



OPTIMALISASI RANCANGAN SHELL-DAN-TUBE HEAT EXCHAGERS (TINJAUAN LITERATUR)

Muhammad Bakrie¹⁾, Muhrinsyah Fatimura²⁾

^{1,2)}Teknik Kimia, Fakultas Teknik, Universitas PGRI Palembang

¹muhammad.bakrie.mb.@gmail.com,

²m.fatimura@univpgr-palembang.ac.id

Abstrak

Artikel ini adalah tinjauan literatur rancangan *Shell-dan-Tube Heat Exchagers*, yang membahas prinsip-prinsip yang mendasari desain *heat exchanger*, yang mencakup: komponen *heat exchanger*, klasifikasi menurut konstruksi dan menurut kegunaan, data yang dibutuhkan untuk rancangan termal, rancangan *tube side*, rancangan *shell side*, tata letak *tube (tube pitch)*, *baffle*, dan penurunan tekanan (*pressure drop*) *shellside*; dan perbedaan suhu rata-rata, letak fluida pada *shellside* dan *tubeside*, penggunaan beberapa *shell*, dan pada *design*. Tujuan artikel ini untuk optimalisasi rancang *shell* dan *tube heat exchagers*.

Kata Kunci : *Shell, Tube, heat exchanger, pressure drop, tube pitch, baffle.*

PENDAHULUAN

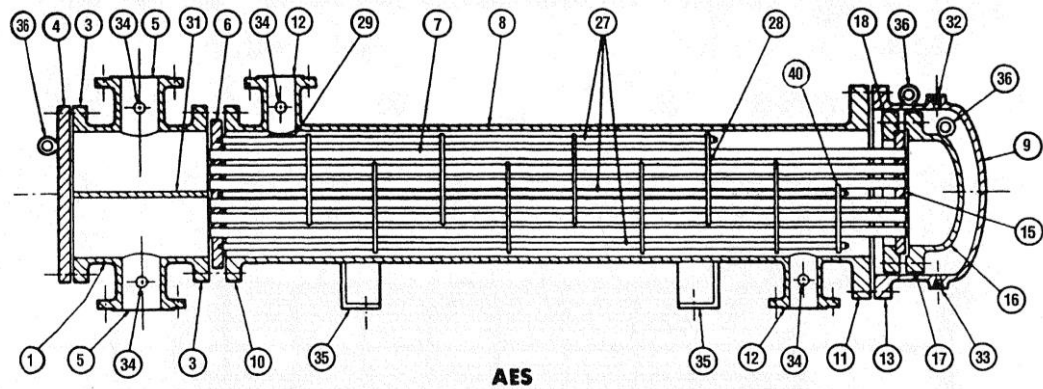
Heat exchanger adalah alat yang digunakan untuk mentransfer energi panas (entalpi) antara dua atau lebih fluida, antara permukaan padat dan fluida, atau antara partikulat padat dan fluida, pada suhu yang berbeda dan dalam kontak termal. Dalam *Heat exchanger*, biasanya tidak ada panas eksternal dan interaksi bekerja. Aplikasi tipikal melibatkan pemanasan atau pendinginan aliran fluida yang menjadi perhatian dan penguapan atau kondensasi aliran fluida komponen tunggal atau Multi komponen. Dalam aplikasi lain, tujuannya mungkin untuk merecovery (memulihkan) atau melepaskan panas, atau mensterilkan, mempasteurisasi, fraksinasi, distilasi, konsentrasikan, kristalisasi, atau kontrol fluida proses. Pembakaran dan reaksi kimia dapat terjadi di dalam *exchanger*, seperti di dalam boiler, pemanas yang dibakar, dan penukar *fluidized-bed*. Perangkat mekanis dapat digunakan di beberapa penukar seperti bejana yang diaduk, dan reaktor tangki berpengaduk. Dalam *heat exchanger*, pipa panas tidak hanya bertindak sebagai dinding pemisah, tetapi juga memfasilitasi perpindahan panas dengan kondensasi, penguapan, dan konduksi fluida kerja di dalam pipa panas. Secara umum, jika cairan tidak dapat bercampur, dinding pemisah dapat dihilangkan, dan antarmuka di antaranya cairan menggantikan permukaan perpindahan panas, seperti dalam penukar panas kontak langsung. Penukar panas terdiri dari panas elemen transfer seperti inti atau matriks yang mengandung permukaan perpindahan panas, dan elemen distribusi fluida seperti itu sebagai *header, manifold, tank, nosel* atau pipa saluran masuk dan keluar, atau segel. Biasanya tidak ada bagian yang bergerak dalam *heat exchanger*, namun, ada pengecualian, seperti penukar regeneratif berputar (di mana matriksnya berada digerakkan secara mekanis untuk berputar pada kecepatan desain tertentu). (Charate, 2015 dan Nimankar, 2016)

TATA NAMA KOMPONEN *HEAT EXCHANGER*

Untuk tujuan menetapkan terminologi standar, Gambar 1 mengilustrasikan berbagai jenis penukar panas. bagian dan sambungan khusus, untuk tujuan ilustrasi saja, diberi nomor untuk identifikasi pada seperti pada Tabel 1. (TEMA, 1999)

Tabel 1. Tatanama Komponen *Heat Exchanger*

No	Nama	No	Nama
1	<i>Stationery Head-Channel</i>	21	<i>Floating Head Cover-External</i>
2	<i>Stationery Head-Bonnet</i>	22	<i>Floating Tubesheet Skirt</i>
3	<i>Stationery Head Flange-Chanel or Bonnet</i>	23	<i>Packing Box</i>
4	<i>Channel Cover</i>	24	<i>Packing</i>
5	<i>Stationery Head Nozzel</i>	25	<i>Packing Gland</i>
6	<i>Stationery Tubesheet</i>	26	<i>Lantern Ring</i>
7	<i>Tubes</i>	27	<i>Tierods and Spancers</i>
8	<i>Shell</i>	28	<i>Transverse Baffles or Support Plates</i>
9	<i>Shell Cover</i>	29	<i>Impingement Plate</i>
10	<i>Shell Flange-Stationery Head End</i>	30	<i>Longitudinal Baffle</i>
11	<i>Shell Flange-Rear Head End</i>	31	<i>Pass Partition</i>
12	<i>Shell Nozzel</i>	32	<i>Vent Connection</i>
13	<i>Shell Cover Flange</i>	33	<i>Drain Connection</i>
14	<i>Expansion Joint</i>	34	<i>Instrument Connection</i>
15	<i>Floating Tubesheet</i>	35	<i>Support Saddle</i>
16	<i>Floating Head Cover</i>	36	<i>Lifting Lug</i>
17	<i>Floating Head Cover Flange</i>	37	<i>Support Bracket</i>
18	<i>Floating Head Backing Device</i>	38	<i>Weir</i>
19	<i>Split Shear Ring</i>	39	<i>Liquid Level Connectoion</i>
20	<i>Slip-on Backing Flange</i>	40	<i>Floating Head Support</i>

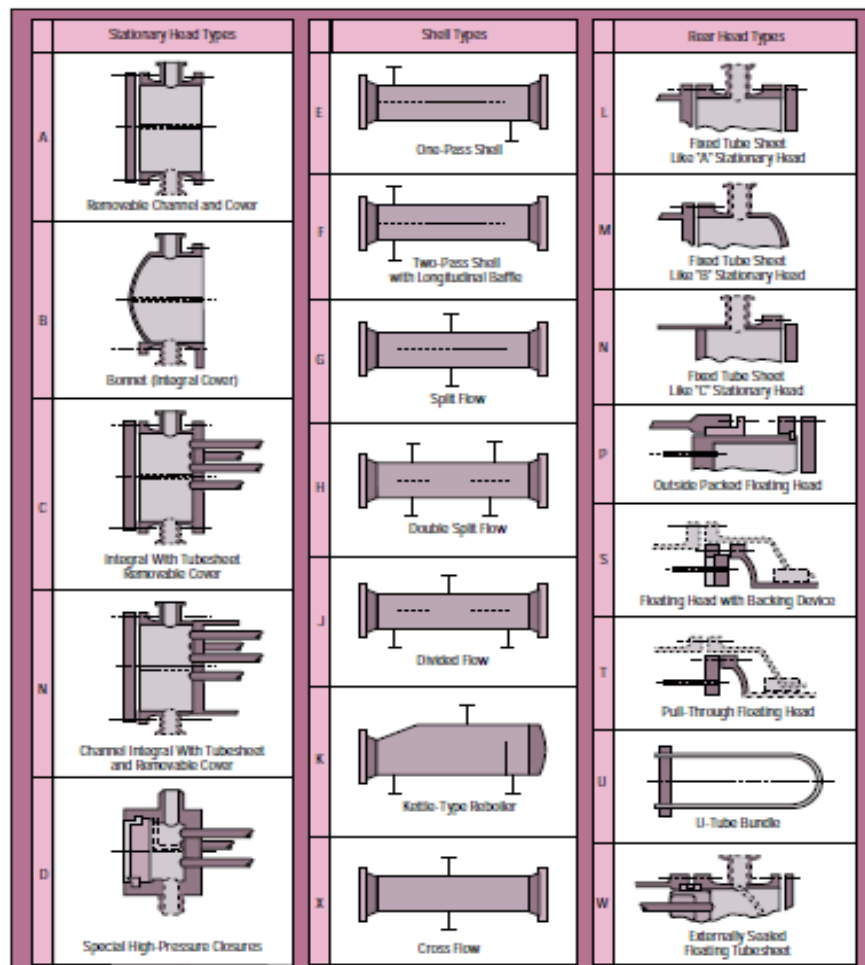


Gambar 1. Komponen *Heat Exchanger*

KOMPONEN SHELL-DAN-TUBE HEAT EXCHAGERS

Saat ini penukar panas *shell* dan *tube* adalah jenis penukar panas yang paling umum digunakan secara luas di kilang minyak dan proses kimia besar lainnya, karena sesuai dengan aplikasi tekanan tinggi. (Samal, 2013) Penukar panas *shell* dan *tube* adalah juga banyak digunakan di berbagai industri karena mudah dalam perawatan dan biaya rendah. (Nimankar, 2016)

Menurut *The Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)*, *Shell-and-Tube Heat Exchangers* dibagi menjadi tiga bagian yaitu: kepala depan (*front head*), *shell*, dan kepala belakang (*rear head*). TEMA memberikan berbagai kemungkinan konstruksi *exchanger* seperti diberikan pada Gambar 2, yaitu penukar BFL memiliki penutup depan, *shell* dua lintasan dengan *baffle longitudinal (two-pass shell with a longitudinal baffle)*, dan bagian belakang tube tetap (*fixed-tubesheet rear head*). Jenis Rancangan *shell-and-tube heat exchanger*, seperti pada diberikan Gambar 2 adalah: (TEMA, 1999)



Gambar 2. Rancangan *shell-and-tube heat exchanger* (TEMA, 1999)

Jenis kepala stationeri:

- Saluran dan penutup yang dapat dilepas, A
- Bonnet (penutup bulat), B
- Perangkat tutup tubesheet removable, C
- Perangkat saluran dengan tubesheet dan penutup yang dapat dilepas, N
- Penutupan bertekanan tinggi khusus, D

Jenis *shell*:

- Shell one-pass*, E
- Shell* dua lintasan dengan *baffle longitudinal*, F
- Aliran *split*, G
- Aliran *split* ganda, H
- Arus terbagi, J
- Reboiler jenis ketel, K
- Arus silang, X

Jenis kepala belakang:

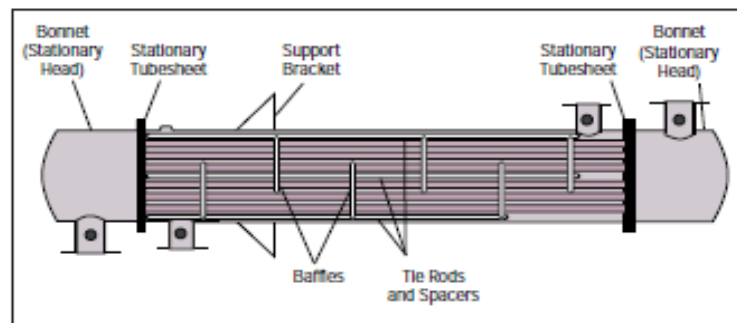
- Tubesheet* tetap seperti kepala stasioner "A", I
- Tubesheet* tetap seperti kepala stasioner "B", M

- c. *Tubesheet* tetap seperti kepala stasioner "C", N
- d. Kepala mengambang kikemas luar, P
- e. Kepala mengambang dengan perangkat pendukung, S
- f. Kepala mengambang tarik, T
- g. Bundel *U-Tube*, U
- h. *Tubesheet* apung tersegel secara eksternal, W

KLASIFIKASI BERDASARKAN KONSTRUKSI

Tubesheet Tetap

Penukar panas *tube-tube* tetap memiliki tube lurus yang dikunci di kedua ujungnya ke *tubesheet* yang dilas ke shell (Gambar 3). Konstruksi mungkin memiliki penutup saluran yang dapat dilepas (misalnya *AEL*), penutup saluran tipe kap (misalnya, *BEM*), atau *tubesheet* bulat (misalnya, *NEN*).

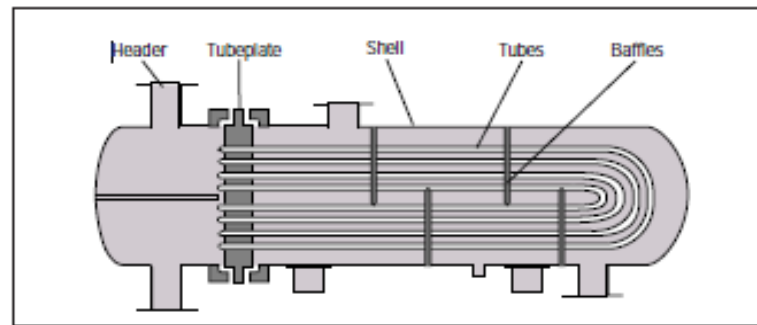


Gambar 3. *Heat exchanger tubesheet*-tetap

Keuntungan utama dari konstruksi *fixed tubesheet* adalah biayanya yang rendah karena konstruksinya yang sederhana. Faktanya, *tubesheet* tetap adalah jenis konstruksi yang paling murah, selama tidak diperlukan sambungan ekspansi. Keuntungan lainnya adalah tube dapat dibersihkan secara mekanis setelah pelepasan penutup saluran atau tutup *shell*, dan kebocoran cairan shellside menjadi minimal karena tidak ada sambungan. Kerugian dari desain ini adalah karena bundel dipasang pada shell dan tidak dapat dilepas, bagian luar tube tidak dapat dibersihkan secara mekanis. Jadi, aplikasinya terbatas pada penggunaan *shellside* bersih. Namun, jika program pembersihan bahan kimia yang memuaskan dapat digunakan, konstruksi *tubesheet* tetap dapat dipilih untuk penggunaan *shellside* kotor. Jika terjadi perbedaan suhu yang besar antara *tube* dan *shell*, *tubesheet* tidak akan dapat menyerap tegangan diferensial, sehingga perlu untuk menggabungkan sambungan ekspansi. Ini menghilangkan sebagian besar keuntungan dari biaya rendah. (Mukherjee, 1998)

U-tube

Sesuai dengan namanya, *tube* penukar kalor *tube-U* (Gambar 4) ditekuk dalam bentuk U. Hanya ada satu lembar *tube* dalam penukar panas *U-tube*. Namun, biaya yang lebih rendah untuk lembaran tube tunggal diimbangi oleh biaya tambahan yang dikeluarkan untuk pembengkokan *tube* dan diameter *shell* yang agak lebih besar (karena radius tikungan-U minimum), membuat biaya penukar panas *tube-U* sebanding dengan penukar *sheet-tube* tetap.



Gambar 4. Tube-U Heat exchanger

Keuntungan dari *Heat exchanger tipe tube-U* adalah karena salah satu ujungnya bebas, bundel dapat mengembang atau berkontraksi sebagai respons terhadap perbedaan tegangan. Selain itu, bagian luar tube dapat dibersihkan, karena bundel *tube* dapat dilepas. Kerugian dari konstruksi *tube-U* adalah bahwa bagian dalam *tube* tidak dapat dibersihkan secara efektif, karena tikungan-U akan membutuhkan lobang bor fleksibel untuk pembersihan. Dengan demikian, penukar panas *tube-U* tidak boleh digunakan untuk layanan dengan cairan kotor di dalam *tube*. (Mukherjee, 1998)

Kepala Mengambang (*Floating Head*)

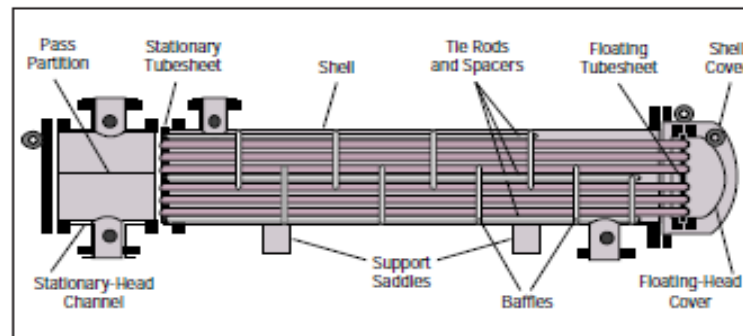
Penukar panas kepala apung adalah jenis *shell tube heat exchanger* yang paling serbaguna, dan juga yang paling mahal. Dalam desain ini, satu *sheet tube* dipasang relatif terhadap shell, dan yang lainnya bebas untuk "mengapung" di dalam *shell*. Hal ini memungkinkan perluasan bundel tube secara bebas, serta pembersihan bagian dalam dan luar tube. Dengan demikian, *shell tube heat exchanger* kepala apung dapat digunakan untuk fluida sisi shellnya dan sisi tubenya kotor menjadikannya jenis konstruksi standar yang digunakan dalam layanan kotor, seperti di penyulingan minyak bumi. Ada berbagai jenis konstruksi kepala apung. Dua paling banyak yang umum adalah desain memakai saluran (*pull-through*) dengan peralatan pendukung (TEMA S) dan *pull-through* (TEMA T).

Desain TEMA S (Gambar 5) adalah konfigurasi yang paling umum dalam industri proses kimia (CPI). Penutup kepala terapung diamankan pada *tubesheet* apung dengan mebautnya ke cincin pendukung split. Penutup kepala apung ini terletak di luar ujung *shell* dan ditutup oleh penutup *shell* dengan diameter lebih besar. Untuk membongkar penukar panas, penutup *shell* dilepas terlebih dahulu, kemudian cincin pendukung terpisah, dan kemudian penutup kepala mengambang, setelah itu bundel *tube* dapat dilepas dari ujung stasioner.

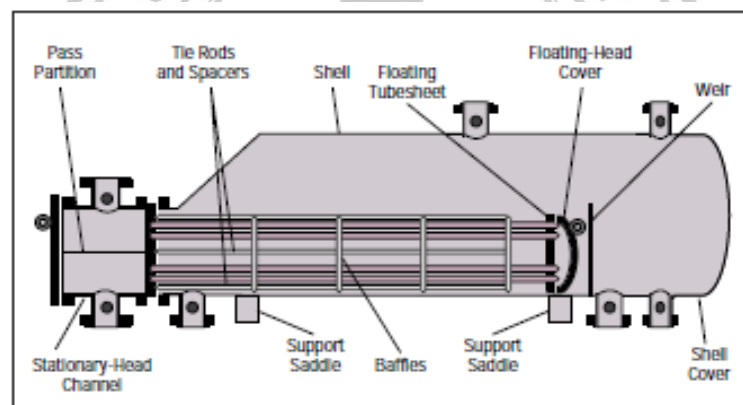
Dalam konstruksi TEMA T (Gambar 6), seluruh bundel *tube*, termasuk rakitan kepala apung, dapat dilepas dari ujung stasioner, karena diameter *shell* lebih besar dari flens kepala apung. Penutup kepala apung dibaut langsung ke *tubesheet* apung sehingga cincin pendukung terpisah tidak diperlukan.

Keuntungan dari konstruksi ini adalah bundel *tube* dapat dikeluarkan dari *shell* tanpa melepaskan *shell* atau penutup kepala apung, sehingga mengurangi waktu perawatan. rancangan ini sangat cocok untuk reboiler ketel yang memiliki media pemanas kotor di mana *tube-U* tidak dapat digunakan. Karena *shell* yang membesar, konstruksi ini memiliki biaya tertinggi dari semua jenis penukar panas.

Ada juga dua jenis konstruksi kepala apung yang dikemas - kotak isian yang dikemas luar (TEMA P) dan cincin lentera yang dikemas di luar (TEMA W) (lihat Gambar 2). Namun, karena rentan terhadap kebocoran, penggunaannya terbatas pada layanan dengan cairan sisi kerang yang tidak berbahaya dan tidak beracun serta memiliki tekanan dan suhu sedang (40 kg / cm² dan 300 ° C). ((Mukherjee, 1998, TEMA, 1999)



Gambar 5. Penukar kepala mengambang tarik dengan perangkat pendukung (TEMA S)



Gambar 6. Penukar kepala mengambang tarik (TEMA T)

Nozzles

Port masuk dan keluar untuk cairan *shell* dan *tube* disebut sebagai nozel, yaitu pipa dengan penampang konstan dilas ke *shell* dan saluran (*channels*). Mereka digunakan untuk mendistribusikan atau mengumpulkan cairan secara seragam di *shellside* dan *tubeside*. Nozel ini berbeda dengan nosel yang digunakan sebagai perangkat pengukur fluida atau pada mesin jet, yang memiliki variabel luas aliran sepanjang aliran. (Nimankar, 2016)

KLASIFIKASI BERDASARKAN KEGUNAAN

Pada dasarnya, kegunaan dapat berupa fase tunggal (seperti pendinginan atau pemanasan cairan atau gas) atau dua fase (seperti kondensasi atau penguapan). Karena ada dua sisi dari *shell* dan *tube heat exchanger*, ini dapat menyebabkan beberapa kombinasi fungsi.

Secara garis besar, berdasarkan kegunaan *heat exchanger* dapat diklasifikasikan sebagai berikut: (Mukherjee, 1998)

- fase tunggal (baik *shellside* maupun *tubeside*);

- kondensasi (satu sisi kondensasi dan fase tunggal lainnya);
- penguapan (satu sisi menguap dan sisi lain fase tunggal); dan
- kondensasi / penguapan (satu sisi mengembun dan sisi lainnya menguap).

Nomenklatur berikut biasanya digunakan:

<i>Heat exchanger</i>	: kedua sisi aliran fase tunggal dan proses (yaitu, bukan utilitas).
<i>Cooler</i>	: satu aliran fluida proses dan yang lainnya air atau udara pendingin.
<i>Pemanas</i>	: satu aliran fluida proses dan lainnya aliran panas, seperti uap atau minyak panas.
<i>Kondensor</i>	: satu aliran uap kondensasi dan aliran air atau udara pendingin lainnya .
<i>Chiller</i>	: satu aliran fluida proses yang dikondensasikan pada suhu sub-atmosfer dan yang lainnya adalah refrigeran mendidih atau aliran proses.
<i>Reboiler</i>	: satu aliran aliran dasar dari kolom distilasi dan lainnya aliran air panas (uap atau minyak panas) atau aliran proses.

Data Rancangan

Data yang harus dilengkapi oleh pemberi lisensi proses sebelum desain dapat dimulai: (Mukherjee, 1998)

1. *laju aliran* pada kedua saluran.
2. *suhu masuk dan keluar dari kedua saluran.*
3. *tekanan operasi* kedua aliran. Ini diperlukan untuk gas, terutama jika massa jenis gas tidak dilengkapi, itu tidak terlalu diperlukan untuk cairan, karena sifatnya tidak berbeda dengan tekanan.
4. *penurunan tekanan yang diijinkan* untuk kedua aliran. Ini adalah parameter yang sangat penting untuk desain penukar panas. Umumnya, untuk cairan, nilai 0,5-0,7 kg/cm² diperbolehkan per *shell*. Penurunan tekanan yang lebih tinggi biasanya dijamin untuk cairan kental, terutama di *tubeside*. Untuk gas, nilai yang diperbolehkan umumnya 0,05-0,2 kg/cm², dengan tipikal 0,1 kg/cm².
5. *resistensi fouling* untuk kedua aliran. Jika ini tidak dilengkapi, desainer harus mengadopsi nilai-nilai yang ditentukan dalam standar TEMA atau berdasarkan pengalaman masa lalu.
6. *sifat fisik* kedua aliran. Ini termasuk viskositas, konduktivitas termal, kerapatan, dan panas spesifik, lebih disukai pada suhu masuk dan keluar. Data viskositas harus disediakan pada suhu masuk dan keluar, terutama untuk cairan, karena variasi suhu mungkin cukup besar dan tidak teratur (baik linier maupun log-log).
7. *Beban panas*. Tugas yang ditentukan harus konsisten baik untuk *shellside* maupun *tubeside*.
8. *Jenis penukar panas*. Jika tidak dilengkapi perangkat, perancang dapat memilih ini berdasarkan karakteristik dari berbagai jenis konstruksi yang dijelaskan sebelumnya. Nyatanya, *designer* biasanya berada dalam posisi yang lebih baik daripada insinyur proses untuk melakukan ini.
9. *Ukuran saluran*. Sebaiknya sesuaikan ukuran nosel dengan ukuran saluran untuk menghindari perluasan atau pereduksi. Namun, kriteria ukuran untuk nozel biasanya lebih ketat daripada saluran, terutama untuk saluran masuk *shellside*. Akibatnya, ukuran nosel terkadang harus satu ukuran (atau bahkan lebih dalam keadaan luar biasa) lebih besar dari ukuran saluran yang sesuai, terutama untuk saluran kecil.
10. *Ukuran tube yang disukai*. Ukuran *tube* ditetapkan sebagai panjang ketebalan OD. Beberapa pemilik pabrik memiliki ketebalan OD yang disukai (biasanya berdasarkan pertimbangan inventaris), dan area plot yang tersedia akan menentukan panjang tube maksimum. Banyak

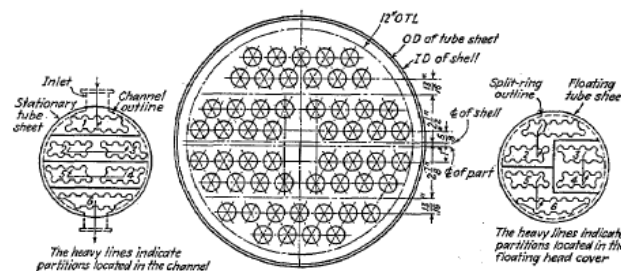
pemilik pabrik lebih suka menstandarisasi ketiga dimensi, sekali lagi berdasarkan pertimbangan inventaris.

11. *Diameter shell maksimum.* Ini didasarkan pada persyaratan pelepasan bundel *tube* dan dibatasi oleh kapasitas derek. Batasan tersebut hanya berlaku untuk penukar dengan bundel *tube* yang dapat dilepas, yaitu *tube-U* dan kepala-mengambang. Untuk penukar tubesheet tetap, satu-satunya batasan adalah kemampuan fabrikasi pabrikan dan ketersediaan komponen seperti dished ujung dan flensa. Dengan demikian, penukar panas *floating-head* seringkali dibatasi pada shell ID 1,4–1,5 m dan panjang *tube* 6 m atau 9 m, sedangkan penukar panas *tube* tetap dapat memiliki shell sebesar 3 m dan panjang tube hingga 12 m atau lebih.
12. *bahan konstruksi.* Jika *tube* dan *shell* terbuat dari bahan yang sama, semua komponen harus dari bahan ini. Jadi, hanya bahan konstruksi *shell* and *tube* perlu ditentukan. Namun, jika *shell* dan *tube* memiliki metalurgi yang berbeda, bahan dari semua komponen utama harus ditentukan untuk menghindari ambiguitas. Komponen utama adalah *shell* (dan penutup *shell*), *tube*, saluran (dan penutup saluran), *tubesheets*, dan *baffle*. Tube sheet mungkin dilapisi atau dibalut.
13. *pertimbangan khusus.* Ini termasuk siklus, kondisi gangguan, skenario pengoperasian alternatif, dan apakah pengoperasian terus menerus atau terputus-putus.

DESAIN TUBESIDE

Tubesheets. *Tubesheets* (rangkaiannya *tube*) digunakan untuk menahan *tube* pada ujungnya. Tubesheet umumnya adalah pelat logam bundar dengan lubang yang dibor pola *tube* yang diinginkan, lubang untuk batang pengikat (yang digunakan untuk memberi ruang dan menahan sekat pelat), alur untuk *gasket*, dan lubang baut untuk *flang* ke *shell* dan saluran. Untuk mencegah kebocoran cairan *shell* di tubesheet melalui celah antara lubang *tube* dan *tube*, sambungan tube-ke-tube dibuat dengan banyak metode, seperti memperluas tube, menggulung *tube*, ekspansi hidrolis *tube*, pengelasan *eksplosif tube*, isian sambungan, atau pengelasan atau mematri tube ke *tubesheet*, seperti pada Gambar 7. (Nimankar, 2016 dan Kern, 1950)

Perhitungan *tubeside* cukup mudah, karena aliran *tubeside* merepresentasikan kasus aliran yang sederhana melalui saluran melingkar. Koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan keduanya bervariasi dengan kecepatan sisi tube, yang terakhir lebih kuat. Desain yang baik akan memanfaatkan penurunan tekanan yang diijinkan dengan sebaik-baiknya, karena ini akan menghasilkan koefisien perpindahan panas tertinggi.



Gambar 7. Tata letak *tube-sheet* untuk ID shell 13 1/4 -in, ID shell 1- in dan tube OD 1 1/4 -in. Tri angular pitc dengan 6 tube passes. (Kern, 1950)

Jika semua fluida *tubeside* mengalir melalui semua tube (satu *tube pass*), itu akan mengarah pada kecepatan tertentu. Biasanya, kecepatan ini sangat rendah dan oleh karena itu harus dinaikkan. Dengan memasukkan pelat partisi laluan (dengan paking yang sesuai) di saluran, fluida sisi tube dibuat untuk mengalir beberapa kali melalui sebagian kecil dari jumlah total tube. Jadi, dalam penukar panas dengan 200 *tube* dan dua lintasan, fluida mengalir melalui 100 tube sekaligus, dan kecepatannya akan menjadi dua kali lipat jika hanya ada satu lintasan. Jumlah lintasan tube biasanya satu, dua, empat, enam, delapan, dan seterusnya. (Mukherjee, 1998)

KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS

Koefisien perpindahan panas pada *tubeside* adalah fungsi dari bilangan Reynolds, bilangan Prandtl, dan diameter *tube*. Ini dapat dipecah menjadi parameter dasar berikut: sifat fisik (yaitu viskositas, konduktivitas termal, dan panas spesifik); diameter tube; dan, yang paling penting, kecepatan massa.

Variasi viskositas cairan cukup besar; jadi, sifat fisik ini memiliki efek paling dramatis pada koefisien perpindahan panas. Viskositas mempengaruhi koefisien perpindahan panas dalam dua cara yang berlawanan sebagai parameter bilangan Reynolds, dan sebagai parameter bilangan Prandtl. (Mukherjee, 1998)

PENURUNAN TEKANAN (*PRESSURE DROP*)

Kecepatan massa sangat mempengaruhi koefisien perpindahan panas. Untuk aliran turbulen, koefisien perpindahan panas sisi tube bervariasi dengan 0,8 kekuatan kecepatan massa *tubeside*, sedangkan penurunan tekanan *tubeside* bervariasi dengan kuadrat kecepatan massa. Jadi, dengan bertambahnya kecepatan massa, penurunan tekanan meningkat lebih cepat daripada koefisien perpindahan panas. Karena itu, Akan ada kecepatan massa optimum yang di atasnya akan sia-sia untuk meningkatkan kecepatan massa lebih lanjut. Minimum yang disarankan Kecepatan cairan di dalam tube adalah 1.0 m/s, sedangkan kecepatan maksimumnya adalah 2.5–3.0 m/s.

Penurunan tekanan *tubeside* meningkat tajam dengan peningkatan jumlah tube *pass*. akibatnya, sering terjadi bahwa untuk sejumlah tube dan dua lintasan, penurunan tekanan jauh lebih rendah dari nilai yang diizinkan, tetapi dengan empat lintasan itu melebihi penurunan tekanan yang diijinkan. Jika dalam keadaan seperti itu *tube* standar harus digunakan, perancang mungkin terpaksa menerima kecepatan yang agak rendah. Namun, jika diameter dan panjang tube dapat divariasikan, penurunan tekanan yang diijinkan dapat digunakan lebih baik dan kecepatan sisi tube dapat dicapai. (Mukherjee, 1998)

DESAIN *SHELLSIDE*

Perhitungan *shellside* jauh lebih kompleks daripada perhitungan untuk *tubeside*. Hal ini terutama karena pada *shellside* tidak hanya ada saluran satu aliran tetapi satu saluran aliran silang utama dan empat aliran kebocoran atau aliran pintas (*by pass*). Ada berbagai pengaturan aliran *shellside*, serta berbagai pola tata letak *tube* dan desain *baffle*, yang bersama-sama menentukan analisis aliran *shellside*.

KONFIGURASI SHELL

TEMA mendefinisikan berbagai pola *shell* berdasarkan aliran fluida *shellside* melalui *shell*: E, F, G, H, J, K, dan X, lihat Gambar 2. (TEMA, 1999)

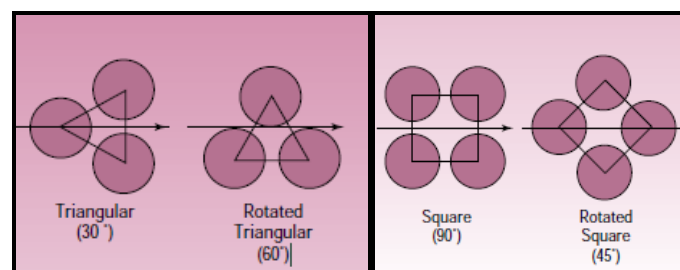
Dalam *shell single-pass* TEMA E, cairan *shellside* memasuki shell di satu ujung dan keluar dari ujung lainnya. Ini adalah jenis shell yang paling umum lebih banyak penukar panas yang dibuat untuk konfigurasi ini daripada gabungan semua konfigurasi lainnya. *Shell* dua lintasan TEMA F memiliki sekat longitudinal yang membagi *shell* menjadi dua lintasan. Cairan *shellside* masuk di salah satu ujung, melintasi seluruh panjang *exchanger* melalui satu-setengah luas penampang *shell*, berbalik dan mengalir melalui celah kedua, lalu akhirnya keluar di ujung jalur kedua. *Baffle* longitudinal berhenti jauh dari *tubesheet*, sehingga fluida dapat mengalir ke lintasan kedua. *Shell* F digunakan untuk situasi lintas suhu yaitu, di mana aliran dingin pergi pada suhu yang lebih tinggi dari suhu outlet aliran panas. Jika shell dua jalur (F) hanya memiliki dua lintasan tube, ini menjadi pengaturan arus berlawanan yang sebenarnya di mana persilangan suhu yang besar dapat dicapai. *Shell* TEMA G adalah shell split-flow (lihat Gambar 2). Konstruksi ini biasanya digunakan untuk reboiler termosifon horizontal. Hanya ada pelat penyangga pusat dan tidak ada sekat. Kerangka AG tidak dapat digunakan untuk penukar panas dengan panjang tube lebih dari 3 m, karena ini akan melebihi batas maksimum panjang tube tidak didukung yang ditentukan oleh TEMA - biasanya 1,5 m, meskipun bervariasi dengan *OD tube*, ketebalan, dan bahan.

Ketika tube yang lebih panjang dibutuhkan, shell TEMA H (lihat Gambar 2) digunakan. Sebuah shell H pada dasarnya adalah dua *shell* G yang ditempatkan berdampingan, sehingga ada dua pelat pendukung penuh. Ini dijelaskan sebagai konfigurasi pemisahan ganda, karena aliran dibagi dua kali dan digabungkan kembali dua kali. Konstruksi ini, juga, selalu digunakan untuk reboiler termosifon horizontal. The keuntungan dari G dan H kerang adalah bahwa penurunan tekanan secara drastis kurang dan tidak ada sekat silang. *Shell* TEMA J adalah *shell* aliran terbagi dimana fluida *shellside* memasuki shell di tengah dan terbagi menjadi dua bagian, satu mengalir ke kiri dan yang lainnya ke kanan dan pergi secara terpisah. Mereka kemudian digabungkan menjadi satu aliran. Ini diidentifikasi sebagai shell J 1–2. Alternatifnya, aliran dapat dipecah menjadi dua bagian yang memasuki *shell* di kedua ujungnya, mengalir ke tengah, dan keluar sebagai aliran tunggal, yang diidentifikasi sebagai *shell* J 2–1.

Shell TEMA X (lihat Gambar 2) adalah *shell* aliran silang murni di mana cairan sisi *shell* masuk di bagian atas (atau bawah) *shell*, mengalir melintasi *tube*, dan keluar dari sisi *shell* yang berlawanan. Aliran dapat dimasukkan melalui beberapa nozel yang terletak secara strategis di sepanjang shell untuk mencapai distribusi yang lebih baik. Penurunan tekanan akan sangat rendah pada kenyataannya, hampir tidak ada penurunan tekanan di shell, dan penurunan tekanan yang ada, hampir semuanya ada di nozel. Jadi, konfigurasi ini digunakan untuk mendinginkan atau mengembunkan uap pada tekanan rendah, khususnya vakum. Pelat pendukung penuh dapat ditempatkan jika diperlukan untuk integritas struktural; mereka tidak mengganggu aliran *shellside* karena sejajar dengan arah aliran. Sebuah *shell* TEMA K (lihat Gambar 2) adalah *shell cross-flow* khusus yang digunakan untuk reboiler ketel (dengan demikian K). Ini memiliki ruang pelepasan uap integral yang diwujudkan dalam *shell* yang diperbesar. Di sini, juga, pelat pendukung penuh dapat digunakan sesuai kebutuhan.

POLA TATA LETAK *TUBE*

Ada empat pola tata letak tube, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 8: segitiga (30°), segitiga diputar (60°), persegi (90°), dan persegi diputar (45°). (Kern, 1950 dan Mukherjee, 1998). Pola segitiga (atau segitiga yang diputar) akan menampung lebih banyak tube daripada pola persegi (atau persegi yang diputar). Selanjutnya, pola segitiga menghasilkan turbulensi yang tinggi dan oleh karena itu menghasilkan koefisien perpindahan panas yang tinggi. Namun, pada pitch tube tipikal 1,25 kali OD *tube*, itu tidak memungkinkan pembersihan mekanis tube, karena jalur akses tidak tersedia. Akibatnya, tata letak segitiga terbatas pada penggunaan *shellside* yang bersih. Untuk layanan yang memerlukan pembersihan mekanis pada bagian *shell*, pola persegi harus digunakan. Pembersihan bahan kimia tidak memerlukan jalur akses, sehingga tata letak segitiga dapat digunakan untuk layanan sisi *shell* yang kotor asalkan pembersihan bahan kimia sesuai dan efektif. Pola segitiga yang diputar jarang menawarkan keunggulan dibandingkan pola segitiga, dan akibatnya penggunaannya tidak begitu populer.



Gambar 8. Pola tata letak *tube*

Untuk kegunaan *shellside* kotor, tata letak tube persegi (*square pitch*) biasanya digunakan. Namun, karena ini adalah pola sejajar, ini menghasilkan turbulensi yang lebih rendah. Jadi, jika bilangan Reynolds *shellside* rendah (<2.000), biasanya menguntungkan untuk menggunakan pola persegi yang diputar (*rotated square*) karena ini menghasilkan turbulensi yang jauh lebih tinggi, yang menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi dari konversi penurunan tekanan menjadi perpindahan panas. Seperti disebutkan sebelumnya, konstruksi *tubesheet* tetap biasanya digunakan untuk *shellside* bersih, konstruksi *U-tube* untuk penggunaan *tubeside* bersih, dan konstruksi kepala mengambang untuk penggunaan fluida kotor pada *shellside* dan *tubeside*. (Untuk layanan bersih pada *shellside* dan *tubeside*, baik konstruksi fixed-tubesheet atau *U-tube*, meskipun *U-tube* lebih disukai karena memungkinkan ekspansi diferensial antara *shell* dan *tube*.) Oleh karena itu, pola tube segitiga dapat digunakan. digunakan untuk penukar tubesheet tetap dan pola persegi (atau persegi yang diputar) untuk penukar kepala mengambang. Untuk penukar *tube-U*, pola berbentuk segitiga dapat digunakan asalkan aliran *shellside* bersih dan pola persegi (atau persegi yang diputar) dapat digunakan untuk aliran *shellside* jika kotor.

PITCH *TUBE*

Pitch tube didefinisikan sebagai jarak terpendek antara dua tube yang berdekatan. Untuk pola segitiga, TEMA menentukan jarak tube minimum 1,25 kali *tube OD*. Dengan demikian, tube OD 25 mm biasanya digunakan untuk *tube OD* 20 mm. Untuk pola persegi, TEMA juga merekomendasikan jalur pembersihan minimal 4 inci (atau 6 mm) antara tube yang berdekatan. Jadi, jarak tube minimum untuk pola persegi adalah 1,25 kali *OD tube* atau *OD tube* ditambah 6 mm, mana saja yang lebih

besar. Misalnya, tube 20-mm harus diletakkan di atas *pitch* persegi 26-mm (20 mm + 6 mm), tetapi tube 25-mm harus diletakkan di atas *pitch* persegi 31,25-mm (25 mm x 1,25). (TEMA, 1999)
Desainer lebih suka menggunakan *pitch tube* minimum yang disarankan, karena mengarah ke diameter shell terkecil untuk sejumlah tube. Namun, dalam keadaan luar biasa, *pitch tube* dapat dinaikkan ke nilai yang lebih tinggi, misalnya, untuk mengurangi penurunan tekanan shellside. Ini terutama cocok dalam kasus *shell* aliran-silang. (Kern, 1950 dan Mukherjee, 1998)

BAFFLES (PENYEKAT)

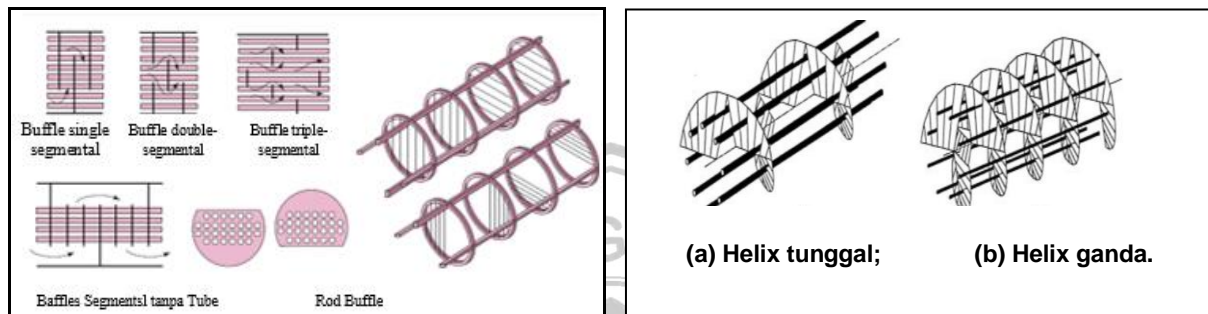
Baffle digunakan untuk mendukung/menyangga tube, sehingga memungkinkan kecepatan yang diinginkan dipertahankan untuk fluida shellside, dan mencegah lepasnya tube karena getaran yang diinduksi aliran. Ada dua jenis baffle yaitu: jenis pelat dan batang. Baffle pelat mungkin berupa *single-segmental*, *double-segmental*, atau *triple-segmental*. Baffle dirancang untuk mengarahkan cairan shellside melintasi tubesheet seefisien mungkin. Memaksa cairan melewati *bundle-tube* pada akhirnya akan menyebabkan hilangnya tekanan. Jenis baffle yang paling umum adalah *baffle segmental* tunggal atau potongan yang ditunjukkan pada Gambar 9. yang mengubah arah aliran fluida shellside untuk mencapai aliran silang. Kekurangan dari baffle tersegmentasi termasuk potensi titik mati di *exchanger* dan getaran *tube* yang berlebihan. (Kern, 1950; Mukherjee, 1998 dan Charate, 2015)

Jenis-jenis Baffles

Baffle dapat diklasifikasikan sebagai tipe melintang dan membujur. Tujuan dari baffle longitudinal adalah untuk mengontrol arah aliran keseluruhan dari fluida shell sedemikian rupa sehingga pengaturan aliran keseluruhan yang diinginkan dari dua aliran fluida adalah tercapai. Misalnya, shell F, G, dan H memiliki sekat longitudinal. Baffle melintang dapat diklasifikasikan sebagai pelat sekat dan sekat kisi (batang, strip, dan aliran aksial lainnya). Baffle pelat digunakan untuk menopang tube selama perakitan dan operasi dan untuk mengarahkan cairan dalam bundel tube kira-kira pada sudut yang tepat ke tube untuk mencapai koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi. Baffle pelat meningkatkan turbulensi cairan shell dan meminimalkan perbedaan suhu *tube-to-tube* dan tekanan termal karena aliran silang. Pilihan jenis baffle, jarak, dan *baffle cut* sangat ditentukan oleh laju aliran, laju perpindahan panas yang diinginkan, penurunan tekanan yang diizinkan, penyangga tube, dan getaran yang diinduksi aliran. Baffle disk dan donat / pelat pendukung digunakan terutama dalam penukar panas nuklir. Baffle batang (atau bar), jenis baffle kisi yang paling umum, digunakan untuk menopang tube dan meningkatkan turbulensi cairan shell. Aliran dalam penukar panas baffle batang sejajar dengan tube, dan getaran yang diinduksi aliran secara virtual dihilangkan dengan penyangga baffle tube. Salah satu alternatif penukar panas baffle batang adalah penggunaan tube bengkok. Tube bengkok memberikan kekakuan dan menghilangkan getaran tube yang diinduksi aliran, dapat dibersihkan dengan mudah di shellside dengan jet hidro, dan dapat dibersihkan dengan mudah di dalam tube, tetapi tidak dapat dipasang kembali. Penukar shell-and-tube baffle heliks dengan sekat seperti yang ditunjukkan pada Gambar 9. juga memiliki keuntungan sebagai berikut: penurunan tekanan shellside yang lebih rendah sambil mempertahankan koefisien perpindahan panas yang tinggi dari penukar segmental, mengurangi kebocoran dan menghilangkan titik mati dan zona resirkulasi (sehingga mengurangi fouling). Setiap penukar shell-and-tube memiliki sekat melintang kecuali untuk shell X dan K, yang memiliki pelat penyangga karena satu-satunya tujuan dari sekat melintang ini adalah untuk menopang tube. (Charate, 2015 dan Nimankar, 2016)

Jarak Baffles

Jarak *baffle* adalah jarak garis tengah ke garis tengah antara *baffle* yang berdekatan. Ini adalah parameter paling vital dalam desain *Shell and Tube Heat Exchanger*. Standar TEMA menentukan jarak sekat minimum sebagai seperlima dari diameter dalam *shell* atau 2 inci, mana saja yang lebih besar. Jarak yang lebih dekat akan mengakibatkan penetrasi bundel yang buruk oleh cairan *shellside* dan kesulitan dalam membersihkan sisi luar *tube* secara mekanis. Lebih lanjut, jarak sekat yang rendah menghasilkan distribusi aliran yang buruk.



Gambar 9. Jenis Baffles

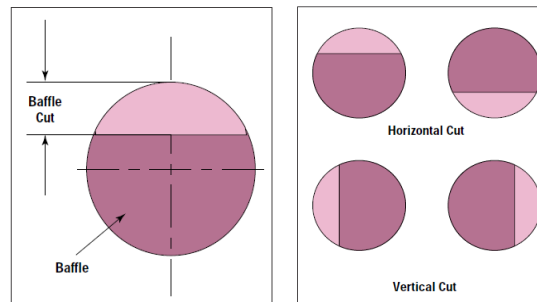
Jarak *baffle* maksimum adalah diameter dalam *shell*. Jarak *baffle* yang lebih tinggi akan menyebabkan aliran yang didominasi longitudinal, yang kurang efisien dibandingkan aliran silang, dan bentang tube besar yang tidak didukung, yang akan membuat penukar rentan terhadap kegagalan *tube* karena getaran yang diinduksi oleh aliran. Jarak *baffle* yang optimal. Untuk aliran turbulen pada *shellside* ($Re > 1.000$), koefisien perpindahan panas bervariasi dengan 0,6-0,7 kekuatan kecepatan; namun, penurunan tekanan bervariasi pada daya 1,7-2,0. Untuk aliran laminar ($Re < 100$), eksponennya adalah 0,33 untuk koefisien perpindahan panas dan 1,0 untuk penurunan tekanan. Jadi, saat jarak *baffle* berkurang, penurunan tekanan meningkat pada tingkat yang jauh lebih cepat dari pada koefisien perpindahan panas. Ini berarti bahwa akan ada rasio optimum antara jarak *baffle* dengan diameter dalam *shell* yang akan menghasilkan efisiensi konversi penurunan tekanan menjadi perpindahan panas yang paling tinggi. Rasio optimal ini biasanya antara 0,3 dan 0,6. (Mukherjee, 1998)

Potongan Baffle (Baffle cut)

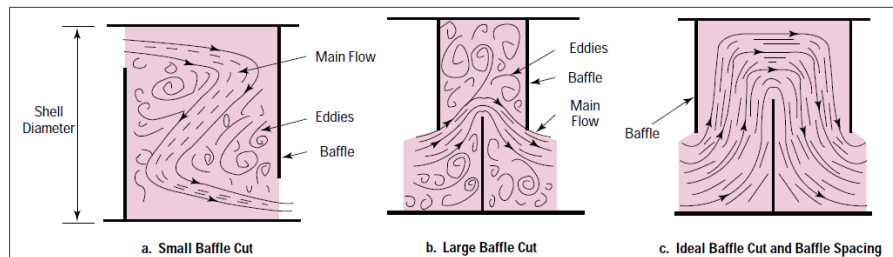
Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 10, Potongan *Baffle* adalah ketinggian segmen yang dipotong di setiap *baffle* untuk memungkinkan fluida *shellside* mengalir melintasi baffle. Hal ini dinyatakan sebagai persentase dari diameter dalam *shell*. Meskipun ini juga merupakan parameter penting untuk desain *Shell and Tube Heat Exchanger*, efeknya kurang mendalam dibandingkan dengan *baffle spacing*. Potongan *baffle* dapat bervariasi antara 15% dan 45% dari diameter bagian dalam *shell*.

Baik potongan *baffle* yang sangat kecil maupun yang sangat besar mengganggu efisiensi perpindahan panas pada *shellside* karena penyimpangan besar dari situasi ideal, seperti yang diilustrasikan pada Gambar 11. Sangat disarankan bahwa hanya potongan *baffle* antara 20% dan 35% yang digunakan. Mengurangi *baffle cut* di bawah 20% untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas *shellside* atau meningkatkan *baffle cut* melebihi 35% untuk mengurangi penurunan tekanan *shellside* biasanya menyebabkan desain yang buruk. Aspek lain dari geometri bundel tube harus diubah untuk mencapai tujuan tersebut. Misalnya, *baffle* segmen ganda atau aliran *shell* terbagi, atau bahkan aliran *shell* silang, dapat digunakan untuk mengurangi penurunan tekanan *shellside*. Untuk fluida fase tunggal di *shellside*, potongan *baffle* horizontal seperti Gambar 10, dianjurkan, karena ini akumulasi endapan

minimal di bagian bawah *shell* dan juga mencegah stratifikasi. Namun, dalam kasus *shell* dua jalur (TEMA F), potongan vertikal lebih disukai untuk kemudahan fabrikasi dan perakitan bundel. (Mukherjee, 1998)



Gambar 10, *Baffle Cut*



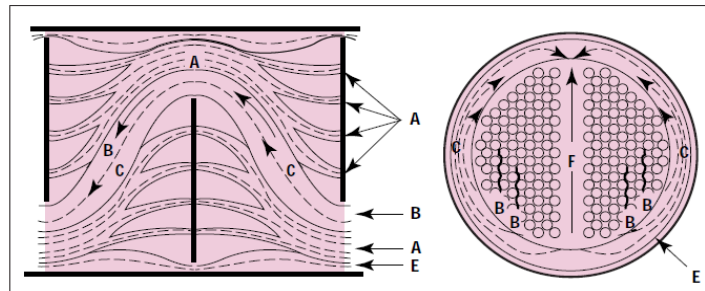
Gambar 11. Pengaruh besar kecilnya Potongan *Baffle*

KECEPATAN ALIRAN SILANG DAN KECEPATAN WINDOWS (*BUFFLE CUT*)

Aliran melintasi tube disebut sebagai aliran silang, sedangkan aliran melalui *buffle cut* disebut aliran jendela (*windows*). Kecepatan jendela dan kecepatan aliran silang harus sedekat mungkin, sebaiknya dalam 20%. Jika perbedaannya lebih dari itu, percepatan dan pertambahan berulang terjadi di sepanjang bundel *tube*, yang mengakibatkan konversi penurunan tekanan menjadi perpindahan panas yang tidak efisien.

ANALISIS ALIRAN *SHELLSIDE*

Pada *shellside*, tidak hanya ada satu aliran, tetapi aliran lintas-aliran utama dan empat aliran kebocoran atau aliran pintas, seperti yang diilustrasikan pada Gambar 12. Tinker mengusulkan penyebutan saluran ini yaitu saluran aliran-silang utama (B), aliran kebocoran *tube-to-baffle-hole* (A), aliran *bypass* bundel (C), aliran *bypass* melintasi partisi (F), dan aliran kebocoran pada *baffle-shell* (E). (Tinker, 1958). Sementara aliran B (aliran silang utama) sangat efektif untuk perpindahan panas, aliran lainnya tidak seefektif itu. Aliran A cukup efisien, karena fluida *shellside* bersentuhan dengan tube. Demikian pula, aliran C bersentuhan dengan sekeliling tube di sekitar bundel, dan aliran F bersentuhan dengan tube di sepanjang jalur partisi-lintasan. Akibatnya, aliran ini juga mengalami perpindahan panas, meskipun dengan efisiensi yang lebih rendah daripada aliran B. Namun, karena aliran E mengalir di sepanjang dinding shell, di mana tidak ada *tube*, dan tidak terjadi perpindahan panas sama sekali. Karena fraksi aliran sangat bergantung pada resistansi jalur, memvariasikan salah satu parameter konstruksi berikut akan mempengaruhi analisis aliran dan kinerja *shellside* dari *exchanger*; jarak *baffle* dan *baffle cut*; sudut tata letak *tube* dan jarak *tube*; jumlah jalur dalam arah aliran dan lebar jalur; jarak antara tube dan lubang *baffle*; jarak antara *shell ID* dan *baffle*; dan lokasi strip segel (*sealing strips*) dan batang segel (*sealing rods*).



Gambar 12. Distribusi aliran pada *Shellside*

Menggunakan jarak *baffle* yang sangat rendah cenderung meningkatkan kebocoran dan aliran *by pass*. Ini karena kelima aliran *shellside* berada dalam posisi paralel dan, oleh karena itu, memiliki penurunan tekanan yang sama. Dimensi jalur kebocoran jalur diperbaiki. Akibatnya, saat jarak *baffle* dikurangi, resistansi jalur aliran melintang utama dan dengan demikian penurunannya meningkat. Karena penurunan tekanan dari kelima aliran harus sama, aliran kebocoran dan aliran *bypass* meningkat sampai *pressure drop* dari semua aliran seimbang. Hasil bersihnya adalah peningkatan penurunan tekanan tanpa peningkatan koefisien perpindahan panas yang sesuai. (Mukherjee, 1998)

MEMPERKECIL *PRESSURE DROP* DENGAN MEMODIFIKASI DESAIN *BUFFLE*

Shell lintasan tunggal dan *baffle* segmen tunggal

Alternatif *baffle* pertama adalah *baffle* segmenal tunggal dalam shell satu jalur (TEMA E). Dalam banyak situasi, penurunan tekanan *shellside* terlalu tinggi dengan *baffle* segmenal tunggal dalam shell single-pass, bahkan setelah meningkatkan jarak *baffle* dan *baffle cut* ke nilai tertinggi yang direkomendasikan. Situasi seperti itu dapat muncul saat menangani laju aliran *shellside* yang sangat tinggi atau ketika fluida *shellside* adalah gas bertekanan rendah. Dalam kasus ini, alternatif berikutnya yang harus diperhatikan adalah double segmenal *baffle*, seperti ditunjukkan pada Gambar 9.

Shell lintasan tunggal dan *baffle* segmen ganda

Dengan mengubah *baffle* dari segmen tunggal menjadi segmen ganda pada jarak yang sama dalam penukar panas yang identik, kecepatan aliran silang berkurang kira-kira menjadi setengah, karena aliran *shellside* dibagi menjadi dua aliran paralel. Ini sangat mengurangi penurunan tekanan aliran silang. Namun, kecepatan jendela dan oleh karena itu penurunan tekanan jendela tidak dapat dikurangi secara berarti (dengan asumsi bahwa pemotongan *baffle* maksimum yang direkomendasikan sudah dicoba dengan segmen tunggal *baffle* sebelum beralih ke *baffle* segmen ganda). Namun demikian, karena penurunan tekanan aliran silang selalu jauh lebih besar daripada penurunan tekanan jendela, terjadi penurunan yang cukup berarti dalam penurunan tekanan total. Ada juga penurunan koefisien perpindahan panas *shellside*, tetapi ini jauh lebih kecil daripada penurunan *pressure drop*.

Shell dengan Aliran Terbagi dan *Baffle* segmen Tunggal

Jika penurunan tekanan *shellside* yang diijinkan tidak dapat dipenuhi bahkan dengan *baffle* segmenal ganda pada jarak yang relatif besar, *shell* aliran terbagi (TEMA J) dengan *baffle* segmen tunggal, seperti ditunjukkan pada Gambar 1, harus diselidiki lebih lanjut. Karena penurunan tekanan

sebanding dengan kuadrat kecepatan dan panjang lintasan, shell dengan aliran terbagi akan memiliki kira-kira seperdelapan penurunan tekanan dalam *exchanger* lintasan tunggal yang identik. Keuntungan dari shell aliran terbagi dibandingkan *baffle* segmental ganda adalah pada pengurangan penurunan tekanan yang lebih besar, karena tidak hanya kecepatan aliran silang tetapi bahkan kecepatan jendela dapat dikurangi. Kerugiannya adalah kenaikan biaya karena membutuhkan perpipaan tambahan.

Shell Dengan Aliran Terbagi dan Baffle Segmen Ganda

Jika *shell* aliran terbagi dengan *baffle* segmen tunggal tidak dapat memenuhi batas penurunan tekanan shellside yang diijinkan, maka perlu untuk mengadopsi kombinasi shell aliran terbagi dan sekat segmen ganda. Dengan kombinasi seperti itu, pengurangan yang sangat besar pada penurunan tekanan shellside dimungkinkan hingga serendah 4% dari penurunan tekanan dalam penukar jalur tunggal dengan jarak *baffle* dan potongan *baffle* yang sama. Dalam kontras yang tajam, koefisien perpindahan panas akan mengurangi sekitar 40%.

Baffle segmental tanpa tube di dalam jendela (window)

Karena jarak *baffle* ditingkatkan untuk mengurangi penurunan tekanan shellside, *exchanger* menjadi lebih rentan terhadap kegagalan tube karena getaran yang diinduksi aliran. *Exchanger* dengan *baffle* segmen ganda lebih kecil kemungkinannya untuk mengalami masalah seperti itu dibandingkan dengan penukar dengan *baffle* segmen tunggal. Namun, masalah getaran dapat tetap ada bahkan dengan *baffle* segmen ganda. Dalam kasus seperti itu, desain tanpa-tube-dalam-jendela (Gambar 9) harus diadopsi. Di sini, setiap tube didukung oleh setiap *baffle*, sehingga rentang tube yang tidak didukung adalah dua kali jarak *baffle*. Jika perlu menggunakan jarak sekat yang sangat besar untuk membatasi penurunan tekanan shellside ke nilai yang diizinkan, penyangga antara dapat digunakan untuk meningkatkan frekuensi alami tube, sehingga menghasilkan desain yang aman terhadap kegagalan tube karena getaran aliran yang diinduksi. Desain no-tube-in-window membutuhkan diameter *shell* yang lebih besar untuk jumlah tube tertentu. Ini menaikkan biayanya, biasanya sekitar 10%. Biaya yang lebih tinggi diimbangi sampai batas tertentu oleh koefisien perpindahan panas shellside yang lebih tinggi, karena aliran silang murni lebih efisien daripada kombinasi aliran silang dan aliran jendela dalam desain konvensional.

Shell Aliran Silang

Ada beberapa kegunaan yang batasan penurunan tekanannya begitu besar sehingga tidak ada konfigurasi *shell/baffling* di atas yang dapat menghasilkan desain yang memuaskan. Sebuah contoh kondensor ejektor uap yang beroperasi pada tekanan 50 mm Hg dan memiliki penurunan tekanan yang diizinkan sebesar 5 mm Hg. Situasi seperti itu memerlukan penggunaan *shell* aliran silang (TEMA X). Aliran silang murni terjadi dengan kecepatan yang sangat rendah, sehingga hampir tidak ada penurunan tekanan di *shell*. Penurunan tekanan yang terjadi hampir seluruhnya ada di nozel. Pelat penyangga akan diperlukan untuk memenuhi persyaratan TEMA dan mencegah kemungkinan getaran tube yang diinduksi aliran. Karena aliran shellside sejajar dengan pelat pendukung ini, penurunan tekanan shellside tidak meningkat.

MENINGKATKAN JARAK ANTAR TUBE (*TUBE PITCH*)

Untuk sejumlah *tube*, semakin kecil jarak tube, semakin kecil diameter *shell*, dan oleh karena itu semakin rendah biayanya. Akibatnya, desainer cenderung mengemas sebanyak mungkin tube secara mekanis. (Mukherjee, 1998). Perancang umumnya mengatur jarak tube 1,25 kali tube OD. Untuk square pitch atau square pitch yang diputar, disarankan oleh TEMA untuk jalur pembersihan minimum 4 inci atau 6 mm. Namun, dalam kasus selubung X, mungkin perlu untuk meningkatkan *tube pitch* di atas TEMA minimum untuk memenuhi batasan penurunan tekanan, karena tidak ada parameter lain yang dapat dimodifikasi. Meningkatkan jarak tube untuk mengurangi penurunan tekanan umumnya tidak disarankan karena dua alasan. **Pertama**, ini meningkatkan diameter shell dan, dengan demikian, biayanya. **Kedua**, mengurangi penurunan tekanan dengan memodifikasi jarak *baffle*, *baffle cut*, atau *tipe shell* akan menghasilkan desain yang lebih murah. Terkait hidraulik termal, rasio *tube-pitch* terhadap diameter tube optimal untuk konversi penurunan tekanan menjadi perpindahan panas biasanya 1,25–1,35 untuk aliran turbulen dan sekitar 1,4 untuk aliran laminar.

KESIMPULAN

Heat exchanger adalah salah satu alat yang paling efisien untuk mentransfer panas dari satu fluida ke fluida lain. Jenis-jenis *heat exchanger* yang tersedia di pasar tergantung pada penggunaan dan aplikasi dilapangan. Parameter penting yang menjadi pertimbangan designer *heat exchanger* adalah memperoleh koefisien perpindahan panas yang *optimum* dan *presurre drop* yang minimum serta menghasilkan design yang lebih murah. Beberapa variabel design yang menjadi pertimbangan designer yaitu; kegunaan dan konstruksi *heat exchanger*, *design shellside* dan *tubeside*, tata letak tube, *pitch tube*, bentuk dan jarak *baffle*, dan kecepatan aliran.

DAFTAR PUSTAKA

- Andre L.H. Costa, A.L.H. and Queiroz, E.M. (2008). *Design optimization of shell-and-tube heat exchangers*. Applied Thermal Engineering 28, 1798–1805.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431107003936>
- Charate, T., Awate, N., Badgujar, J., & Jadhav, S. (2015). *Review of Literature on Heat Transfer Enhancement in Heat Exchangers*. International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 6, (12), 198-201. <https://www.ijser.org/researchpaper/Review-of-Literature-on-Heat-Transfer-Enhancement-in-Heat-Exchangers.pdf>.
- Kern, D.Q. (1950). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill. Japan:Tokyo. 127-189.
<https://archive.org/details/>.
- Mukherjee, R. (1992). *Use Double-Segmental Baffles in Shell-and-Tube Heat Exchangers*. Chem. Eng. Progress, 88 (11), 47–52.
<https://pascal-francis.inist.fr/vibad/index.php?action=getRecordDetail&idt=4421099>.
- Mukherjee, R. (1996). *Don't Let Baffling Baffle You*. Chem. Eng. Progress, 92 (4), 72–79.
<https://www.osti.gov/biblio/260813>.

- Mukherjee, R. (1998). *Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers*. Chemical Engineering Progress. <https://www.scribd.com/document/316714140/Effectively-Design-Shell-and-Tube-Heat-Exchangers-pdf>.
- Nimankar, S. J., & Dahake, P. S. K. (2016). *Review of Heat Exchangers*. Global Journal of Engineering Science and Researches. 3(12), 81-92. DOI- 10.5281/zenodo.223816. https://www.academia.edu/30973704/REVIEW_OF_HEAT_EXCHANGERS.
- Samal, A.K. (2013). *Shell and tube heat exchanger design using CFD tools*. B.Tech Thesis on, Rotella, National Institute Technology. <http://ethesis.nitrkl.ac.in/5259/1/109CH0458.pdf>.
- Tinker, T. (1958). *Shellside Characteristics of Shell-and-tube Heat Exchangers: A Simplified Rating System for Commercial Heat Exchangers*. *Trans. ASME*, 80, 36–52. <https://www.coursehero.com/file/p1014rt/Tinker-T-1951-Shell-Side-Characteristics-of-Shell-and-Tube-Heat-Exchangers/>.
- Tubular Exchanger Manufacturers Association. (1999). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. 8th ed.*, Tarrytown, New York. <https://funke.de/pdf/zertifikate/tema.pdf>

