



MODELAGEM DE TROCADORES DE CALOR SEGUNDO O MÉTODO DE KERN E DE BELL-DELAWARE

Guilherme Schabbach, guischabbach@gmail.com¹
Fernanda Brand, fernanda.brand@farroupilha.ifrs.edu.br¹

¹ Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Rio Grande do Sul - Campus Farroupilha, Avenida São Vicente, 785, Bairro Cinquentenário, CEP 95180-000, Farroupilha - RS.

Resumo: Neste trabalho, foi desenvolvida uma interface computacional que realiza o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo. O trocador foi projetado utilizando a metodologia de Kern para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado dos tubos, enquanto o método Bell-Delaware foi utilizado para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do casco. Visando a validação da interface, um exemplo da literatura foi escolhido, sendo o mesmo dimensionado através do programa desenvolvido. Ao final do trabalho pode se observar como diferentes escolhas de dimensões e geometria podem influenciar o rendimento do trocador, esta parte demonstrada através de como as variações dos dados de entrada para o programa podem resultar em diferentes tipos de trocadores projetados, no que diz respeito a sua geometria e rendimento. Além disso foi demonstrado como a união entre os métodos Kern e Bell-Delaware apresentam uma metodologia confiável, demonstrada através da comparação dos resultados obtidos entre métodos. Estes dados tem como objetivo auxiliar ao usuário do programa a realizar as melhores escolhas possíveis ao dimensionar um trocador de calor.

Palavras-chave: trocador de calor casco e tubo, método Kern, método Bell-Delaware, interface computacional.

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos largamente utilizados nas indústrias de processo e extração de materiais. Suas características construtivas podem variar significativamente conforme a aplicação desejada. O tipo de espaço disponível, tipo e quantidade de fluidos utilizados, temperaturas e pressão envolvidas alteram o tipo de projeto de trocador mais indicado para cada aplicação.

O trocador de calor de casco e tubo é um dos tipos mais utilizados dentre os possíveis modelos de trocadores. Algumas características que justificam esse uso são (Ribeiro, 1984):

- Construção resistente;
- Possibilidade de trabalho na posição horizontal e vertical;
- Faixas de trabalho desde baixas pressões até valores elevados;
- Trabalha com diferentes tipos de fluidos e diferentes vazões, conforme as características construtivas utilizadas, sendo preferível para situações de altas vazões;
- Facilidade de remoção de suas partes para limpeza.

Devido as características mencionadas, bem como sua larga aplicação na indústria, o trocador casco e tubo foi o escolhido para este trabalho. De maneira a facilitar o dimensionamento do mesmo, bem como auxiliar o posterior uso do trabalho por alunos de graduação, foi desenvolvido uma interface gráfica amigável, através do software MatLab®, que realiza toda a rotina de dimensionamento da parte térmica de trocadores de calor casco e tubo. O usuário informa características básicas a respeito do trocador, como diâmetro dos tubos, quantidade de chicanas, comprimento do trocador, entre outros, além de características do fluido, como tipo de fluido, viscosidade, calor específico, entre outros. O trocador é dimensionado segundo uma junção entre o método descrito por (Kern, 1950) e o método (Bell-Delaware, 1963), este apresentado em (Shah e Sekulic, 2003).

A escolha por seguir os métodos de Kern e Bell-Delaware se justifica após a análise bibliográfica do material disponível a respeito do projeto de trocadores de calor. Segundo (Ribeiro, 1984) o método de Kern é o que possui maior divulgação a respeito do seu funcionamento, e segundo (Ravagnani, 1994) e (Ribeiro, 1984) dentre os estudos desenvolvidos em universidades está entre os que apresentam melhores resultados. Isso é devido a análise de Kern do trocador como um todo, levando em consideração a construção, escoamento nos lados dos tubos, formação de depósitos, diferença média de temperatura dentro do trocador, além do escoamento do lado da carcaça. Bell-Delaware por outro lado utilizou os trabalhos anteriores de projetistas, principalmente o proposto por Tinker, que desenvolveu a base para o que seria o método demonstrado no Relatório Delaware, e posteriormente em outros trabalhos

desenvolvidos pelo grupo de pesquisadores. Ambos métodos, Tinker e Bell-Delaware trouxeram a inovação de analisar o fluxo cruzado e os vazamentos desenvolvidos entre tubos, espelhos e chicanas. Bell-Delaware utilizou a base do método Tinker, mas o fez de maneira a facilitar a sua utilização, permitindo que o cálculo fosse realizado de maneira mais direta e sem a necessidade de utilização de múltiplas iterações como o método de Tinker.

Através do método Bell-Delaware, é possível realizar cálculos segundo uma diferente metodologia, que aborda aspectos mais complexos em relação ao fluxo interno, e como a geometria do trocador altera o mesmo. Esse método é utilizado para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para o lado do casco, devido a sua maior precisão de resultados (Taborek, 1983).

Visando obter o melhor de cada método foi escolhido a utilização do método de Kern para o cálculo do Coeficiente de transferência de calor do lado dos tubos, enquanto o método de Bell-Delaware foi escolhido para o cálculo do Coeficiente de transferência de calor do lado do casco. Tais escolhas são baseadas nas melhores características de cada método, sendo demonstrado no trabalho, através da comparação dos resultados, os motivos da escolha de ambos métodos ao invés de seguir somente uma metodologia.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De maneira a demonstrar a origem dos métodos empregados neste trabalho, bem como as variáveis de maior interesse do mesmo, neste capítulo será apresentada a geometria de um trocador de calor casco e tubo, a evolução nos estudos sobre trocadores de calor casco e tubo ao longo do tempo, além de como o equacionamento é feito segundo os métodos de Kern e Bell-Delaware.

2.1. Geometria de um Trocador de Calor Casco e Tubo

Trocadores de calor casco e tubo estão entre os principais tipos de trocadores de calor utilizados na indústria de processos. Sua mudança principal em relação aos modelos usados anteriormente, consiste de uma evolução na maneira de utilizar a interação entre dois fluidos com o objetivo de atingir redução ou aumento da temperatura. Antes de seu desenvolvimento, os principais tipos de trocadores consistiam de modelos chamados duplo tubo. Os trocadores duplo tubo funcionam com princípio similar aos trocadores casco e tubo, a diferença é que um único tubo é envolto pelo casco. Em uma parte, passa um fluido quente e em outra passa o fluido frio. Trocadores casco e tubo otimizam esse conceito, de maneira a atingir uma transferência de calor maior, utilizando um feixe de tubos no seu interior, este envolto por um casco (Ribeiro, 1984). Na Figura 1 a seguir é possível observar o design empregado em trocadores casco e tubo.

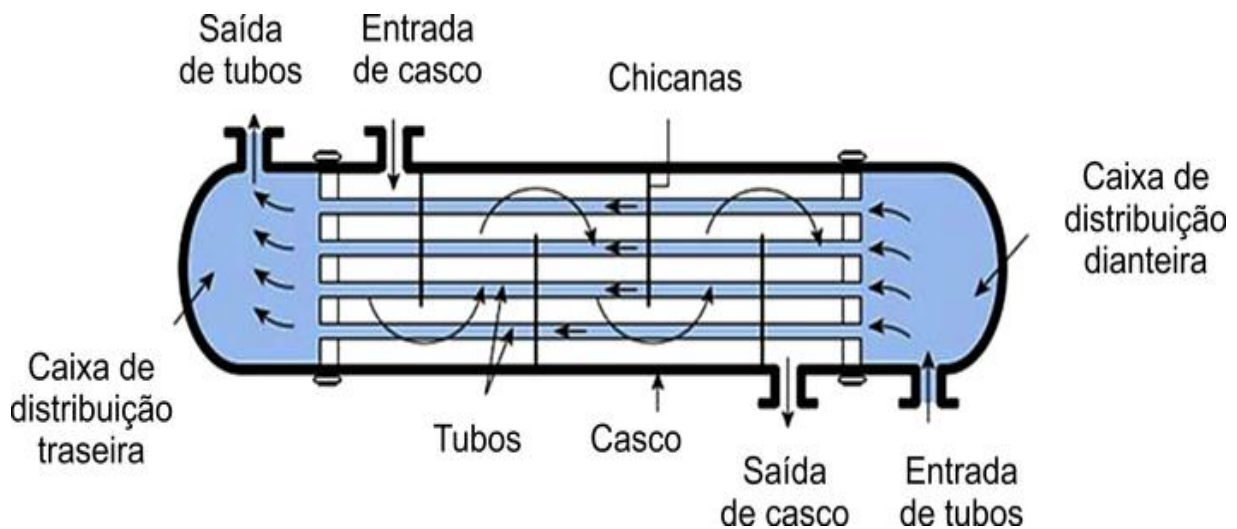


Figura 1: Trocador de calor casco e tubo com uma passagem (CDCEquipamentos).

O princípio de funcionamento de trocadores de calor acontece da seguinte maneira:

- Um fluido é inserido na parte mais externa do trocador (casco). Esse fluido circula pelo trocador, fazendo um caminho em ângulo, onde o fluido é forçado a se movimentar devido à presença de chicanas. As chicanas servem como barreiras, forçando a circulação do fluido no interior do trocador. Essa movimentação resulta em uma maior homogeneidade de sua temperatura, além de aumentar a agitação do fluido, o que garante maior transferência de calor. O fluido segue esse caminho ao redor dos tubos, até chegar a parte final do trocador, onde é direcionado para outro local.
- Na parte interna, outro fluido atravessa os tubos de maneira direta, sem movimentação, e é destinado para outra parte ao sair do trocador.

Através do contato do fluido com as paredes do trocador, uma troca de energia térmica ocorre entre eles, resultando no ganho energético de um e na perda de outro, possibilitando dessa maneira a utilização de trocadores de calor em diversas aplicações de aquecimento e resfriamento de fluidos.

Trocadores de calor podem trabalhar em contracorrente ou corrente paralela. Em trocadores do tipo corrente paralela, ambos fluidos seguem o mesmo sentido, tendo suas entradas e saídas em lados iguais. Trocadores de calor do tipo contracorrente trabalham ao contrário dos de corrente paralela. Em contracorrente os fluidos atravessam o trocador em sentidos opostos. Neste trabalho o sentido contracorrente é o escolhido para os trocadores, visto que, (Segundo Felício, 2012) trocadores de calor casco e tubo que trabalham em contracorrente apresentam maior valor de Coeficiente Global de Projeto Ud e menor volume total do trocador, resultando assim em maior eficiência de trabalho e menor custo de construção, respectivamente.

No que diz respeito à disposição dos tubos internos do trocador, diversas configurações podem ser utilizadas. Os mais comuns são passos triangular e quadrado (Shah e Sekulic, 2003). Trocadores de calor com disposição triangular apresentam maior transferência de calor entre fluidos, devido a maior movimentação que sua disposição causa, enquanto trocadores com passo quadrado possuem maior facilidade de limpeza (Shah e Sekulic, 2003). Neste trabalho, o tipo de geometria escolhida para os tubos do trocador foi a disposição quadrada. Na Figura 2 a seguir pode se observar como são distribuídos os tubos nestas disposições.

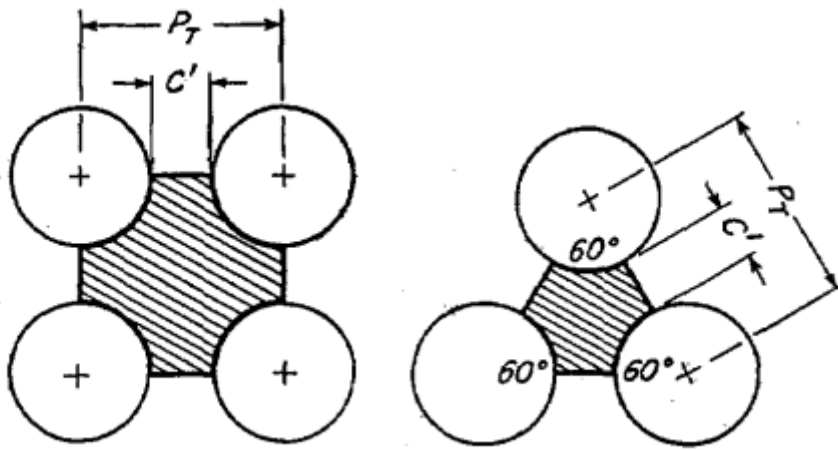


Figura 2: Disposições dos tubos do Trocador. (a) Passo Quadrado. (b) Passo Triangular (Kern, 1950)

Sendo, P_t é o passo dos tubos, que representa a distância entre centros. C' é o espaço livre entre tubos, onde o fluido presente no casco circula.

As escolhas de qual fluido irá em qual parte do trocador (casco ou tubos) é baseada em alguns fatores como: Fluido de maior vazão na área de passagem maior; fluido com menor viscosidade no espaço anular.

Além do uso de chicanas, outra maneira de forçar a movimentação do fluido no interior do casco do trocador é a utilização de passagens internas. Essas passagens consistem em barreiras dispostas ao longo do comprimento do trocador, e tem como objetivo aumentar a troca energética do mesmo. Trocadores de calor com passagens apresentam maior rendimento térmico que trocadores sem passagens, mas em contrapartida apresentam maior perda de carga. Essa perda de carga deve ser avaliada, de maneira a garantir a operação do trocador de calor. Em alguns casos é necessário reduzir ou eliminar por completo a utilização de passagens no trocador, de maneira a garantir seu funcionamento com a menor perda de carga possível, já que isso implica em gasto adicional de energia.

2.2. Estado da Arte

O projeto de trocadores de calor sofreu diversas evoluções ao longo do século passado até atingir o estado atual de conhecimento. Segundo (Ribeiro, 1984) após o primeiro contato das indústrias no desenvolvimento de trocadores, foi o trabalho isolado de pesquisadores em diversas universidades que auxiliou a evolução da compreensão sobre o funcionamento de trocadores de calor e qual construção seria a ideal em termos de funcionamento e rendimento. Diversos pesquisadores contribuíram para a evolução dessa área. Entre eles pode se citar, (Sieder-Tate, 1936) que propôs uma correlação para a obtenção do número de Nusselt; (Grimison, 1937) que realizou experimentos em tubos ideais para fluxo turbulento; (Colburn, 1942) que desenvolveu a primeira correlação sobre a troca de calor em trocadores; (Donahue, 1949) que propôs a utilização de métodos integrais para o cálculo da transferência de calor para o lado do casco; (Kern, 1950) que utilizou uma abordagem similar a proposta por Donahue, e definiu uma rotina de cálculo utilizada para o dimensionamento de trocadores casco e tubo; (Tinker, 1958) que propôs a separação das correntes do trocador entre tipos principais; (Bell-Delaware, 1963) que utilizando um conceito similar ao proposto por Tinker, desenvolveu um método mais prático de cálculo do coeficiente de transferência de calor para o lado do casco, através da análise das correntes que ocorrem no trocador; entre outros pesquisadores que realizaram avanços na área de trocadores de calor.

Segundo (Ribeiro, 1984) o método de Bell-Delaware apresenta resultados mais precisos e uniformes, e segundo (Taborek, 1983) é o método mais recomendado para aplicações de engenharia. O método de Kern traz uma sistemática confiável e simples, apesar de depender de certa experiência do projetista na atribuição de alguns fatores iniciais (Ravagnani, 1994). Dessa maneira, neste trabalho, o método de Kern é utilizado para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado dos tubos, enquanto o método Bell-Delaware é utilizado para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para o lado do casco.

Devido ao potencial econômico que a área de trocadores de calor representa, nos dias atuais as melhores tecnologias ligadas a área se encontram associadas a empresas do setor. Ainda assim, os trabalhos desenvolvidos por Kern e Bell-Delaware continuam sendo reconhecidos devido a sua sistemática e ao vasto material disponível sobre os mesmos na literatura (Ravagnani, 1994).

Na área industrial algumas das principais empresas são:

- HTRI, empresa baseada nos Estados Unidos destinada a elaboração e desenvolvimento de projetos da área de transmissão de calor, através da comercialização de softwares específicos para cada situação;
- AspenTech, empresa voltada a elaboração de softwares comerciais, desenvolve o software AspenHysys voltado para a simulação e dimensionamento de trocadores de calor do tipo casco e tubo, trocadores de placas, entre outros;
- Chemstations, desenvolve o software ChemCad, este um simulador de processos químicos que permite estimar propriedades de diferentes tipos de fluido durante sua operação. Também realiza simulações de operações com trocadores de calor casco e tubo, duplo tubo e trocadores de placas, entre outras. Apesar de ser menos robusto do que o software AspenHysys, apresenta algumas vantagens, como seu menor custo de aquisição e menor necessidade de computadores com alto nível de processamento para sua utilização;
- Schneider Electric, desenvolve o software Hextran, utilizado para a simulação de troca térmica, avaliando o projeto e funcionamento de trocadores de calor.

2.3. Método Bell-Delaware

Nos anos 50 a universidade de Delaware realizou diversas pesquisas relacionadas ao funcionamento de trocadores de calor. Um dos principais resultados obtidos através destas pesquisas irá ser utilizado neste trabalho, sendo ele: o método de cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do casco. O estudo desenvolvido por Bell-Delaware foi fortemente influenciado pelos trabalhos realizados anteriormente por Tinker. Este propôs que a corrente dentro do trocador representa uma grande influência para a eficiência do mesmo. Analisando a corrente, ele propôs a divisão desta em quatro tipos principais, que são: Vazamento tubo-chicana (Corrente A); Fluxo cruzado puro (Corrente B); Corrente de by-pass (Correntes C e F); Vazamento casco-chicana (Corrente E). Cada uma dessas correntes apresentando características específicas de escoamento. Devido à complexidade do método proposto por Tinker, o mesmo foi pouco utilizado. O excesso de iterações e reiteraões necessárias para realizar os cálculos necessários resulta em dificuldade excessiva para a sua utilização, o que resultou na pequena adesão a este método (Ribeiro, 1984).

Nos anos subsequentes, na universidade de Delaware, um grupo de pesquisadores influenciados por Colburn e com patrocínio da TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) realizaram diversas pesquisas relacionadas a trocadores de calor (Bicca, et al, 2006). Um dos principais trabalhos realizados por essa iniciativa consistiu de uma revisão do método proposto por Tinker, que utilizou análise similar a respeito de como o fluxo se comporta dentro do trocador, fazendo uso de fatores de correção para calcular como cada fluxo influencia a eficiência do trocador.

A Figura 3 a seguir demonstra como Tinker e posteriormente Bell-Delaware analisaram como o fluxo que ocorre dentro do casco do trocador influencia a eficiência do mesmo.

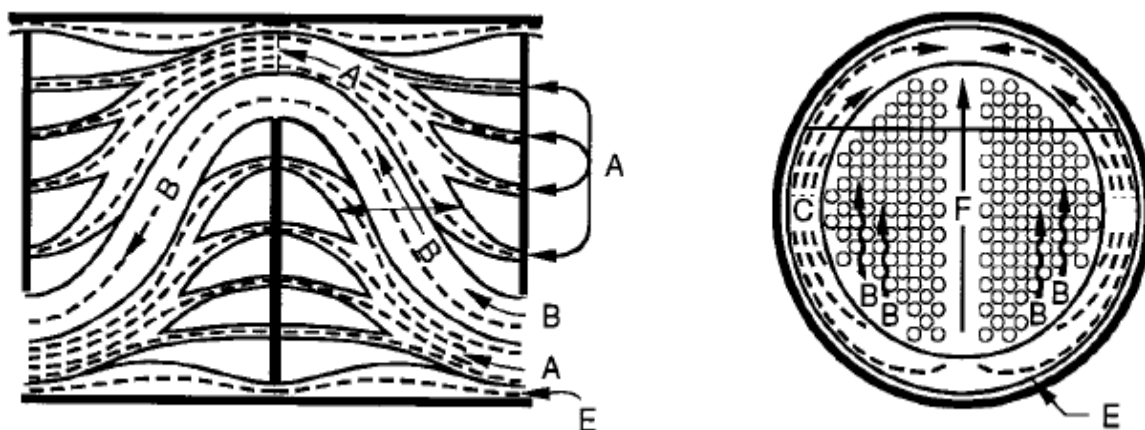


Figura 3: Distribuição do fluxo no lado do casco e demonstração de suas correntes (Shah e Sekulic, 2003).

Através da Figura 3 pode se observar como a divisão das correntes foi feita, sendo a sua definição, segundo (Ravagnani, et al, 2003), exposta a seguir:

- Corrente A: Corrente que representa onde ocorrem vazamentos, ocasionados por folgas existentes entre os tubos e as chicanas;
- Corrente B: Corrente que representa a região de escoamento cruzado através dos feixes de tubos. É a corrente principal, onde a maior quantidade de fluido é transportada. As outras correntes, devido aos vazamentos e perturbações no fluxo, causam modificações nela;
- Corrente C: Corrente que contorna o feixe de tubos, não ocorrendo o escoamento cruzado;
- Corrente E: Corrente que representa as folgas existentes entre a chicana e o casco;
- Corrente F: Corrente que representa o escoamento através das passagens, presente em trocadores com mais de uma divisão de passagem entre os tubos.

Analisando todo o fluxo e como ele se manifesta, pode se observar que o mesmo não ocorre de maneira tão definida como demonstrado acima. Devido à complexidade do problema, uma aproximação foi proposta por Bell-Delaware, demonstrada a seguir na Equação 1, de maneira a otimizar os resultados e assim garantir sua utilização sem a necessidade de cálculos extremamente complexos para sua realização, como era o método proposto inicialmente por Tinker (Bicca, et al, 2006). Importante citar que essa aproximação está muito próximo dos valores obtidos na prática, apresentando razoável precisão, o que garante sua utilização como um bom método de análise (Bell e Mueller, 2001).

A equação para a correção do Coeficiente de transferência de calor do lado do casco, h_s , utilizada no presente trabalho, é apresentada por (Shah e Sekulic, 2003), e é demonstrada na equação 1 a seguir:

$$h_s = h_o * J_c * J_l * J_b * J_s * J_r \tag{1}$$

Sendo:

- h_o = Coeficiente de transferência de calor ideal do lado do casco, demonstrado posteriormente na Equação 28;
- J_c = Fator de correção para os efeitos da configuração das chicanas, analisando sua geometria e espaçamento. Seu valor varia com a fração da quantidade de tubos pelo diâmetro do casco. Para um trocador bem projetado seu valor está próximo de 1,0, podendo variar de 0,65 para grandes tamanhos de chicanas e 1,15 para pequenos tamanhos de chicanas. A equação correspondente ao cálculo de J_c pode ser observada nas equações 2 a 4 a seguir, as quais utilizam os fatores: F_c = Fração do número de tubos na área de fluxo cruzado e θ_{ctl} = Raio formado entre o centro do trocador e a parte final das chicanas.:

$$J_c = 0,55 + 0,72 * F_c \tag{2}$$

$$F_c = 1 - \frac{\theta_{ctl}}{\pi} + \frac{\text{sen}(\theta_{ctl})}{\pi} \tag{3}$$

$$\theta_{ctl} = 2 * \text{acos}\left(\frac{D_s - 2\ell_c}{D_{otl} - d_o}\right) \tag{4}$$

Os dados necessários aos quais a equação 4, termo θ_{ctl} se refere podem ser visualizados na Figura 4 a seguir:

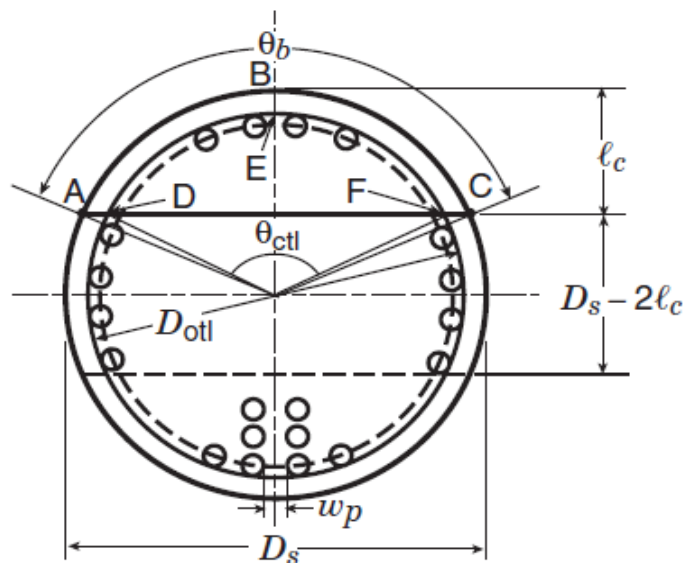


Figura 4: Nomenclatura da geometria básica de um trocador de calor (Shah e Sekulic, 2003).

Sendo $Dotl$ = Diâmetro interno do casco; Ds = Diâmetro externo do casco; lc = Comprimento das chicanas; wp = Espaçamento entre tubos.

- Jl = Fator de correção para os efeitos do vazamento entre chicanas, tanto entre os tubos e as chicanas quanto entre as chicanas e o casco. Se a distância entre chicanas for muito próxima o valor Jl será menor, para chicanas mais distantes entre si o valor de Jl será maior, sendo os valores mais comuns encontrados entre 0,7 e 0,8. O cálculo de Jl pode ser observado nas equações 5 a 11, as quais utilizam os fatores como: $Aocr$ = Área de fluxo na parte central do trocador; $Aosb$ = Área de vazamento entre o casco e as chicanas; $Aotb$ = Área de vazamento entre o tubo e as chicanas; rs = Razão do vazamento entre o casco-chicana em relação ao vazamento casco-chicana e tubo-chicana; rlm = Razão entre os vazamentos do casco-chicana e do tubo-chicana em relação ao fluxo na parte central do trocador; Fw = Fração entre a área de base formada por uma chicana e a área de base interna do trocador.

$$Jl = 0,44 * (1 - rs) + (1 - 0,44 * (1 - rs)) * e^{-2,2 * rlm} \quad 5$$

$$rs = \frac{Aosb}{Aosb + Aotb} \quad 6$$

$$rlm = \frac{Aosb + Aotb}{Aocr} \quad 7$$

$$Aocr = \frac{(Ds - Dotl + Dctl * (Xt - do)) * Lbc}{Xt} \quad 8$$

$$Aosb = \pi * Ds * \left(\frac{\delta sb}{2}\right) * \left(1 - \frac{\theta b}{2\pi}\right) \quad 9$$

$$Aotb = \pi * do * \delta tb * Ntubos * \frac{1 - Fw}{2} \quad 10$$

$$Fw = \frac{1 - Fc}{2} \quad 11$$

Sendo δtb = Folga entre os tubos e as chicanas; δsb = Folga entre as chicanas e o casco; e Lbc = Espaçamento entre chicanas na parte central do trocador; do = diâmetro externo dos tubos; Xt = Passo.

- Jb = Fator de correção da corrente de by-pass nas correntes C e F (Figura 3). Varia entre 0,9 para uma pequena folga nos tubos mais externos do casco até 0,7 para construções com grande folga nos tubos. A utilização de pares de vedação pode resultar em melhores valores de eficiência devido a diminuição dos vazamentos. O cálculo de Jb pode ser observado nas equações 12 a 14, as quais utilizam os fatores: $Aobp$ = Área de fluxo de by-pass em um chicana; rb = Razão entre a área de fluxo de by-pass em uma chicana com a área de fluxo na parte central do trocador.

$$Jb = \exp(-C * rb * \left(1 - 2 \left(\frac{Nss * Xt}{Ds - 2lc}\right)^{\frac{1}{3}}\right)) \quad 12$$

$$rb = \frac{Aobp}{Aocr} \quad 13$$

$$Aobp = (Ds - Dotl + 0,5NPassagens * (Xt - do))Lbc \quad 14$$

Sendo Nss = Número de pares de vedação utilizados nos espelhos do trocador, parte de proteção inserida entre o início e final do casco, e a caixa de distribuição traseira e dianteira respectivamente; $NPassagens$ = número de passagens internas do trocador.

- Js = Fator de correção para diferentes tamanhos de chicanas na entrada e saída do trocador em comparação com as chicanas centrais. Variações no tamanho de entrada e saída podem resultar em diferentes valores de perda de carga. Restrições excessivas nos bocais de entrada de fluido podem alterar os valores de velocidade dos fluidos envolvidos, diminuindo a mesma, aumentando a perda de carga e resultando em diminuição do coeficiente de transferência de calor do trocador. Varia de 0,85 a 1,0. O cálculo de Js pode ser observado nas equações 15 a 18, as quais utilizam os fatores: Li = Razão entre caixa de distribuição dianteira e a chicana central; Lo = Razão entre caixa de distribuição traseira e a chicana central.

$$J_s = \frac{Nb + Li^{1-n} + Lo^{1-n}}{Nb - 1 + Li + Lo} \quad 15$$

$$Nb = \frac{L - Lbi - Lbo}{Lbc + 1} \quad 16$$

$$Li = \frac{Lbi}{Lbc} \quad 17$$

$$Lo = \frac{Lbo}{Lbc} \quad 18$$

Sendo Lbi e Lbo = Espaçamento do cabeçote (caixa de distribuição traseira e dianteira, respectivamente, conforme demonstrado na Figura 1); L = Comprimento do trocador.

- Jr = Fator de correção para gradientes de temperatura adverso no escoamento laminar. Para valores de número de Reynolds maior que 100 possui valor igual a 1. O cálculo de Jr pode ser observado nas equações 19 e 20, a qual utilizam o fator: Nrc = Número de linhas de tubos que o fluido cruza durante a seção de uma chicana.

$$J_r = \frac{10}{Nrc^{0.18}} \quad 19$$

$$Nrc = \frac{Ds - 2lc}{Xt} + \frac{0,8Lc - 0,5 * \delta_{sb}}{Xt} \quad 20$$

2.4. Dimensionamento Segundo Kern

Em 1950, Kern desenvolveu um método de dimensionamento térmico de trocadores que até hoje continua sendo o método mais detalhado encontrado na literatura aberta (Ravagnani, 1994). Um dos motivos para a “parada” do avanço da área de trocadores no meio acadêmico reside no fato de, devido ao seu grande potencial econômico, pesquisadores migraram para a indústria, sendo os grandes pesquisadores desta área ligados a empresas privadas que desenvolvem softwares de dimensionamento de trocadores com fins comerciais (Ribeiro, 1984).

Kern teve como base um método proposto anteriormente por Donahue, e assim como ele, utilizou um método integral para o dimensionamento de trocadores. Segundo (Bicca, et al, 2006), uma inovação do método de Kern foi a análise do efeito que a colocação de chicanas gerava no trocador, apesar de o mesmo possuir uma deficiência por não contar o efeito de vazamentos e correntes de by-pass ao longo do trocador, ocasionadas pelas folgas entre as diferentes junções do trocador. O método desenvolvido por Kern conseguiu tanta aceitação devido ao fato de considerar o problema do trocador como um todo, analisando as características construtivas, escoamento do lado dos tubos e do casco, diferença média de temperatura, e o depósito de resíduos (Ribeiro, 1984).

A seguir pode se observar como ocorre o dimensionamento segundo Kern. Este foi dividido em passos de maneira a facilitar a compreensão de como cada parte do dimensionamento é realizada, sendo utilizada essa sequência no presente trabalho.

- Passo 1: Cálculo do balanço térmico.

A primeira parte do dimensionamento do trocador consiste do cálculo do calor trocado durante o processo. Nesse passo, através da utilização dos dados iniciais de temperatura e vazão, é possível, através da equação 21 encontrar a taxa de calor transmitido, bem como a vazão mássica do fluido frio, o que permite encontrar a quantidade de fluido frio necessário para o funcionamento do trocador.

$$Q = m_q * C_{pq} * (T_1 - T_2) = m_f * C_{pf} * (t_2 - t_1) \quad 21$$

Sendo, Q = Calor trocado durante o processo; m_q e m_f = Vazão mássica do fluido quente e frio, respectivamente; C_{pq} e C_{pf} = Calor específico do fluido quente e frio, respectivamente; T₁ e T₂ = Temperaturas do fluido quente; t₁ e t₂ = Temperaturas do fluido frio.

- Passo 2: Cálculo do LMTD e da temperatura corrigida de trabalho.

O método LMTD, também conhecido como média logarítmica das diferenças de temperaturas, possibilita o cálculo de uma temperatura média que ocorre ao longo da transferência de calor dentro do trocador. Durante o processo de passagem dos fluidos, o fluido quente tende a perder energia térmica, assim como o fluido frio tende a ganhar energia térmica, através da interação entre ambos fluidos. Devido a essa transferência de energia que ocorre ao longo do

trocador, é difícil precisar qual a temperatura do fluido em cada ponto do trocador, logo o método LMTD visa a aproximação de uma temperatura média de transferência de calor dentro do trocador. Na equação 22 a seguir pode se observar como o LMTD é calculado.

$$LMTD = \frac{(T1 - t2) - (T2 - t1)}{\ln \frac{(T1 - t2)}{(T2 - t1)}} \quad 22$$

Através do cálculo do LMTD é possível estimar a temperatura do fluido no interior do trocador, informação essa que será utilizada em outras partes do dimensionamento. Após o cálculo do LMTD, um fator de correção FT é multiplicado ao seu valor, chegando assim ao valor da temperatura média do trocador ΔT . Tal fator de correção é necessário devido ao fato do trocador desenvolvido trabalhar com os fluidos em contracorrente.

- Passo 3: Determinação do Fluido que vai na carcaça e nos tubos.

Existem alguns critérios a serem observados durante a escolha de qual fluido irá passar por qual espaço. São eles: o fluido de maior vazão e maior viscosidade deve ser adicionado na parte externa do trocador, ou seja, o casco. Dessa maneira o trocador vai funcionar com maior eficiência de troca e menor formação de incrustação no seu interior. O fluido de menor vazão e menor viscosidade deve ser adicionado na parte interna do trocador, ou seja, a parte dos tubos.

- Passo 4: Determinação preliminar do número de tubos.

Existem dois números de tubos que devem ser dimensionados. A razão entre os números de tubos encontrados servirá como base para o cálculo do número de passagens. Um destes dimensionamentos deve ser feito através do cálculo de tubos necessários para se realizar a correta transferência de calor no trocador. Esse cálculo leva em consideração as dimensões da tubulação escolhida para o processo. Para realizar esse passo, é necessário estimar a área de troca necessária para o funcionamento do trocador. Esse cálculo é realizado através da equação 23 a seguir.

$$A = \frac{Q}{Ud * \Delta T} \quad 23$$

Sendo, Ud = Coeficiente Global de Projeto, estimado inicialmente via tabelas da literatura.

Utilizando a área total A e com os valores relativos ao comprimento e geometria dos tubos internos do trocador é possível estimar a quantidade de tubos necessários para a transferência de calor do trocador.

Outro dimensionamento observa a quantidade de tubos necessários para se realizar o transporte de fluidos no interior do trocador. Essa análise leva em consideração as características do fluido e do escoamento que passa nos tubos, como viscosidade, vazão mássica e velocidade de trabalho, além de analisar a geometria dos tubos do trocador. Através destes dados é possível calcular a área de fluxo do trocador, apresentada na equação 24 a seguir:

$$A_{fluxo} = \frac{mf}{vel * pf} \quad 24$$

Sendo, vel = Velocidade do fluido no casco; pf = Massa específica do fluido frio. Através da área de fluxo e utilizando os dados da geometria dos tubos é possível determinar a quantidade de tubos necessários ao escoamento do fluido.

- Passo 5: Determinação do número de passagens dos tubos.

A razão entre tubos de calor e tubos de escoamento irá determinar o número de passagens mínimas necessárias ao funcionamento do trocador. Lembrando que, quanto mais passagens, maior transferência de calor no trocador, mas também maior perda de carga, dessa maneira, é necessária uma análise da melhor configuração possível dentro das necessidades de cada trocador desenvolvido.

- Passo 6: Determinação do diâmetro interno do casco.

Através dos valores de número de tubos, número de passagens e diâmetro dos tubos, é possível encontrar o valor para o diâmetro interno do casco. Com esse valor é possível concluir a parte do dimensionamento da geometria necessária a construção do trocador.

- Passo 7: Verificação da perda de carga nos tubos.

De maneira a garantir o correto funcionamento do trocador, é necessário realizar o dimensionamento da perda de carga obtida pelo seu funcionamento, e verificar se a mesma está dentro de um limite aceitável. Em caso de perdas de

carga superiores as desejadas, é necessário realizar um redimensionamento do trocador, de maneira a aliviar a perda de carga gerada. Algumas alternativas possíveis são a diminuição do número de passagens internas do trocador, aumento do diâmetro dos tubos, diminuição do comprimento do trocador e aumento do diâmetro do casco. Tais escolhas podem ter efeito negativo na eficiência do trocador, por isso é necessário que o projetista verifique qual alternativa irá gerar o melhor custo benefício no que diz respeito ao seu funcionamento. Neste trabalho o número de passagens é diminuído, atingindo se necessário o valor mínimo de 1, e caso a pressão ainda esteja acima do permitido, o número de diâmetro do casco DS, A perda de carga pode ser obtida através da equação 25 a seguir:

$$\Delta P = \left(\frac{4 * NPassagens * f * L}{Di} + 4 * NPassagens * \right) * \frac{Xt * vel^2}{2} \quad 25$$

Sendo, f = Fator de atrito; Di = Diâmetro interno dos tubos.

2.5. Determinação do Coeficiente Global de Projeto Final, UdFinal.

Como o coeficiente UdFinal é função do coeficiente de transferência de calor, tanto para o casco quanto para os tubos, ambos métodos desenvolvidos por Kern e Bell-Delaware foram necessários para a obtenção de seu valor. Utilizando as equações da literatura, é possível encontrar o valor do coeficiente global de projeto final UdFinal. Este depende de uma sequência de equações devido à grande quantidade de dados envolvidos no seu cálculo. As principais são as equações 26 a 33 demonstradas a seguir:

$$UdFinal = \frac{1}{\frac{1}{Uc} + RdIdeal} \quad 26$$

$$Uc = \frac{hio * hs}{hio + hs} \quad 27$$

$$ho = \frac{jho * Prq^{\frac{1}{2}} * Kq}{Deq} \quad 28$$

$$hio = \frac{jhio * Prf^{\frac{1}{2}} * Kf}{Di} \quad 29$$

$$Prq = \frac{Cpq * \mu q}{Kq} \quad 30$$

$$Prf = \frac{Cpf * \mu f}{Kf} \quad 31$$

$$Rd = \frac{Uc - Ud}{Uc * Ud} \quad 32$$

$$Ud = Q * A * \Delta Temp \quad 33$$

Sendo, RdIdeal = Fator de Incrustação Ideal; Uc = Coeficiente global de polimento; hio = Coeficiente de transferência de calor ideal para os tubos; jho e jhio = Fator de transmissão de calor para o casco e para o tubo, obtidos na literatura; Prq e Prf = Número de Prandtl para a parte quente e fria do trocador, respectivamente; Kq e Kf = Condutividade térmica do fluido quente e frio, respectivamente; μq e μf = viscosidade do fluido quente e frio, respectivamente; Rd = Fator de Incrustação.

O fator de incrustação Rd consiste de uma parte extremamente importante para a eficiência de trocadores de calor casco e tubo. Segundo (Tonin, 2003), a presença destes depósitos representa um aumento da resistência à transferência de calor e reduz, com o passar do tempo, o desempenho térmico e hidráulico destes equipamentos. Diferentes substâncias geram valores diversos de fatores de incrustação, dessa maneira o tempo entre limpezas deve ser determinado para cada tipo de fluido utilizado, garantindo assim o funcionamento correto do trocador.

3. DESENVOLVIMENTO

Devido à grande diversidade de características construtivas possíveis para o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo, algumas premissas básicas foram assumidas neste trabalho. São elas:

- Trocador possui passo quadrado;

- Trocador trabalha no regime de contracorrente;
- Tamanho do cabeçote de entrada e saída igual a espaçamento entre chicanas. Esse valor foi escolhido para padronizar o tamanho dos cabeçotes, sendo os comprimentos usuais valores muito próximos do espaçamento entre chicanas utilizado para a maioria das situações;
- Tamanho das chicanas igual a 25% do tubo interno. Além de ser sugerido por (Shah e Sekulic, 2003), esse valor foi escolhido devido ao método de Kern ser restrito a esse tamanho de chicana (Bicca, 2005);
- Folga tubo-chicana igual a 1 milímetro. Valor escolhido com base na literatura (Shah e Sekulic, 2003);
- Folga casco-chicana igual a 2 milímetros. Valor escolhido com base na literatura (Shah e Sekulic, 2003);
- Trocador trabalha somente com as seguintes combinações de fluidos presentes no tubo-casco:
 - Água-Água;
 - Solução Aquosa-Solução Aquosa;
 - Orgânico Leve-Orgânico Leve;
 - Orgânico Médio-Orgânico Médio;
 - Orgânico Pesado-Orgânico Pesado;
 - Orgânico Pesado-Orgânico Leve;
 - Orgânico Leve-Orgânico Pesado.
- Trocador trabalha somente com os seguintes diâmetros externos de tubos:
 - Diâmetro externo 3/4 polegada e passo de 1 polegada;
 - Diâmetro externo 1 polegada e passo de 1 1/4 polegadas;
 - Diâmetro externo 1 1/4 polegadas e passo de 1 9/16 polegadas;
 - Diâmetro externo 1 1/2 polegadas e passo de 1 7/8 polegadas.

Através do software MatLab®, foram desenvolvidas as rotinas (m-files) e a interface gráfica que possibilita o dimensionamento da parte térmica de trocadores de calor casco e tubo através dos métodos de Kern e Bell-Delaware. O programa foi desenvolvido visando seu funcionamento de maneira autônoma, ou seja, todos os dados oriundos de tabelas e de gráficos são obtidos pelo próprio programa através de dados principais que são inseridos pelo usuário. As tabelas foram inseridas diretamente no código, e através da função find (procura) os valores desejados são obtidos, usando como referência os valores de diâmetro interno, número de tubos, número de passagens, entre outros. Para os gráficos, foi utilizado a função interp1, que interpola dois dados (x, y) em um novo dado (xy). Após adquirir esses pontos, o método spline é utilizado. Este consiste de uma interpolação em formato de função cúbica, que transforma os pontos inseridos em equações.

Os dados de entrada, necessários para o dimensionamento do trocador, constam na Figura 5 a seguir, onde pode ser observado também o layout da interface desenvolvida no presente trabalho.

Dados Construtivos		Dados do Fluido Frio		Dados do Fluido Quente	
Qual a Variação de Pressão Máxima? PSI ou Pascal.	10	Qual a Massa Específica do Fluido? lb/ft³ ou kg/m³	63	Qual a Massa Específica do Fluido? lb/ft³ ou kg/m³	63
Qual a Velocidade Máxima de Trabalho? Pés ou Metros.	4	Qual o Calor Específico do Fluido? Btu/lb°F ou J/Kg.K	1	Qual o Calor Específico do Fluido? Btu/lb°F ou J/Kg.K	0.757
Qual o Comprimento do Passo? Polegadas ou Milímetros.	1	Qual a Viscosidade do Fluido? Centipoise ou N.s/m².	2.2	Qual a Viscosidade do Fluido? Centipoise ou N.s/m².	2.9
Qual o Comprimento do Casco? Pés ou Metros.	16	Qual a Condutividade Térmica do Fluido ? btu/h.ft.°F ou W/m.K	0.37	Qual a Condutividade Térmica do Fluido ? btu/h.ft.°F ou W/m.K	0.33
Qual o Fator de Incrustação? Btu/ Hft²°F ou m²C/W	0.002	Qual a Temperatura Quente do Fluido Quente? F° ou C°.	90	Qual a Temperatura Quente do Fluido Quente? F° ou C°.	150
Qual o Número de Pares de Vedação?	4	Qual a Temperatura Fria do Fluido Quente? F° ou C°.	68	Qual a Temperatura Fria do Fluido Quente? F° ou C°.	90
Qual a Distância do Espaçamento entre Chicanas? Polegadas ou Metros	2			Qual a Vazão do Fluido Quente? lb/h ou m³/h.	20160
Quais os Tipos de Fluidos Utilizados?	Água - Água				
Qual o Diâmetro Externo dos tubos?	De 3/4 inch e passo de 1 inch				
Qual o BWG dos tubos?	16				

Figura 5: Interface do programa desenvolvido no software MatLab®.

Ao se executar a rotina, essa interface é mostrada na tela do usuário. Na interface algumas ações por parte do usuário são necessárias. Na parte superior o usuário escolhe se seus dados vão ser inseridos no sistema inglês ou no

sistema internacional de medidas. Após essa escolha deve se preencher os dados construtivos, bem como do fluido quente e do fluido frio. Junto ao tipo de dado necessário, também se encontra em quais unidades os mesmos devem ser inseridos, no sistema inglês e internacional de unidades, respectivamente. Após a inserção de todos os dados, ao clicar no botão Calcular o programa irá utilizar os dados de entrada para realizar o dimensionamento do trocador.

Utilizando, portanto, os dados inseridos o programa percorre caminho similar ao demonstrado nas seções 2.3, 2.4 e 2.5, tendo como resultado final o valor do Coeficiente Global de Transferência de Calor. Alguns dados são também demonstrados na tela para o usuário, são eles: sentido do escoamento (contracorrente); qual fluido vai na carcaça e qual fluido vai nos tubos; diâmetro interno dos tubos e do casco, respectivamente; número total de tubos; coeficiente de transmissão de calor do casco e do tubo, ho e hio, respectivamente; coeficiente global de polimento Uc; coeficiente global de projeto Ud; coeficiente global de projeto final UdFinal; variação de pressão do lado do casco. Através desses dados é possível observar as características do trocador, e realizar mudanças de maneira a melhorar certas características geométricas e de custo, principalmente a questão do número de tubos e diâmetros dos tubos e do casco.

4. ESTUDO DE CASO

De maneira a validar o programa desenvolvido no software MatLab®, um exemplo da literatura, apresentado no livro “Processos de Transmissão de Calor” escrito por (Kern, 1950), foi escolhido. Tal escolha justifica-se pelo fato de, neste exemplo, o trocador de calor ser dimensionado do começo ao fim, com o final do mesmo sendo a demonstração do valor de Ud, assim como ocorre no programa desenvolvido neste trabalho. A única diferença entre ambos é que o exemplo traz valores de números de tubos, número de passagens e diâmetro da carcaça. No programa desenvolvido estes valores são determinados através da rotina de programação desenvolvida, sem necessidade de o usuário os informar. O exemplo demonstrado a seguir utilizou somente a metodologia de Kern, sendo os valores de correção que fazem parte do método Bell-Delaware todos considerados iguais a 1.

Isso possibilita, além da verificação da aplicabilidade do programa em comparação com o exemplo escolhido da literatura, que posteriormente se faça uma análise de como a aplicação de ambos os métodos pode impactar no cálculo do Ud final e, por conseguinte, na área de troca térmica.

O exemplo trata do dimensionamento de um equipamento para troca de calor entre uma solução com 30% de K₃PO₄ (fluido quente) e água (fluido frio). A solução deve ser resfriada de 150 °F a 90 °F. Sua vazão mássica é 20.160 lb/h. A água deve ser aquecida de 68 °F a 90 °F. A perda de carga permitida para ambos os fluidos é 10 psi, e o fator de incrustação combinado é de 0,002. A Tabela 1 apresenta os dados de entrada, enquanto a Figura 6 apresenta os valores obtidos.

Fonte Quente:
Solução com 30% de K ₃ PO ₄
Vazão Mássica: 20.160 lb/h
Resfriada de 150 a 90°F
Fonte Fria:
Água
Aquecida de: 68 a 90°F
Lado do Casco:
Espaçamento entre Chicanas: 2 polegadas
Fator de Incrustação Ideal: 0,002
Queda de Pressão Máxima: 10 psi
Lado dos Tubos:
Comprimento: 16 pés
Diâmetro Externo: ¾ polegadas
Bwg: 16
Passo Quadrado de: 1 polegada

Tabela 1: Valores de entrada do estudo de caso.

```

Command Window
Escoamento no Sentido Contra Corrente
Fluido Frio na Carcaça
Fluido Quente no Tubo
O diametro interno dos tubos: 6.200000e-01 inch
O diametro interno casco: 1.002000e+01 inch
Numero total de tubos: 52
Coeficiente de Transmissão de Calor do Casco ho: 5.566171e+02 Btu/hft2°F
Coeficiente de Transmissão de Calor do Tubo hio: 7.400217e+02 Btu/hft2°F
Coeficiente Global de Polimento Uc: 3.176742e+02 Btu/hft2°F
Coeficiente Global de Projeto Ud: 1.831283e+02 Btu/hft2°F
O Valor do Fator de Incrustação está de Acordo
Coeficiente Global de Projeto Final UdFinal: 2.986966e+02 Btu/hft2°F
Variação de Pressão do Lado do Casco: 9.518876e+00 psi
fx >>

```

Figura 6: Resultados obtidos através do software MatLab®, para o sistema inglês de unidades.

O mesmo exemplo também foi aplicado considerando o sistema internacional de unidades. Os resultados obtidos encontram-se na Figura 7.

```

Command Window
Escoamento no Sentido Contra Corrente
Fluido Frio na Carcaça
Fluido Quente no Tubo
O diametro interno dos tubos: 1.574800e-02 m
O diametro interno do casco: 2.545080e-01 m
Numero total de tubos: 52
Coeficiente de Transmissão de Calor do Casco ho: 3.166369e+03 W/m2K
Coeficiente de Transmissão de Calor do Tubo hio: 4.199312e+03 W/m2K
Coeficiente Global de Polimento Uc: 1.805206e+03 W/m2K
Coeficiente Global de Projeto Ud: 1.040062e+03 W/m2K
O Valor do Fator de Incrustação está de Acordo
Coeficiente Global de Projeto Final UdFinal: 1.326342e+03 W/m2K
Variação de Pressão do Lado do Casco: 6.542743e+04 Pascal
fx >>

```

Figura 7: Resultados obtidos através do software MatLab ® para o sistema internacional de unidades.

Na tela de comando pode se observar que alguns resultados principais estão expostos em formato de texto. Estes valores são os dados principais do trocador, que são: Sentido do escoamento; Qual fluido passa na carcaça; Qual fluido passa nos tubos; Diâmetro interno dos tubos; Diâmetro interno dos cascos; Número total de tubos; Coeficiente de transferência de calor ideal do lado do casco (Equação 28); Coeficiente de transferência de calor ideal do lado dos tubos (Equação 29); Coeficiente global de polimento (Equação 27); Coeficiente global de projeto (Equação 33); Coeficiente global de projeto final (Equação 26).

O motivo para o cálculo do Coeficiente global de projeto a partir de duas equações diferentes é a comparação entre os valores de U_d , obtidos utilizando a área do trocador e o calor trocado, com o cálculo de U_{dFinal} , este feito através do coeficiente de polimento e o fator de incrustação R_{dIdeal} . O fator de incrustação consiste de um fator de correção da eficiência do trocador. Devido ao tipo de fluido utilizado, resíduos tendem a impregnar nas paredes do trocador conforme seu funcionamento. Quanto maior o acúmulo desses resíduos no trocador, maior a sua perda de eficiência, devido à redução de troca energética que os resíduos geram, em comparação a um trocador limpo. Dessa maneira o Coeficiente global de projeto final (Equação 26) demonstra o rendimento do trocador quando o mesmo estiver nas condições ideais de limpeza do seu interior.

O cálculo do R_d real também é realizado de maneira a garantir que a geometria do trocador está de acordo com a desejada. Na equação 32 é possível observar como o cálculo de R_d é realizado. A comparação entre os valores de R_d e R_{dIdeal} , este inserido pelo usuário, possibilita a avaliação se o trocador possui a geometria correta. Caso o valor cálculo de R_d seja menor que o R_{dIdeal} , o trocador não possui a geometria correta, pelo fato de o mesmo ser muito pequeno, e o tamanho de suas passagens não serem suficientemente grandes, o que resultaria em falhas no seu funcionamento devido ao excesso de incrustação. De maneira a corrigir o problema, uma iteração é realizada. Inicialmente o valor de bwg dos tubos é elevado ao máximo disponível, e caso este valor não seja suficiente para deixar R_d dentro de um limite

aceitável, o valor dos diâmetros dos tubos é aumentado e bwg volta ao primeiro valor disponível, e caso necessário, bwg continua a aumentar seus valores até que os mesmos estejam em um valor aceitável.

Na tabela 2 a seguir pode se observar a comparação entre os dados encontrados pelo exemplo da literatura e os obtidos através do programa:

Dados	Valores da Literatura	Valores do Programa	Variação Percentual
Calor Trocado Q (Btu/h)	915.000	915.670	0,07 %
Vazão Mássica do Fluido Frio (lb/h)	41.600	41.621	0,05 %
Diâmetro da Carcaça (Polegadas)	10,02	10	0,20 %
Número de Tubos	52	52	0,00 %
Número de Passagens	2	2	0,00 %
Coef. De Transf de Calor do Casco h_o (Btu/hft ² °F)	558	556,6171	0,25 %
Coef. De Transf de Calor dos Tubos h_i (Btu/hft ² °F)	662	738,4463	10,35 %
Coeficiente Global de Polimento U_c (Btu/hft ² °F)	303	317,3836	4,53 %
Coeficiente Global de Projeto U_d (Btu/hft ² °F)	183	183,1283	0,07 %
Fator de Incrustação R_d (Btu/hft ² °F)	0,00216	0,0023	6,09 %
Perda de Carga no Casco (psi)	9,5	9,6419	1,47 %
Perda de Carga nos Tubos (psi)	2,3	2,2289	3,09 %

Tabela 2: Comparação entre valores obtidos no exemplo da literatura e pelo programa.

Os resultados obtidos acima representam o dimensionamento do trocador segundo o método apresentado por Kern. Pode-se observar concordância entre os valores expostos na literatura e os valores obtidos via Matlab, o que valida o programa desenvolvido neste trabalho. Análise similar foi realizada ao se utilizar o sistema internacional de unidades, obtendo-se também concordância entre a literatura e programa.

A seguir busca-se demonstrar como a união do método de Bell-Delaware com o método de Kern permite uma análise mais profunda de como a geometria do trocador afeta a eficiência do mesmo.

O método Bell-Delaware, como mencionado na Seção 2.3, utiliza fatores de correção para o Coeficiente de transferência de calor ideal, h_o . Através do método pode-se observar a eficiência do trocador no que diz respeito a sua geometria. Alterando-se então alguns dados construtivos, é possível, via programa, alterar o cálculo direto dos fatores de correção. Os dados de entrada principais inseridos foram:

- Número de pares de vedação, em um total de 4;
- Espaçamento entre chicanas, sendo utilizado em um primeiro momento 2 e depois 10 polegadas;
- Diâmetro externo dos tubos internos, sendo utilizado $\frac{3}{4}$ polegada.

Os mesmos foram escolhidos com base na literatura (Shah e Sekulic, 2003), sendo todos dados que possuem influência direta na eficiência do trocador.

Para um espaçamento entre chicanas de 2", os valores referentes aos fatores de correção obtidos para o estudo de caso foram os seguintes:

- $J_c = 1,0160$;
- $J_l = 0,4124$;
- $J_b = 1,0147$;
- $J_s = 1,0104$;
- $J_r = 1$;

Resultando em um valor de Coeficiente de transferência de calor do lado do casco, h_s igual a 230,008 Btu/hft²°F.

Estes valores são funções das características geométricas do trocador. Ao analisar os resultados é possível observar que todos se encontram dentro dos valores indicados pela literatura, a exceção de J_l , cujo valor esperado fica usualmente entre 0,7 e 0,8. Tal fato pode ser explicado pelo pequeno espaçamento entre chicanas escolhidos. Visando melhorar a eficiência do trocador mudanças no espaçamento escolhido são indicadas.

Assim, para um espaçamento entre chicanas de 10", os valores referentes aos fatores de correção obtidos para o estudo de caso foram os seguintes:

- $J_c = 1,0160$;
- $J_l = 0,7682$;
- $J_b = 1,0147$;
- $J_s = 1,0522$;
- $J_r = 1$;

Resultando em um valor de Coeficiente de transferência de calor do lado do casco, h_s igual a 502,9943 Btu/hft²°F

Ao analisar os resultados pode-se observar que todos os fatores de correção se encontram dentro dos valores indicados pela literatura, inclusive o fator J_l .

Na tabela 3 a seguir é possível analisar como as variações no espaçamento entre chicanas utilizados podem resultar em melhor eficiência do trocador.

Espaçamento entre chicanas 2 polegadas	$Jl = 0,4124$	$hs = 280,2646 \text{ Btu/hft}^2\text{F}$
Espaçamento entre chicanas 10 polegadas	$Jl = 0,7682$	$hs = 502,9943 \text{ Btu/hft}^2\text{F}$

Tabela 3: Variação de Jl e hs em função do espaçamento entre chicanas.

É possível observar como essa variação do espaçamento, e por consequência o menor número de chicanas utilizado, resulta em uma maior eficiência do trocador, tendo em vista que o coeficiente global de projeto final Ud_{Final} é função do coeficiente de transferência de calor ideal do lado do casco, hs . Este exemplo é apenas uma das possíveis características geométricas que podem aumentar ou diminuir a eficiência do trocador. Algumas outras mudanças que podem ser realizadas são:

- Espaçamento entre chicanas (Equação 8 e 15);
- Tamanho da folga entre casco e chicanas (Equação 9 e 20);
- Tamanho da folga entre tubos e chicanas (Equação 10)
- Utilização de pares de vedação em pontos de contato tubos-chicanas, chicanas-casco (Equação 12);
- Diâmetro utilizado para os tubos (Equações 4, 8, 14);
- Diâmetro utilizados para o casco (Equações 4, 8, 14 e 20);
- Quantidade de tubos do trocador (Equação 10);
- Tamanho do passo do trocador (Equações 8, 14 e 20)
- Quantidade de passagens do trocador (Equação 14).

Através do software a variação desses dados ocorre de maneira mais fácil, podendo o usuário interpretar as variáveis de saída do trocador, e assim utilizar o programa para otimizar o dimensionamento do mesmo.

Ainda, com o uso do software, é possível observar como os diferentes valores de Ud_{Final} (Equação 27), que é função de hs , resultam em diferentes valores de área do trocador. Na tabela 4 tem-se a área de troca térmica calculada considerando-se espaçamento entre chicanas de 2". Um dos cálculos utilizou o método de Kern para o coeficiente de transferência de calor do lado do casco. Os outros cálculos utilizaram a junção dos métodos Kern e Bell-Delaware, conforme demonstrado na seção 2.5. Inserindo ambos na Equação 24 é possível observar as variações de área para diferentes valores de Ud_{Final} .

Dimensionamento segundo Kern	$hs = ho = 556,6171 \text{ (Btu/hft}^2\text{F)}$	$A = 100,1311 \text{ (ft}^2\text{)}$
Dimensionamento segundo Kern e Bell-Delaware	$hs = 280,2646 \text{ (Btu/hft}^2\text{F)}$	$A = 153,1142 \text{ (ft}^2\text{)}$

Tabela 4: Variação da área para diferentes valores de hs , utilizando-se espaçamento entre chicanas de 2".

Analisando os valores é possível observar como a área foi subdimensionada ao utilizar somente o método Kern. Essa variação tão grande entre métodos se deve ao fato de o trocador estar mal dimensionado no que diz respeito ao espaçamento entre chicanas, o que reduz sua eficiência. Através do método de Kern não é possível constatar esse mau dimensionamento, mas através de Bell-Delaware sim, o que se deve a maior quantidade de características geométricas que esse método utiliza para os seus cálculos, através da análise das correntes do trocador. Realizando uma mudança na geometria do trocador, através da alteração do espaçamento entre chicanas conforme demonstrado na tabela 3 é possível encontrar um novo valor de área, conforme demonstrado na tabela 5 a seguir:

Dimensionamento segundo Kern e Bell-Delaware	Espaçamento entre chicanas igual 2 polegadas	$hs = 230,008 \text{ (Btu/hft}^2\text{F)}$	$A = 153,1142 \text{ (ft}^2\text{)}$
Dimensionamento segundo Kern e Bell-Delaware	Espaçamento entre chicanas igual a 10 polegadas	$hs = 428,656 \text{ (Btu/hft}^2\text{F)}$	$A = 105,8594 \text{ (ft}^2\text{)}$

Tabela 5: Variação da área para diferentes espaçamentos entre chicanas.

Os valores de área encontrados para a situação com espaçamento igual a 10 polegadas se encontra próximo ao valor encontrado pelo método de Kern, o que indica o seu melhor dimensionamento em comparação ao trocador com espaçamento de 2 polegadas utilizado inicialmente. O trocador de 10 polegadas apresenta melhor eficiência devido a sua melhor disposição geométrica. Estes resultados indicam que este trocador está mais próximo do ideal. Trocadores bem projetados possuem em média o valor combinado de seus fatores de correção igual a 0,6, sendo encontrados através de análises em exemplo reais variações de 0,5 a 2,0. Aquele para trocadores com possíveis erros de concepção e este para trocadores extremamente bem projetados (Shah e Sekulic, 2003). Para esse estudo de caso tem-se valores combinados de fatores de correção de 0,5035 para a situação de espaçamento entre chicanas de 2" e 0,9037 para a situação de espaçamento entre chicanas de 10".

Dessa maneira é possível visualizar como diferentes configurações geométricas, além do cuidado na vedação e espaçamento entre seções de um trocador de calor podem resultar em mudanças significativas de sua geometria, o que resulta em uma economia de recursos, gerando uma vantagem econômica para seu construtor. Mudanças na geometria podem resultar em ainda maior eficiência do trocador, ficando a cargo do projetista analisar a configuração ideal para cada situação.

Todas variáveis citadas representam fatores que podem melhorar ou piorar a eficiência do trocador. Dessa maneira o projetista deve analisar quais dados de entrada representam um melhor rendimento do trocador projetado. Uma das

vantagens em utilizar uma interface como a desenvolvida no presente trabalho está na facilidade em realizar tais modificações e analisar qual o melhor resultado obtido.

5. CONCLUSÃO

De acordo com os resultados obtidos por este trabalho, pode-se verificar que o programa desenvolvido através do software Matlab apresenta grande precisão para o dimensionamento de trocadores. Quanto ao estudo de caso os resultados obtidos utilizando-se a metodologia proposta por Kern foram muito próximos dos encontrados na literatura, o que permite validar a aplicabilidade do programa. A única diferença de resultados no estudo de caso em comparação ao exemplo consiste do cálculo de h_o . Enquanto o exemplo utiliza uma aproximação que leva em conta a temperatura e velocidade do fluido, o programa o calcula através da equação 28, que utiliza diversas variáveis para obtenção de seu resultado. Dessa maneira no programa desenvolvido o valor de h_o apresenta maior precisão em relação ao exemplo.

Através da integração entre os métodos Bell-Delaware e Kern foi possível realizar o dimensionamento de um trocador de calor casco e tubo com boa precisão dos resultados e levando-se em consideração aspectos importantes da geometria de um trocador de calor, além das vantagens de verificação e testes de diferentes variáveis que a interface possui.

Quanto à interface, esta apresentou resultado satisfatório, tanto em relação a sua funcionalidade quanto as possibilidades de utilização que a mesma representa. Algumas dessas são: Fácil visualização de resultados; Possibilidade de verificação e testes de diferentes variáveis de entrada; Dimensionamento de trocadores no Sistema Inglês e Sistema Internacional de Unidades.

Como análise final, a interface desenvolvida alcançou os objetivos propostos neste trabalho, sendo o mesmo uma ferramenta importante para análise inicial do desempenho de trocadores, e representando também uma possibilidade de estudos para acadêmicos com interesse na área de trocadores casco e tubo.

Uma sugestão de trabalho futuro consiste na continuação dos estudos sobre dimensionamento de trocadores casco e tubo, sendo o próximo trabalho a ser realizado o dimensionamento estrutural de trocadores casco e tubo, analisando as espessuras das paredes do casco.

6. REFERÊNCIAS

- Bell, K. J. "Final Report of the Cooperative Research Program on Shell and Tube Heat Exchangers", Bulletin number 5, Engineering Experimental Station, University of Delaware, 1963.
- Bell, K. J., Mueller, A.C. "Engineering Data Book II", Wolverine Tube Inc, 2001.
- Bicca, G. B., Sechii, A. R., Wada, K. "Modelagem de Trocadores de Calor Casco e Tubos" Oktober Fórum, PPGEQ, 2005.
- Colburn, A. P. "Heat transfer by natural and forced convection". Eng. Bull. Purdue Univ. Res. Ser., 1942.
- Donahue, A. D. "Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers". The Lummus Company, 1949.
- Felício, R. S. "Dimensionamento de trocadores de calor aplicados à refrigeração da água do molde de um processo de lingotamento contínuo". Trabalho de conclusão de curso, 2012.
- Grimison, E. D. "Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases Over Tube Bank". Translation of ASME. 1937.
- Kern, D. Q. "Heat Transfer Process". McGraw Hill, 1950.
- Ravagnani, M. A. S. S. "Processo e Otimização de Redes de Trocadores de Calor". Tese de Doutorado, 1994.
- Ravagnani, M. A. S. S., Silva, A. P., Mariani, D. C., Silva, F. H., "Projeto de trocadores de calor em disciplinas de ciência térmicas – Fase I: Trocadores Multitubulares" Cobenge, 2003.
- Ribeiro, C. M. C. "Comparação de Métodos de Cálculo Termo Hidráulico para Trocadores de Calor Casco e Tubo, sem Mudança de Fase". Tese de Mestrado, 1984.
- Shah, R.K. and Sekulic, D.P. "Fundamentals of Heat Exchanger Design". Wiley, 2003.
- Sieder, E., Tate, G. "Heat Transfer and pressure drop of liquids in tubes". Industrial and Engineering Chemistry, 1936.
- Taborek, I, "Shell-and-Tube Heat Exchangers", Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere, 1983.
- Tinker, T. "Shell side characteristics of shell and tube heat exchangers: A simplified rating system for commercial heat exchangers". Transactions of ASME, 1958.
- Tonin, P. C. "Metodologia para monitoramento do desempenho térmico de redes de trocadores de calor", Tese de Mestrado, 2003.
- Tipo de Trocadores. Disponível em <<http://www.cdcequipamentos.com/tipos-de-trocador-de-calor.html>>. Acesso em 05/11/2017.

DESIGN OF HEAT EXCHANGERS ACCORDING TO KERN'S AND BELL DELAWARE'S METHODOLOGY

Guilherme Schabbach, guischabbach@gmail.com¹

Fernanda Brand, fernanda.brand@farroupilha.ifrs.edu.br¹

¹Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Rio Grande do Sul - Campus Farroupilha, Avenida São Vicente, 785, Bairro Cinquentenário, CEP 95180-000, Farroupilha - RS.

Abstract: *The study of thermal sciences at graduation disciplines in a general way has been limited to a superficial look through the functioning of heat exchangers, being the study about this area more deepened at disciplines of specialization and / or post-graduation. Heat exchangers are large used equipments at industries of oil extraction, food production and processing, chemical production processes, among others. It is one of the main components at internal combustion engines, refrigerators and air conditioning equipments. There are several models of heat exchangers, but, due to their hardiness and variety of situations they can be used, shell and tube heat exchanger are one of the most know and utilized type. Several researchers brought calculation methods for shell and tube heat exchanger, being the methods of Kern and after that Bell-Delaware among the most accepted. In this paper a computational interface has been developed to perform the project of a shell and tube heat exchanger. The heat exchanger was designed using Kern's methodology for the tube side heat transfer coefficient, and the Bell-Delaware methodology to the shell side heat transfer coefficient. To demonstrate the applicability of the developed program, an example from the literature was chosen, being this example calculated through the developed program. At the end of the work it will be possible to observe how different choices of dimension and geometry can influence the heat exchanger efficiency, being this part demonstrated trough how variations of the input data can result in different characteristics of the projected heat exchangers, related to their geometry and efficiency. This results have the objective of assist the user of the program to realize the best choices related to the design of a heat exchanger.*

Keywords: *Shell and tube heat exchanger, Kern's methodology, Bell-Delaware's methodology, computational interface.*