{-1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.18)$$

hubungan antara j_h dan j_H diberikan oleh:

$$j_H = j_h Re \quad (2.19)$$

2.7.5. Faktor koreksi viskositas

Faktor koreksi viskositas biasanya hanya akan signifikan untuk fluida kental (*viscous fluid*). Untuk menerapkan koreksi tersebut perkiraan temperatur dinding dibutuhkan. Hal ini dapat dilakukan dengan terlebih dahulu menghitung koefisien tanpa dilakukan koreksi dan menggunakan hubungan berikut untuk memperkirakan tempertur dinding [11]:

$$h_t (t_w - t_t) = U_o (T_s - t_t) \quad (2.20)$$

Biasanya perkiraan estimasi temperatur dinding cukup baik, tapi uji coba perhitungan dapat dilakukan untuk mendapatkan perkiraan yang lebih baik jika koreksi tersebut besar.

2.7.6. Penurunan tekanan sisi pipa

Ada dua sumber utama kerugian tekanan pada sisi pipa dari penukar kalor jenis *shell and tube*, yaitu kerugian gesekan pada pipa dan kerugian akibat kontraksi tiba-tiba, ekspansi serta aliran pembalik dimana aliran fluida mencoba melalui susunan pipa. Kerugian gesekan pipa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang mirip untuk kerugian penurunan tekanan dalam pipa. Persamaan dasar untuk aliran dalam pipa isothermal (temperatur konstan) adalah [11]:

$$\Delta P = 8 j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \frac{\rho u_t^2}{2} \quad (2.21)$$

j_f adalah faktor dimensi gesekan dan L adalah panjang pipa yang efektif. Aliran dalam penukar kalor jelas tidak akan isothermal, dan ini diperbolehkan karena dengan memasukkan faktor koreksi empiris untuk menjelaskan perubahan sifat fisik dengan temperatur. Biasanya hanya perubahan viskositas dipertimbangkan:

$$\Delta P = 8 j_f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_t^2}{d_i} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-a} \quad (2.22)$$

Nilai indeks dalam perhitungan kerugian tekanan (a) adalah: 0.25 untuk aliran laminar, $Re < 2100$, dan 0.14 untuk aliran turbulen, $Re > 2100$. Nilai koefisien gesekan (j_f) untuk pipa penukar kalor dapat diperoleh dari Gambar 2.19, sedangkan pada sisipan pipa nilai (j_f) dirumuskan sebagai berikut :

$$j_f = C_2 R_e^{m_2} \quad (2.23)$$

Tidak ada metode untuk memperkirakan seluruh kerugian tersebut. Kern menyarankan untuk menambahkan empat kecepatan *head* per laluan aliran. Frank menganggap ini terlalu tinggi, dan menyarankan 2,5 kecepatan *head*. Butterworth menunjukkan 1,8. Lord et al mengambil rugi per lewatan sebagai penyamaan dengan

panjang pipa sama dengan diameter pipa untuk 300 pipa yang lurus, dan 200 untuk pipa U, sedangkan Evans muncul untuk menambahkan bahwa hanya 67 pipaper lewat aliran.

Kerugian dalam hal kecepatan head dapat diperkirakan dengan menghitung jumlah kontraksi aliran, ekspansi dan pembalikan, dan menggunakan faktor-faktor untuk pemasangan pipa untuk memperkirakan jumlah kecepatan head yang hilang. Selama dua laluan pipa, akan ada dua kontraksi, dua ekspansi dan satu pembalikan aliran. Kerugian head untuk masing-masing efek adalah: kontraksi 0.5, ekspansi 1.0, lekukan 180° 1.5, sehingga kemungkinan untuk dua laluan aliran kerugian maksimumnya adalah: $2 \times 0.5 + 2 \times 1.0 + 1.5$ sama dengan 4.5 kecepatan *head* (dua laluan pipa) sama dengan 2.25 per laluan

Dari hasil ini, tampak bahwa Frank merekomendasikan nilai 2.5 pada kecepatan *head* per laluan adalah nilai yang paling realistis untuk digunakan. Penggabungan faktor ini dengan persamaan 2.16 memberikan [11]:

$$\Delta P_t = N_p \left[8 j_f \left(\frac{L}{d_i} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-m} + 2,5 \right] \frac{\rho u_i^2}{2} \quad (2.24)$$

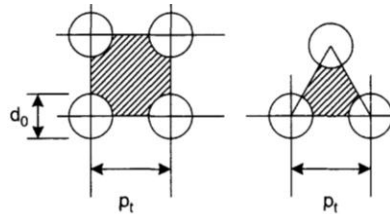
2.8. Perpindahan Panas dan Penurunan Tekanan Sisi *Shell*

2.8.1. Metode Kern

Metode ini didasarkan pada eksperimental pada penukar kalor komersial dengan toleransi standar dan akan memberikan prediksi yang cukup memuaskan dari koefisien perpindahan panas untuk desain standar. Prediksi penurunan tekanan kurang memuaskan, karena penurunan tekanan lebih dipengaruhi oleh kebocoran dan lewat dari perpindahan kalor.

Perpindahan kalorsisi *shell* dan faktor gesekan yang berkorelasi dengan cara yang sama untuk aliran sisi pipa dengan menggunakan hipotesis kecepatan dan diameter *shell*. Luas penampang untuk aliran akan berbeda-beda di diameter shell, kecepatan linier dan kecepatan masa didasarkan pada luas maksimum untuk aliran menyilang. Diameter ekuivalen *shell* dihitung menggunakan area aliran antara pipa

diambil dalam arah aksial (sejajar dengan pipa) dan batasan basah (perimeter) dari pipa, perhatikan Gambar 2.20 yang menunjukkan diameter ekivalen *shell*.



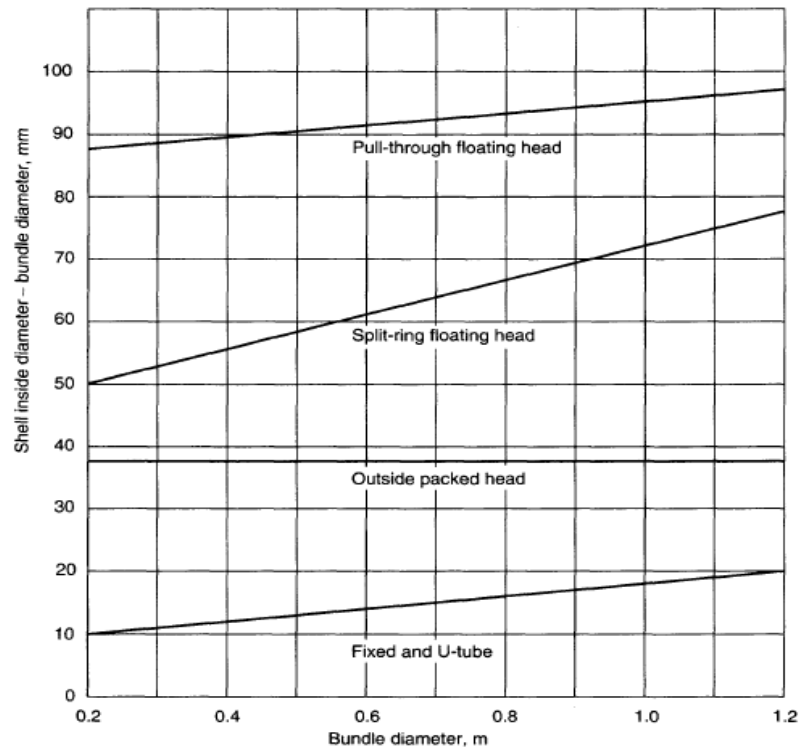
Gambar 2.14. Diameter ekivalen sisi pipa [11].

Faktor perpindahan kalor sisi shell (j_h) dan koefisien gesek (j_f) yang akan digunakan dalam metode ini diberikan dalam Gambar 2.21 dan Lampiran 11, untuk berbagai baffle cut dan susunan pipa. Prosedur untuk menghitung koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan penurunan tekanan untuk pada sisi *shell* dengan laluan tunggal akan dijelaskan pada sub bab selanjutnya.

2.8.2. Langkah perhitungan perpindahan kalor sisi *shell*

Perhitungan diameter dalam *shell*. Berdasarkan persamaan sebelumnya (2.3b), dari hasil tersebut kita dapat mencari nilai *clearance* (jarak antara diameter bundel dengan diameter dalam *shell*) dengan menggunakan Lampiran 12, sehingga persamaan untuk diameter dalam *shell* adalah [11]:

$$D_s = D_b + C_l \quad (2.25)$$



Gambar 2.15. Clearence [11].

Perhitungan daerah untuk lintas aliran (*cross-flow*). Adapun hipotesis dari baris pipa di *shell* diberikan oleh [11]:

$$A_s = \frac{(p_t - d_0) D_s l_B}{p_t} \quad (2.26)$$

Perhitungan kecepatan massa sisi shell G_s , dan kecepatan linier u_s :

$$G_s = \frac{m_s}{A_s} \quad (2.27)$$

$$u_s = \frac{G_s}{\rho}$$

Perhitungan diameter ekivalensi *shell* (diameter hidrolis), untuk jarak susunan pipa persegi (*aligned*) [11]:

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_t^2 - \pi d_0^2}{4} \right)}{\pi d_0} = \frac{1,27}{d_0} (p_t^2 - 0,785 d_0^2) \quad (2.28)$$

untuk susunan pipa segitiga (*staggered*):

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_t}{2} \times 0,87 p_t - \frac{1}{2} \pi \frac{d_0^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_0}{2}} = \frac{1,10}{d_0} (p_t^2 - 0,917 d_0^2) \quad (2.29)$$

Perhitungan bilangan Reynold sisi shell, diberikan oleh:

$$Re_s = \frac{G_s d_e}{\mu} = \frac{u_s d_e \rho}{\mu} \quad (2.30)$$

Untuk menghitung bilangan *Nusselt*, lihat nilai j_h , dari Gambar 2.21 untuk berbagai jenis pemilihan baffle cut dan susunan pipa, dan hitung koefisien perpindahan panas sisi shell h_s , dari persamaan [15]:

$$Nu = \frac{h_s d_e}{k_f} = j_h Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.31)$$

2.8.3. Pressure drop sisi cangkang (*shell*)

Untuk menghitung bilangan *Reynold* sisi *shell*, lihat faktor gesekan dari Lampiran 11, dan perhitung penurunan tekanan sisi *shell* adalah [11]:

$$\Delta P_s = 8 j_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho u_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.32)$$