



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA

LEONARDO PRATA MACIEL

**ESTUDO DA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM  
DISPOSITIVOS DE APRIMORAMENTO EM TROCADORES DE CALOR CASCO-  
E-TUBO**

Campinas

2019

LEONARDO PRATA MACIEL

**ESTUDO DA INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM  
DISPOSITIVOS DE APRIMORAMENTO EM TROCADORES DE CALOR CASCO-  
E-TUBO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia Química da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

**Orientador:** Prof. Dr. Roger Josef Zemp

Este trabalho corresponde à versão final da dissertação defendida pelo aluno Leonardo Prata Maciel e orientada pelo Prof. Dr. Roger Josef Zemp

Campinas

2019

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

M187e Maciel, Leonardo Prata, 1994-  
Estudo da intensificação da transferência de calor com dispositivos de aprimoramento em trocadores de calor casco-e-tubo / Leonardo Prata Maciel. – Campinas, SP : [s.n.], 2019.

Orientador: Roger Josef Zemp.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Trocadores de calor. 2. Engenharia química. 3. Incrustação. I. Zemp, Roger Josef, 1962-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Study of heat transfer enhancement with tube inserts in shell-and-tube heat exchangers

**Palavras-chave em inglês:**

Heat exchangers

Chemical engineering

Fouling

**Área de concentração:** Engenharia Química

**Titulação:** Mestre em Engenharia Química

**Banca examinadora:**

Roger Josef Zemp [Orientador]

Ana Silvia Prata Soares

Maria Teresa Moreira Rodrigues

**Data de defesa:** 13-11-2019

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Química

**Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)**

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0002-5177-0991>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/3002860008135925>

Dissertação de Mestrado defendida por Leonardo Prata Maciel e aprovada em 13 de novembro de 2019 pela banca examinadora constituída pelos doutores:

---

**Prof. Dr. Roger Josef Zemp** – Orientador  
Faculdade de Engenharia Química – UNICAMP

---

**Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Ana Sílvia Prata**  
Faculdade de Engenharia de Alimentos - UNICAMP

---

**Prof. Dra. Maria Teresa Moreira Rodrigues**  
Faculdade de Engenharia Química – UNICAMP

A Ata de Defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no SIGA/Sistema de Fluxo de Tese e na Secretaria do Programa da Unidade.

## Resumo

O uso de técnicas de intensificação da transferência de calor em equipamentos de troca térmica pode ocorrer em diferentes situações na indústria química devido ao dinamismo na operação de processos. Sendo assim, este trabalho estuda os efeitos da inserção de dispositivos intensificadores, como fitas torcidas, fios enrolados e anéis circulares, nos tubos de um trocador de calor casco-e-tubo em três situações: incorporação dos dispositivos no projeto de novos equipamentos, *retrofit* de trocadores de calor e mitigação de incrustações. Na primeira situação, o trabalho apresenta a estruturação de abordagens que visam identificar se há viabilidade técnica e econômica no uso dos dispositivos de aprimoramento; na segunda o objetivo é medir os ganhos de se incorporar os dispositivos no projeto e, na última, se o uso dessa técnica de intensificação também poderia contribuir com a redução na taxa de incrustação nos trocadores. Nos resultados de todos os casos estudados, pôde-se constatar uma eficiência considerável dos dispositivos no âmbito térmico, principalmente se o regime de escoamento for laminar; com a troca térmica aumentando desde duas a quase dez vezes. Em contrapartida, outro resultado observado foi um aumento na queda de pressão ainda mais intenso que o da transferência de calor, sendo esta a maior limitação no uso desta técnica, já que nem sempre a bomba do processo consegue compensar a nova perda de carga. Em relação à incorporação dos dispositivos ao projeto de trocadores de calor, notou-se que quando o objetivo é a redução da área do equipamento, eles não são efetivos, pois apesar de conseguir reduzir a área em relação ao projeto sem dispositivos, sua inclusão não traz vantagem econômica; entretanto a proposta de usar os dispositivos como uma alternativa ao aumento do número de passes do trocador em projeto trouxe resultados bastante promissores, reduzindo a queda de pressão do projeto final e o viabilizando economicamente. A respeito do *retrofit*, o uso de alguns dispositivos mais simples, que não aumentam tanto a queda de pressão, se mostrou bastante relevante, uma vez que essa opção é muito mais vantajosa economicamente em relação à compra de novos equipamentos que cumpriram o mesmo papel num cenário em que a intensificação da transferência de calor fosse exigida. Por fim, os resultados também foram positivos no uso deles na mitigação das incrustações, já que, na situação testada, os dispositivos conseguiram reduzir a taxa de incrustação do equipamento, mesmo numa situação em que se considera apenas os efeitos térmicos, excluindo os efeitos da turbulência que eles promovem.

## **Abstract**

The use of heat transfer enhancement techniques in heat exchangers can occur in different situations in a chemical industry due to the dynamism in process operation. So, this work study the effects of inserting devices, such as twisted tapes, coiled wires and circular rings, into the tubes of a shell-and-tube heat exchanger in three situations: incorporating tube inserts in the design new heat exchangers, heat exchangers retrofit and fouling mitigation. In the first situation, the work presents the building of approaches which aim to identify if there is technical and economic feasibility in the use of tube inserts; in the second, the objective is measure the gains of incorporating the devices in the design and in the latter, if the use of this enhancement technique could also contribute to the reduction in heat exchangers' fouling rate. In the results of all cases studied, it was possible to observe a considerable efficiency of the inserts in the thermal scope, especially if the flow regime is laminar; with the heat transfer increasing from two to almost ten times. On the other hand, another result observed was that pressure drop increase is more intense than heat transfer's, being that the bigger limitation in the use of this technique, since process' pump will be not always able to compensate the new pressure drop. Regarding the tube inserts incorporation into equipment design, it was noted that when the objective is to reduce the equipment area, they are not effective, because although it was able to reduce the area in comparison to the one without the inserts, its inclusion does not bring economic advantage; however the proposal of using the devices as an alternative to increasing the heat exchanger number of passes brings results quite promising, reducing the final project pressure drop and making it economically viable. About the retrofit, the use of more simple inserts, that do not increase much the pressure drop, showed itself pretty relevant, since this option is much more economically advantageous in relation to buy new equipment which would fulfill the same role in a scenario that heat transfer enhancement would be required. Finally, the results also were positives in the use of them in fouling mitigation, because, in the tested situation, the inserts were able to reduce the equipment fouling rate, even in a situation where only the thermal effects were considered, excluding turbulence effects that they promote.

## Sumário

1. Introdução.....	10
1.1. A abordagem do problema .....	10
1.2. Objetivos do projeto .....	12
1.3. Relevância do projeto .....	13
2. Fundamentação teórica.....	14
2.1. Fitas torcidas.....	14
2.2. Fios metálicos enrolados .....	17
2.3. Anel circular .....	19
2.4. Dispositivos combinados.....	21
2.5. Nomenclatura.....	23
2.5.1. Letras gregas .....	24
3. Avaliação dos métodos para cálculo do coeficiente de transferência de calor .....	25
3.1. Método de Wills e Johnston e possíveis aproximações.....	25
3.1.1. Área de fluxo cruzado.....	27
3.1.2. Área de fluxo pela janela da chicana .....	28
3.1.3. Área de bypass do fluxo.....	28
3.1.4. Área entre os tubos e a chicana.....	28
3.1.5. Área entre o casco e a chicana .....	29
3.1.6. Coeficiente de resistência do fluxo cruzado .....	29
3.1.7. Coeficiente de resistência do bypass .....	31
3.1.8. Coeficiente de resistência do fluxo na janela da chicana.....	31
3.1.9. Coeficiente de resistência do fluxo entre os tubos e a chicana.....	31
3.1.10. Coeficiente de resistência do fluxo entre o casco e a chicana.....	32
3.1.11. Queda de pressão.....	32
3.1.12. Coeficiente de transferência de calor .....	33
3.2. Estudo de caso .....	34
3.2.1. Abordagem 1 - ESDU.....	35
3.2.2. Abordagem 2 - Serth (2007) .....	38
3.2.3. Abordagem 3 - Serth (2007) sem aproximações .....	40
3.2.4. Discussão dos resultados .....	41
3.3. Nomenclatura.....	44
3.3.1. Letras gregas .....	46

4.	Projeto de trocadores de calor com dispositivos de intensificação .....	48
4.1.	Caso base para estudo.....	49
4.2.	Projeto do trocador de calor sem dispositivos de intensificação .....	50
4.3.	Uso de dispositivos de intensificação .....	55
4.4.	Ajustes no projeto para redução de área.....	59
4.4.1.	Fitas torcidas .....	60
4.4.2.	Fio enrolado com seção transversal circular.....	62
4.4.3.	Anel circular .....	64
4.4.4.	Fitas torcidas com anéis circulares .....	67
4.5.	Ajustes no projeto para redução da queda de pressão .....	70
4.5.1.	Fitas torcidas .....	71
4.5.2.	Fio enrolado com seção transversal circular.....	73
4.5.3.	Anel circular .....	75
4.5.4.	Fitas torcidas com anéis circulares .....	78
4.6.	Custos dos projetos com e sem o uso de dispositivos .....	80
4.7.	Nomenclatura.....	83
4.7.1.	Letras gregas .....	84
5.	<i>Retrofit</i> de trocadores de calor com dispositivos de intensificação .....	86
5.1.	Estudo de caso I – Aumento de produção .....	89
5.1.1.	Análise do comportamento do trocador de calor sem dispositivos .....	92
5.1.2.	Resultados do uso de dispositivos de intensificação da transferência de calor .....	94
5.1.3.	Análise econômica.....	98
5.1.4.	Conclusões .....	104
5.2.	Estudo de caso II – Mudança na condição operacional.....	104
5.2.1.	Comparação do comportamento do sistema com e sem aplicação de dispositivos .	105
5.2.2.	Conclusões .....	108
5.3.	Estudo de caso III – Regime laminar .....	109
5.3.1.	Resultados da aplicação dos dispositivos .....	112
5.3.2.	Conclusões .....	113
5.4.	Estudo de caso IV – Economia de utilidades .....	114
5.4.1.	Comparação do comportamento do sistema com e sem aplicação de dispositivos .	117
5.4.2.	Uso de dispositivos no Aspen Exchanger Design and Rating <sup>®</sup> .....	119
5.4.3.	Conclusões .....	120
5.5.	Nomenclatura.....	120

5.5.1. Letras gregas .....	122
6. Avaliação da incrustação em equipamento com dispositivos de intensificação .....	123
6.1. Modelos para previsão de incrustação.....	124
6.2. Propriedades do óleo bruto .....	126
6.3. Estudo de caso .....	127
6.3.1. Efeitos da temperatura de filme e do número de Reynolds .....	133
6.3.1.1. Caso I – Aumento da temperatura de entrada do querosene .....	136
6.3.1.2. Caso II – Diminuição da temperatura de entrada do querosene.....	137
6.3.1.3. Caso III – Aumento da temperatura de entrada do óleo bruto .....	138
6.3.1.4. Caso IV – Diminuição da temperatura de entrada do óleo bruto .....	139
6.3.2. Aplicação de dispositivos para mitigação da incrustação.....	140
6.3.3. Uso de dispositivos associado com a mudança na configuração dos bocais de entrada .....	144
6.4. Nomenclatura.....	148
6.4.1. Letras gregas .....	149
7. Conclusão e trabalhos futuros .....	151
Referências .....	154
Apêndices .....	159
Anexos.....	161

## 1. Introdução

Esta dissertação buscar estudar a intensificação da transferência de calor em trocadores de calor casco-e-tubo em diferentes âmbitos. Explora-se desde a influência da melhoria troca térmica no projeto de trocadores de calor até seus impactos na incrustação dos equipamentos, passando também pela análise das implicações da aplicação da intensificação em projetos já existentes. Este capítulo introduz o tema e delimita o campo de estudo deste trabalho. Além disso, também são apresentados os objetivos da dissertação, bem como sua relevância, buscando apontar onde ele se localiza no contexto da engenharia química.

### 1.1. A abordagem do problema

A transferência de calor é um fenômeno comum a praticamente todos os processos químicos, fazendo-se presente principalmente nos trocadores de calor. Tais equipamentos não são projetados para operar em diferentes condições de processo, portanto, com possíveis inovações ou com alterações no cenário de operação, naturalmente surgem situações em que é exigida a substituição do equipamento por outro mais adequado ou o aprimoramento da transferência de calor. Isso ocorre, por exemplo, em quatro situações-problema: redução de custos de processo por meio da economia de utilidades, aumento da produção de uma planta química, ocorrência de trocadores de calor com escoamento laminar e mudança da condição operacional do processo.

Na primeira situação, que está fortemente atrelada às questões econômicas e ambientais, a substituição por trocadores de calor maiores ou a melhoria da transferência de calor num trocador de calor casco-e-tubo permite um melhor aproveitamento da energia proveniente das utilidades, minimizando sua utilização.

Em relação ao aumento de produção de uma planta química, o aprimoramento da troca térmica faz-se necessário, já que para aumentar a produção, é necessário um aumento de vazão das correntes do processo e o trocador passará a não ser capaz de transferir o calor necessário sem substituí-lo ou sem empregar uma técnica de aprimoramento.

Da mesma forma, a operação em condições que provoquem um regime laminar de escoamento implica em baixa eficiência na transferência de calor gerando um cenário que também pode ocasionar um requerimento da intensificação da troca térmica. Essa situação pode ser vista quando se deseja reduzir a produção de uma indústria química, algo bastante comum em períodos de crise econômica, ou quando um trocador de calor proveniente de uma etapa

desativada do processo se encontra disponível, mas apresentaria escoamento laminar nessa nova aplicação, já que ele havia sido projetado para outras condições operacionais.

Por fim, há a situação de uma mudança nas especificações de operação do casco-e-tubo com a intenção de impactar positivamente outra etapa do processo. Por exemplo, num caso em que fosse necessária a redução da temperatura de saída do fluido quente de um trocador de calor em relação à obtida na sua condição de operação normal, a utilização de uma técnica de intensificação da troca térmica poderia ser uma solução para continuar operando com o equipamento sem precisar aumentar gastos com utilidades.

Sabendo que as situações descritas são plausíveis de ocorrer e tendo em vista que a substituição de equipamentos pode se apresentar muito custosa, a alternativa pela qual se opta muitas vezes é a intensificação da transferência de calor. Para isso há diversas técnicas apresentadas na literatura, as quais estão divididas em ativas, que requerem energia externa, e passivas, que empregam tipos especiais de geometria e aditivos para os fluidos (BERGLES, NIRMALAN, *et al.*, 1983).

Na categoria das técnicas ativas são englobadas, por exemplo, a vibração da superfície de troca térmica ou do próprio fluido e os campos eletrostáticos. A primeira, reportada em Duan, Ge e Bi (2016) e Shi *et al.* (2014), consiste na emissão de pulsos de alta ou baixa frequência que promovem melhor mistura entre as camadas de fluido e a última, usada em Hanafizadeh *et al.* (2016), consiste em aplicar campos eletrostáticos no escoamento de fluidos dielétricos de maneira a causar maior mistura no seio do fluido e nas vizinhanças da superfície da transferência de calor.

Já na categoria das técnicas passivas, podem ser apontadas por exemplo: a extensão da superfície de troca térmica com a construção de tubos aletados, técnica muito estudada e apresentada praticamente em todos os livros de transferência de calor, e o uso de aditivos, como o reportado por Manasrah *et al.* (2016).

Apesar da diversidade de exemplos apresentados, neste projeto, propõe-se estudar outra técnica bastante reportada na literatura: o uso de dispositivos para realizar essa intensificação. Essa escolha foi feita, pois tal técnica possui duas grandes vantagens: a possibilidade de modificação durante períodos de manutenção, evitando perdas na produção, e o baixo investimento de capital, já que nenhuma tubulação precisará ser instalada ou trabalho construtivo precisará ser realizado (WANG, 2012). Além disso, por se tratar de uma técnica passiva, não há necessidade do uso de energia externa, simplificando a solução do problema. No entanto, a instalação desses dispositivos também aumenta a queda de pressão no

equipamento, podendo impossibilitar o uso das bombas já existentes no processo, implicando gastos extras com novas bombas que podem superar a economia com as modificações. Assim, é necessário um estudo cuidadoso das modificações propostas para que o ganho líquido seja avaliado (NGUYEN, GORMAN, *et al.*, 2015).

Além dos pontos apresentados a favor da escolha dos dispositivos de aprimoramento como técnica de intensificação a ser estudada para o *retrofit*\* de trocadores de calor, a flexibilidade dessa técnica também abre a possibilidade de enriquecer o projeto explorando aspectos menos reportados ou até inexplorados na literatura. Dentre esses aspectos pode-se citar a aplicação de dispositivos para redução ou mitigação da incrustação em trocadores de calor e o estudo dos efeitos da incorporação deles no projeto de trocadores de calor novos.

## 1.2. Objetivos do projeto

Tomando como tema o estudo da transferência de calor em trocadores de calor e o uso de dispositivos para intensificar essa transferência em diferentes contextos, o primeiro objetivo do projeto é explorar as consequências e os possíveis benefícios da incorporação dos dispositivos de aprimoramento no projeto de trocadores de calor casco-e-tubo.

Pelo primeiro objetivo tratar diretamente com projeto de equipamentos, faz-se pertinente definir como um objetivo secundário o estudo de abordagens presentes na literatura aberta para o projeto de trocadores, visando definir a abordagem mais adequada a ser utilizada neste trabalho.

Também há um objetivo relativo à aplicação dos dispositivos de aprimoramento no *retrofit* de trocadores de calor. Tal objetivo consiste em propor uma abordagem responsável por avaliar a viabilidade e os efeitos no âmbito térmico e hidráulico do uso de dispositivos para a intensificação da transferência de calor nas quatro situações-problema de *retrofit* apresentadas anteriormente. Além disso, este trabalho também visa avaliar se há possibilidade utilizar os dispositivos de aprimoramento para mitigação de incrustações em trocadores de calor casco-e-tubo.

Em resumo, propõe-se avaliar se há ganhos e/ou perdas decorrentes da utilização da referida técnica de intensificação da transferência de calor em três aspectos diferentes: projeto de trocadores de calor novos, *retrofit* e mitigação de incrustações.

---

\* *Retrofit* é um termo aplicado na área de transferência de calor com sentido de aprimorar a troca térmica de um equipamento existente a fim de adaptá-lo a novas condições operacionais.

### 1.3. Relevância do projeto

Na literatura é comum encontrar artigos reportando os efeitos e desenvolvendo correlações capazes de modelar o comportamento de diferentes tipos de dispositivos individualmente. Por exemplo, Bhuiya et al. (2013) desenvolvem o equacionamento para descrever o comportamento térmico e hidráulico advindo do uso das fitas torcidas triplas como dispositivo; Eimsa-ard, Kongkaiptaiboon e Nanan (2013) fazem o mesmo para um dispositivo composto por anéis circulares e fitas torcidas e Gunes, Ozceyhan e Buyukalaca (2010) trabalham com a descrição para fios metálicos enrolados com seção transversal triangular. No entanto, trabalhos que realizam comparações entre dispositivos quanto ao aumento no coeficiente de transferência de calor e no fator de atrito provocado, como feito por Kumar, Kumar e Chamoli (2016), são bastante raros.

Publicações relatando os resultados da aplicação deles em processos já existentes se limitam a aplicações de dispositivos de intensificação relacionadas a integração energética. Por exemplo, Akpomiemie e Smith (2015, 2016, 2017) elaboram algoritmos para a utilizar de análise de sensibilidade e análise da razão de área a fim de identificar, em redes de trocador de calor, os equipamentos mais vantajosos para serem intensificados com o uso de dispositivos.

Sendo assim, este trabalho se mostra importante, primeiramente, por ter como objetivo avaliar se a aplicação de diferentes dispositivos descritos pela literatura se mostra viável técnica e economicamente em processos existentes, permitindo a comparação do desempenho de cada um deles. Ressalta-se que essa avaliação visa estudar outras situações em que os dispositivos possam ter utilidade, além da integração energética. Explicitando, com isso, o potencial existente para resolver problemas práticos da indústria química apresentando uma alternativa mais econômica à solução convencional que é a substituição do equipamento.

Outro aspecto bastante relevante proposto para esta dissertação é o estudo da incorporação dos dispositivos no projeto de equipamentos novos. O cerne dessa etapa é a possibilidade de vantagem econômica, por exemplo, projetando equipamentos menores para atender a uma mesma troca térmica; e sua importância advém da falta de registro dessa alternativa na literatura.

Além dos motivos já apresentados para a relevância do trabalho, a avaliação do uso dos dispositivos para mitigação da incrustação também se destaca, pois segundo Tay (2009), em 2009, os custos associados à incrustação em refinarias foram de 15 bilhões de dólares nos EUA e 2,5 bilhões de dólares no Reino Unido. Por isso, caso os dispositivos realmente se mostrem efetivos nessa aplicação, certamente haveria grande utilidade para as indústrias.

## 2. Fundamentação teórica

A transferência de calor é um fenômeno complexo em que muitos fatores podem influenciar. Por isso, há uma extensa pesquisa em como manipular esses fatores a fim de melhorar os processos de troca térmica e, como consequência indireta disso, surgem diversos dispositivos de intensificação, cada um se utilizando de um mecanismo diferente para cumprir seu propósito.

Além disso, é esperado que por cada dispositivo possuir um mecanismo diferente de atuação para a intensificação da troca térmica e uma geometria diferente, as correlações capazes de prever o coeficiente de transferência de calor também sejam diferentes entre si, envolvendo parâmetros específicos relacionados a cada dispositivo.

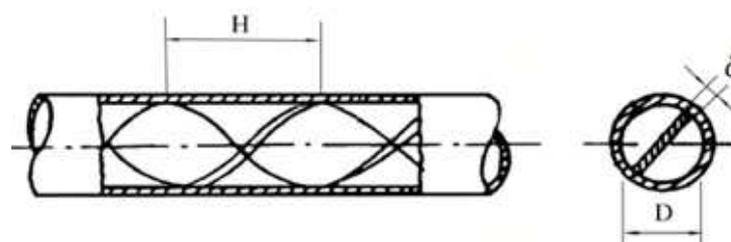
De maneira semelhante, há diferenças na resistência ao fluxo que cada um oferece e, portanto, as correlações que preveem o fator de atrito – responsável pela alteração da queda de pressão provocada pelos dispositivos – também são diferentes.

Sendo assim, esse capítulo tem como objetivo apresentar os dispositivos que serão estudados neste trabalho, seus mecanismos de funcionamento e as correlações capazes de descrever a transferência de calor e queda de pressão contabilizando a influência deles.

### 2.1. Fitas torcidas

A apresentação dos mecanismos de cada dispositivo se inicia pelo mais citado na literatura, as fitas torcidas, representadas na Figura 1. A inserção delas nos tubos culmina no aprimoramento da troca térmica devido ao bloqueio causado pela espessura da fita que divide a área de passagem do fluido, provocando aumento na velocidade e, conseqüentemente, no coeficiente de transferência de calor. Além disso, a torção da fita insere um componente tangencial na velocidade, implicando num escoamento em espiral e causando aumento da velocidade do fluido especialmente em regiões próximas à parede do tubo; logo, o aumento da tensão de cisalhamento na parede e da mistura entre as camadas de fluido também contribuem para a intensificação da transferência de calor (WEBB, 1994).

Figura 1 – Fitas torcidas (ZIMPAROV e PENCHEV, 2006)



Analisando o funcionamento da fita torcida, pode-se justificar a razão de o coeficiente de transferência de calor aumentar com a redução o passo de torção (H) pelo fato de a velocidade tangencial aumentar quanto menor for o comprimento para a fita dar uma volta de 180° em torno de si mesma. Essa mesma tendência de aprimoramento da troca térmica também é vista quando há um aumento da espessura da fita ( $\delta$ ), já que quanto maior a espessura, menor será a área de passagem do fluido e, portanto, maior será a velocidade.

Em contrapartida, esse aumento da velocidade também impacta num maior aumento da queda de pressão. Ademais, o escoamento espiral ao longo do comprimento do tubo em conjunto com a obstrução da passagem causada pela fita também colabora para isso. Alternativamente, a literatura aponta como possível razão para esse comportamento da queda de pressão a interação das forças de pressão com as forças inerciais na camada limite (BHUIYA, CHOWDHURY, *et al.*, 2013).

Por serem amplamente pesquisadas, é possível encontrar na literatura diferentes correlações para previsão do coeficiente de transferência de calor e do fator de atrito com o uso das fitas torcidas. Neste trabalho são usadas as correlações propostas em Manglik e Bergles (1993), já que elas são as mais reconhecidas e recomendadas para predição mais acurada.

É importante dizer que os conceitos de regime laminar e de regime turbulento usados para o desenvolvimento dessas correlações diferem do comumente encontrado para tubos sem dispositivos. Como o escoamento ao longo do tubo passa a ser espiral com a inserção da fita, o regime de escoamento passa a depender do número *Swirl* ( $Sw$ ) – número adimensional definido para representar, em escoamentos espirais, papel semelhante ao que  $Re$  representa para escoamentos em dutos e tubos – definido na Equação 1.

$$Sw = \frac{Re}{\sqrt{y}} \frac{\pi}{\pi - 4(\delta/D)} \left( 1 + \left( \frac{\pi}{2y} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (1)$$

O regime laminar é estabelecido como escoamentos que apresentem  $Sw < 2000$  e as correlações para esse regime estão representadas nas Equações 2 e 3.

$$Nu_a = 0,106 Sw^{0,767} Pr^{0,3} \quad (2)$$

$$f_{da} = 4 \frac{15,767}{Re_{sw}} \left( \frac{\pi + 2 - 2(\delta/D)}{\pi - 4(\delta/D)} \right)^2 (1 + 10^{-6} Sw^{2,55})^{1/6} \quad (3)$$

Em que  $Re_{sw}$  é calculado segundo as Equações 4 a 5.

$$Re_{sw} = \frac{\rho v_{sw} D}{\mu} \quad (4)$$

$$v_{sw} = v \frac{\pi}{\pi - 4(\delta/D)} \left( 1 + \left( \frac{\pi}{2y} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (5)$$

Usa-se a Equação 6 para calcular queda de pressão nos tubos do trocador de calor independentemente do dispositivo empregado, já que a influência dele estará computada no fator de atrito. Porém há uma especificidade do cálculo da queda de pressão no regime laminar das fitas torcidas, ao usar o fator de atrito calculado pela Equação 3, é necessário substituir a velocidade e o comprimento pelos calculados com as Equações 5 e 7.

$$\Delta P = f_d \frac{L \rho v^2}{D} \quad (6)$$

$$L_{sw} = L \left( 1 + \left( \frac{\pi}{2y} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (7)$$

Escoamentos turbulentos são definidos como aqueles que possuem  $Sw > 2000$  e as respectivas correlações são apresentadas como as Equações 8 e 9.

$$Nu_a = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left( 1 + \frac{0,769}{y} \right) \left( \frac{\pi}{\pi - 4(\delta/D)} \right)^{0,8} \left( \frac{\pi + 2 - 2(\delta/D)}{\pi - 4(\delta/D)} \right)^{0,2} \quad (8)$$

$$f_{da} = 4 \frac{0,0791}{Re^{0,25}} \left( 1 + \frac{2,752}{y^{1,29}} \right) \left( \frac{\pi}{\pi - 4(\delta/D)} \right)^{1,75} \left( \frac{\pi + 2 - 2(\delta/D)}{\pi - 4(\delta/D)} \right)^{1,25} \quad (9)$$

É possível observar que as correlações traduzem numericamente os pontos analisados no funcionamento o mecanismo. A variável  $y$  é a divisão do passo de torção pelo diâmetro do tubo ( $H/D$ ) e, como observado anteriormente de maneira teórica, diminuindo o passo de torção, a transferência de calor, na equação representada pelo Nusselt, se eleva. Vale notar que isso também ocorre para o fator de atrito. Da mesma forma, as correlações também indicam que o aumento de espessura da fita torcida também implica na elevação das duas variáveis.

Comumente, as fitas torcidas são inseridas de maneira que elas fiquem em contato com a parede do tubo, o que acaba auxiliando sua fixação. Entretanto, Bas e Ozceyhan (2012) realizaram um estudo em que as fitas são postas separadas da parede do tubo por acessórios de teflon, já que essa configuração desfavoreceria a incrustação. As correlações propostas pelo referido estudo são apresentadas nas Equações 10 e 11, uma vez que a fluidodinâmica do sistema é alterada por conta desse espaço entre a fita e o tubo.

$$Nu_a = 0,406903 Re^{0,586556} (y/D)^{-0,443989} (c/D)^{-0,055072} Pr^{0,38} \quad (10)$$

$$f_{da} = 6,544291 Re^{-0,452085} (y/D)^{-0,730772} (c/D)^{-0,1579} \quad (11)$$

Outra possibilidade relatada na literatura é o uso de duas fitas torcidas num mesmo tubo. As correlações para duas fitas torcidas posicionadas de forma que uma proporcione o fluxo

espiral no sentido horário e a outra no sentido anti-horário são apresentadas nas Equações 12 e 13, conforme Bhuiya, Sayem, *et al.* (2014).

$$\text{Nu}_a = (-0,0007y^3 + 0,0077y^2 - 0,0385y + 0,4777) \text{Re}^{(0,0002y^3 - 0,0021y^2 + 0,0047y + 0,5894)} Pr^{0,33} \quad (12)$$

$$f_{da} = (-0,0009y^3 - 0,1015y^2 + 1,0842y + 8,685) \text{Re}^{(-0,00004y^3 + 0,0015y^2 - 0,0165y - 0,4722)} \quad (13)$$

Também há a possibilidade de serem usadas três fitas torcidas num mesmo tubo e as correlações para as fitas torcidas triplas são apresentadas nas Equações 14 e 15, conforme Bhuiya, Chowdhury, *et al.* (2013).

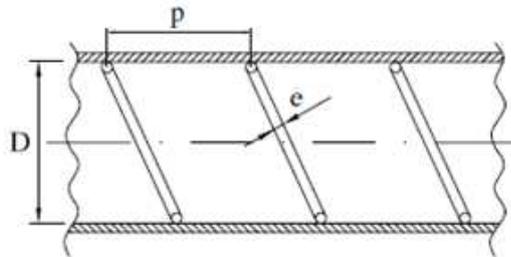
$$\text{Nu}_a = (-0,0017y^3 + 0,0179y^2 - 0,0982y + 0,7734) \text{Re}^{(0,00002y^3 + 0,0013y^2 - 0,0094y + 0,5746)} Pr^{0,33} \quad (14)$$

$$f_{da} = (-0,0388y^3 + 0,2484y^2 - 0,8462y + 17,685) \text{Re}^{(0,00005y^3 + 0,0017y^2 - 0,0164y - 0,5193)} \quad (15)$$

## 2.2. Fios metálicos enrolados

Outro dispositivo bastante documentado na literatura é o fio metálico enrolado, representado na Figura 2. Geralmente, ele é confeccionado com um diâmetro um pouco maior que o diâmetro interno do tubo, de modo que após sua inserção, o espiral do fio passa a pressionar a parede do tubo tentando voltar ao seu diâmetro original. Assim, o dispositivo fica fixo e ainda promove um aumento da rugosidade da superfície do tubo (WEBB, 1994).

Figura 2 – Fio metálico enrolado em espiral (GARCÍA, VICENTE e VIEDMA, 2005)



Seu funcionamento se baseia na perturbação das subcamadas laminares e da interrupção do desenvolvimento da camada limite, intensificando a mistura entre as camadas de fluido e a transferência de calor. Além disso, o aumento de rugosidade comentado também é responsável por uma parcela da intensificação da troca térmica. De forma semelhante às fitas torcidas, a diminuição da distância entre espiras ( $p$ ) provoca um maior aprimoramento da troca térmica (GUNES, OZCEYHAN e BUYUKALACA, 2010).

Como comentado para as fitas torcidas, a inserção do dispositivo acaba trazendo uma maior queda de pressão como efeito colateral. Isso ocorre por conta do bloqueio que os fios enrolados oferecem à passagem do fluido e, de forma similar ao ocorrido com a transferência de calor, a diminuição da distância entre espiras provoca uma maior queda de pressão, afinal,

haverá mais espiras para o mesmo comprimento de tubo, dificultando ainda mais a passagem do fluido.

Diferentemente das fitas torcidas, os fios metálicos enrolados com seção transversal circular não possuem uma correlação que se destaca como a mais recomendada. Por isso, para este trabalho foram selecionadas equações distintas para diferentes faixas de regime de escoamento de acordo com a acurácia de suas previsões relatadas na literatura.

Para representar o coeficiente de transferência de calor na faixa de  $Re < 1000$ , é usada a correlação presente em Shilling (2012) (Equação 16). Para a faixa de  $1000 < Re < 80000$ , usa-se a correlação de García, Vicente e Viedma (2005) (Equação 17). Por fim, para a faixa de  $80000 < Re < 250000$ , é usada a correlação de Ravigururajan e Bergles (1996) (Equação 18).

$$Nu_a = 1,86 Re^{1/3} Pr^{1/3} \left(\frac{p}{D}\right)^{-1/3} \left(\frac{\cos \alpha - (e/D)^2}{\cos \alpha + (e/D)}\right)^{-1/3} \quad (16)$$

$$Nu_a = 0,132 Re^{0,72} Pr^{0,32} \left(\frac{p}{D}\right)^{-0,372} \quad (17)$$

$$Nu_a = Nu_1 \left(1 + \left(2,64 Re^{0,036} \left(\frac{e}{D}\right)^{0,212} \left(\frac{p}{D}\right)^{-0,21} \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0,29} Pr^{0,024}\right)^7\right)^{1/7} \quad (18)$$

Os valores de  $Nu_s$ ,  $f_s$  e  $\alpha$  são calculados pelas Equações 19, 20 e 21.

$$Nu_1 = \frac{Re Pr (f_1/2)}{1 + 12,7 \sqrt{f_1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (19)$$

$$f_1 = (1,58 \ln(Re) - 3,28)^{-2} \quad (20)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left( \sqrt{\left( \left( \frac{\pi}{(p/D)} \right)^2 + 1 \right)^{-1}} \right) \quad (21)$$

Quanto ao fator de atrito, para  $310 < Re < 30000$ , é utilizada a Equação 22 presente em García, Vicente e Viedma (2005) e para  $30000 < Re < 250000$ , utiliza-se a correlação de Ravigururajan e Bergles (1996), representada na Equação 23.

$$f_{d_a} = 4,576 Re^{-0,217} (p/D)^{-1,21} (e/D)^{0,95} \quad (22)$$

$$f_{d_a} = 4f_1 \left(1 + \left(29,1 Re^{a1} \left(\frac{e}{D}\right)^{a2} \left(\frac{p}{D}\right)^{a3} \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{a4}\right)^{\frac{15}{16}}\right)^{\frac{16}{15}} \quad (23)$$

Os fatores presentes na Equação 23 são calculados pelas Equações 24, 25, 26 e 27.

$$a1 = 0,67 - 0,06 \left(\frac{p}{D}\right) - 0,49 \left(\frac{\alpha}{90}\right) \quad (24)$$

$$a_2 = 1,37 - 0,157 \left( \frac{p}{D} \right) \quad (25)$$

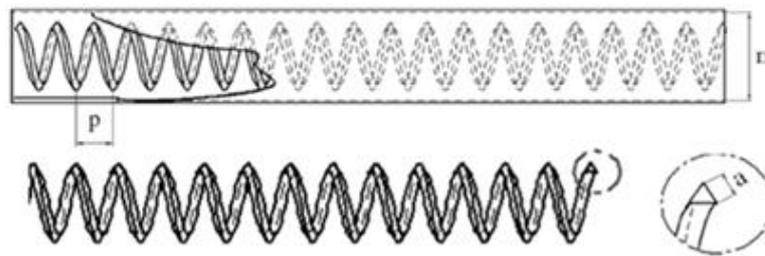
$$a_3 = -1,66 \cdot 10^{-6} Re - 0,33 \left( \frac{\alpha}{90} \right) \quad (26)$$

$$a_4 = 4,59 + 4,11 \cdot 10^{-6} Re - 0,15 \left( \frac{p}{D} \right) \quad (27)$$

Novamente, as observações teóricas sobre a tendência do comportamento do dispositivo são traduzidas claramente nas correlações. Quanto menor o espaçamento entre espiras ( $p$ ), maior será a transferência de calor, uma vez que  $p$  se encontra no numerador de uma fração elevada a um expoente negativo na correlação para cálculo de Reynolds.

Além da configuração usual, existem também algumas variações desse dispositivo que utilizam fios com seção transversal triangular (Figura 3), em vez da seção transversal circular. Tais variações possuem o mesmo princípio de funcionamento e, portanto, apresentam comportamento similar.

Figura 3 – Fio metálico enrolado em espiral com seção transversal triangular (GUNES, OZCEYHAN e BUYUKALACA, 2010)



Apesar de apresentar comportamento similar, as correlações para essa configuração alternativa dos fios enrolados são diferentes e seu desenvolvimento é apresentado em Gunes, Ozceyhan e Buyukalaca (2010). Neste documento elas são representadas nas Equações 28 e 29.

$$Nu_a = 0,598417 Re^{0,745064} (p/D)^{-0,268374} (a/D)^{0,813205} Pr^{0,39} \quad (28)$$

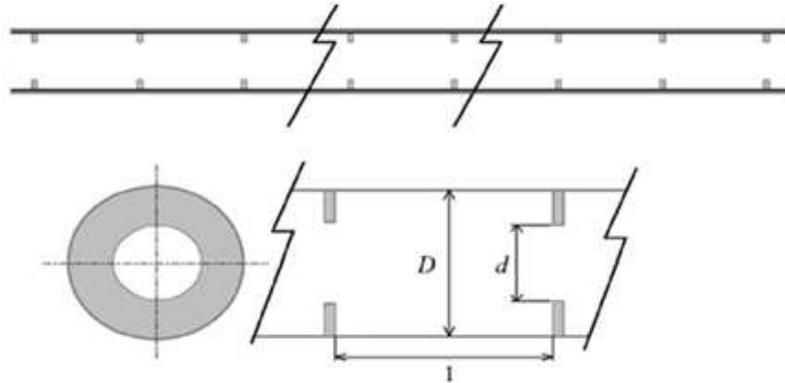
$$f_{da} = 83,70924 Re^{-0,305268} (p/D)^{-0,388} (a/D)^{1,319018} \quad (29)$$

### 2.3. Anel circular

Um dispositivo de melhoria da troca térmica menos comum é o anel circular, apresentado na Figura 4. Trata-se de um dispositivo inserido com o objetivo de criar vórtices no escoamento, causando circulação e separação do fluxo, garantindo turbulência intensa em seu núcleo e também em regiões próximas à parede. Em paralelo à criação de vórtices, ele também induz a destruição da camada limite térmica, favorecendo a transferência de calor. Entretanto, como os outros dispositivos, a queda de pressão ao longo do tubo aumenta muito

por conta do intenso bloqueio da passagem do fluido e do fluxo reverso causado pela presença de vórtices. (PROMVONGE, KOOLNAPADOL, *et al.*, 2014)

Figura 4 – Anéis circulares (KONGKAITPAIBOON, NANAN e EIAMSA-ARD, 2010)



As características que influenciam na capacidade do dispositivo de intensificar a transferência de calor e de aumentar a perda de carga são: o tamanho da região concêntrica e o espaçamento dos anéis. Quanto maior a região concêntrica e menor o espaçamento dos anéis, maior será a intensificação, contudo, maior será também a queda de pressão. (KONGKAITPAIBOON, NANAN e EIAMSA-ARD, 2010)

As correlações para previsão do coeficiente de transferência de calor e do fator de atrito para esse dispositivo são encontradas em Kongkaitpaiboon, Nanan e Eiamsa-ard (2010) e são apresentadas nas Equações 30 e 31.

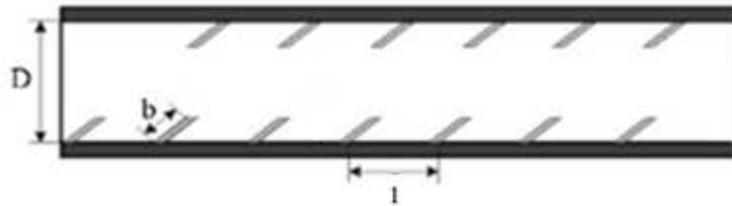
$$Nu_a = 0,354 Re^{0,697} Pr^{0,4} DR^{-0,556} PR^{-0,598} \quad (30)$$

$$f_{d_a} = 0,715 Re^{-0,081} DR^{-4,775} PR^{-0,846} \quad (31)$$

Como nos outros dois dispositivos, a análise das correlações permite fazer associações ao comportamento físico do escoamento e às consequências para a transferência de calor e queda de pressão. Um aumento no tamanho da região concêntrica representado pela diminuição razão entre os diâmetro da circunferência interna e externa do anel (DR) ou uma diminuição no espaçamento dos anéis pela razão de passo (PR) implicaria em aumento da transferência de calor e do fator de atrito conforme previsto.

Como alternativa para atenuar a queda de pressão, os anéis circulares também podem ser empregados inclinados, com seu princípio de funcionamento sendo basicamente igual aos anéis perpendiculares à parede do tubo. Tal configuração é apresentada na Figura 5.

Figura 5 – Anéis circulares inclinados (PROMVONGE, KOOLNAPADOL, *et al.*, 2014)



As correlações para situações em que os anéis circulares são instalados inclinados em relação à posição perpendicular ao tubo são reportadas em Promvonge, Koolnapadol, *et al.* (2014) e estão representadas nas Equações 32 e 33.

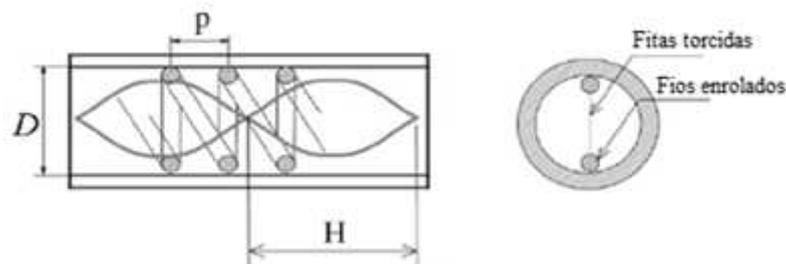
$$Nu_a = 0,165 Re^{0,698} Pr^{0,4} (BR + 1)^{3,063} (PR + 1)^{-0,549} \quad (32)$$

$$f_{da} = 1,709 Re^{-0,209} (BR + 1)^{10,753} (PR + 1)^{-1,433} \quad (33)$$

#### 2.4. Dispositivos combinados

Por fim, ainda há a possibilidade de usar dispositivos em conjunto para tentar combinar os diferentes princípios de funcionamento e intensificar ainda mais a transferência de calor. Por exemplo, as fitas torcidas podem ser usadas em conjunto com os fios metálicos enrolados, como visto na Figura 6. Dessa forma, os fios enrolados interrompem o desenvolvimento da camada limite e aumentam o grau de turbulência do escoamento, enquanto as fitas torcidas criam um fluxo espiral que além de incrementar a transferência de calor, ajudam a evitar que o fluido fique preso em zonas mortas entre as espiras do fio metálico. Vale ressaltar que a penalidade em queda de pressão também é resultante de características dos dois dispositivos, sendo bem maior do que em uma situação na qual apenas um dispositivo é empregado (PROMVONGE, 2008).

Figura 6 – Fitas torcidas empregadas em conjunto com fios metálicos enrolados (PROMVONGE, 2008)



As correlações capazes de prever o comportamento do sistema após a aplicação da combinação de dispositivos apresentada podem ser encontradas em Promvonge (2008) e são

apresentadas, respectivamente, nas Equações 34 e 35. É possível notar que as correlações possuem variáveis características de ambos dispositivos, o espaçamento entre espiras e a razão de torção da fita, provando que os efeitos de cada dispositivo se somam e provocam o resultado da intensificação da transferência de calor e do fator de atrito.

$$\text{Nu}_a = 4,47 \text{ Re}^{0,5} \text{ Pr}^{0,4} \left(\frac{p}{D}\right)^{-0,382} \left(\frac{H}{w}\right)^{-0,38} \quad (34)$$

$$f_{d_a} = 338,37 \text{ Re}^{-0,367} \left(\frac{p}{D}\right)^{-0,887} \left(\frac{H}{w}\right)^{-0,455} \quad (35)$$

Também são encontrados na literatura associação de fitas torcidas com anéis cônicos e de fitas torcidas com anéis circulares, representadas nas Figuras 7 e 8, respectivamente.

Figura 7 – Fitas torcidas empregadas em conjunto com anéis cônicos (PROMVONGE e EIAMSA-ARD, 2007)

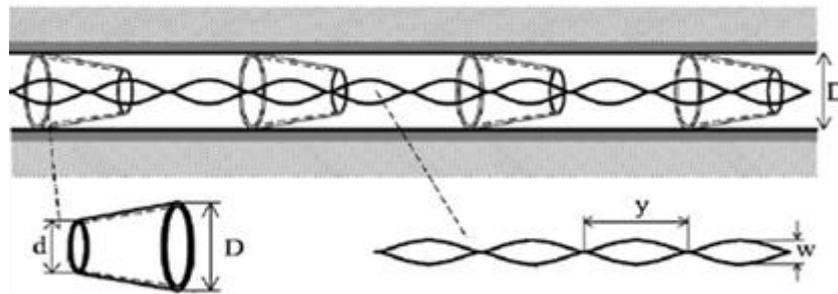
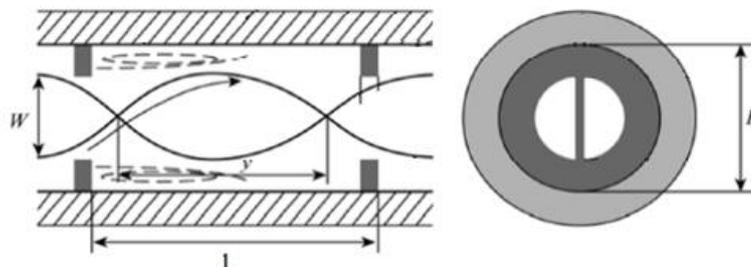


Figura 8 – Fitas torcidas empregadas em conjunto com anéis circulares (EIAMSA-ARD, KONGKAITPAIBOON e NANAN, 2013)



Para a previsão do coeficiente de transferência de calor e do fator de atrito de um sistema que usa anéis cônicos com fitas torcidas como dispositivo, Promvonge e Eiamsa-ard (2007) propõe as correlações presentes nas Equações 36 e 37.

$$Nu_a = 1,356 Re^{0,433} Pr^{0,4} (d/D)^{-1,23} (H/w)^{-0,053} \quad (36)$$

$$f_{da} = 24,87 Re^{-0,43} (d/D)^{-3,99} (H/w)^{-0,16} \quad (37)$$

Já para descrever a combinação de fitas torcidas com anéis circulares as correlações são apresentadas por Eiamsa-ard, Kongkaiptaiboon e Nanan (2013) (Equações 38 e 39).

$$Nu_a = 0,326 Re^{0,724} Pr^{0,4} (l/D)^{-0,475} (y/w)^{-0,406} \quad (38)$$

$$f_{da} = 13,99 Re^{-0,202} (l/D)^{-0,927} (y/w)^{-0,619} \quad (39)$$

## 2.5. Nomenclatura

$a$  – Comprimento lateral do triângulo equilátero da seção transversal do fio, [m]

$BR$  – Razão de bloqueio ( $b/D$ )

$b$  – Comprimento da seção concêntrica do anel circular, [m]

$c$  – Distância entre a parede interna do tubo e a fita torcida, [m]

$d$  – diâmetro da seção reduzida do anel cônico/anel circular, [m]

$D$  – Diâmetro interno do tubo, [m]

$DR$  – Razão de diâmetros ( $d/D$ )

$e$  – Espessura do fio, [m]

$f_d$  – Fator de atrito

$f_{da}$  – Fator de atrito aprimorado após o uso de dispositivos

$H$  – Passo de torção (comprimento axial para uma volta de  $180^\circ$  da fita) , [m]

$L$  – Comprimento, [m]

$l$  – Distância entre dois anéis circulares, [m]

$Nu$  – Número de Nusselt

$Nu_l$  – Número de Nusselt do tubo liso

$Nu_a$  – Número de Nusselt aprimorado após o uso de dispositivos

$p$  – Passo helicoidal, [m]

$Pr$  – Número de Prandtl

$PR$  – Razão de passo ( $l/D$ )

$Re$  – Número de Reynolds

$Re_{sw}$  – Número de Reynolds durante o ao escoamento espiral

$Sw$  – Número *Swirl*

$v$  – Velocidade do fluido, [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$v_{sw}$  – Velocidade espiral do fluido, [ $m \cdot s^{-1}$ ]

$w$  – Espessura da fita torcida, [m]

$y$  – Razão de torção (H/D)

### 2.5.1. Letras gregas

$\alpha$  – Ângulo de inclinação da espira em relação ao tubo, [rad]

$\delta$  – Espessura da fita torcida, [m]

$\Delta P$  – Queda de pressão, [Pa]

$\Delta P$  – Queda de pressão, [Pa]

$\rho$  – Massa específica, [kg. s<sup>-3</sup>]

$\mu$  – Viscosidade dinâmica, [kg. (m. s)<sup>-1</sup>]

### **3. Avaliação dos métodos para cálculo do coeficiente de transferência de calor**

Antes de se estudar o uso de dispositivos para intensificação da troca térmica em trocadores de calor, principalmente no que diz respeito ao projeto desses equipamentos, é crucial realizar uma avaliação do método de cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Isso deve ser levado em consideração já que existe uma substancial variedade de métodos apresentados na literatura com precisões bastante diferentes, o que significa que a interpretação de qualquer resultado obtido deve ser realizada com cautela, sempre considerando o método utilizado.

Quanto ao lado dos tubos, não há muitos problemas com a escolha de correlações, já que o escoamento no interior de tubos é relativamente simples e bem descrito. Já quanto ao lado do casco, há abordagens bastante diferentes. Atualmente, na indústria, o projeto de trocadores de calor é feito por meio de softwares comerciais com métodos baseados no *Stream Analysis* que oferece boa precisão devido a extensiva base de dados usados para ajustar os parâmetros do modelo. Porém a literatura apresenta apenas as ideias e equações básicas do método, com os parâmetros empíricos ficando restritos à propriedade das empresas donas dos softwares (SERTH, 2007).

Sendo assim, para o desenvolvimento dessa dissertação será selecionado um modelo dentre os disponíveis na literatura, na qual os mais conhecidos são o método de Kern, o método de Bell-Delaware e o método de Wills e Johnston. O primeiro, por apresentar muitas simplificações e se afastar da realidade, tem apenas utilidade didática já que se trata de um método pioneiro; o segundo consegue incorporar algumas não idealidades presentes no escoamento real com fatores de correção, no entanto, o método carece de fundamentação teórica; o último é uma versão simplificada do *Stream analysis* que já mostra certa robustez se baseando em princípios hidráulicos para os cálculos.

Por possuir maior embasamento teórico e de ser uma versão simplificada do método utilizado por simuladores comerciais, o método de Wills e Johnston é o escolhido para ser utilizado neste trabalho e esta sessão visa estudá-lo com mais detalhes.

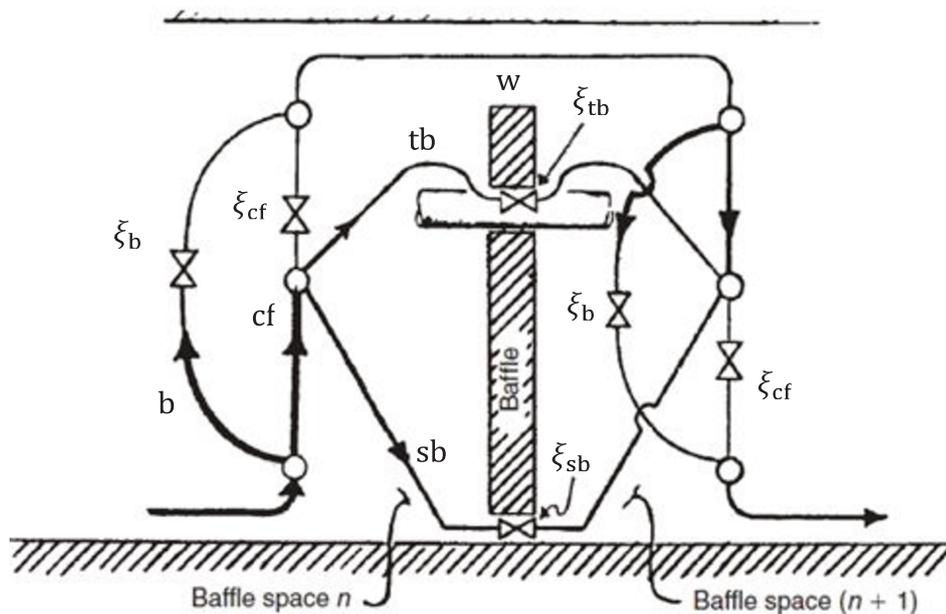
#### **3.1. Método de Wills e Johnston e possíveis aproximações**

A principal premissa deste método é que o fluido atravessa o casco do trocador de calor por quatro caminhos diferentes: cruzando o feixe de tubos (cf) e depois passando pela janela da chicana (w), realizando um bypass do feixe de tubos (b) e depois também passando pela janela

da chicana, passando entre os tubos e a chicana (tb) e passando entre o casco e a chicana (sb). Idealmente a vazão total do fluido cruzaria o feixe de tubos e seguiria pela janela, porém a existência dessas alternativas para o escoamento reduz a eficiência da troca térmica e a consideração dessa influência é essencial para obter um resultado mais preciso para o coeficiente de transferência de calor do casco.

Para a resolução deste problema, o método se apoia no princípio hidráulico de que a queda de pressão entre dois pontos do trocador de calor deve ser a mesma independentemente do caminho feito pelo fluido. Dessa forma, é possível, através de manipulações matemáticas, chegar em equações que relacionam a resistência ao escoamento de cada caminho com a fração da vazão que o percorre. Para ilustrar, a Figura 9 traz uma representação de uma rede hidráulica equivalente a um trocador de calor casco e tubo.

Figura 9 – Rede hidráulica equivalente para o escoamento no casco



Fonte: (PALEN e TABOREK, 1969) (Adaptado)

Inúmeras referências apresentam o equacionamento deste método, no entanto é possível notar que muitas delas apresentam apenas a forma aproximada das equações para cálculo das resistências ao escoamento de cada caminho e de cada área correspondente. A fim de estudar com mais detalhes a validade dessas aproximações e o seu efeito na previsão do coeficiente de transferência de calor, este trabalho compara as equações apresentadas em ESDU (1984), em sua maioria com simplificações, com as apresentadas em Serth (2007), geralmente apresentadas

de maneira completa. Vale ressaltar que não há divergência para as equações usadas no cálculo da área de fluxo cruzado, da área de fluxo pela janela da chicana, da área de bypass do fluxo e do coeficiente de transferência de calor.

### 3.1.1. Área de fluxo cruzado

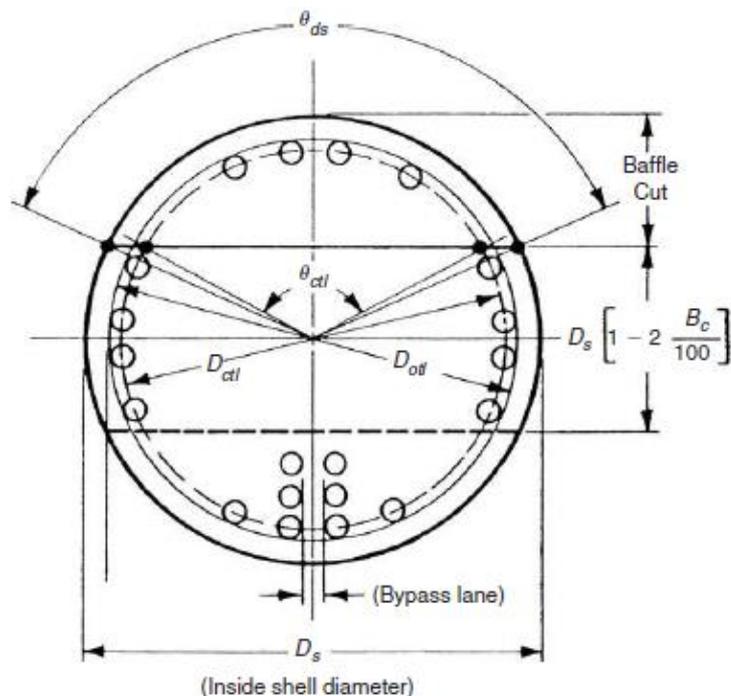
Devido ao número de tubos variar fileira a fileira, considera-se como referência a quantidade de tubos na fileira central, que é a máxima quantidade de tubos presente numa fileira do feixe, pois com isso se obtém a área mínima para o fluido cruzar o feixe. Tal área é calculada segundo a Equação 40.

$$A_{cf} = L_B(D_S - D_{OTL}) + \frac{D_{OTL} - D_O}{P_t} L_B(P_t - D_O) \quad (40)$$

O primeiro termo da equação corresponde à área do plano horizontal não ocupada pelo feixe do trocador de calor. Enquanto o segundo consiste na multiplicação de número de tubos na fileira central pela área disponível para a passagem do fluido no espaço ocupado pelo feixe de tubos, isto é, a área dos espaços vazios entre os tubos.

A fim de ilustrar os diferentes diâmetros utilizados nos cálculos, a Figura 10 mostra a seção transversal de um trocador de calor.

Figura 10 – Seção transversal de um trocador de calor casco-e-tubo



Fonte: (TABOREK, 1988)

### 3.1.2. Área de fluxo pela janela da chicana

A área de fluxo pela janela da chicana se trata, basicamente, da área da janela chicana descontada da área ocupada pelos tubos. Para se chegar à equação final, faz-se a consideração de que quantidade de tubos na janela da chicana é diretamente proporcional à área ocupada por ela, ou seja, se a área da janela ocupar 15% da área total da circunferência do casco, haverá 15% dos tubos do trocador de calor passando pela janela. Sendo assim, chega-se à Equação 41 para cálculo desta área.

$$A_w = \frac{1}{8} D_s^2 (\theta_{ds} - \text{sen } \theta_{ds}) - N_t F_w \frac{\pi D_o^2}{4} \quad (41)$$

### 3.1.3. Área de bypass do fluxo

A área de bypass do fluxo é a área entre tubo mais externo do feixe e o casco, tomando como referência novamente a fileira central do feixe, e é calculada pela Equação 42.

$$A_b = L_B (D_s - D_{OTL}) \quad (42)$$

### 3.1.4. Área entre os tubos e a chicana

Devido a questões construtivas o furo feito na chicana é sempre um pouco maior que o diâmetro do tubo, por isso, para calcular essa área calcula-se a área da circunferência relativa ao furo da chicana e subtrai-se a área da circunferência relativa ao tubo. Entretanto, a abordagem usada em ESDU (1984) e em Serth (2007) faz uma consideração sobre a quantidade de tubos que multiplicará essa área que afasta o resultado da área real presente no trocador. Ambas referências recomendam utilizar o número total de tubos do trocador de calor, mesmo que os tubos que passam pela janela da chicana não contribuam para essa área, na realidade. A justificativa dessa consideração se dá por conta de uma recomendação de Wills (1984) que ao estabelecer o método afirmou que o uso da área real superestimaria o resultado de queda de pressão. Sendo assim, a equação trazida por ESDU (1984), calcula-se essa área por meio da Equação 43.

$$A_{tb} = N_t (\pi D_o \delta_{tb} + \pi \delta_{tb}^2) \quad (43)$$

Serth (2007) traz a forma aproximada da Equação 43, desprezando o segundo termo, já que  $\delta_{tb}$  sempre será um valor pequeno, representada aqui pela Equação 44.

$$A_{tb} = N_t \pi D_o \delta_{tb} \quad (44)$$

A fim de verificar os efeitos dessa aproximação decorrente da recomendação citada, este trabalho também usa a área calculada de maneira real, descontando os tubos que atravessam o

trocador pela janela da chicana. Para isso, define-se a fração dos tubos que passam pela chicana como a quantidade complementar a quantidade de tubos que passam pela janela, estabelecida na Seção 3.1.2. Assim, chega-se à Equação 45.

$$A_{tb} = 0,5 \cdot N_t (\pi D_O \delta_{tb} + \pi \delta_{tb}^2) \left[ 2 + \frac{1}{\pi} (\text{sen } \theta_{CTL} - \theta_{CTL}) \right] \quad (45)$$

### 3.1.5. Área entre o casco e a chicana

De maneira análoga ao observado para a folga entre os tubos e a chicana, por conta de questões construtivas, também se mantém uma folga entre a chicana e o casco. Sendo assim, essa área é calculada descontando a área da circunferência da chicana da área de circunferência do casco.

No entanto, há novamente uma divergência entre a abordagem nas duas referências e a área real. Elas consideram a área de folga entre o casco e a chicana ao longo da circunferência completa do casco, no entanto, a área real deve ser calculada com base apenas a porção da circunferência ocupada pela chicana, pois o restante da circunferência é composto pela janela resultante do corte da chicana. Tal consideração também segue a recomendação de Wills (1984) pelos mesmos motivos expostos na sessão 3.1.4.

De forma análoga ao exposto na sessão anterior, a Equação 46 reflete a abordagem da ESDU (1984), a Equação 47 representa a abordagem de Serth (2007) que novamente despreza a influência do segundo termo e a Equação 48 é a que calcula a área real.

$$A_{sb} = \pi (D_s \delta_{sb} - \delta_{sb}^2) \quad (46)$$

$$A_{sb} = \pi D_s \delta_{sb} \quad (47)$$

$$A_{sb} = (D_s \delta_{sb} + \delta_{sb}^2) \left( \pi - \frac{2 \cos^{-1}(1 - 2B_c)}{2} \right) \quad (48)$$

### 3.1.6. Coeficiente de resistência do fluxo cruzado

O cálculo do coeficiente de resistência do fluxo cruzado é realizado de maneira semelhante em ambas referências, a principal diferença se dá na área considerada para o cálculo. ESDU (1984) utiliza a área livre de fluxo cruzado ( $A_c$ ), definida na Equação 49 e Serth (2007) utiliza  $A_{BW}$ , uma área que considera a influência de um banco de tubos, denotada na Equação 50.

$$A_c = \left\{ \frac{\pi D_{OTL}}{4} - 2 \left[ \frac{D_{OTL}^2}{4} \left( \frac{\theta_{OTL}}{2} - \text{sen } \frac{\theta_{OTL}}{2} \cos \frac{\theta_{OTL}}{2} \right) \right] \right\} \frac{L_B}{H} \quad (49)$$

$$A_{BW} = [L_B D_{OTL}^2 (\pi - \theta_{OTL} + \text{sen } \theta_{OTL})] \frac{1}{4H} \quad (50)$$

Em que,

$$H = D_s (1 - 2B_c) \quad (51)$$

$$\theta_{OTL} = 2 \cos^{-1} \frac{H}{D_{OTL}} \quad (52)$$

É importante ressaltar que o arranjo dos tubos faz diferença nas equações utilizadas, sendo assim, para arranjo triangular a ESDU (1984) recomenda a Equação 53 e para arranjo quadrado, a Equação 54. É interessante notar que para o arranjo quadrado o efeito do número de Reynolds é considerado irrelevante e, por isso, adota-se  $Re_{cf} = 1000$  apenas para permitir um agrupamento de constantes e a expressão passa a ser independente dele.

$$\xi_{cf} = \frac{4}{2\rho A_c^2} \frac{0,45 D_0 D_v H}{(P_t - D_0)^3} Re_{cf,1}^{-0,267} \quad (53)$$

$$\xi_{cf} = \frac{4}{2\rho A_c^2} \frac{0,033 D_0^2 D_v H}{(P_t - D_0)^3 D_0} \quad (54)$$

Em que,

$$Re_{cf,1} = \frac{\dot{m}_{cf} D_0}{\mu A_c} \quad (55)$$

De maneira diferente, Serth (2007) não faz nenhuma aproximação quando o arranjo é quadrado. Sendo assim, a equação usada para ambos os casos é a mesma, se diferenciando apenas pelo valor dos parâmetros a e b. Para o arranjo quadrado  $a = 0,061$  e  $b = 0,088$  e para o arranjo triangular  $a = 0,450$  e  $b = 0,0267$ . Tal equação é apresentada como Equação 56.

$$\xi_{cf} = \frac{4}{2\rho A_{BW}^2} \frac{a D_0 D_v H}{(P_t - D_0)^3} Re_{cf,2}^{-b} \quad (56)$$

Em que,

$$Re_{cf,2} = \frac{\dot{m}_{cf} D_0}{\mu A_{BW}} \quad (57)$$

Em todas as equações para cálculo do coeficiente de resistência do fluxo cruzado se usa o diâmetro volumétrico médio ( $D_v$ ), calculado pela Equação 58. Em que  $\alpha$  é igual a 1,273 para arranjo quadrado e 1,103 para arranjo triangular.

$$D_v = \frac{\alpha P_t^2 - D_0^2}{D_0} \quad (58)$$

### 3.1.7. Coeficiente de resistência do bypass

Para o cálculo do coeficiente de resistência do bypass, Serth (2007) apresenta a equação completa (Equação 59).

$$\xi_b = \frac{1}{2\rho A_b^2} \left[ 0,3164 \left( \frac{H}{\Omega P_t} \right) \left( \frac{\dot{m}_T D_e}{\mu A_b} \right)^{-0,025} + 2N_{ss} \right] \quad (59)$$

$D_e$  é calculado conforme a Equação 60 e  $\Omega$  é uma constante que é igual a 1,732 para arranjo triangular, 1,414 para arranjo quadrado rotacionado e 1 para arranjo quadrado.

$$D_e = \frac{2A_b}{D_s - D_{OTL} + 2L_B} \quad (60)$$

Para se chegar no formato simplificado da equação apresentada em ESDU (1984) (Equação 61), parte-se da Equação 59. Assume-se  $Re = 1000$  e se realiza um agrupamento com a constante. Tal consideração é justificada pelo fato do número de Reynolds ser elevado a um expoente muito pequeno e, com isso, ter contribuição praticamente irrelevante.

$$\xi_b = \frac{1}{2\rho A_b^2} \left[ 0,266 \left( \frac{H}{\Omega P_t} \right) + 2N_{ss} \right] \quad (61)$$

### 3.1.8. Coeficiente de resistência do fluxo na janela da chicana

O coeficiente de resistência do fluxo na janela da chicana deriva de uma relação empírica que é apresentada de maneira idêntica tanto em Serth (2007) quanto em ESDU (1984) e aqui consta como Equação 62.

$$\xi_w = \frac{1}{2\rho A_w^2} \left[ 1,9 \exp(0,6856(A_w/A_{cf})) \right] \quad (62)$$

### 3.1.9. Coeficiente de resistência do fluxo entre os tubos e a chicana

De forma análoga ao exposto na Seção 3.1.7, Serth (2007) apresenta a equação completa (Equação 63), enquanto ESDU (1984) mostra uma versão simplificada da primeira (Equação 64). A simplificação também ocorre da mesma maneira, admite-se baixa influência do Reynolds no resultado e assume-se um Reynolds constante que permite o agrupamento com as constantes. No entanto, o valor assumido para Reynolds não é mencionado no texto.

$$\xi_{tb} = \frac{1}{2\rho A_{tb}^2} \left[ \left( \frac{2B_t}{\delta_{tb}} \right) \left( 0,0035 + \frac{0,528\dot{m}_T\delta_{tb}}{\mu A_{tb}} \right)^{-0,42} + 2,3 \left( \frac{B_t}{\delta_{tb}} \right)^{-0,177} \right] \quad (63)$$

$$\xi_{tb} = \frac{1}{2\rho A_{tb}^2} \left[ \left( \frac{0,036B_t}{\delta_{tb}} \right) + 2,3 \left( \frac{B_t}{\delta_{tb}} \right)^{-0,177} \right] \quad (64)$$

### 3.1.10. Coeficiente de resistência do fluxo entre o casco e a chicana

As fórmulas para cálculo a resistência do fluxo entre o casco e a chicana são muito semelhantes às da resistência do fluxo entre os tubos e a chicana, apenas alterando a área e o espaçamento considerados. As referências também seguem a mesma lógica, o Serth (2007) mostra a equação completa e a ESDU (1984) uma versão simplificada, apresentadas neste documento como Equações 65 e 66, respectivamente. Novamente, a simplificação realizada para se passar de uma equação à outra não é mencionada.

$$\xi_{sb} = \frac{1}{2\rho A_{sb}^2} \left[ \left( \frac{2B_t}{\delta_{sb}} \right) \left( 0,0035 + \frac{0,528\dot{m}_T\delta_{sb}}{\mu A_{sb}} \right)^{-0,42} + 2,3 \left( \frac{B_t}{\delta_{sb}} \right)^{-0,177} \right] \quad (65)$$

$$\xi_{sb} = \frac{1}{2\rho A_{sb}^2} \left[ \left( \frac{0,036B_t}{\delta_{sb}} \right) + 2,3 \left( \frac{B_t}{\delta_{sb}} \right)^{-0,177} \right] \quad (66)$$

### 3.1.11. Queda de pressão

O cálculo de queda de pressão total ao longo do trocador de calor é uma soma das quedas de pressão nos bocais ( $\Delta P_N$ ), entre duas chicanas centrais ( $\Delta P_{BB}$ ) e na entrada ( $\Delta P_{in}$ ) e na saída do fluido ( $\Delta P_{out}$ ) – regiões com um espaçamento de chicana diferenciado em relação ao restante do trocador de calor. A equação que representa isso é a Equação 67 apresentada por Serth (2007).

$$\Delta P_T = \Psi[(N_B - 1)\Delta P_{BB} + \Delta P_{in} + \Delta P_{out}] + \Delta P_N \quad (67)$$

Na Equação 67 há a presença de  $\Psi$  que é um fator de correção baseado no número de Reynolds do fluxo cruzado, calculado pela Equação 68. Caso  $Re_{cf,3}$  seja maior ou igual a 1000, o fator de correção é igual a 1; caso contrário ele é calculado de acordo com a Equação 69. Deve-se destacar que ESDU (1984) também apresenta a Equação 67, porém sem o fator de correção.

$$Re_{cf,3} = \frac{D_O \dot{m}_{cf}}{\mu A_{cf}} \quad (68)$$

$$\Psi = 3,646 Re_{cf,3}^{-0,1934} \quad (69)$$

A queda de pressão pode ser expressa como a multiplicação de uma resistência pela vazão mássica correspondente ao quadrado. Portanto, o cálculo da queda de pressão entre chicanas centrais pode ser expressa pela Equação 70. Toda a dedução dela pode ser encontrada em Serth (2007).

$$\Delta P_{BB} = \dot{m}_T^2 (\xi_{tb}^{-1/2} + \xi_{sb}^{-1/2} + \xi_w^{-1/2} + \xi_b^{-1/2} + \xi_{cf}^{-1/2})^{-2} \quad (70)$$

Todo o termo que diz respeito às resistências pode ser agrupado como uma resistência total, resultando na Equação 71.

$$\Delta P_{BB} = \dot{m}_T^2 \xi_T \quad (71)$$

Em relação ao cálculo da queda de pressão na saída e na entrada do trocador, se assumirá que ambos os valores serão iguais e as variáveis serão representadas com subscrito “e”. Essa suposição implica em dizer que a espaçamento da primeira chicana em relação à entrada do trocador é igual ao espaçamento da última chicana em relação à saída do trocador. Tal cálculo é realizado por meio da Equação 72.

$$\Delta P_e = \xi_e \dot{m}_e^2 + 0,5 \xi_{we} \dot{m}_w^2 \quad (72)$$

Em que  $\xi_e$  e  $\xi_{we}$  são calculados com as Equações 73 e 74, respectivamente.

$$\xi_e = 0,5 \left( \xi_b^{-\frac{1}{2}} + \xi_{cf}^{-\frac{1}{2}} \right)^{-2} \left( \frac{L_B}{L_{Be}} \right)^2 \left[ 1 + \frac{D_{OTL}}{D_s(1 - 2B_c)} \right] \quad (73)$$

$$\xi_{we} = \frac{1,9}{2\rho A_w^2} \exp \left[ \frac{0,6856 A_w L_B}{A_w L_{Be}} \right] \quad (74)$$

ESDU (1984) inclui nesse cálculo um termo somando na Equação 72 que representa a resistência entre a passagem do fluido entre o bocal e o feixe de tubos, chegando na Equação 75. Entretanto, no próprio documento já é dito que isso se trata de uma aproximação.

$$\Delta P_e = \frac{\dot{m}_T^2}{2\rho A_{cfe}^2} + \xi_e \dot{m}_e^2 + 0,5 \xi_{we} \dot{m}_w^2 \quad (75)$$

Por fim, a queda de pressão nos bocais é tratada de forma completamente diferente em Serth (2007) e no documento da ESDU (1984). O primeiro a calcula por meio da Equação 76, já o último utiliza a Equação 77.

$$\Delta P_N = 7,5 \cdot 10^{-4} N_s \left( \frac{4\dot{m}_T}{\pi D_n} \right)^2 \quad (76)$$

$$\Delta P_N = \frac{\dot{m}_T}{2\rho} \left[ \left( \frac{4}{\pi D_N^2} \right)^2 + \left( \pi D_N L_{Nt} + 0,6 \left( \frac{\pi D_N^2}{4} \right) \left( 1 - \frac{D_o}{P_t} \right) \right)^{-2} \right] \quad (77)$$

### 3.1.12. Coeficiente de transferência de calor

No método de Wills e Johnston o coeficiente de transferência de calor é calculado pela Equação 78 e é interessante notar que ela parte da premissa que apenas a porção de fluido que cruza o feixe de tubos contribui para a troca térmica. Por isso, só considera essa fração para o cálculo do Reynolds.

$$h = 0,33 \frac{k}{D_O} \left( \frac{\dot{m}_T F_{cf} D_O}{A_{cf} \mu} \right)^{0,6} \left( \frac{\mu C_p}{k} \right)^{0,3} \quad (78)$$

### 3.2. Estudo de caso

Nas seções anteriores foi descrita a abordagem presente em Serth (2007), em ESDU (1984) e também foram destacados alguns pontos em que os cálculos de algumas áreas destoam da realidade por conta de recomendações presentes na literatura. Para avaliar os efeitos que as aproximações presentes em cada abordagem, utilizou-se os dados experimentais de um dos trocadores de calor usado nos experimentos em Delaware para desenvolvimento do método de Bell-Delaware. Tais dados constam em ESDU (1984) e são apresentados aqui nas Tabelas 1, 2 e 3. No experimento em questão se mediu a queda de pressão entre duas chicanas centrais, chegando-se ao valor de 12,23 kPa, portanto, esse será o parâmetro-chave para avaliação da precisão das abordagens.

Tabela 1 – Dados do fluido

Dado	Valor
$\dot{m}_T$ / (kg/s)	11,54
$\rho$ / (kg/m <sup>3</sup> )	785,00
$\mu$ / (kg/s.m)	$1,87 \cdot 10^{-3}$

Tabela 2 – Dimensões do trocador de calor

Dimensão	Valor
$D_O$ / m	0,00635
$D_S$ / m	0,2223
$L_B$ / m	0,0671
$P_t$ / m	0,00873
$B_t$ / m	0,00159
$\delta_{sb}$ / m	0,00102
$\delta_{tb}$ / m	0,000165
$D_{OTL}$ / m	0,2073
$B_c$ / m	0,1756

Tabela 3 – Especificações do trocador de calor

Especificação	Dado
Arranjo dos tubos	Triangular
Número de tubos	470
Número de fitas selantes	0
Número de passes no casco	1

### 3.2.1. Abordagem 1 - ESDU

Todos os cálculos são apresentados, neste primeiro momento, de acordo com a abordagem de ESDU (1984). A primeira etapa é o cálculo das áreas, o qual se inicia pela área do fluxo cruzado usando a Equação 40:

$$A_{cf} = 0,0671(0,2223 - 0,2073) + \frac{0,2073 - 0,00635}{1} 0,0671(0,00873 - 0,00635)$$

$$A_{cf} = 0,00468 \text{ m}^2$$

Prossegue-se pelo cálculo da área da janela da chicana e do bypass usando as Equações 41 e 42. No entanto, para viabilizar seu uso, é necessário calcular determinadas dimensões por meio das Equações 51, 79, 80 e 81:

$$H = 0,2223(1 - 2 \cdot 0,1756) = 0,144228 \text{ m}$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1}(1 - 2B_c) \quad (79)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1}(1 - 2 \cdot 0,1756) = 1,72958 \text{ rad}$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1}\left(\frac{H}{D_{OTL} - D_O}\right) \quad (80)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1}\left(\frac{0,144228}{0,2073 - 0,00635}\right) = 1,540513 \text{ rad}$$

$$F_w = \frac{1}{2\pi(\theta_{ctl} - \text{sen } \theta_{ctl})} \quad (81)$$

$$F_w = \frac{1}{2\pi(1,540513 - \text{sen } 1,540513)} = 0,086098$$

$$A_w = \frac{1}{8} 0,2223^2 (1,72958 - \text{sen } 1,72958) - 470 \cdot 0,086098 \frac{\pi 0,00635^2}{4}$$

$$A_w = 0,003318 \text{ m}^2$$

$$A_b = 0,0671(0,2223 - 0,2073)$$

$$A_b = 0,001007 \text{ m}^2$$

Então, calculam-se as áreas entre os tubos e a chicana e entre o casco e a chicana com as Equações 43 e 46.

$$A_{tb} = 470(\pi \cdot 0,00635 \cdot 0,000165 + \pi 0,000165^2)$$

$$A_{tb} = 0,001587 \text{ m}^2$$

$$A_{sb} = \pi(0,2223 \cdot 0,00102 - 0,00102^2)$$

$$A_{sb} = 0,000709 \text{ m}^2$$

O próximo passo consiste em calcular as resistências ao fluxo em cada área calculada, com exceção da resistência no fluxo cruzado que será calculada por último de maneira iterativa, já que é a única que depende da fração de fluido que cruza o feixe. Para isso serão utilizadas as Equações 61, 62, 64 e 66.

$$\xi_b = \frac{1}{2 \cdot 785 \cdot 0,001007^2} \left[ 0,266 \left( \frac{0,144228}{0,00873} \right) + 2 \cdot 0 \right] = 1595,30 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_w = \frac{1,9 \exp(0,6856(0,003318/0,00468))}{2 \cdot 785 \cdot 0,003318^2} = 178,77 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_{tb} = \frac{1}{2 \cdot 785 \cdot 0,001587^2} \left[ \left( \frac{0,036 \cdot 0,00159}{0,000165} \right) + 2,3 \left( \frac{0,00159}{0,000165} \right)^{-0,177} \right] = 477,09 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_{sb} = \frac{1}{2 \cdot 785 \cdot 0,000709^2} \left[ \left( \frac{0,036 \cdot 0,00159}{0,00102} \right) + 2,3 \left( \frac{0,00159}{0,00102} \right)^{-0,177} \right] = 2764,60 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

Como já dito, a etapa seguinte do cálculo é iterativa, já que a fração do fluxo que cruza o feixe de tubos é necessária para o cálculo da resistência do fluxo cruzado e vice-versa. Para realização das iterações foi utilizado o Solver do Excel<sup>®</sup>, sendo assim, neste trabalho serão apresentados os cálculos realizados com a estimativa inicial – metade da vazão cruzando o feixe de tubos – e o resultado após ter sido alcançada a convergência. Um resumo dos resultados pode ser encontrado na Tabela 4.

Os cálculos se iniciam com o da resistência do fluxo cruzado em que são utilizadas as Equações 49, 52, 53 e 58. Para calcular as frações de fluxo que passam por cada caminho possível são usadas as Equações 82 a 88. Para esses cálculos são necessárias novas definições, a resistência de um caminho composto pelo cruzamento do feixe e pelo bypass – representado pelo índice x, a resistência de um caminho composto pela janela da chicana somado ao cruzamento do feixe e ao bypass – representado pelo índice y e a resistência total – representada pelo índice T.

$$\theta_{OTL} = 2 \cos^{-1} \frac{0,144228}{0,2073} = 1,603 \text{ rad}$$

$$A_c = \left\{ \frac{0,2073\pi}{4} - 2 \left[ \frac{0,2073^2}{4} \left( \frac{1,603}{2} - \operatorname{sen} \frac{1,603}{2} \cos \frac{1,603}{2} \right) \right] \right\} \frac{0,0671}{0,144228} = 0,012687 \text{ m}^2$$

$$Re_{cf} = \frac{5,77 \cdot 0,00635}{1,87 \cdot 10^{-3} \cdot 0,12687} = 1544,31$$

$$D_V = \frac{1,103 \cdot 0,00873^2 - 0,00635^2}{0,00635} = 0,0069 \text{ m}$$

$$\xi_{cf} = \frac{4}{2 \cdot 785 \cdot 0,012687^2} \frac{0,45 \cdot 0,00635 \cdot 0,0069 \cdot 0,144228}{(0,00873 - 0,00635)^3} 1544,31^{-0,267}$$

$$\xi_{cf} = 469,29 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_x = (\xi_{CF}^{-0,5} + \xi_B^{-0,5})^{-2} \quad (82)$$

$$\xi_x = (469,29^{-0,5} + 1595,301^{-0,5})^{-2} = 197,27 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_y = \xi_x + \xi_w \quad (83)$$

$$\xi_y = 197,27 + 178,77 = 376,04 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_T = (\xi_y^{-0,5} + \xi_{tb}^{-0,5} + \xi_{sb}^{-0,5})^{-2} \quad (84)$$

$$\xi_T = (376,04^{-0,5} + 477,09^{-0,5} + 2764,60^{-0,5})^{-2} = 73,84 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$F_{cf} = \left( \frac{\xi_x \xi_T}{\xi_{CF} \xi_y} \right)^{0,5} \quad (85)$$

$$F_{cf} = \left( \frac{197,27 \cdot 73,84}{469,23 \cdot 376,04} \right)^{0,5} = 0,287$$

$$F_b = \left( \frac{\xi_x \xi_T}{\xi_b \xi_y} \right)^{0,5} \quad (86)$$

$$F_b = \left( \frac{197,27 \cdot 73,84}{1595,30 \cdot 376,04} \right)^{0,5} = 0,156$$

$$F_{tb} = \left( \frac{\xi_T}{\xi_{tb}} \right)^{0,5} \quad (87)$$

$$F_{tb} = \left( \frac{73,84}{477,09} \right)^{0,5} = 0,393$$

$$F_{sb} = \left( \frac{\xi_T}{\xi_{sb}} \right)^{0,5} \quad (88)$$

$$F_{sb} = \left( \frac{73,84}{2764,60} \right)^{0,5} = 0,163$$

Tabela 4 – Resultado das iterações com a abordagem ESDU

Variável	Iteração 1	Iteração Final
$F_{cf}$ (Iteração n)	0,5	0,275
$\dot{m}_{cf}$ / (kg/s)	5,77	3,17
$Re_{cf}$	1544,31	849,05
$\xi_{cf}$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	469,29	550,56
$\xi_x$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	197,27	218,47
$\xi_y$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	376,04	397,24
$\xi_T$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	73,84	75,65
$F_{cf}$ (Iteração n+1)	0,287	0,275
$F_b$	0,156	0,161
$F_{tb}$	0,393	0,398
$F_{sb}$	0,163	0,165
$ F_{cf}^{(n)} - F_{cf}^{(n+1)} $	0,21	$1,45 \cdot 10^{-9}$

Por fim, após atingir a convergência do processo calcula-se a queda de pressão entre duas chicanas centrais com a Equação 71.

$$\Delta P_{BB} = 11,54^2 \cdot 75,65 = 10,07 \text{ kPa}$$

### 3.2.2. Abordagem 2 - Serth (2007)

Após demonstrar os cálculos seguindo a abordagem proposta pelo documento da ESDU (1984), eles são apresentados conforme a abordagem de Serth (2007). Entretanto, como muitas das variáveis são calculadas da mesma maneira, serão apresentadas apenas aquelas em que há diferenças, para evitar repetições.

Portanto, se inicia com as Equações 44 e 47 e que calculam as áreas entre os tubos e a chicana e entre o casco e a chicana.

$$A_{tb} = 470 \cdot \pi \cdot 0,00635 \cdot 0,000165 = 0,001547 \text{ m}^2$$

$$A_{sb} = \pi \cdot 0,2223 \cdot 0,00102 = 0,000712 \text{ m}^2$$

Como as demais áreas são iguais às calculadas pela abordagem de ESDU (1984), calculam-se as resistências do bypass, do fluxo entre os tubos e a chicana e do fluxo entre o casco e a chicana com as Equações 59, 60, 63 e 65.

$$D_e = \frac{2 \cdot 0,001007}{0,2223 - 0,2073 + 2 \cdot 0,0671} = 0,013492 \text{ m}$$

$$\xi_B = \frac{1}{2 \cdot 785 \cdot 0,001007^2} \left[ 0,3164 \left( \frac{0,144228}{1,732 \cdot 0,00873} \right) \left( \frac{11,54 \cdot 0,013492}{1,87 \cdot 10^{-3} \cdot 0,001007} \right)^{-0,025} + 2 \cdot 0 \right]$$

$$\xi_B = 1429,74 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_{tb} = \frac{1}{2 \cdot 785 \cdot 0,001547^2} \left[ \left( \frac{2 \cdot 0,00159}{0,000165} \right) \left( 0,0035 + \frac{0,528 \cdot 11,54 \cdot 0,000165}{1,87 \cdot 10^{-3} \cdot 0,001547} \right)^{-0,42} + 2,3 \left( \frac{0,00159}{0,000165} \right)^{-0,177} \right]$$

$$\xi_{tb} = 849,25 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_{sb} = \frac{1}{2 \cdot 785 \cdot 0,000712^2} \left[ \left( \frac{2 \cdot 0,00159}{0,00102} \right) \left( 0,0035 + \frac{0,528 \cdot 11,54 \cdot 0,00102}{1,87 \cdot 10^{-3} \cdot 0,000712} \right)^{-0,42} + 2,3 \left( \frac{0,00159}{0,00102} \right)^{-0,177} \right]$$

$$\xi_{sb} = 2781,47 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

Prossegue-se com a etapa de cálculo iterativo que será apresentada de maneira análoga ao feito para a abordagem de ESDU (1984) e com a mesma estimativa inicial  $F_{cf} = 0,5$ . O resumo dos resultados se encontra na Tabela 5.

$$A_{BW} = \frac{0,0671 \cdot 0,2073^2 (\pi - 1,603 + \text{sen } 1,603)}{4 \cdot 0,144228} = 0,019662 \text{ m}^2$$

$$\text{Re}_{cf} = \frac{5,77 \cdot 0,00635}{1,87 \cdot 10^{-3} \cdot 0,019662} = 996,52$$

$$\xi_{cf} = \frac{4}{2 \cdot 785 \cdot 0,019662^2} \frac{0,45 \cdot 0,00635 \cdot 0,0069 \cdot 0,144228}{(0,00873 - 0,00635)^3} 996,52^{-0,267}$$

$$\xi_{cf} = 219,65 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_x = (219,65^{-0,5} + 1429,74^{-0,5})^{-2} = 113,37 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_y = 113,37 + 178,77 = 292,13 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_T = (292,13^{-0,5} + 849,25^{-0,5} + 2781,47^{-0,5})^{-2} = 80,03 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$F_{cf} = \left( \frac{113,17 \cdot 80,03}{219,65 \cdot 292,13} \right)^{0,5} = 0,376$$

$$F_b = \left( \frac{113,17 \cdot 80,03}{1429,74 \cdot 292,13} \right)^{0,5} = 0,147$$

$$F_{tb} = \left( \frac{80,03}{849,25} \right)^{0,5} = 0,307$$

$$F_{sb} = \left( \frac{80,03}{2781,47} \right)^{0,5} = 0,170$$

Tabela 5 - Resultado das iterações com a abordagem de Serth (2007)

Variável	Iteração 1	Iteração Final
$F_{cf}$ (Iteração n)	0,500	0,367
$\dot{m}_{cf}$ / (kg/s)	5,77	4,27
$Re_{cf}$	996,52	736,82
$\xi_{cf}$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	219,65	238,09
$\xi_x$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	113,37	120,09
$\xi_y$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	292,13	298,85
$\xi_T$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	80,03	80,98
$F_{cf}$ (Iteração n+1)	0,376	0,370
$F_b$	0,147	0,151
$F_{tb}$	0,307	0,309
$F_{sb}$	0,170	0,171
$ F_{cf}^{(n)} - F_{cf}^{(n+1)} $	0,12	$3,3 \cdot 10^{-8}$

Então, finaliza-se com o cálculo da queda de pressão.

$$\Delta P_{BB} = 11,54^2 \cdot 80,98 = 10,78 \text{ kPa}$$

### 3.2.3. Abordagem 3 - Serth (2007) sem aproximações

Conforme já discutido, as áreas entre os tubos e a chicana e entre o casco e a chicana são calculadas de maneira superestimada, pois segundo Wills (1984) isso corrigiria uma possível superestimativa na queda de pressão calculada. A fim de investigar essa recomendação, foram realizados os cálculos conforme a abordagem de Serth (2007), no entanto, essas áreas foram calculadas por meio das Equações 45 e 48 que fornecem seus valores reais e o resultado pode ser visto na

Tabela 6.

$$A_{tb} = 0,5 \cdot 470(\pi \cdot 0,00635 \cdot 0,000165 + \pi \cdot 0,000165^2) \left[ 2 + \frac{1}{\pi}(\text{sen } 1,5405 - 1,5405) \right]$$

$$A_{tb} = 0,001451 \text{ m}^2$$

$$A_{sb} = (0,2223 \cdot 0,00102 + 0,00102^2) \left( \pi - \frac{2\cos^{-1}(1 - 2 \cdot 0,1756)}{2} \right)$$

$$A_{sb} = 0,000514 \text{ m}^2$$

$$\xi_{tb} = \frac{1}{2.785 \cdot 0,001451^2} \left[ \left( \frac{2 \cdot 0,00159}{0,000165} \right) \left( 0,0035 + \frac{0,528 \cdot 11,54 \cdot 0,000165}{1,87 \cdot 10^{-3} \cdot 0,001451} \right)^{-0,42} + 2,3 \left( \frac{0,00159}{0,000165} \right)^{-0,177} \right]$$

$$\xi_{tb} = 952,62 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_{sb} = \frac{1}{2.785 \cdot 0,000514^2} \left[ \left( \frac{2 \cdot 0,00159}{0,00102} \right) \left( 0,0035 + \frac{0,528 \cdot 11,54 \cdot 0,00102}{1,87 \cdot 10^{-3} \cdot 0,000514} \right)^{-0,42} + 2,3 \left( \frac{0,00159}{0,00102} \right)^{-0,177} \right]$$

$$\xi_{sb} = 5316,89 \text{ (kg. m)}^{-1}$$

$$\xi_T = (292,13^{-0,5} + 952,62^{-0,5} + 5316,89^{-0,5})^{-2} = 91,36$$

$$F_{cf} = \left( \frac{113,17 \cdot 91,36}{219,65 \cdot 292,13} \right)^{0,5} = 0,402$$

$$F_b = \left( \frac{113,17 \cdot 91,36}{1429,74 \cdot 292,13} \right)^{0,5} = 0,157$$

$$F_{tb} = \left( \frac{91,36}{952,62} \right)^{0,5} = 0,310$$

$$F_{sb} = \left( \frac{91,36}{5316,89} \right)^{0,5} = 0,132$$

Tabela 6 - Resultado das iterações com a abordagem de Serth (2007) sem aproximações

Variável	Iteração 1	Iteração Final
$F_{cf}$ (Iteração n)	0,500	0,397
$\dot{m}_{cf}$ / (kg/s)	5,77	4,58
$Re_{cf}$	996,52	790,67
$\xi_{cf}$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	219,65	233,65
$\xi_x$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	113,37	118,49
$\xi_y$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	292,13	297,25
$\xi_T$ / (kg. m) <sup>-1</sup>	91,36	92,25
$F_{cf}$ (Iteração n+1)	0,402	0,397
$F_b$	0,157	0,160
$F_{tb}$	0,310	0,311
$F_{sb}$	0,131	0,132
$ F_{cf}^{(n)} - F_{cf}^{(n+1)} $	0,10	$1,3 \cdot 10^{-9}$

Por último, realiza-se o cálculo da queda de pressão.

$$\Delta P_{BB} = 11,54^2 \cdot 80,98 = 12,28 \text{ kPa}$$

### 3.2.4. Discussão dos resultados

Para facilitar a comparação das abordagens os principais resultados obtidos com cada uma são apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Resumo dos resultados obtidos pelas três abordagens

Variável	ESDU	Serth	Serth sem aproximações
$A_{cf} / \text{m}^2$	0,004680	0,004680	0,004680
$A_w / \text{m}^2$	0,003318	0,003318	0,003318
$A_b / \text{m}^2$	0,001007	0,001007	0,001007
$A_{tb} / \text{m}^2$	0,001587	0,001547	0,001451
$A_{sb} / \text{m}^2$	0,000709	0,000712	0,000514
$\xi_{cf} / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	550,56	238,09	233,65
$\xi_b / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	1595,30	1429,74	1429,74
$\xi_{tb} / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	477,09	849,25	952,62
$\xi_{sb} / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	2764,60	2781,47	5316,89
$\xi_w / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	178,77	178,77	178,77
$F_{cf}$	0,275	0,370	0,397
$F_b$	0,161	0,151	0,160
$F_{tb}$	0,398	0,309	0,311
$F_{sb}$	0,165	0,171	0,132
$\Delta P / \text{kPa}$	10,07	10,78	12,29
$\frac{ \Delta P - \Delta P_{\text{exp}}  \cdot 100\%}{\Delta P_{\text{exp}}}$	17,6%	11,82%	0,45%

Os primeiros pontos a serem analisados são os efeitos da simplificação usada na abordagem de Serth (2007) para calcular  $A_{tb}$  e  $A_{sb}$  e da proposta de não se seguir a recomendação de Wills (1984) para realizar os cálculos dessas mesma duas áreas.

Como se nota na Tabela 7, desprezar o termo quadrático não provoca diferenças significantes no valor das áreas, entretanto calculá-las seguindo a sua geometria real impacta consideravelmente no resultado final. Destaca-se a diferença observada em  $A_{sb}$  em que não descontar a área ocupada pela janela da chicana superestimaria em 38% o seu valor.

Quanto às resistências, já havia uma expectativa de discrepância em relação à resistência do fluxo cruzado ( $\xi_{cf}$ ), tendo em vista que, além de a abordagem da ESDU (1984) apresentar simplificações na equação utilizada no cálculo, ela e a abordagem de Serth (2007) utilizam

equações diferentes para o cálculo da área considerada para essa resistência. Logo, é natural que os valores difiram em mais de 50%.

Em relação à resistência do bypass ( $\xi_b$ ), a diferença é mínima entre as três abordagens. Isso confirma que a influência do número de Reynolds nesse cálculo é bastante baixa e assumir um valor arbitrário para ele a fim de realizar um agrupamento de constantes e simplificar, como faz a ESDU (1984), não causa impacto significativo no resultado.

Os valores obtidos para a resistência do fluxo entre os tubos e a chicana ( $\xi_{tb}$ ) são substancialmente diferentes para as três abordagens. A diferença entre os cálculos propostos pela ESDU (1984) e por Serth (2007) indica que a simplificação que elimina a dependência do número de Reynolds sob a premissa de esse fator ser irrelevante ao resultado final não se mostra adequada, pois os resultados diferem em 78%. Já a diferença que ocorre da abordagem 2 e 3 é causada exclusivamente pela diferença do valor usado para a área entre os tubos e a chicana, já que a equação utilizada no cálculo da resistência é a mesma.

Analisando a resistência do fluxo entre o casco e a chicana ( $\xi_{sb}$ ), verifica-se que os resultados obtidos para essa variável apresentam um comportamento praticamente oposto aos obtidos para a resistência do fluxo entre os tubos e a chicana. A simplificação feita em ESDU (1984) é aceitável, já que os resultados obtidos entre essa abordagem e Serth (2007) são próximos. Entretanto, a diferença entre as áreas calculadas nas abordagens 2 e 3 implicam em uma diferença de quase 200 % no valor da resistência calculado. Sendo assim, de acordo com as análises realizadas, o cálculo das áreas mostra ser a etapa de maior importância, uma vez que seus impactos se estendem para os cálculos subsequentes.

As frações de fluido que percorrem cada caminho são consideravelmente diferentes, com exceção da fração que bypassa o feixe de tubos. Isso já era esperado, pois essa é uma consequência direta dos valores calculados para as resistências oferecidas por cada caminho. Como a resistência que menos difere entre as abordagens é a resistência do bypass é natural que essa seja a fração com maiores similaridades entre os resultados.

Pode-se dizer que variável mais importante para o trocador de calor é a fração de fluido que cruza o feixe de tubos, já que os demais caminhos apresentam troca térmica menos eficiente e contribuem para afastar o equipamento do comportamento ideal. Tendo isso em vista, o valor dessa fração obtida pela abordagem da ESDU (1984) é bastante baixo, já que nesse equipamento menos de 30% de todo fluido que entra estaria trocando calor eficientemente.

Como referência a literatura diz que trocadores de calor bem projetados conseguem atingir até 60% da troca térmica calculada para a massa total de fluido cruzando um banco de

tubos de maneira ideal (TABOREK, 2008). Confirmando que, de fato, há uma considerável parcela de eficiência perdida devido aos outros caminhos percorridos pelo fluido; porém uma parcela de quase 70% de perdas não é comum.

Também deve ser levado em conta que o trocador de calor utilizado no experimento de Delaware trata-se de um modelo bastante específico e com dimensões muito menores que os utilizados industrialmente, por isso, o comportamento hidráulico do fluido em seu interior pode apresentar peculiaridades ausentes na maioria dos equipamentos descritos na literatura.

Finalmente, analisando a queda de pressão é possível avaliar mais precisamente o desempenho das abordagens, já que se possui esse valor medido experimentalmente. Nitidamente se nota que a abordagem de Serth (2007) apresenta menor desvio absoluto em relação a abordagem da ESDU, o que pode indicar que as diversas aproximações feitas nos cálculos, principalmente nas equações das resistências diminui a precisão do método de Wills e Johnston. Também merece ser destacado que a diferença entre as duas referências é de 24 anos, fato que possibilitaria Serth (2007) a apresentar uma versão mais atualizada e mais precisa do desenvolvimento do método de Wills e Johnston.

Além disso, verifica-se o desvio extremamente baixo obtido nos resultados quando se ignora a recomendação de Wills (1984) e se calcula as áreas sem superestimá-las. Entretanto, apesar de a abordagem 3 ter apresentado os resultados mais precisos, é necessário ter cautela em afirmar que a recomendação de Wills (1984) pode não ser a melhor opção para desenvolvimento dos cálculos, pois essa comparação foi realizada com apenas um caso, tendo este um trocador de calor bastante diferente dos utilizados industrialmente. Ademais, para o desenvolvimento do método de Wills e Johnston, provavelmente, foram usados mais de um equipamento nos testes e a recomendação citada poderia contemplar a maior parte dos casos estudados e não sua totalidade.

Dessa forma, com base nesse estudo mais aprofundado do método de Wills e Johnston decide-se por usar no restante deste trabalho a abordagem apresentada em Serth (2007) por conta de seus resultados mais precisos. Além disso, opta-se por seguir a recomendação feita em Wills (1984), já que apenas o estudo de um caso que contradiz essa recomendação não é suficiente para afirmar que ela é inválida, principalmente ao levar em consideração que ela é replicada em referências mais recentes – inclusive na própria abordagem de Serth (2007).

### 3.3. Nomenclatura

$A_b$  – Área de bypass do fluxo, [m<sup>2</sup>]

- $A_{BW}$  – Área corrigida para a influência de um banco de tubos, [m<sup>2</sup>]  
 $A_c$  – Área livre de fluxo cruzado, [m<sup>2</sup>]  
 $A_{cf}$  – Área de fluxo cruzado, [m<sup>2</sup>]  
 $A_{cfe}$  – Área de fluxo cruzado na primeira/última chicana, [m<sup>2</sup>]  
 $A_{tb}$  – Área entre os tubos e a chicana, [m<sup>2</sup>]  
 $A_{sb}$  – Área entre o casco e a chicana, [m<sup>2</sup>]  
 $A_w$  – Área da janela da chicana, [m<sup>2</sup>]  
 $B_c$  – Fração de corte da chicana  
 $B_t$  – Espessura da chicana, [m]  
 $C_p$  – Calor específico, [J. (kg. K)<sup>-1</sup>]  
 $D_e$  – Diâmetro equivalente para o bypass, [m]  
 $D_o$  – Diâmetro externo do tubo, [m]  
 $D_{OTL}$  – Diâmetro do feixe de tubos, [m]  
 $D_s$  – Diâmetro do casco, [m]  
 $D_v$  – Diâmetro volumétrico médio, [m]  
 $F_b$  – Fração de fluido que bypassa o feixe de tubos  
 $F_{cf}$  – Fração de fluido que cruza o feixe de tubos  
 $F_{tb}$  – Fração de fluido que passa entre os tubos e a chicana  
 $F_{sb}$  – Fração de fluido que passa entre o casco e a chicana  
 $F_w$  – Fração da área ocupada pela janela da chicana em relação a área total da circunferência  
 $H$  – Comprimento da faixa central da chicana, [m]  
 $h$  – Coeficiente de transferência de calor, [W. (m<sup>2</sup>. K)<sup>-1</sup>]  
 $k$  – Condutividade térmica, [W. (m. K)<sup>-1</sup>]  
 $L_B$  – Distância entre duas chicanas, [m]  
 $L_{Be}$  – Distância entre o começo/fim da primeira/última chicana, [m]  
 $\dot{m}_{cf}$  – Vazão mássica que cruza o feixe de tubos, [kg. s<sup>-1</sup>]  
 $\dot{m}_T$  – Vazão mássica total, [kg. s<sup>-1</sup>]  
 $N_B$  – Número de chicanas  
 $N_t$  – Número de tubos  
 $N_{ss}$  – Número de fitas selantes  
 $P_t$  – Passo dos tubos  
 $Re_{cf,1}$  – Número de Reynolds calculado usando  $A_c$  como referência

$Re_{cf,2}$  – Número de Reynolds calculado usando  $A_{BW}$  como referência

$Re_{cf,3}$  – Número de Reynolds calculado usando  $A_{cf}$  como referência

### 3.3.1. Letras gregas

$\Delta P_{BB}$  – Queda de pressão entre duas chicanas centrais, [Pa]

$\Delta P_{in}$  – Queda de pressão na entrada do trocador de calor, [Pa]

$\Delta P_N$  – Queda de pressão nos bocais, [Pa]

$\Delta P_{out}$  – Queda de pressão na saída do trocador de calor, [Pa]

$\Delta P_T$  – Queda de pressão total, [Pa]

$\delta_{tb}$  – Folga entre o tubo e a chicana, [m]

$\delta_{sb}$  – Folga entre o casco e a chicana, [m]

$\theta_{CTL}$  – Ângulo definido pela porção de circunferência coberta pela janela da chicana com referência a fileira central do feixe de tubos, [rad]

$\theta_{ds}$  – Ângulo definido pela porção de circunferência coberta pela janela da chicana com referência ao diâmetro do casco, [rad]

$\theta_{OTL}$  – Ângulo definido pela porção de circunferência coberta pela janela da chicana com referência a fileira mais externa do feixe de tubos, [rad]

$\mu$  – Viscosidade dinâmica, [kg. (m. s)<sup>-1</sup>]

$\xi_b$  – Coeficiente de resistência do bypass, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_{cf}$  – Coeficiente de resistência do fluxo cruzado, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_e$  – Coeficiente de resistência do espaço entre o início/fim do trocador de calor e sua primeira/última chicana, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_T$  – Coeficiente de resistência total, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_{tb}$  – Coeficiente de resistência do fluxo entre os tubos e a chicana, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_{sb}$  – Coeficiente de resistência do fluxo entre o casco e a chicana, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_w$  – Coeficiente de resistência do fluxo na janela da chicana, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_{we}$  – Coeficiente de resistência da janela da primeira/última chicana do trocador de calor, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_x$  – Coeficiente de resistência correspondente à somatória da resistência do cruzamento do feixe e do bypass, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\xi_y$  – Coeficiente de resistência correspondente à somatória de  $\xi_x$  com o coeficiente de resistência da janela, [(kg. m)<sup>-1</sup>]

$\rho$  – Massa específica, [kg. m<sup>-3</sup>]

$\Psi$  – Fator de correção para queda de pressão no casco

## 4. Projeto de trocadores de calor com dispositivos de intensificação

O uso de dispositivos para a intensificação da transferência de calor é uma técnica que apresenta flexibilidade para ser aplicada como solução para diversas situações. Na literatura há muitos registros do uso dessa técnica para *retrofit*, como visto em Pan, Bulatov e Smith (2016) ou em Akpomiemie e Smith (2016) entretanto este capítulo visa estudar um aspecto menos explorado que é o uso dos dispositivos de aprimoramento no projeto de equipamentos novos.

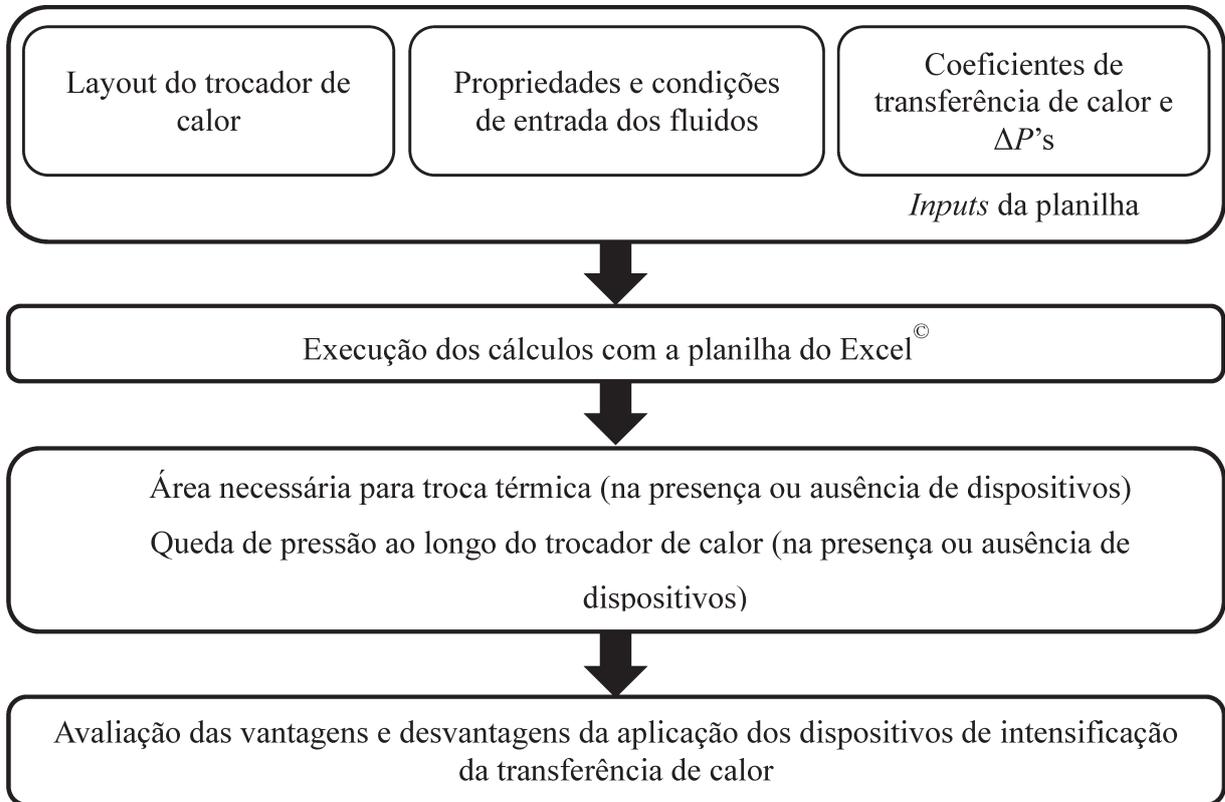
O objetivo desta parte do estudo é verificar se, ao incluir os dispositivos de intensificação no projeto, há redução da área do trocador de calor necessária para realizar a transferência de calor ou se o aumento da queda de pressão força ajustes no projeto que anulam essa redução teórica. Além disso, se constatada uma diminuição na área projetada, outro objetivo é verificar se isso representa uma vantagem econômica, uma vez que a área de trocadores de calor está intimamente relacionada com seu custo.

A fim de investigar os aspectos citados foi selecionado um caso da literatura, no qual foi projetado um trocador de calor de maneira tradicional e, em seguida, foram projetados trocadores com a aplicação de diferentes dispositivos como: fita torcida, fio enrolado com seção transversal circular e anel circular.

Para o projeto foi utilizado o método de Wills e Johnsnton seguindo a abordagem de Serth (2007) para calcular o coeficiente de transferência de calor do casco, uma vez que a conclusão do estudo apresentado no Capítulo 3 apontava essa abordagem como a mais adequada. Como a previsão do coeficiente de transferência de calor dos tubos é bem menos complexa, optou-se por utilizar a tradicional correlação de Dittus-Boelter sem realizar nenhum estudo prévio, já que ela é amplamente utilizada na literatura. Quanto aos dispositivos foram utilizadas correlações desenvolvidas especialmente para cada um deles apresentadas com detalhes na Seção 2.

A Figura 11 apresenta um fluxograma com as etapas da abordagem proposta para o estudo. Além disso, é importante ressaltar que ela independe das correlações usadas, logo, caso haja a intenção de repetir o estudo com o uso de correlações mais precisas, a abordagem continuará essencialmente a mesma, afetando apenas a precisão da conclusão obtida. Da mesma forma, também é possível aplicá-la seguindo o procedimento proposto mesmo que o projeto do trocador de calor casco-e-tubo selecionado como caso base seja diferente.

Figura 11 – Abordagem de estudo para avaliação da incorporação de dispositivos no projeto de trocadores de calor



#### 4.1. Caso base para estudo

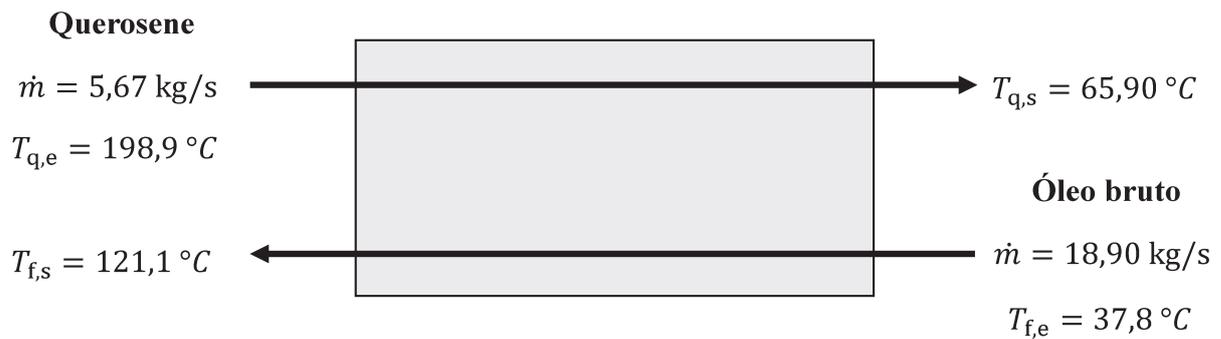
O caso selecionado para estudo trata-se de um processo em que uma corrente com vazão de 5,67 kg/s de querosene precisa ser resfriada de 198,1 °C para 121,1 °C usando uma corrente de 18,90 kg/s de óleo bruto a 37,8 °C. As propriedades termodinâmicas e os fatores de incrustação de ambos os fluidos no intervalo de temperatura pertinente à situação apresentada constam na Tabela 8.

Tabela 8 – Propriedades termodinâmicas e fatores de incrustação

Propriedade	Querosene	Óleo Bruto
$\rho$ / (kg/m <sup>3</sup> )	785,00	850,00
$\mu$ / (kg/s.m)	0,0004	0,0036
$C_p$ / (J/kg.K)	2470,2	2051,5
$k$ / (W/m.K)	0,14	0,13
Pr	7,24	55,36
$R_d$ / (m <sup>2</sup> .K/W)	0,00062	0,00035

Como as duas vazões e três temperaturas foram fornecidas, fazendo um balanço de energia é possível saber a temperatura de saída do óleo bruto. A Figura 12 faz um resumo das informações acerca das correntes.

Figura 12 – Resumo da situação-problema



#### 4.2. Projeto do trocador de calor sem dispositivos de intensificação

Tendo definido o balanço de energia do problema é possível projetar o trocador de calor necessário para realizar a troca térmica. O primeiro passo é calcular o fator de correção  $F_t$  existente por conta do escoamento num casco e tubo não ser perfeitamente contracorrente, pois ele definirá se é recomendável realizar essa troca térmica em um único casco ou em mais de um em série. Tal cálculo é realizado a partir das Equações 89 a 93 (SERTH, 2007).

$$R = \frac{T_{q,e} - T_{q,s}}{T_{f,s} - T_{f,e}} \quad (89)$$

$$P = \frac{T_{f,s} - T_{f,e}}{T_{q,s} - T_{f,e}} \quad (90)$$

$$\alpha = \left( \frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{1/N} \quad (91)$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad (92)$$

$$F_t = \sqrt{R^2 + 1} \ln \left( \frac{1 - S}{1 - RS} \right) \left\{ (1 - S) \ln \left[ \frac{2 - S(2 - \sqrt{2})}{2 - S(2 + \sqrt{2})} \right] \right\}^{-1} \quad (93)$$

Realizando os cálculos com as temperaturas do caso em questão chega-se a um fator de correção igual a 0,966. A literatura recomenda que o  $F_t$  seja maior que 0,75, caso contrário, torna-se mais interessante colocar cascos em série, já que baixos valores de  $F_t$  indicam uso

ineficiente da área de transferência de calor. Sendo assim, opta-se por usar apenas um casco nesse projeto.

A fim de garantir o bom funcionamento do trocador de calor, algumas recomendações e valores típicos para o projeto podem ser encontradas na literatura. Neste trabalho foram seguidas as seguintes diretrizes sugeridas por Taborek (2008) e Serth (2007):

- A razão comprimento dos tubos/diâmetro do casco deve estar entre 5 e 10;
- A razão diâmetro do casco/diâmetro os tubos deve estar entre 10 e 20;
- O espaçamento de chicanas mínimo deve ser de 20% do diâmetro do casco e tal valor deve ser maior que 50 mm;
- A velocidade nos tubos deve ficar entre 1 m/s e 3 m/s para evitar erosão e reduzir incrustações;
- O corte da chicana deve estar entre 15% e 45%;
- Devem ser usadas um par de tiras selantes para cada quatro a dez fileiras de tubo.

Quanto ao valor de folga entre tubo e chicana foi considerado um valor de 0,2 mm caso o maior comprimento de tubo não suportado seja maior que 3 ft ou um valor de 0,4 mm se diâmetro do tubo for maior que 1,25 in ou se o maior comprimento não suportado for menor que 3 ft.

Já a folga entre casco e chicana foi calculada segundo a Equação 94 (SERTH, 2007).

$$\delta_{sb} = 0,8 + 0,002D_s + 0,75 \quad (94)$$

Também foram usadas como diretrizes no projeto as tabelas de contagem de tubo que seguem o padrão TEMA, uma tabela de dimensionamento de tubos seguindo o padrão BWG, uma tabela que aponta a espessura adequada para a chicana de acordo com o número de espaços chicana-chicana no trocador de calor e uma tabela que apresenta valores típicos de coeficiente global de transferência de calor para determinados fluidos a fim de auxiliar no dimensionamento preliminar do equipamento. Todas tabelas mencionadas se encontram disponíveis em Serth (2007).

Seguindo todas as indicações da literatura apresentadas aqui, foram testadas configurações diferentes até que se encontrasse uma que atendesse a demanda térmica de maneira satisfatória, chegando assim à configuração do trocador de calor apresentada na Tabela 9, com o óleo bruto alocado nos tubos e o querosene alocado no casco.

Tabela 9 – Parâmetros e dimensões do trocador de calor

Variável	Descrição	Valor
$N_s$	Número de cascos em série	1
$N_{ps}$	Número de passes no casco	1
$N_{pt}$	Número de passes nos tubos	4
$N_t$	Número de tubos	132
$D_o / m$	Diâmetro externo dos tubos	0,0254
$t / m$	Espessura dos tubos	0,0021
$L_t / m$	Comprimento dos tubos	3,6576
$P_t / m$	Passe dos tubos	0,0318
$D_s / m$	Diâmetro do casco	0,4890
$L_b / m$	Espaçamento entre chicanas centrais	0,0978
$B_t / m$	Espessura da chicana	0,0064
$B_c$	Corte da chicana	20%
$w / m$	Espaço entre feixe e casco	0,0185
$N_{ss}$	Pares de tiras selantes	2
$N_B$	Número de chicanas	28
$\delta_{sb} / m$	Folga entre casco e chicana	0,0025
$\delta_{tb} / m$	Folga entre tubo e chicana	0,0004
$L_{be} / m$	Espaçamento das chicanas inicial e final	0,1175
-	Arranjo	Quadrado

O cálculo dos coeficientes de transferência de calor e da queda de pressão dos tubos e do casco é parte integrante do dimensionamento do trocador de calor, já que são essas variáveis que vão dizer se o design é adequado aos propósitos do equipamento. No entanto, como já afirmado, até que a configuração final do equipamento seja atingida há um processo de tentativa e erro e para evitar repetições este trabalho apresenta apenas os cálculos e resultados da versão final do equipamento. Assim, o coeficiente de transferência de calor do lado dos tubos é calculado de acordo com as Equações 95 a 98.

$$A_{\text{tubo}} = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad (95)$$

$$A_{\text{tubo}} = \frac{\pi 0,0212^2}{4} = 0,00035 \text{ m}^2$$

$$\text{Re} = \frac{\dot{m}_{\text{T}} N_{\text{pt}} D_i}{A_{\text{tubo}} \mu N_t} \quad (96)$$

$$\text{Re} = \frac{18,90 \cdot 4 \cdot 0,212}{0,00035 \cdot 0,0036 \cdot 132} = 9572$$

$$v_{\text{tubo}} = \frac{\dot{m}_{\text{T}} N_{\text{pt}}}{N_t \rho A} \quad (97)$$

$$v_{\text{tubo}} = \frac{18,90 \cdot 4}{132 \cdot 850 \cdot 0,00035} = 1,91 \text{ m/s}$$

$$h_{\text{tubo}} = \frac{k}{D_i} 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{1/3} \quad (98)$$

$$h_{\text{tubo}} = \frac{0,13}{0,0212} 0,023 \cdot 9572^{0,8} 55,36^{1/3} = 843,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Já o coeficiente do casco é calculado seguindo o mesmo raciocínio mostrado na Seção 3.2.2 e, portanto, aqui serão apresentados apenas os resultados presentes na Tabela 10.

Tabela 10 – Resultados do cálculo do coeficiente de transferência de calor do casco

Variável	Valor
$\xi_b / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	300,75
$\xi_{\text{tb}} / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	122,93
$\xi_{\text{sb}} / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	88,55
$\xi_w / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	9,49
$\xi_{\text{cf}} / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	33,43
$\xi_x / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	18,80
$\xi_y / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	28,30
$\xi_t / (\text{kg} \cdot \text{m})^{-1}$	6,77
$F_{\text{cf}}$	0,367
$F_b$	0,122
$F_{\text{tb}}$	0,235
$F_{\text{sb}}$	0,276
$h_s / (\text{W/m}^2\text{K})$	856,20

Tendo os dois coeficientes de transferência de calor calculados, é possível calcular os coeficientes globais de transferência de calor para o trocador sujo e limpo. Além disso, também são calculadas a área requerida e a área real do trocador de calor projetado, pois isso indica se

o equipamento é capaz de realizar a transferência de calor desejado e permite avaliar se ele está superdimensionado. Esses parâmetros estão expressos na Tabela 11, enquanto a Tabela 12 mostra como o trocador dimensionado se enquadra nas recomendações da literatura.

Tabela 11 – Desempenho térmico e áreas do trocador projetado

Variável	Valor
$U_c / (W/m^2K)$	377,44
$U_d / (W/m^2K)$	276,39
$A_{req} / m^2$	38,38
$A / m^2$	38,52
$\frac{A - A_{req}}{A_{req}} \cdot 100\%$	0,37 %

Tabela 12 – Checagem de parâmetros do projeto

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	7,48
$D_s/D_o$	10,00	20,00	19,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,098
$v_{tubo} / (m/s)$	1,00	3,00	1,91
$B_c$	0,15	0,45	0,2

O dimensionamento é finalizado com os cálculos de queda de pressão de ambos os lados do trocador. Para os tubos, ela é composta da queda de pressão ao longo do comprimento dos tubos (Equação 101), nos bocais (Equação 103), na entrada, na saída e no retorno (Equação 104) (SERTH, 2007). Para o casco, o desenvolvimento é idêntico ao apresentado na Seção 3.2. Todos os resultados estão expressos nas Tabelas 13 e 14.

$$f = 0,4137 \text{ Re}^{-0,2585} \quad (99)$$

$$G = \frac{\dot{m}_T N_{pt}}{N_t A_{tubo}} \quad (100)$$

$$\Delta P_{tubos} = \frac{f N_{pt} L G^2}{2000 D_{iS}} \quad (101)$$

$$G_n = \frac{4\dot{m}_T}{\pi D_n^2} \quad (102)$$

$$\Delta P_n = \frac{0,00075 G_n^2}{s} \quad (103)$$

$$\Delta P_r = \frac{0,0005(2N_{pt} - 1,5)G^2}{s} \quad (104)$$

$$\Delta P_{T,tubos} = \Delta P_{tubos} + \Delta P_n + \Delta P_r \quad (105)$$

Tabela 13 – Quedas de pressão no lado dos tubos

Variável	Descrição	Valor
$\Delta P_{tubos}$ / kPa	Queda de pressão nos tubos	41,51
$\Delta P_n$ / kPa	Queda de pressão nos bocais	4,80
$\Delta P_r$ / kPa	Queda de pressão na entrada, saída e retorno	10,10
$\Delta P_{T,tubos}$ / kPa	Queda de pressão total nos tubos	56,40

Tabela 14 – Quedas de pressão no lado do casco

Variável	Descrição	Valor
$\Delta P_y$ / kPa	Queda de pressão entre chicanas centrais	0,22
$\Delta P_n$ / kPa	Queda de pressão nos bocais	0,47
$\Delta P_{en}$ / kPa	Queda de pressão das chicanas de entrada e saída	0,33
$\Delta P_{T,s}$ / kPa	Queda de pressão total no casco	8,73

### 4.3. Uso de dispositivos de intensificação

Tendo projetado um trocador de calor casco-e-tubo na Seção 4.2 da maneira tradicional, o objetivo desta etapa é verificar quais são os efeitos nos aspectos hidráulicos e térmicos de se usar dispositivos de intensificação da transferência de calor; quais são os ganhos e os prejuízos trazidos pelo uso de dispositivos e como é possível aprimorar o projeto dos trocadores incorporando os dispositivos desde o início.

É importante ressaltar que cada dispositivo tem parâmetros intrínsecos, normalmente ligados à geometria, que possuem forte influência na atuação deles e neste trabalho são utilizados os valores presentes na Tabela 15 para esses parâmetros. Tais valores foram extraídos

de Smith (2005) e Kumar, Kumar e Chamoli (2016) e se tratam da configuração utilizada para o desenvolvimento das correlações usadas nos cálculos.

Tabela 15 - Valores dos parâmetros intrínsecos de cada dispositivo usados nos cálculos (SMITH, 2005; KUMAR, KUMAR e CHAMOLI, 2016)

Dispositivo	Valores dos parâmetros
Fitas torcidas	$\delta = 0,002$ e $y = 3,6$
Fitas torcidas com espaçamento do tubo	$y/D = 2$ e $c/D = 0,0178$
Fio enrolado com seção transversal triangular	$p/D = 1$ e $a/D = 0,0892$
Fio enrolado com seção transversal circular	$e/D = 0,08$ e $p/D = 1,5$
Fitas torcidas duplas	$y = 1,95$
Fitas torcidas triplas	$y = 1,92$
Fitas torcidas com anel circular	$l/D = 1$ e $y/w = 3$
Fio enrolado com fitas torcidas	$p/D = 4$ e $Y = 4$
Anel cônico com fitas torcidas	$Y = 3,75$ e $d/D = 0,5$
Anel circular	$DR = 0,5$ e $PR = 4$
Anel circular inclinado	$BR = 0,2$ e $PR = 0,5$

Para realizar uma avaliação preliminar do efeito dos dispositivos, refaz-se os cálculos relativos ao coeficiente de transferência de calor e ao fator de atrito dos tubos com as correlações específicas para cada dispositivo. Obviamente ao assumirem um novo valor, algumas variáveis dependentes dessas como queda de pressão nos tubos, coeficiente global de transferência de calor e área de troca térmica requerida também são recalculadas. Contudo, nessa etapa ainda não é realizada nenhuma modificação no layout do equipamento.

A Tabela 16 mostra os resultados obtidos para onze tipo de dispositivos ou combinações de dispositivos diferentes e a Tabela 17 mostra a comparação entre as variáveis antes e após o aprimoramento com os dispositivos.

Tabela 16 – Desempenho do trocador de calor com o uso de dispositivos

Dispositivo	$f_a$	$\Delta P_a / \text{kPa}$	$h_a / (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$	$U_{d,a} / (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$	$A_{\text{req}} / \text{m}^2$
-	0,04	41,51	843,92	276,39	38,38
Fitas torcidas	0,13	135,78	1666,31	343,01	30,93
Fitas torcidas espaçadas da parede dos tubos	0,12	126,74	2335,58	369,11	28,74
Fitas torcidas duplas	0,10	103,76	2296,70	367,93	28,83
Fitas torcidas triplas	0,11	122,16	2613,47	376,70	28,16
Fio enrolado com seção transversal triangular	0,21	225,70	2333,95	369,06	28,75
Fio enrolado com seção transversal circular	0,18	187,92	2317,82	368,58	28,78
Anéis circulares	2,88	3093,37	4234,37	403,39	26,30
Anéis circulares inclinados	1,00	1072,32	4345,79	404,57	26,22
Fita torcida com anéis circulares	1,11	1193,52	4985,84	410,46	25,85
Fio enrolado com fita torcida	1,82	1953,96	4764,63	408,58	25,96
Fitas torcidas com anéis cônicos	6,21	6662,35	4918,91	409,91	25,88

Tabela 17 – Razões de intensificação ou redução após o aprimoramento com dispositivos

Dispositivo	$\Delta P_a / \Delta P_{\text{tubo}}$	$h_a / h_{\text{tubo}}$	$U_{d,a} / U_d$	$A_{\text{req,a}} / A_{\text{req}}$
-	1,00	1,00	1,00	1,00
Fitas torcidas	3,27	1,97	1,24	0,81
Fitas torcidas espaçadas da parede dos tubos	3,05	2,77	1,34	0,75
Fitas torcidas duplas	2,50	2,72	1,33	0,75
Fitas torcidas triplas	2,94	3,10	1,36	0,73
Fio enrolado com seção transversal triangular	5,44	2,77	1,34	0,75
Fio enrolado com seção transversal circular	4,53	2,75	1,33	0,75
Anéis circulares	74,53	5,02	1,46	0,69
Anéis circulares inclinados	25,84	5,15	1,46	0,68
Fita torcida com anéis circulares	28,76	5,91	1,49	0,67
Fio enrolado com fita torcida	47,08	5,65	1,48	0,68
Fitas torcidas com anéis cônicos	160,52	5,83	1,48	0,67

É possível notar pelos resultados que há uma grande discrepância na capacidade de aprimoramento da transferência de calor dentre os dispositivos e, como consequência, isso se aplica também para a queda de pressão. Também nota-se que ambas variáveis estão relacionadas, já que geralmente aumentos maiores na queda de pressão refletem em maiores intensificações na transferência de calor. Entretanto, não é possível afirmar que isso seja uma regra, já que, por exemplo, os anéis circulares têm um aumento da queda de pressão três vezes maior que os anéis circulares inclinados e a intensificação na transferência de calor é praticamente a mesma.

Ressalta-se que os grandes aumentos na queda de pressão com a aplicação de alguns dispositivos podem ser entraves sérios para que eles sejam usados em projetos viáveis. Levando em consideração que em um equipamento projetado da maneira tradicional para a situação

estudada a queda de pressão nos tubos é de aproximadamente 42 kPa, a opção de projetá-lo com fitas torcidas com anéis circulares, mesmo que intensifique a transferência de calor em mais de cinco vezes e, teoricamente, exija um trocador 33% menor, dificilmente seria tida como uma alternativa melhor. Isso se dá, porque uma queda de pressão quase 29 vezes maior que a do projeto tradicional iria requerer uma bomba muito mais potente e, portanto, muito mais cara tanto no custo do equipamento quanto no consumo de eletricidade. Dessa forma, a economia atingida por se comprar um equipamento menor seria ilusória.

Outro aspecto revelado pelos resultados obtidos é que o aumento da transferência de calor algumas vezes não se reflete inteiramente no coeficiente global de transferência de calor e na área de troca térmica requerida. Por exemplo, um fio enrolado com seção transversal circular é capaz de aumentar 2,75 vezes o coeficiente de transferência de calor nos tubos, implicando num aumento de 1,33 vezes do coeficiente global de transferência de calor e numa redução de 25% da área requerida para a troca térmica. Os anéis circulares, por sua vez, aumentam respectivamente 5,02 e 1,46, o coeficiente nos tubos e o coeficiente global, e culminam numa redução de 31% da área requerida para a troca térmica. Ou seja, mesmo que a intensificação da transferência de calor tenha dobrado do uso de fios enrolados com seção transversal circular para o uso de anéis circulares, isso significou uma diferença de apenas 6% na redução da área requerida.

A ocorrência disso pode ser explicada pelo fato de o coeficiente global de transferência de calor ser composto pelos coeficientes do casco e dos tubos. Na situação inicial, o menor dentre os dois coeficientes, chamado de coeficiente controlante, era o do lado dos tubos. Por isso, um aumento dele significaria um aumento considerável no coeficiente global. Entretanto, o valor de ambos os coeficientes era bastante próximo e, com um pequeno aumento no lado dos tubos, o coeficiente do casco passa a ser o controlante da transferência de calor. Nesse ponto, intensificar mais a transferência de calor nos tubos deixa de ser interessante, pois globalmente essa intensificação passa a quase não ser sentida.

#### **4.4. Ajustes no projeto para redução de área**

Até então foram analisados alguns aspectos do que ocorre quando se utiliza o dispositivo em um trocador projetado de maneira tradicional e, como esperado, todos os resultados apontam que área necessária para troca térmica seria muito menor que a do trocador projetado na Seção 4.2.

Sendo assim, para dar prosseguimento ao estudo, fita torcida, fio enrolado com seção transversal circular, anel circular e fitas torcidas com anéis circulares são selecionados para que seja feito um novo projeto de trocador de calor; dessa vez incorporando o dispositivo desde início. A seleção desses quatro dispositivos a serem estudados com mais detalhes foi realizada, porque modificar o projeto e apresentar os respectivos resultados para todos os onze dispositivos dos quais se obtêm resultados na Seção 4.3 não acrescentaria muito a este trabalho, uma vez que muitas das conclusões obtidas para um dispositivo podem ser estendidas para outro de comportamento semelhante. Além disso, esses foram os escolhidos, pois os três primeiros são os dispositivos mais comuns e mais estudados pela literatura e o último foi o que apresentou a maior intensificação térmica.

A ideia desse novo projeto é chegar a um equipamento menor, mas que atenda às necessidades térmicas, considerando que a intensificação obtida com o dispositivo está presente desde o início do projeto. Dessa forma será possível analisar de maneira mais clara se o uso de dispositivos no projeto se mostra promissor ou se os pontos negativos, como o aumento da queda de pressão, são suficientes para inviabilizar a proposta.

#### **4.4.1. Fitas torcidas**

Como a situação-problema permanece a mesma, parte-se do equipamento já projetado e modificam-se os parâmetros para reduzir a área disponível até que a diferença entre a área real e área requerida para a troca térmica seja mínima.

Nesse caso do uso das fitas torcidas foram feitas duas modificações, o comprimento do tubo foi diminuído de 12 ft (3,6576 m) para 10 ft (3,0480 m) e o espaçamento entre chicanas centrais foi aumentado de 20 % do diâmetro do casco (0,098 m) para 25% do diâmetro do casco (0,122 m). Com isso ele deixa de ser um equipamento superdimensionado e consegue atender bem à demanda térmica, como é mostrado na Tabela 18. Além disso, ele continua seguindo as recomendações de projeto citadas na literatura (TABOREK, 2008; SERTH, 2007), conforme sinaliza a Tabela 19.

A fim de confrontar o desempenho deste projeto com o projeto realizado anteriormente da maneira tradicional, alguns parâmetros foram selecionados e os resultados são expostos na Tabela 20.

Tabela 18 – Projeto de trocador de calor com fitas torcidas

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	32,00
Área real / m <sup>2</sup>	32,10
Folga	0,34 %

Tabela 19 - Checagem de parâmetros do projeto

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	6,23
$D_s/D_o$	10,00	20,00	19,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,122
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	1,91
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Tabela 20 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com fitas torcidas

Critério	Sem dispositivos	Com fitas torcidas	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	32,00	-16,6%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	32,10	-16,7%
$h_{\text{tubo}} / (W/m^2 \cdot K)$	843,92	1666,31	97,4%
$h_s / (W/m^2 \cdot K)$	856,20	789,16	-7,8%
$U_d / (W/m^2 \cdot K)$	276,39	331,56	20,0%
$\Delta P_{\text{tubos}} / \text{kPa}$	41,51	113,15	172,6%
$\Delta P_{T,\text{tubos}} / \text{kPa}$	56,40	128,04	127,0%

Na Tabela 20 é possível notar que com as modificações feitas no projeto inicial o equipamento ficou quase 17 % menor e continua satisfazendo a carga térmica. Analisando os coeficientes de transferência de calor, verifica-se que o do lado dos tubos praticamente dobra devido a ação das fitas torcidas, enquanto o do casco diminui quase 8 %, porque uma das modificações executadas foi o aumento do espaçamento entre as chicanas. Por conta disso, globalmente o aumento no coeficiente de calor foi de apenas 20 % e, nessa situação, mesmo um dispositivo que intensificasse mais a transferência de calor, não levaria a resultados melhores. Isso se dá, pois, o coeficiente do casco passou a ser o controlante devido a sua diminuição e ao aumento do coeficiente dos tubos.

Quanto a queda de pressão ao longo do comprimento dos tubos, o efeito do dispositivo é aumentá-la em 172,6 %. Entretanto, um fato que chama atenção é o aumento na queda de pressão total no lado dos tubos – contabilizando bocais, entrada, saída e retorno – ser mais atenuado (127 %). Ou seja, se os termos mais relevantes para a queda de pressão forem outros que não a fricção ao longo do comprimento dos tubos, é possível que o aumento causado pelo dispositivo não seja tão significativo no cenário global.

#### 4.4.2. Fio enrolado com seção transversal circular

Um procedimento análogo ao feito para as fitas torcidas é realizado para o fio enrolado com seção transversal circular, assim, as modificações no design executadas nesse caso foram a alteração de um casco de 19,25 in (0,4890 m) de diâmetro para um casco de 17,25 in (0,4382 m) e, com isso, segundo a tabela de contagem de tubos, o número de tubos do feixe passa de 132 para 100 e, por fim, o espaçamento entre chicanas centrais foi modificado de 20% do diâmetro do casco (0,8763 m) para 30% do diâmetro do casco (0,1315 m). Assim, as Tabelas 21 e 22 sumarizam os resultados alcançados após as modificações.

Tabela 21 – Projeto de trocador de calor com fios enrolados com seção transversal circular

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	28,40
Área real / m <sup>2</sup>	29,19
Folga	2,76 %

Tabela 22 – Checagem de parâmetros do projeto

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	8,35
$D_s/D_o$	10,00	20,00	17,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,131
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	2,52
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Novamente, o projeto sugerido cumpre os requisitos de carga térmica e segue as recomendações. Então, seu desempenho é comparado com o projeto realizado da maneira tradicional na Tabela 23.

Tabela 23 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com fios enrolados

Critério	Sem dispositivos	Com fios enrolados	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	28,40	-26,0%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	29,19	-24,2%
$h_{\text{tubo}} / (W/m^2 \cdot K)$	843,92	2830,70	235,4%
$h_s / (W/m^2 \cdot K)$	856,20	816,77	-4,6%
$U_d / (W/m^2 \cdot K)$	276,39	373,53	35,1%
$\Delta P_{\text{tubos}} / \text{kPa}$	41,51	308,30	642,8%
$\Delta P_{T,\text{tubos}} / \text{kPa}$	56,40	330,68	486,3%

Com o emprego dos fios enrolados, o coeficiente de transferência de calor dos tubos aumenta mais de 3 vezes e o coeficiente do casco não diminui tanto quanto no primeiro caso estudado. Isso ocorre, porque ao reduzir o tamanho do casco, as frações de fluido que percorrem os espaços entre os tubos e a chicana e entre o casco e a chicana diminuem e, conseqüentemente, a fração de fluido que cruza o feixe aumenta, contribuindo para o crescimento do coeficiente. Contudo, ao aumentar o espaçamento entre as chicanas centrais, a fração de fluido que bypassa o feixe de tubos se eleva e esse efeito sobrepõe o efeito provocado pela redução do casco

culminando numa diminuição do coeficiente do casco. Essa combinação leva a um aumento de 35% do coeficiente global de transferência de calor e, portanto, a uma redução de área mais significativa que a obtida com as fitas torcidas.

Em contrapartida ao desejado incremento na transferência de calor, se tem o indesejado aumento na queda de pressão. Nesse caso já ocorre um aumento de quase 6,5 vezes, o que num projeto pode significar a inviabilização dessa alternativa. Além disso, os resultados também reforçam a conclusão chegada na seção anterior, uma vez que mesmo aumentando em quase 6,5 vezes a queda de pressão ao longo do comprimento dos tubos, seu aumento considerando todos os fatores que compõe a queda de pressão do lado dos tubos foi de 4,8 vezes.

#### 4.4.3. Anel circular

O estudo continua com o mesmo procedimento, porém agora testando o uso de anéis circulares. As modificações no projeto realizado na Seção 4.2 são: a redução do diâmetro do casco de 19,25 in (0,4890 m) para 15,25 in (0,3874 m), a redução do número de tubos de 132 para 62, o aumento do comprimento dos tubos de 12 ft (3,6576 m) para 16 ft (4,8768 m) e o aumento do espaçamento de chicanas de 20% do diâmetro do casco (0,0775 m) para 30% do diâmetro do casco (0,1162 m). Os resultados dessa configuração estão apresentados nas Tabelas 24 e 25.

Tabela 24 – Projeto de trocador de calor com anel circular

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	23,94
Área real / m <sup>2</sup>	24,13
Folga	0,79 %

Na aplicação deste dispositivo se observam as primeiras dificuldades de chegar a uma configuração aceitável, pois, como mostra a Tabela 25, esse projeto possui dois parâmetros fora das recomendações da literatura, a velocidade nos tubos e a razão comprimento do tubo/diâmetro do casco.

A explicação para essa dificuldade reside no fato de o anel circular ser um dos dispositivos que mais aumenta a transferência de calor, conforme visto na Seção 4.3. Por isso, exige uma redução de área maior que a dos outros dois dispositivos estudados com mais detalhes até então. Essa redução mais acentuada praticamente obriga uma redução no tamanho

do casco e no número de tubos, variáveis diretamente relacionadas com os parâmetros fora das recomendações.

Tabela 25 – Checagem de parâmetros do projeto

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	12,59
$D_s/D_o$	10,00	20,00	15,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,116
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	4,07
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Como se tratam apenas de recomendações gerais que fornecem um guia para o projeto, é possível que exista um trocador de calor fora dessas condições, como o observado nesta seção, desde que haja algum fator que justifique o projeto, como um excelente desempenho térmico ou uma economia financeira. Sendo assim, se avaliam os resultados presentes na Tabela 26.

Tabela 26 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com anéis circulares

Critério	Sem dispositivos	Com anéis circulares	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	23,94	-37,6%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	24,13	-37,4%
$h_{\text{tubo}} / (W/m^2 \cdot K)$	843,92	7170,20	749,6%
$h_s / (W/m^2 \cdot K)$	856,20	943,45	10,2%
$U_d / (W/m^2 \cdot K)$	276,39	443,18	60,3%
$\Delta P_{\text{tubos}} / \text{kPa}$	41,51	17585,39	42268,3%
$\Delta P_{T,\text{tubos}} / \text{kPa}$	56,40	17635,95	31170,8%

Apesar da redução da área do equipamento ser bastante considerável, o aumento na queda de pressão destaca-se nos resultados. Com um aumento de 422 vezes, a queda de pressão passa a ser de 17585,39 kPa, um valor tão alto que inviabiliza o projeto.

Concluindo que essa configuração é inviável, faz-se uma nova tentativa. Parte-se da configuração inicial e altera-se: o diâmetro do casco de 19,25 in (0,4890 m) para 17,25 in (0,4382 m), o número de tubos de 132 para 100, o comprimento dos tubos de 12 ft (3,6576 m) para 11 ft (3,3528 m) e o espaçamento de chicanas de 20% do diâmetro do casco (0,0876 m) para 30 % do diâmetro do casco (0,1314 m). As Tabelas 27, 28 e 29 resumem os resultados da nova configuração.

Tabela 27 – Projeto de trocador de calor com anel circular (2ª Configuração)

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	26,38
Área real / m <sup>2</sup>	26,75
Folga	1,40 %

Tabela 28 – Checagem de parâmetros do projeto (2ª Configuração)

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	7,65
$D_s/D_o$	10,00	20,00	17,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,131
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	2,52
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Essa nova configuração cumpre os requisitos térmicos e os parâmetros avaliados se encontram dentro das recomendações da literatura. Além disso, ela apresenta uma redução da área requerida de cerca de 30%, devido aos aspectos térmicos consideravelmente melhores que o projeto sem dispositivos e que as outras duas opções estudadas com detalhes. Entretanto, novamente o uso dos anéis circulares esbarra no aumento abusivo da queda de pressão. Mesmo que essa configuração tenha apresentado aumento menor que a primeira testada, uma queda de pressão de 4830,86 kPa ainda é muito elevada, considerando que o projeto inicial tinha um  $\Delta P$  de 41,51 kPa.

Tabela 29 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com anéis circulares (2ª Configuração)

Critério	Sem dispositivos	Com anéis circulares	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	26,38	-31,3%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	26,75	-30,6%
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	843,92	5138,41	508,9%
$h_s$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	856,20	816,77	-4,6%
$U_d$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	276,39	402,10	45,5%
$\Delta P_{\text{tubos}}$ / kPa	41,51	4830,86	11538,9%
$\Delta P_{T,\text{tubos}}$ / kPa	56,40	4853,25	8505,4%

#### 4.4.4. Fitas torcidas com anéis circulares

Novamente, é repetida a mesma metodologia e as alterações do design original são a redução do diâmetro do casco de 19,25 in (0,4890 m) para 15,25 in (0,3874 m), do número de tubos no feixe de 132 para 72, o aumento do comprimento dos tubos de 12 ft (3,6576 m) para 14 ft (4,2672 m) e o espaçamento de chicanas de 20% do diâmetro do casco (0,0775 m) para 30% do diâmetro do casco (0,1162 m). Essas alterações produzem os resultados resumidos nas Tabelas 30 e 31.

Tabela 30 – Projeto de trocador de calor com fitas torcidas com anéis circulares

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	24,02
Área real / m <sup>2</sup>	24,52
Folga	2,05 %

Assim como na primeira configuração de projeto sugerida para o anel circular, há dificuldades em escolher os parâmetros de modo que as recomendações da literatura e a demanda energética sejam respeitadas ao mesmo tempo. Entretanto, apesar de na configuração escolhida a velocidade do tubo e a razão entre o comprimento dos tubos e o diâmetro do casco

estarem sutilmente fora do intervalo desejado, pelos valores não estarem tão distantes do esperado são avaliados os demais aspectos, apresentados na Tabela 32.

Tabela 31 – Checagem de parâmetros do projeto

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	11,02
$D_s/D_o$	10,00	20,00	15,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,116
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	3,50
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Tabela 32 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com fitas torcidas com anéis circulares

Critério	Sem dispositivos	Com fitas torcidas com anéis circulares	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	24,02	-37,4%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	24,52	-36,4%
$h_{\text{tubo}} / (W/m^2 \cdot K)$	843,92	7732,59	816,3%
$h_s / (W/m^2 \cdot K)$	856,20	925,77	8,1%
$U_d / (W/m^2 \cdot K)$	276,39	441,60	59,8%
$\Delta P_{\text{tubos}} / \text{kPa}$	41,51	4140,81	9876,4%
$\Delta P_{T,\text{tubos}} / \text{kPa}$	56,40	4179,54	7310,9%

É possível verificar na Tabela 32 que o aumento da queda de pressão ao longo do comprimento dos tubos é de praticamente 100 vezes e, considerando a queda de pressão total do lado dos tubos, esse aumento chega a 73 vezes. Pela semelhança da situação com o obtido na primeira configuração do trocador de calor com anéis circulares é possível concluir que esse projeto também não é viável, mesmo reduzindo a área em 36,4%. Além disso, pode-se dizer que por conta da repetição do comportamento, os dispositivos que tendem a apresentar um incremento muito elevado na queda de pressão serão viáveis em projetos de trocadores de calor

apenas em situações muito específicas. Por exemplo, em alguma configuração que atenuasse esse efeito ou que a queda de pressão seja anormalmente baixa, como o regime laminar.

Como foi feito para os anéis circulares, tenta-se outra configuração para o equipamento. Se a base da primeira configuração era reduzir ao máximo o diâmetro do casco, a segunda busca uma redução equilibrada do comprimento dos tubos e do diâmetro do casco. Partindo dessa premissa, alterou-se o design original reduzindo o diâmetro do casco de 19,25 in (0,4890 m) para 17,25 in (0,4382 m), o número de tubos de 132 para 100, o comprimento dos tubos de 12 ft (3,6576 m) para 10 ft (3,048 m) e aumentando o espaçamento das chicanas centrais de 20% do diâmetro do casco (0,0876 m) para 30% do diâmetro do casco (0,1314 m). As avaliações feitas para a primeira configuração são repetidas a partir dos resultados presentes nas Tabelas 33, 34 e 35.

Tabela 33 – Projeto de trocador de calor com fitas torcidas com anéis circulares (2ª Configuração)

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	25,99
Área real / m <sup>2</sup>	26,75
Folga	2,92 %

Tabela 34 – Checagem de parâmetros do projeto (2ª Configuração)

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	7,65
$D_s/D_o$	10,00	20,00	17,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,131
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	2,52
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Tabela 35 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com fitas torcidas com anéis circulares (2ª Configuração)

Critério	Sem dispositivos	Com fitas torcidas com anéis circulares	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	25,99	-32,3%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	26,75	-30,6%
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	843,92	6095,84	622,3%
$h_s$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	856,20	816,77	-4,6%
$U_d$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	276,39	408,11	47,7%
$\Delta P_{\text{tubos}}$ / kPa	41,51	1802,33	4242,3%
$\Delta P_{T,\text{tubos}}$ / kPa	56,40	1824,72	3135,5%

Nota-se que essa configuração é capaz de atender às recomendações da literatura e à demanda térmica simultaneamente, algo que a primeira configuração falhou. Ademais, pode-se perceber que a redução de área nesse caso é cerca de 6% menor se comparada à configuração anterior, porém o aumento na queda de pressão também se reduz substancialmente, sendo de 42 vezes, considerando apenas o comprimento dos tubos, e 31 vezes, considerando o lado dos tubos em sua totalidade.

Com certeza, o aumento auferido ainda é demasiadamente elevado e ainda poderia ser o responsável por inviabilizar um projeto. Contudo, a segunda configuração é muito mais favorável se comparada à primeira, ou seja, deste fato pode-se concluir que há forte dependência dos resultados para com os parâmetros de projeto escolhidos.

Dessa forma, este estudo do comportamento dos dispositivos pode apresentar uma referência daqueles que mais aumentam o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão, mas a determinação se a aplicação de um deles será viável ou não dependerá de cada projeto de trocador de calor realizado.

#### 4.5. Ajustes no projeto para redução da queda de pressão

Até então a linha de estudo foi a de explorar a utilidade mais óbvia dos dispositivos intensificadores da transferência de calor que é a redução da área do equipamento, todavia, há

uma segunda utilidade praticamente inexplorada que é a de aplicá-los com o intuito de reduzir a queda de pressão.

Essa hipótese parece extremamente incoerente, já que toda referência que cita os dispositivos elenca o aumento da queda de pressão como seu principal ponto negativo e essa suposta incoerência é reforçada ainda mais após os resultados obtidos nas seções anteriores. Entretanto, o uso deles para a redução da queda de pressão é possível se em conjunto com sua utilização forem também reduzidos os passes no trocador de calor.

Normalmente, o objetivo de usar um maior número de passes é o aumento da velocidade do fluido nos tubos e, conseqüentemente, obter um coeficiente de transferência de calor maior. Porém como reflexo do incremento na velocidade do fluido, se obtém também um incremento na queda de pressão. Portanto, ao usar o dispositivo de aprimoramento da troca térmica e reduzir o número de passes há uma chance de a transferência de calor se intensificar de maneira equivalente à situação com mais passes e da queda de pressão aumentar menos do que aumentaria em decorrência do aumento de velocidade.

Portanto, essa hipótese abre um novo ramo de estudo para a aplicação de dispositivos em projetos de trocadores de calor. Nesta seção se seguirá uma metodologia semelhante à utilizada na Seção 4.4, na qual se estudará com mais detalhes situações em que os parâmetros do trocador de calor projetado na Seção 4.2 serão alterados para se ajustar às novas condições decorrentes da aplicação de fita torcida, fio enrolado com seção transversal circular, anel circular e fita torcida com anel circular.

#### 4.5.1. Fitas torcidas

Considerando o projeto do trocador de calor com as fitas torcidas, reduziu-se o número de passes de quatro para dois e o espaçamento de chicanas foi aumentado de 20 % do diâmetro do casco (0,0978 m) para 25 % do diâmetro do casco (0,1223 m). Com essas duas modificações chega-se aos resultados apresentados nas Tabelas 36 e 37.

Tabela 36 – Projeto de trocador de calor para redução da queda de pressão com fitas torcidas

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	37,79
Área real / m <sup>2</sup>	38,53
Folga	2,07 %

Tabela 37 – Checagem de parâmetros do projeto

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	7,48
$D_s/D_o$	10,00	20,00	19,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,122
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	0,96
$B_c$	0,15	0,45	0,2

A conclusão imediata que esses resultados trazem é que até mesmo o dispositivo que menos intensifica a transferência de calor é capaz de suprir a demanda térmica após a redução de quatro para dois passes, mostrando que esse modo alternativo de se utilizar os dispositivos pode ser promissor.

Verificando os parâmetros recomendados pela literatura, nota-se que todos, exceto a velocidade do fluido nos tubos, se encontra dentro do intervalo desejado. Entretanto, ressaltam-se dois aspectos quanto à velocidade nos tubos, o primeiro é que ela se encontra fora do recomendado por uma diferença praticamente irrelevante e o segundo é que essa faixa de velocidades é definida para evitar que a ela seja baixa a ponto de favorecer incrustações ou alta a ponto de causar erosão; nesse caso, a própria fita torcida aumenta a tensão de cisalhamento próxima à parede e desfavorece a formação de incrustação (ESDU, 2005), corroborando com a conclusão de que a velocidade estar um pouco abaixo do desejável, nessa situação, seguramente não traz nenhum prejuízo.

Após verificar que a alternativa apresentada não é inviável, analisa-se os demais resultados presentes na Tabela 38.

Quando se analisa os resultados da queda de pressão é que o uso de dispositivos se mostra vantajoso, já que os resultados apontam uma redução pela metade desse parâmetro. Em resumo, mesmo que o custo do equipamento se mantenha fixo devido a área inalterada, os gastos com o bombeamento seriam consideravelmente reduzidos.

Tabela 38 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com fitas torcidas

Critério	Sem dispositivos	Com fitas torcidas com anéis circulares	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	37,74	-1,7%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	38,53	0,0%
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	843,92	957,04	13,4%
$h_s$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	856,20	783,92	-8,4%
$U_d$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	276,39	281,07	1,7%
$\Delta P_{\text{tubos}}$ / kPa	41,51	20,18	-51,4%
$\Delta P_{T,\text{tubos}}$ / kPa	56,40	25,95	-54,0%

#### 4.5.2. Fio enrolado com seção transversal circular

Ao incorporar o fio enrolado com seção transversal circular ao projeto do trocador de calor foi possível reduzir o número de passes de quatro para dois e ainda foram feitos dois ajustes para que o equipamento não se tornasse superdimensionado: o diâmetro do casco foi reduzido de 19,25 in (0,4890 m) para 17,25 in (0,4382 m) e o número de tubos, de 132 para 104. Os resultados provenientes dessa configuração estão expostos nas Tabelas 39, 40 e 41.

Tabela 39 – Projeto de trocador de calor para redução da queda de pressão com fio enrolado com seção transversal circular

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	29,61
Área real / m <sup>2</sup>	30,35
Folga	2,50 %

Os resultados alcançados são positivos no âmbito térmico, pois há um aumento tanto do coeficiente de transferência de calor dos tubos decorrente da aplicação do dispositivo de aprimoramento quanto do coeficiente do casco, pois um casco menor força que uma maior fração de fluido cruze o feixe de tubos em vez de seguir por outros caminhos que diminuem a

eficiência da troca térmica. O aumento desses dois parâmetros implica em uma redução de mais de 20 % da área real, mesmo que esse não tenha sido o objetivo principal dessa abordagem.

Além de ser positivo no âmbito térmico, a configuração também o é no âmbito hidráulico, pois alcança todas essas melhorias sem aumentar praticamente nada da queda de pressão no comprimento dos tubos e até diminui a queda de pressão total do lado dos tubos, pois ao diminuir a velocidade do fluido, a queda de pressão nos bocais se reduz.

Em outras palavras, essa configuração consegue melhorar todos os aspectos do projeto culminando em uma economia tanto na compra do equipamento de transferência de calor quanto no bombeamento.

Tabela 40 – Checagem de parâmetros do projeto

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	8,35
$D_s/D_o$	10,00	20,00	17,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,088
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	1,21
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Tabela 41 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com fio enrolado com seção transversal circular

Critério	Sem dispositivos	Com fitas torcidas com anéis circulares	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	29,61	-22,8%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	30,35	-21,2%
$h_{\text{tubo}} / (W/m^2 \cdot K)$	843,92	1670,66	98,0%
$h_s / (W/m^2 \cdot K)$	856,20	955,45	11,6%
$U_d / (W/m^2 \cdot K)$	276,39	358,24	29,6%
$\Delta P_{\text{tubos}} / \text{kPa}$	41,51	41,77	0,6%
$\Delta P_{T,\text{tubos}} / \text{kPa}$	56,40	48,13	-14,7%

### 4.5.3. Anel circular

O mesmo feito para os demais dispositivos é feito para o anel circular, reduzindo o número de passes de quatro para dois, o diâmetro do casco de 19,25 in (0,4890 m) para 17,25 in (0,4382 m), o número de tubos de 132 para 104, o comprimento do tubo de 12 ft (3,6576 m) para 11 ft (3,3528 m) e aumentando o espaçamento de chicanas de 20% do diâmetro do casco (0,0876 m) para 25% do diâmetro do casco (0,1095 m). Os resultados estão nas Tabelas 42, 43 e 44.

Tabela 42 – Projeto de trocador de calor para redução da queda de pressão com anel circular

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	27,17
Área real / m <sup>2</sup>	27,82
Folga	2,40 %

Tabela 43 – Checagem de parâmetros do projeto

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	7,65
$D_s/D_o$	10,00	20,00	17,25
$b / m$	0,050	0,489	0,110
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	1,21
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Quanto ao desempenho térmico, é possível dizer que ele é ainda melhor que o encontrado ao incorporar o fio enrolado com seção transversal circular ao projeto, já que ele intensifica a transferência de calor e consegue uma redução de área um pouco maior. No entanto, tratando-se da queda de pressão a situação não é tão favorável, já que há um aumento de quase dez vezes do lado dos tubos, chegando a um valor de 598,78 kPa. Com isso, já não se pode dizer que o projeto continuaria viável.

Tabela 44 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com anel circular

Critério	Sem dispositivos	Com anel circular	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	27,17	-29,2%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	27,82	-27,8%
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	843,92	3084,17	265,5%
$h_s$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	856,20	874,74	2,2%
$U_d$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	276,39	390,44	41,3%
$\Delta P_{\text{tubos}}$ / kPa	41,51	592,42	1327,3%
$\Delta P_{T,\text{tubos}}$ / kPa	56,40	598,78	961,7%

Apesar de não apresentar uma configuração boa em todos os aspectos, é importante observar que o coeficiente dos tubos ainda é bem maior que o do projeto original. Sendo assim, é possível tentar reduzir a queda de pressão passando de um trocador de dois passes para um trocador de um único passe, apesar de ser uma configuração pouco comum nas indústrias.

Para tornar possível essa segunda configuração sugerida, parte-se do design original, se reduz o diâmetro do casco de 19,25 in (0,4890 m) para 17,25 in (0,4382 m), o número de tubos de 132 para 108 e se aumenta o espaçamento de chicanas de 20% do diâmetro do casco (0,0876 m) para 30% do diâmetro do casco (0,1314 m). Chegando aos resultados exibidos nas Tabelas 45, 46 e 47.

Tabela 45 – Projeto de trocador de calor para redução da queda de pressão com anel circular (2ª Configuração)

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	30,91
Área real / m <sup>2</sup>	31,52
Folga	1,99 %

Tabela 46 – Checagem de parâmetros do projeto (2ª Configuração)

Parâmetro	Mínimo	Máximo	Projeto
$L_t/D_s$	5,00	10,00	8,35
$D_s/D_o$	10,00	20,00	17,25
$L_b / m$	0,050	0,489	0,131
$v_{\text{tubo}} / (m/s)$	1,00	3,00	0,58
$B_c$	0,15	0,45	0,2

Tabela 47 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com anel circular (2ª Configuração)

Critério	Sem dispositivos	Com anel circular	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	30,91	-19,5%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	31,52	-18,2%
$h_{\text{tubo}} / (W/m^2 \cdot K)$	843,92	1853,09	119,6%
$h_s / (W/m^2 \cdot K)$	856,20	808,43	-5,6%
$U_d / (W/m^2 \cdot K)$	276,39	343,25	24,2%
$\Delta P_{\text{tubos}} / \text{kPa}$	41,51	79,48	91,5%
$\Delta P_{T,\text{tubos}} / \text{kPa}$	56,40	84,35	49,6%

Nota-se que essa configuração apresenta resultados mais interessantes do ponto de vista de projeto, já que aumenta a queda de pressão total do lado dos tubos em pouco menos que 50 % e ainda reduz a área do equipamento em quase 20 %.

Os pontos negativos dessa configuração residem na baixa velocidade dos tubos que podem favorecer a incrustação e no fato de ter apenas um passe no lado dos tubos, configuração que requer que o feixe do equipamento não seja removível, algo geralmente evitado, pois dificulta bastante a limpeza do trocador.

#### 4.5.4. Fitas torcidas com anéis circulares

Por também ser uma combinação de dispositivos que possui uma elevada capacidade de intensificação da transferência de calor, bem como o anel circular, as modificações necessárias do design original foram idênticas às realizadas para a primeira configuração do projeto de trocador usando anel circular como dispositivo. Como já foi verificado que essa configuração possui os parâmetros dentro das recomendações da literatura, não se repete essa checagem. Os demais resultados se encontram nas Tabelas 48 e 49.

Tabela 48 – Projeto de trocador de calor para redução da queda de pressão com fitas torcidas combinadas com anéis circulares

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	27,52
Área real / m <sup>2</sup>	27,82
Folga	1,10 %

Tabela 49 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com fitas torcidas combinadas com anéis circulares

Critério	Sem dispositivos	Com anel circular	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	27,52	-28,3%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	27,82	-27,8%
$h_{\text{tubo}} / (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	843,92	3587,20	325,1%
$h_s / (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	856,20	812,59	-5,1%
$U_d / (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	276,39	385,48	39,5%
$\Delta P_{\text{tubos}} / \text{kPa}$	41,51	241,51	481,9%
$\Delta P_{T,\text{tubos}} / \text{kPa}$	56,40	247,86	339,5%

Verifica-se que a intensificação do coeficiente de transferência de calor dos tubos é bastante intensa, de 325,1 %, e isso leva a uma redução de área de 27,8 %. No entanto, é possível notar o efeito do coeficiente controlante nessa configuração, pois usando o fio enrolado com

seção transversal circular o aumento do coeficiente de transferência de calor dos tubos foi de 98 % e a redução de área foi de 21,2 %. Ou seja, mesmo aumentando o coeficiente duas vezes mais que os fios enrolados foram capazes de aumentar, a redução da área variou apenas 6,6 %, porque chegou-se em uma situação que aumentar apenas o coeficiente dos tubos não é mais vantajoso.

Quanto a queda de pressão, há um aumento substancial de quase 6 vezes que pode fazer com essa opção não seja tão vantajosa frente a outras, porém não se trata de um aumento tão absurdo como se viu em outras situações.

Por se tratar de uma situação muito semelhante ao encontrado para o anel circular, repetiu-se a sugestão de reduzir o trocador a um único passe. Da mesma maneira ocorrida para a primeira configuração, as modificações necessárias no design original são idênticas às realizadas para a segunda configuração do anel circular. Sendo assim, mais uma vez não será repetida a checagem das variáveis e os resultados são apresentados nas Tabelas 50 e 51.

Novamente chega-se em uma configuração em que há redução da área do equipamento bem como da queda de pressão. Entretanto, os problemas enfrentados são os mesmos da segunda configuração exposta na Seção 4.5.3, a baixa velocidade nos tubos que pode facilitar a incrustação e o uso de um único passe nos tubos.

Tabela 50 – Projeto de trocador de calor para redução da queda de pressão com fitas torcidas combinadas com anéis circulares (2ª Configuração)

Parâmetro	Valor
Área requerida / m <sup>2</sup>	30,96
Área real / m <sup>2</sup>	31,52
Folga	1,80 %

Tabela 51 – Comparativo dos resultados sem dispositivos e com fitas torcidas combinadas com anéis circulares (2ª Configuração)

Critério	Sem dispositivos	Com anel circular	% de redução/aumento
Área requerida / m <sup>2</sup>	38,38	30,96	-19,3%
Área real / m <sup>2</sup>	38,53	31,52	-18,2%
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	843,92	2113,21	150,4%
$h_s$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	856,20	756,38	-11,7%
$U_d$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	276,39	342,61	24,0%
$\Delta P_{\text{tubos}}$ / kPa	41,51	35,40	-14,7%
$\Delta P_{T,\text{tubos}}$ / kPa	56,40	40,26	-28,6%

#### 4.6. Custos dos projetos com e sem o uso de dispositivos

Para finalizar o estudo sobre incorporar dispositivos de aprimoramento da troca térmica no projeto de trocadores de calor casco-e-tubo, explora-se o aspecto do custo do equipamento e se há alguma economia gerada pelo uso desses dispositivos.

Para os custos do trocador de calor é utilizada a Equação 106 que fornece uma estimativa preliminar para trocadores de calor com tubos em U, que é o caso em todos os projetos feitos nesta seção (TOWLER e SINNOTT, 2013). A previsão de custos feita por ela toma o ano de 2010 como referência.

$$C_e = 28000 + 54 \cdot A^{1,2} \quad (106)$$

Quanto aos dispositivos, a literatura raramente traz informações sobre o custo deles, possivelmente devido a seu baixo custo frente aos equipamentos característicos de um processo químico. Nasr e Polley (2000) apresenta curvas que relacionam o custo total normalizado do uso de alguns dispositivos com o fator de trabalho, definido como a multiplicação da queda de pressão no trocador pela diferença média logarítmica de temperatura dividida pela mudança de temperatura do fluido. Entretanto, há muitas limitações na aplicação dessas curvas para a estimativa dos custos, já que são apresentadas curvas válidas apenas para água e para óleo lubrificante em escoamento com números de Reynolds específicos. Além disso, a validade dessas curvas é perdida caso algum parâmetro intrínseco do dispositivo, como a razão de torção no caso das fitas torcidas, seja modificado. Nie e Zhu (1999) por sua vez, apresentam uma

equação bastante geral, apresentada neste documento como Equação 107, para a estimativa de custo dos dispositivos, entretanto ela não faz distinção ao tipo de dispositivo aplicado, gerando resultados que podem ser usados apenas como aproximações grosseiras. Seus os resultados são dados em dólar, se baseando nos custos de janeiro de 1999.

$$C_{e,\text{dispositivos}} = 40 A \quad (107)$$

Como uma equação tão genérica empobreceria a análise, neste trabalho, serão utilizadas equações disponíveis na literatura para as fitas torcidas (Equação 108) e para fio enrolado com seção transversal circular (Equação 109), por serem os mais comuns (ODEJOBI, ADEJOKUN e AL-MUTAIRI, 2015). Para estimar o custo do anel circular será utilizada a Equação 110 para dispositivos genéricos (AKPOMIEMIE e SMITH, 2017) e o custo das fitas torcidas com anéis circulares será calculado como o somatório das Equações 108 e 110, tomando como premissa que o custo desse dispositivo combinado pode ser estimado como a soma do custo de uma fita torcida com um dispositivo genérico representando os anéis circulares. É importante ressaltar que tanto a equação apresentada por Nie e Zhu (1999) quanto a Akpomiemie e Smith (2017) são para dispositivos genéricos, mas a selecionada para este trabalho é a última por se tratar de uma equação mais atual e que tem o mesmo formato das demais (um termo independente somado a um termo dependente da área).

$$C_{ft} = 1000 + 25 . A \quad (108)$$

$$C_{fe} = 1000 + 30 . A \quad (109)$$

$$C_{dg} = 500 + 10 . A \quad (110)$$

As Equações 108 e 109 fornecem valores do ano de 2015 e a Equação 110 calcula custos com valores de 2017. Então, para ser possível somar e comparar os custos todos os valores são corrigidos para 2017 usando o *CE Index* de cada ano, apresentados na Tabela 52.

Tabela 52 – Valores de *CE Index* de acordo com o período

Ano	<i>CE Index</i>
2010	550,8
2015	556,8
2017*	558,3

\*Index de fevereiro de 2017

Então, foram feitos os cálculos para todas as situações descritas usando as equações apresentadas e corrigindo todos os valores para o mesmo ano de referência, com os resultados

apresentados na Tabela 53. Para diferenciar se o objetivo do uso do dispositivo era reduzir a área do equipamento ou a queda de pressão, se utilizou as letras A e P, respectivamente, na Tabela 53. Além disso, os números 1 e 2 indicam a qual configuração a informação se refere.

Pelos resultados, é possível perceber que, mesmo que a área dos equipamentos tenha diminuído com a incorporação dos dispositivos no projeto e, portanto, gerado economia, o custo dos próprios dispositivos foi responsável por anular a economia, encarecendo o equipamento na maioria dos casos.

Tabela 53 – Custo dos equipamentos com e sem incorporação de dispositivos

Caso	Custo / kUS\$	% do custo original
Trocador sem dispositivos	32,76	-
Trocador com fitas torcidas (A)	33,62	102,6%
Trocador com fitas torcidas (P)	34,63	105,7%
Trocador com fio enrolado (A)	33,31	101,7%
Trocador com fio enrolado (P)	33,49	102,2%
Trocador com anel circular (A2)	31,97	97,6%
Trocador com anel circular (P1)	32,64	99,6%
Trocador com anel circular (P2)	32,12	98,1%
Trocador com fitas torcidas com anéis circulares (A2)	33,64	102,7%
Trocador com fitas torcidas com anéis circulares (P1)	33,82	103,3%
Trocador com fitas torcidas com anéis circulares (P2)	34,43	105,1%

Com isso, a vantagem ou desvantagem financeira fica por conta do quanto se gasta com bombeamento dos fluidos. Pelos resultados analisados ao longo da seção verifica-se que a vantagem financeira poderia existir apenas nos casos em que se utiliza as fitas torcidas, o fio enrolado com seção transversal circular e as fitas torcidas combinadas com os anéis circulares com o intuito de diminuir a queda de pressão, pois em todos os demais casos a queda de pressão aumenta consideravelmente refletindo diretamente em um maior gasto com bombeamento.

Portanto, verifica-se que, do ponto de vista técnico, a incorporação dos dispositivos no projeto dos trocadores de calor se mostra vantajosa por dar uma maior flexibilidade ao equipamento, permitindo maiores trocas térmicas com equipamentos menores ou mesmo diminuindo a queda de pressão dos trocadores de calor. Entretanto, do ponto de vista econômico a maioria das situações se apresentou desvantajosa financeiramente, excetuando os três casos

já comentados. Apesar disso, podem existir situações em que se aceitaria pagar mais caro para se obter equipamentos que ocupem menor espaço físico.

Em suma, essa alternativa de projeto de equipamentos com dispositivos pode ser usada em um pequeno grupo de situações muito específicas em que haja vantagem financeira ou algum outro aspecto que compense o aspecto econômico.

Também é muito importante levar em conta que a equação de custo de trocadores de calor possui um termo de custo fixo bastante considerável em relação ao termo dependente da área. Por isso, há a possibilidade de que a redução de área em trocadores de calor com área maior, em que o termo dominante do custo é o variável, seja mais vantajosa economicamente se comparada a esse equipamento usado no estudo de caso.

#### 4.7. Nomenclatura

$A$  – Área de troca térmica do equipamento, [m<sup>2</sup>]

$A_{req}$  – Área de troca térmica requerida, [m<sup>2</sup>]

$A_{tubo}$  – Área da seção transversal de um tubo, [m<sup>2</sup>]

$B_c$  – Fração de corte da chicana

$B_t$  – Espessura da chicana, [m]

$C_{dg}$  – Custo de um dispositivo genérico, [US\$]

$C_e$  – Custo do equipamento, [US\$]

$C_{fe}$  – Custo do fio enrolado, [US\$]

$C_{ft}$  – Custo das fitas torcidas, [US\$]

$C_p$  – Calor específico, [J. (kg. K)<sup>-1</sup>]

$D_o$  – Diâmetro externo do tubo, [m]

$D_s$  – Diâmetro do casco, [m]

$F_t$  – Fator de correção para a temperatura média logarítmica

$f$  – Fator de atrito de Darcy

$f_a$  – Fator de atrito após aprimoramento com dispositivos

$G$  – Fluxo mássico, [kg. (m<sup>2</sup>. s)<sup>-1</sup>]

$G_n$  – Fluxo mássico através de um bocal, [kg. (m<sup>2</sup>. s)<sup>-1</sup>]

$h_a$  – Coeficiente de transferência de calor aprimorado pelo uso de dispositivos, [W. (m<sup>2</sup>. K)<sup>-1</sup>]

$h_s$  – Coeficiente de transferência de calor do casco, [W. (m<sup>2</sup>. K)<sup>-1</sup>]

$h_{tubo}$  – Coeficiente de transferência de calor dos tubos, [W. (m<sup>2</sup>. K)<sup>-1</sup>]

- $k$  – Condutividade térmica,  $[W. (m. K)^{-1}]$   
 $L_b$  – Espaçamento entre chicanas centrais, [m]  
 $L_{be}$  – Espaçamento das chicanas inicial e final, [m]  
 $L_t$  – Comprimento dos tubos, [m]  
 $\dot{m}$  – Vazão mássica,  $[kg. s^{-1}]$   
 $N_B$  – Número de chicanas  
 $N_{ps}$  – Número de passes no casco  
 $N_{pt}$  – Número de passes nos tubos  
 $N_s$  – Número de cascos em série  
 $N_{ss}$  – Número de fitas selantes  
 $N_t$  – Número de tubos  
 $P$  – Parâmetro usado no cálculo do fator de correção da temperatura média logarítmica  
 $Pr$  – Número de Prandtl  
 $P_t$  – Passo dos tubos, [m]  
 $R$  – Parâmetro usado no cálculo do fator de correção da temperatura média logarítmica  
 $R_d$  – Resistência térmica causada pela incrustação,  $[m^2. K. W^{-1}]$   
 $Re$  – Número de Reynolds  
 $S$  – Parâmetro usado no cálculo do fator de correção da temperatura média logarítmica  
 $T_{f,e}$  – Temperatura de entrada do fluido frio, [K]  
 $T_{f,s}$  – Temperatura de saída do fluido frio, [K]  
 $T_{q,e}$  – Temperatura de entrada do fluido quente, [K]  
 $T_{q,s}$  – Temperatura de saída do fluido quente, [K]  
 $U_c$  – Coeficiente global de transferência de calor com trocador limpo,  $[W. (m^2. K)^{-1}]$   
 $U_d$  – Coeficiente global de transferência de calor com trocador sujo,  $[W. (m^2. K)^{-1}]$   
 $U_{d,a}$  – Coeficiente global de transferência de calor com trocador sujo após aprimoramento com os dispositivos,  $[W. (m^2. K)^{-1}]$   
 $v_{tubo}$  – Velocidade do fluido nos tubos,  $[m. s^{-1}]$   
 $w$  – Espaço entre feixe e casco, [m]

#### 4.7.1. Letras gregas

- $\alpha$  – Parâmetro usado no cálculo do fator de correção da temperatura média logarítmica  
 $\Delta P_a$  – Queda de pressão nos tubos após o aprimoramento com os dispositivos, [Pa]

- $\Delta P_{en}$  – Queda de pressão das chicanas de entrada e saída, [Pa]
- $\Delta P_n$  – Queda de pressão nos bocais, [Pa]
- $\Delta P_r$  – Queda de pressão na entrada, saída e retorno do trocador de calor, [Pa]
- $\Delta P_{tubos}$  – Queda de pressão nos tubos, [Pa]
- $\Delta P_{T,tubos}$  – Queda de pressão total nos tubos, [Pa]
- $\Delta P_{T,s}$  – Queda de pressão total no casco, [Pa]
- $\Delta P_y$  – Queda de pressão entre chicanas centrais, [Pa]
- $\delta_{tb}$  – Folga entre o tubo e a chicana, [m]
- $\delta_{sb}$  – Folga entre o casco e a chicana, [m]
- $\mu$  – Viscosidade dinâmica, [kg. (m. s)<sup>-1</sup>]
- $\xi_b$  – Coeficiente de resistência do bypass, [(kg. m)<sup>-1</sup>]
- $\xi_{cf}$  – Coeficiente de resistência do fluxo cruzado, [(kg. m)<sup>-1</sup>]
- $\xi_e$  – Coeficiente de resistência do espaço entre o início/fim do trocador de calor e sua primeira/última chicana, [(kg. m)<sup>-1</sup>]
- $\xi_T$  – Coeficiente de resistência total, [(kg. m)<sup>-1</sup>]
- $\xi_{tb}$  – Coeficiente de resistência do fluxo entre os tubos e a chicana, [(kg. m)<sup>-1</sup>]
- $\xi_{sb}$  – Coeficiente de resistência do fluxo entre o casco e a chicana, [(kg. m)<sup>-1</sup>]
- $\xi_x$  – Coeficiente de resistência correspondente à somatória da resistência do cruzamento do feixe e do bypass, [(kg. m)<sup>-1</sup>]
- $\xi_y$  – Coeficiente de resistência correspondente à somatória de  $\xi_x$  com o coeficiente de resistência da janela, [(kg. m)<sup>-1</sup>]
- $\rho$  – Massa específica, [kg. m<sup>-3</sup>]

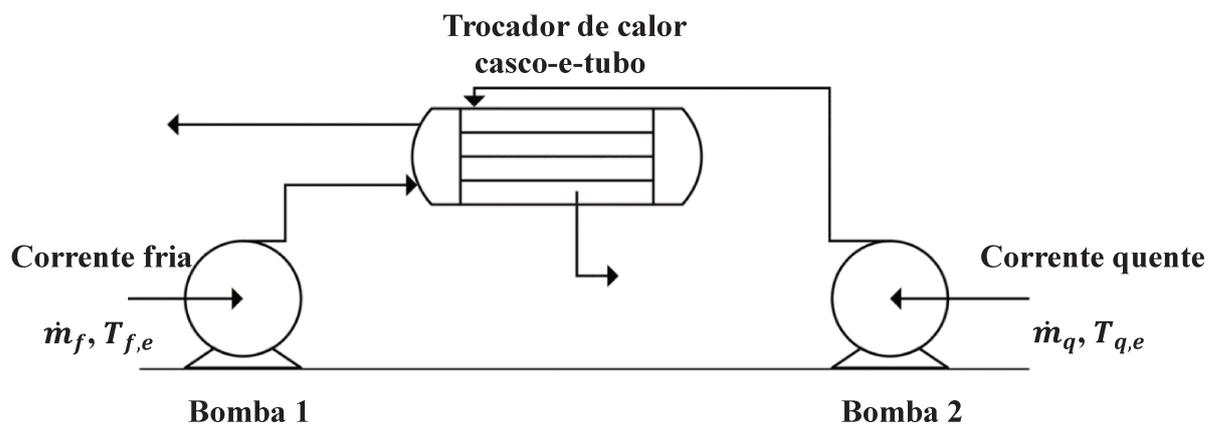
## 5. *Retrofit* de trocadores de calor com dispositivos de intensificação

Até então foram estudados aspectos relacionados ao projeto de trocadores de calor casco-e-tubo, como as consequências da escolha de diferentes métodos de cálculo do coeficiente de transferência de calor dos tubos e, especialmente, dos efeitos da incorporação de dispositivos de intensificação da troca térmica ao projeto do equipamento. A fim de expandir a temática compreendida pelo trabalho, este capítulo visa explorar o uso em situações de *retrofit* de trocadores de calor, a aplicação mais citada pela literatura para os dispositivos de aprimoramento. Mais especificamente o objetivo desta etapa é verificar se realizar o *retrofit* com dispositivos de aprimoramento é efetivo ou se há alternativas melhores tecnicamente e menos custosas.

Por se tratar de um *retrofit*, a escolha de um sistema existente em que será realizada uma readequação é inerente ao estudo pretendido. Com o objetivo de ampliar a aplicabilidade e a relevância do presente trabalho, opta-se por construir uma abordagem de caráter macro capaz de ser aplicada em diferentes situações-problema, de maneira que as análises realizadas não se tornem restritas a um único exemplo.

Para isso, o primeiro passo é tomar como base um sistema genérico para o desenvolvimento dos cálculos, o qual é composto por uma bomba e a tubulação por onde passa cada fluido, além de um trocador de calor casco-e-tubo, tal sistema se encontra ilustrado na Figura 13.

Figura 13 - Representação do sistema genérico considerado pela abordagem



O motivo dessa escolha reside no fato de o uso dos referidos dispositivos trazerem impacto tanto para a transferência de calor quanto para a queda de pressão no trocador, logo, limitar a análise apenas ao equipamento de troca térmica a tornaria incompleta. Ademais, sob

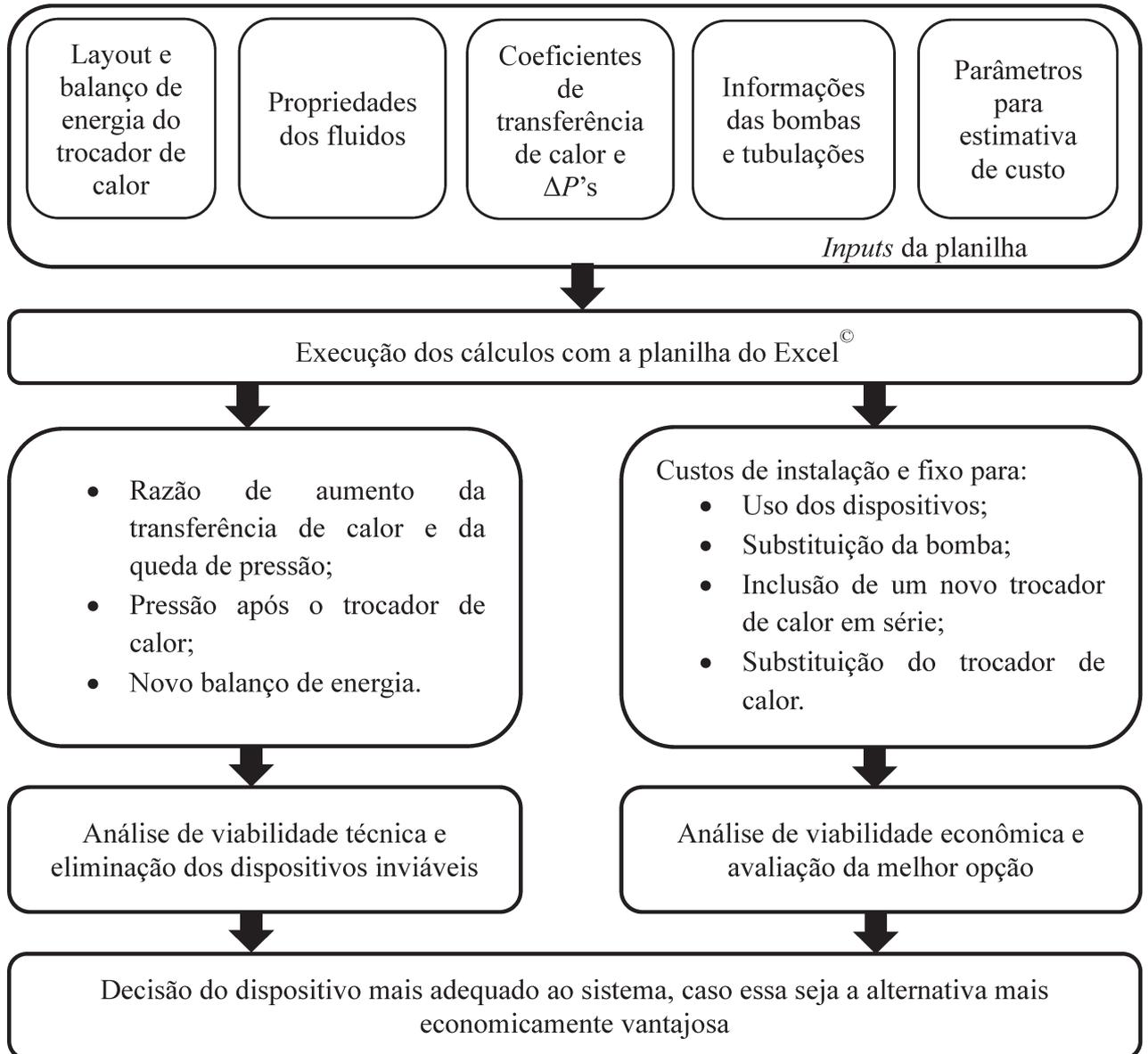
a visão de aspectos práticos, seria extremamente imprudente analisar os efeitos de um dispositivo no *retrofit* sem realizar uma avaliação simultânea do impacto dele nos equipamentos usados para transporte, como bombas e sopradores devido a relação entre troca térmica e perda de pressão. Portanto, essa opção foi feita de modo a viabilizar uma análise mais completa e para representar uma configuração comum nas indústrias químicas.

Com o sistema a ser estudado bem estabelecido, foca-se na construção da abordagem. Inicialmente, se necessita de informações para a realização dos cálculos de aspecto técnico e de aspecto econômico. As últimas se limitam a parâmetros utilizados nas equações de estimativa de custo e fatores de correção para a variação do câmbio com o tempo; as primeiras são compostas de dados das tubulações (por exemplo, diâmetro, comprimento, rugosidade), equações das curvas características das bombas (responsável por relacionar vazões e a alturas manométricas fornecidas pela bomba), balanço de energia e o *layout* completo do trocador de calor, propriedades dos fluidos que trocam calor, quedas de pressão e coeficientes de transferência de calor anteriores ao *retrofit*.

Após a realização dos cálculos descritos com detalhes nas seções subseqüentes, se avaliam quais dispositivos respeitam as restrições de perda de pressão admissível e de aprimoramento da transferência de calor. Nesta mesma etapa, também se avaliam soluções alternativas ao *retrofit* com uso dos dispositivos de aprimoramento a fim de investigar qual é a opção mais economicamente viável. Um resumo da abordagem descrita é apresentado na Figura 14.

É importante ressaltar que os parâmetros característicos usados para cada dispositivo nesta etapa do trabalho são os mesmos utilizados no estudo de incorporação deles ao projeto de trocadores de calor, apresentados na Tabela 15. Entretanto, a abordagem foi construída para ser aplicável com quaisquer outros parâmetros, caso haja necessidade futura de se repetir o estudo.

Figura 14 – Abordagem para *retrofit* de trocadores de calor com dispositivos de aprimoramento



Para delimitar o campo de estudo deste trabalho, a aplicação da abordagem estruturada para a avaliação do uso dos dispositivos se dá em quatro situações em que a intensificação da transferência de calor é exigida. Elas são: a redução de custos de processo por meio da economia de utilidades, a mudança da condição operacional, o aumento da produção de uma planta química e a ocorrência de trocadores de calor com escoamento laminar.

Em cada uma delas a melhoria da transferência de calor é necessária, pois com um aumento de produção ou com mudança da condição operacional, o trocador passará a não ser capaz de transferir o calor necessário sem empregar uma técnica de aprimoramento. Quanto à economia de utilidades, o aprimoramento da troca térmica num trocador de calor caso-e-tubo

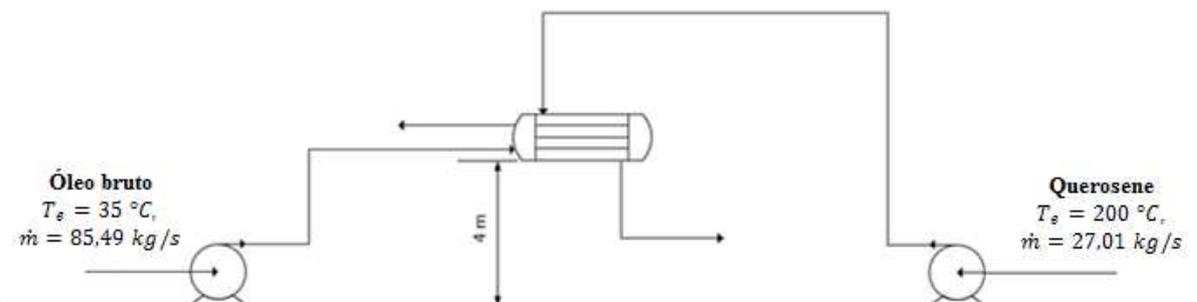
permite um melhor aproveitamento da energia, minimizando sua utilização. Por fim, em relação à operação de trocadores em regime laminar de escoamento, devido à baixa eficiência na transferência de calor inerente a esse regime, provavelmente haverá necessidade de melhorias para que as especificações do processo sejam satisfeitas. Por fim, reitera-se que em todas elas o uso dos dispositivos de aprimoramento não é a única solução possível, tanto que na abordagem outras alternativas são avaliadas economicamente.

### 5.1. Estudo de caso I – Aumento de produção

Nesse estudo de caso a melhoria da transferência de calor será empregada com um objetivo de permitir que o trocador de calor consiga atender as condições de projeto mesmo operando com vazões maiores.

Para isso, escolheu-se uma etapa de um processo, ilustrada na Figura 15 responsável por aquecer o óleo bruto de 35 °C a 75 °C ao mesmo tempo em que o querosene é resfriado de 200 °C a 95 °C.

Figura 15 – Sistema estudado



Em função da necessidade de aumento de produção, deseja-se aumentar em 10% a vazão mássica de óleo bruto nos tubos e em 20% a vazão de querosene no casco. No entanto, pretende-se que o trocador seja capaz de pelo menos atingir as temperaturas de saída dos fluidos do projeto original para que a operação não se altere, ou seja, o querosene deve ser resfriado a, pelo menos, 95 °C e o óleo bruto deve ser aquecido a, pelo menos, 75 °C. Por isso, faz-se necessário uma melhoria na troca térmica para que o mesmo equipamento seja capaz de trocar mais calor.

Além disso, há a restrição que proíbe pressões menores que 1 bar após o trocador de calor, pois nessa situação, mesmo que a válvula após o trocador estivesse 100% aberta, não

seria possível atingir a condição de pressão necessária para a operação dos outros equipamentos do processo.

As Tabelas 54 a 61 trazem informações necessárias para caracterizar o sistema estudado e permitir a realização dos cálculos do *retrofit*.

Tabela 54 – Dados dos fluidos

Dados	Óleo Bruto	Querosene
Alocação dos fluidos	Tubos	Casco
$\dot{m}$ / (kg/s)	85,49	27,01
$T_e$ / °C	35	200
$T_s$ / °C	75	95

Tabela 55 – Propriedades dos fluidos usadas nos cálculos

Propriedade	Óleo Bruto	Querosene
$\rho$ / (kg/m <sup>3</sup> )	830	730
$C_p$ / (J/kg K)	2050	2470
$\mu$ / (N s/m <sup>2</sup> )	0,0036	0,0004
$k$ / (W/m.K)	0,133	0,132

Tabela 56 – Parâmetros construtivos do trocador de calor

Parâmetro	Valor
$N_t$	683
$D_i$ / m	0,016
$D_o$ / m	0,02
$L_t$ / m	6,6
$N_{pt}$	2

Tabela 57 – Parâmetros relativos à transferência de calor no trocador

Parâmetro	Valor
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	721
$h_{\text{casco}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	1662
$R_{d,\text{tubo}}$ / (m <sup>2</sup> .K/W)	0,0005
$R_{d,\text{casco}}$ / (m <sup>2</sup> .K/W)	0,0002
$k_{\text{parede}}$ / (W/m.K)	45,07

Tabela 58 – Parâmetros gerais do trocador de calor

Parâmetro	Valor
$U_d / (W/m^2.K)$	311,54
$\dot{q} / (kW)$	7005,04
Área necessária / (m <sup>2</sup> )	282,06
Área real / (m <sup>2</sup> )	283,23
$\Delta P$ nos tubos / (kPa)	30,00
$\Delta P$ no casco / (kPa)	60,00

Tabela 59 – Dados da tubulação entre a bomba e o trocador de calor

Parâmetro	Tubulação de óleo bruto	Tubulação de querosene
$D_i / (m)$	0,2032	0,127
$\varepsilon / (mm)$	0,045	0,045
$L / (m)$	15	25

Tabela 60 – Acidentes presentes nas tubulações e seus respectivos coeficientes de perda

Acidente	$K_L$	Lado dos tubos	Lado do casco
Entrada com canto-vivo	0,5	1	1
Saída com canto-vivo	1	1	1
Cotovelo 90° de raio longo flangeado	0,3	4	5

Tabela 61 – Válvulas presentes nas tubulações e seus respectivos coeficientes de perda

Válvula	$K_L$	Lado dos tubos	Lado do casco
Gaveta 100% aberta	0,17	2	2
Globo (Bevel Seat) 50% aberta	9,5	1	
Globo (Plug disk) 50% aberta	36		1

Nesse sistema são utilizadas duas bombas MegaCPK 250-200-500 com diâmetro do rotor de 470 mm e 960 rpm, uma para o transporte de cada fluido – as respectivas curvas, estão apresentadas em anexo. Essas bombas garantem que a pressão, após o trocador de calor, do querosene seja de 2,21 bar e a do óleo bruto, na ausência de dispositivos nos tubos, seja de 2,59 bar.

É importante dizer que apesar de o óleo bruto sair do trocador de calor com 2,59 bar, os próximos equipamentos que irão receber essa corrente requerem uma pressão de 1 bar, para

evitar problemas operacionais. Essa diferença entre a pressão saída do trocador e a desejada é perdida ao longo da tubulação, em acidentes e numa válvula de controle parcialmente aberta, porém isso não será representado por não influenciar na análise.

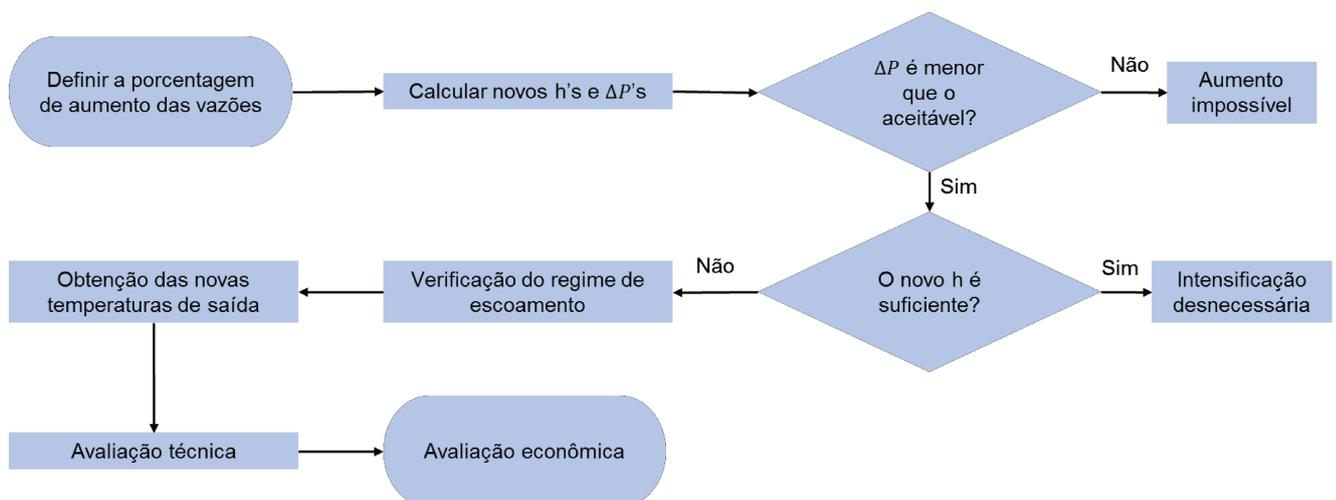
### 5.1.1. Análise do comportamento do trocador de calor sem dispositivos

Antes de verificar o comportamento com os dispositivos intensificadores de transferência de calor, será analisada a influência do aumento de vazão na transferência de calor e na queda de pressão. Isso é relevante, pois o aumento das vazões do casco e do tubo implica num aumento da velocidade e, conseqüentemente, dos coeficientes de transferência de calor e da queda de pressão, como já foi explicado na descrição do funcionamento de alguns dispositivos que usam desse mesmo princípio.

Entretanto, essas implicações podem ocasionar duas situações em que o estudo proposto perderia o sentido: uma em que apenas o aumento da vazão aumentaria os coeficientes de transferência de calor o suficiente para atender às especificações e outra em que esse aumento provocaria um aumento na queda de pressão suficiente para exceder a restrição do processo. Em ambas as situações não seria viável empregar os dispositivos para intensificação da troca térmica, já que na primeira, eles não seriam necessários dado que as especificações passaram a ser atendidas e que, na segunda, não seria possível usar essa técnica de aprimoramento, pois qualquer um dos dispositivos estudados aumenta a queda de pressão que já estaria excedendo a restrição.

A Figura 16 detalha as etapas do algoritmo usado para a abordagem construída, incluindo as análises descritas nos parágrafos iniciais dessa seção e as etapas subsequentes.

Figura 16 – Algoritmo para estudo do uso de dispositivos no aumento de vazão



O cálculo dos novos coeficientes de transferência de calor e das novas quedas de pressão com essa nova vazão é feito por meio de relações presentes em Smith (2005), Equações 111 a 114, que usam como base os coeficientes da situação inicial informados no início da aplicação da abordagem.

$$\frac{h_{2\text{tubo}}}{h_{1\text{tubo}}} = \left( \frac{\dot{m}_{2\text{tubo}}}{\dot{m}_{1\text{tubo}}} \right)^{0,8} \quad (111)$$

$$\frac{h_{2\text{casco}}}{h_{1\text{casco}}} = \left( \frac{\dot{m}_{2\text{casco}}}{\dot{m}_{1\text{casco}}} \right)^{0,64} \quad (112)$$

$$\frac{\Delta P_{2\text{tubo}}}{\Delta P_{1\text{tubo}}} = \left( \frac{\dot{m}_{2\text{tubo}}}{\dot{m}_{1\text{tubo}}} \right)^{1,9} \quad (113)$$

$$\frac{\Delta P_{2\text{casco}}}{\Delta P_{1\text{casco}}} = \left( \frac{\dot{m}_{2\text{casco}}}{\dot{m}_{1\text{casco}}} \right)^{2,9} \quad (114)$$

Essas equações fornecem uma estimativa das novas quedas de pressão e coeficientes de transferência de calor, uma alternativa mais precisa seria informar diretamente os novos valores calculados, por exemplo, com um software como o Aspen Exchanger Design & Rating<sup>®</sup>. Apesar de haver duas opções nesse caso, ressalta-se que a abordagem construída pode ser aplicada com qualquer uma delas, implicando apenas numa maior ou menor precisão dos resultados. A Tabela 62 mostra os valores dos coeficientes de transferência de calor e das quedas de pressão nos tubos e no casco após o aumento das vazões.

Tabela 62 – Parâmetros após o aumento de vazão

Lado do trocador de calor	$h$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	$\Delta P$ / (kPa)
Tubo	778,13	35,96
Casco	1867,70	101,81

Com esses novos parâmetros, realizam-se os cálculos para o trocador de calor e para a perda de pressão total no sistema considerando o coeficiente global de transferência de calor e as temperaturas de entrada dos fluidos como as do projeto inicial. Quanto à carga térmica do equipamento, ela foi considerada como a máxima encontrada nos balanços de energia dos fluidos frio e quente, por isso, o fluido frio sairia a 78,60 °C em vez de 75 °C nessas novas condições. Os resultados desses cálculos estão presentes na Tabela 63.

Tabela 63 – Parâmetros do trocador de calor após o aumento de vazão

Parâmetro	Valor
$U_d$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	331,52
$\dot{q}$ / (kW)	8406,05
Área necessária / (m <sup>2</sup> )	328,32
Área real / (m <sup>2</sup> )	283,23
Pressão do óleo bruto após trocador / (bar)	2,21
Pressão do querosene após trocador / (bar)	1,18

Interpretando os resultados da Tabela 63, verifica-se que a pressão do óleo bruto após o trocador de calor está relativamente distante da restrição, enquanto a do querosene está próxima ao limite do processo, contudo os dispositivos de transferência de calor não alteram esse parâmetro, uma vez que o querosene está alocado no casco. Dessa forma, essa proximidade do limite não representa problemas.

Além disso, nota-se que a área necessária para a troca térmica não só aumentou significativamente, se comparada com a área requerida para as vazões de projeto apresentada na Tabela 58, como também ultrapassou o valor da área real do trocador de calor. Ou seja, esse trocador não seria capaz de atender as especificações das temperaturas de saída sem nenhum tipo de intensificação.

Portanto, levando em conta que com a alteração de vazões a restrição de pressão foi respeitada e que o trocador de calor precisa de aprimoramento na sua troca térmica, conclui-se que esse caso é propício para o uso dos dispositivos de aprimoramento.

### 5.1.2. Resultados do uso de dispositivos de intensificação da transferência de calor

Tendo comprovado que o uso dos dispositivos é realmente relevante neste caso, se inicia a análise que se foca em nos resultados de cinco variáveis obtidos para os onze dispositivos estudados na Seção 4: o aumento da transferência de calor, traduzido pela divisão do número de Nusselt do sistema com o dispositivo ( $Nu_a$ ) pelo Nusselt do sistema sem o dispositivo ( $Nu$ ); as razões de aumento do fator de atrito e da queda de pressão, que informam o quanto essas variáveis aumentaram no trocador de calor e o impacto desse aumento na queda de pressão total do sistema; a pressão após o trocador de calor e as temperaturas de saída dos fluidos, que são as informações que dirão se haverá necessidade de substituição de algum equipamento.

Para se chegar na razão de aumento do fator de atrito, se calculou o fator de atrito de Darcy na tubulação antes da inserção dos dispositivos por meio das equações da solução de Serghides, Equações 115 a 118 (SERGHIDES, 1984). Após a utilização dos dispositivos, as equações utilizadas são as correlações desenvolvidas especificamente para cada dispositivo, apresentadas na Seção 2.

$$A = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{12}{Re} \right) \quad (115)$$

$$B = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51 A}{Re} \right) \quad (116)$$

$$C = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51 B}{Re} \right) \quad (117)$$

$$f_d = \left( \left( A + \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right)^{-1} \right)^2 \quad (118)$$

Para os cálculos que envolvem a queda de pressão ao longo da tubulação, utiliza-se a Equação 119, na qual são contabilizados os coeficientes de perda ( $K_L$ ) correspondentes a todos os acidentes na tubulação. Ressalta-se que os cálculos são os mesmos para as situações pré e pós *retrofit*, com a única diferença sendo o uso do fator de atrito específico a cada uma.

$$\Delta P_{\text{tubulação}} = \left( f_d \frac{L_t}{D} + \sum K_L \right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (119)$$

De posse da queda de pressão na tubulação, é calculada a pressão após o trocador de calor, com a equação de Bernoulli modificada, representada na Equação 120.

$$P_2 = H_B - \left( \frac{v_2^2 - v_1^2}{\rho g} - \Delta z - \frac{\Delta P_{\text{tubulação}} + \Delta P_{\text{tubos}}}{\rho g} \right) \rho g + P_1 \quad (120)$$

Para calcular a razão de aumento da transferência de calor, é necessário identificar se o regime de escoamento no trocador é laminar ou turbulento. Caso seja laminar, avalia-se apenas os resultados relativos a fitas torcidas e a fios enrolados em forma de espiral, já que são os únicos dispositivos com equações disponíveis capazes de descrever esse regime de escoamento. Caso seja turbulento, todos os dispositivos são avaliados. Então, usam-se as correlações específicas para cada dispositivo, descritas na Seção 2, e se obtêm os coeficientes de transferência de calor dos tubos após o *retrofit*.

Por fim, para obter as novas temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, realiza-se um cálculo iterativo para avaliar a transferência de calor aprimorada, para o qual optou-se por usar a ferramenta Solver do Excel<sup>®</sup>.

A primeira etapa consiste em calcular o novo coeficiente global de transferência de calor com a Equação 121.

$$U_a = \left( \frac{1}{h_{\text{casco}}} + R_{d_{\text{casco}}} + \frac{D_o \ln\left(\frac{D_i}{D_o}\right)}{2 k_{\text{parede}}} + \frac{D_i}{D_o} \left( \frac{1}{h_{\text{atubo}}} + R_{d_{\text{tubo}}} \right) \right)^{-1} \quad (121)$$

Então, faz-se uma primeira estimativa das temperaturas de saída e se calcula a temperatura média corrigida (Equação 122) por meio da multiplicação da temperatura média logarítmica por um fator de correção, calculado conforme apresentado na Seção 4.2.

$$\Delta T_m = F_t \frac{(T_{q,e} - T_{f,s})(T_{q,s} - T_{f,e})}{\ln\left(\frac{(T_{q,e} - T_{f,s})}{(T_{q,s} - T_{f,e})}\right)} \quad (122)$$

Em seqüência, se realizam os balanços de energia do casco e dos tubos, além do cálculo do calor transferido com as Equações 123 a 125.

$$\dot{q} = \dot{m}_q C_{p_q} (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (123)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (124)$$

$$\dot{q} = U_a A \Delta T_m \quad (125)$$

Finalmente, o Solver é aplicado para zerar a função objetivo (Equação 126) alterando os valores das duas temperaturas de saída sujeito à restrição de que o calor calculado pelas Equações 124 e 123 deve ser igual.

$$\xi = \left( \dot{m}_q C_{p_q} (T_{q,e} - T_{q,s}) - U_a A \Delta T_m \right) \quad (126)$$

A Tabela 64 resume os resultados obtidos de cada dispositivo por meio dos parâmetros mencionados. Deve-se ressaltar que, exceto pela temperatura de saída do querosene, as demais informações dizem respeito ao óleo bruto que se encontra alocado nos tubos do trocador de calor. As outras informações do querosene foram omitidas dos resultados, pois não sofrem alteração com a inserção dos dispositivos nos tubos.

Analisando os dados presentes na Tabela 64 é possível notar um comportamento similar dos dispositivos se comparado aos resultados obtidos com a incorporação deles no projeto de trocadores de calor. Reforçando assim que a transferência de calor aumenta conforme a queda de pressão no trocador de calor aumenta, apesar desses aumentos não serem diretamente proporcionais. Isso pode se justificar pelo bloqueio da passagem do fluido estar ligado à turbulência do escoamento que, por sua vez, está relacionada com a transferência de calor.

Portanto, um maior bloqueio implica numa maior queda de pressão, porém implica também em maior turbulência, logo, em maior transferência de calor.

Tabela 64 – Resultados do uso de dispositivos de troca térmica após o aumento de vazão

Dispositivo	$Nu_a/Nu$	$f_{da}/f_d$	$\Delta P_a/\Delta P$	Pressão após trocador / bar	$T_{\text{querosene},s} / ^\circ\text{C}$	$T_{\text{óleo},s} / ^\circ\text{C}$
Fitas torcidas	2,06	4,58	4,27	1,03	88,29	81,39
Fitas torcidas com espaçamento do tubo	3,04	4,15	3,88	1,17	84,06	83,15
Fio enrolado com seção transversal triangular	2,83	6,91	6,39	0,27	84,72	82,87
Fio enrolado com seção transversal circular	2,84	5,53	5,14	0,72	84,68	82,89
Fitas torcidas duplas	2,99	3,49	3,29	1,38	84,23	83,08
Fitas torcidas triplas	3,44	4,17	3,90	1,16	83,03	83,58
Fitas torcidas com anel circular	6,11	34,90	31,73	-	79,66	84,98
Fio enrolado com fitas torcidas	6,46	61,56	55,88	-	79,42	85,07
Anel cônico com fitas torcidas	6,87	215,98	195,74	-	79,18	85,17
Anel circular	5,25	85,63	77,68	-	80,36	84,68
Anel circular inclinado	5,39	31,45	28,61	-	80,23	84,74

Observa-se também que com a inserção de alguns dispositivos, como o anel circular, a energia fornecida pela bomba passa a não ser nem ao menos suficiente para fazer com que a vazão do sistema vença a nova queda de pressão do sistema, por isso, nesses casos a pressão após trocador de calor não consta na Tabela 64.

Analisando os aspectos técnicos do *retrofit*, percebe-se que o uso dos dispositivos de aprimoramento foi bastante eficiente, já que todos foram capazes de elevar a temperatura do óleo bruto acima de 75 °C e resfriar o querosene a menos de 95 °C. Ademais, uma observação a ser feita é que, como não há flexibilidade para ajustar a vazão dos fluidos, nenhum dos dispositivos faz com que a temperatura na saída deles seja exatamente a temperatura do projeto inicial. Então, nos casos em que problemas são acarretados se a temperatura de saída do fluido

quente for menor que o especificado ou que a temperatura de saída do fluido frio for maior que o requerido, o uso dos dispositivos de transferência de calor não é recomendado.

Quanto à restrição de pressão, foram reprovados nesse critério os fios enrolados com seção transversal circular e os com seção transversal triangular, pela pressão após o trocador estar menor que 1 bar. Além deles, obviamente, aqueles dispositivos para os quais a energia fornecida pela bomba não foi capaz de fazer com que o fluido vencesse a queda de pressão do sistema também foram reprovados. Pode se observar que isso ocorreu principalmente naqueles que consistem na combinação de dois dispositivos, pois, nesse caso, a intensificação da queda de pressão ocorre não somente por conta das características de um dispositivo, mas de ambos.

### 5.1.3. Análise econômica

Todos os casos estudados neste trabalho requerem uma análise econômica bastante semelhante, pois a adaptação do sistema para cumprir as novas especificações em qualquer um dos casos envolveria a avaliação das mesmas alternativas. Por isso, a fim de evitar repetições, a aplicação completa da abordagem será detalhada apenas para este estudo de caso e suas conclusões serão estendidas aos demais.

Antes de iniciar a análise econômica, define-se que ela parte da premissa que as modificações que implicaram na necessidade do *retrofit* irão acontecer e, para ajustar o sistema a elas, serão necessárias algumas adaptações. Com isso, a análise será feita sobre as despesas que cada opção trará e a decisão será tomada em favor da menos custosa. Levando em conta que os ganhos advindos da mudança, como por exemplo, o aumento de produção ou economia de utilidades, serão os mesmos independentemente da opção escolhida, eles não serão incluídos na análise. Quanto as opções estudadas para essas adaptações, elas são: a troca do trocador de calor por um novo com área adequada às novas condições, a adição de um novo trocador em série para garantir que a troca térmica esperada será realizada ou o uso de dispositivos que intensificarão a transferência de calor.

Dessa forma, os cálculos necessários para análise econômica se resumem ao custo fixo e de instalação do trocador de calor adicional, do trocador de calor novo, dos dispositivos e de uma nova bomba, caso haja necessidade da substituição da existente no processo.

Inicia-se a avaliação pelas opções que envolvem a instalação de trocadores de calor novos. Para possibilitar o uso das correlações que estimam o custo desses equipamentos, calculou-se a área de troca térmica necessária para um trocador de calor adicional em série e para um novo com a função de substituir o equipamento existente. Para o primeiro caso seria

necessária uma área de 97,51 m<sup>2</sup>, para o segundo, seria requerido um trocador de 328,32 m<sup>2</sup>. Ambos foram projetados com cabeçote flutuante, mesmo tipo do equipamento pré-existente.

Com a adição de um novo trocador a queda de pressão seria aumentada em 18 kPa e com a substituição do equipamento, ela passaria de 30 kPa para 39 kPa. Assim, verifica-se que essas modificações não chegariam nem a dobrar a queda de pressão inicial, ou seja, nesse aspecto o impacto seria menor que o obtido com o uso de qualquer dispositivo. Por isso, não se calculou nenhum cenário econômico para a inserção de equipamentos em conjunto com a substituição da bomba existente.

Em ambos os casos, considerou-se o coeficiente global de transferência de calor ( $U_d$ ) como igual ao do projeto anterior ao *retrofit*. Essa consideração foi necessária, pois os aspectos construtivos influenciam diretamente no escoamento que, por sua vez, impacta nos coeficientes de transferência de calor e, portanto, na área de troca térmica necessária. Como realizar projetos detalhados de trocadores de calor casco-e-tubo não é o foco desta etapa do trabalho, considerou-se o coeficiente global de transferência de calor ( $U_d$ ) igual ao do trocador existente inicialmente no processo. Essa simplificação foi tomada como aceitável, pois seria interessante modificar minimamente a geometria e os parâmetros do processo que traziam um bom funcionamento. Por exemplo, como a velocidade dos fluidos já estava dentro da faixa recomendada pela literatura para operação, os novos projetos buscariam não alterar esse parâmetro. Assim, a alteração nos coeficientes de transferência de calor se daria apenas pela variação das propriedades termodinâmicas com a temperatura, algo com impacto bem menor que a velocidade.

Para a opção que considera um trocador novo, a carga térmica considerada foi a máxima entre as calculadas pelo balanço de energia dos fluidos frio e quente (Equações 123 e 124) e as temperaturas de saída, como iguais às obtidas com o emprego da intensificação. Por conta disso, a temperatura de saída do fluido cuja especificação dada que não gera a carga térmica máxima é recalculada para satisfazer o balanço de energia. Então, de posse das temperaturas de entrada e saída, a diferença média é calculada e a Equação 127 é aplicada.

$$A = \frac{\dot{q}}{U\Delta T_m} \quad (127)$$

Para a opção que considera um trocador de calor adicional, consideram-se as temperaturas de entrada dele como as temperaturas de saída do trocador existente no processo e tanto a carga térmica quanto as temperaturas de saída são obtidas usando o Solver para zerar a função objetivo expressa na Equação 126, com a restrição de o calor transferido por ambos os fluidos, calculados pelas Equações 123 e 124, serem iguais. Ressalta-se, todavia, que neste

caso a Equação 126 é reescrita com o coeficiente global de transferência de calor sem efeitos de intensificação da transferência de calor.

Os custos dos trocadores são calculados por meio da Equação 128 (para trocadores de calor com cabeçote flutuante de área entre 10 e 1000 m<sup>2</sup>) que toma como base nos custos de janeiro de 2010 (TOWLER, SINNOTT; 2013).

$$C_{e,trocador} = 32000 + 70 A^{1,2} \quad (128)$$

Apesar de não ser necessária no cenário de inclusão de novos trocadores de calor, avaliar a alternativa que considera a substituição da bomba devido ao aumento da queda de pressão com o uso dos dispositivos é necessário, já que apenas quatro dos dispositivos avaliados respeitaram a restrição de pressão. Assim, foi calculado um cenário em que há a substituição da bomba de óleo bruto pela MegaCPK 250-200-500, com diâmetro do rotor de 509 mm e rotação de 1160 rpm, capaz de fornecer maiores alturas manométricas maiores. Para fornecer mais energia ao fluido, essa bomba consome 74,26 kW de potência frente aos 38,65 kW consumidos pela bomba existente anteriormente. Nesse cenário, os únicos resultados que se alteram são os valores de pressão após o trocador e eles são exibidos na Tabela 65.

Tabela 65 – Resultados obtidos após a substituição da bomba

Dispositivo	Pressão após trocador / bar
Fitas torcidas	3,95
Fitas torcidas com espaçamento do tubo	4,09
Fio enrolado com seção transversal triangular	3,19
Fio enrolado com seção transversal circular	3,64
Fitas torcidas duplas	4,31
Fitas torcidas triplas	4,09

Mesmo com a substituição da bomba por uma que consome praticamente o dobro da potência, a utilização de alguns dispositivos continua impossibilitada pela queda de pressão e tais dispositivos foram omitidos da Tabela 65. Analisando-a é possível verificar que a ambos os fios enrolados passaram a ser possíveis de se utilizar e que será necessário perder ainda mais pressão após o trocador de calor, já que os próximos equipamentos que operam a 1 bar. Isso pode ser feito restringindo ainda mais as válvulas presentes nessa tubulação.

Já que a substituição da bomba se mostrou relevante no cenário, é necessário calcular seu custo. O que é feito com duas correlações que relacionam o custo em dólares com a

potência, em kW, gasta pelo equipamento. Tais correlações tomam como base os custos de janeiro de 2000.

Para bombas centrífugas com potência de 1 a 10 kW (SMITH; 2005):

$$C_{e,bomba} = 1970 \left( \frac{Pot}{1} \right)^{0,35} \quad (129)$$

Para bombas centrífugas com potência de 4 a 700 kW (SMITH; 2005):

$$C_{e,bomba} = 9840 \left( \frac{Pot}{4} \right)^{0,55} \quad (130)$$

Deve-se dizer que na abordagem, optou-se por utilizar a Equação 130 para bombas com potências de 4 a 10 kW, já que tanto a Equação 129 quanto a Equação 130 cobrem essa faixa de potência.

Para corrigir os custos, utilizando a mesma metodologia da Seção 4.6, são utilizados os CE Index de janeiro de 2010 e janeiro de 2000 apresentados na Tabela 66. Os custos dos dispositivos, por sua vez, foram calculados usando as mesmas equações apresentadas na Seção 4.6.

Tabela 66 – Valores CE Index de acordo com o período

mês/Ano	CE Index
jan/2000	391,1
jan/2010	532,9

Além dos custos dos equipamentos, são estimados os custos de instalação por meio do método fatorial. Esse método se baseia na consideração de fatores de correção relacionados com o material do equipamento, a pressão de operação e a temperatura de operação, além de outros fatores, por exemplo, a instalação de novas tubulações ou instrumentação. Tabelas com mais detalhes e com os valores de cada fator constam nos Apêndices e a utilização deles se dá de acordo com a Equação 131 (SMITH, 2005).

$$C_T = \left( f_M f_P f_T (1 + f_{pip}) \right) C_e + (f_{er} + f_{inst} + f_{elec} + f_{dec} + f_{cont}) C_e \quad (131)$$

Deve-se ressaltar que há outros fatores que podem ser incorporados no método fatorial, no entanto, esses somente são usados em projetos ditos *grass-roots*. Como em todos os projetos de *retrofit* a planta já existe, foram utilizados apenas os fatores relativos ao posicionamento do equipamento, à instalação de novas tubulações, à instalação de instrumentação e controle, à instalação elétrica, ao projeto, engenharia e construção do equipamento e à contingência.

Assim, a Tabela 67 apresenta os custos fixos e de instalação calculados para cada cenário já corrigidos para base de fevereiro de 2017, considerando que os equipamentos projetados serão de aço carbono. Da mesma forma realizada em outras seções, todos os dispositivos que não são fitas torcidas ou fios enrolados são tratados como “dispositivos genéricos” para cálculo do custo. Destaca-se aqui que o resultado desse custo de “dispositivos genéricos” serve como aproximação e não traz o mesmo nível de confiabilidade que os demais.

Como as opções visam modificar o mínimo possível do processo para adequá-lo, considera-se que os custos operacionais ligados à manutenção de equipamentos ou à necessidade de novos funcionários em cada cenário não diferem muito da situação anterior ao *retrofit*. Dessa forma, nesta análise econômica preliminar, possíveis alterações desses custos não serão incluídas.

Já a substituição da bomba provoca um aumento da energia elétrica consumida pela planta e esse custo precisa ser considerado. Para ser possível contabilizá-lo em conjunto com os custos apresentados na Tabela 67, calculam-se os desembolsos anuais que equivaleriam ao pagamento de cada cenário, a fim deixar tanto os gastos realizados uma única vez quanto os gastos que dependem do tempo na mesma base de comparação. Isso é feito usando as Equações 132 e 133 e, para este trabalho, considera-se a tarifa cobrada pela energia elétrica como \$0,0696/kWh, um tempo de 15 anos, uma taxa de juros de 12,5% e uma inflação de 7,5%. Os resultados dos custos anualizados de cada opção se encontram na Tabela 68.

Tabela 67 – Investimento necessário para pagar custos fixos e instalação em cada opção de modificação

Equipamento	Custo / (kUS\$)
Trocador de calor novo	520,3
Trocador de calor em série	360,3
Bomba	203,6
Dispositivo genérico	3,2
Fitas torcidas	8,8
Fios enrolados	7,5

$$i_{\text{real}} = \frac{1+i}{1+j} - 1 \quad (132)$$

$$C_A = C_T \frac{i_{\text{real}}(1+i_{\text{real}})^n}{(1+i_{\text{real}})^n - 1} \quad (133)$$

Observando os resultados nota-se uma clara vantagem econômica no uso dos dispositivos de intensificação da transferência de calor. No entanto, isso só se aplica para aqueles que não exigem uma substituição da bomba, pois, de acordo como os resultados analisados na Seção 5.1.2, a diferença de desempenho das fitas torcidas e dos fios enrolados não justifica um investimento maior nos últimos.

Outra constatação que pode ser feita é que o custo de substituição do trocador de calor existente por um novo é maior que o custo de adição de outro equipamento, além de que, nessa situação, o trocador a ser substituído perderá sua utilidade. Entretanto, deve ser feita a ressalva de que a opção de comprar um novo equipamento com maior área pode ser interessante se o equipamento em operação estiver próximo ao fim do seu ciclo de vida, pois todas as outras opções consideram que o trocador existente continuará operando sem a necessidade de novos investimentos.

Tabela 68 – Desembolsos anuais para efetuar o pagamento de cada opção de modificação

Opção	Custo / (kUS\$)
Trocador novo	48,9
Trocador adicional	33,9
Fitas torcidas	0,7
Fitas torcidas espaçadas do tubo	0,7
Fitas torcidas duplas	1,4
Fitas torcidas triplas	2,1
Fio enrolado com seção transversal triangular + substituição da bomba	20,0
Fio enrolado com seção transversal circular + substituição da bomba	20,0
Fitas torcidas com anel circular + substituição da bomba*	20,2
Fio enrolado com fitas torcidas + substituição da bomba *	20,7
Anéis cônicos com fita torcida + substituição da bomba *	20,2
Anel circular + substituição da bomba *	19,5
Anel circular inclinado + substituição da bomba *	19,5

\*Essas opções não são viáveis tecnicamente, conforme já discutido

Deve-se ressaltar também que os resultados dos equipamentos são obtidos com base num método para análise preliminar de custos e que é possível que o custo real seja diferente

do calculado. Isso deve ser considerado principalmente quando se trata dos dispositivos de aprimoramento, já que as correlações realizam estimativas de precisão limitada. Contudo, nota-se que o preço das fitas torcidas se encontra duas ordens de grandeza abaixo em relação à substituição/inclusão do equipamento. Assim, mesmo que o resultado da estimativa esteja vinte vezes menor que o custo real, os dispositivos ainda seriam a opção mais barata.

#### **5.1.4. Conclusões**

Após a aplicação de todas as etapas da abordagem, pode-se dizer que a análise técnica identificou as fitas torcidas, as fitas torcidas com espaçamento do tubo, as fitas torcidas duplas e as fitas torcidas triplas como dispositivos viáveis para a intensificação da transferência de calor sem que fosse necessária a substituição da bomba.

Por sua vez, a análise econômica confirmou que o uso de dispositivos de aprimoramento é uma opção menos custosa que qualquer outro tipo de modificação para adequar o processo às novas condições de vazão.

Por fim, combinando os dados de cada análise, verifica-se que a solução mais econômica que cumpre com os requisitos é a das fitas torcidas simples. Entretanto, as fitas torcidas duplas apresentam uma alternativa que intensifica mais a transferência de calor, com menor aumento da queda de pressão e com um custo que, apesar de ser o dobro das fitas torcidas simples, ainda é baixo. Por isso, dependendo do que se toma como base, a decisão se dará entre esses dois dispositivos.

## **5.2. Estudo de caso II – Mudança na condição operacional**

Este estudo de caso aborda uma situação em que se deseja mudar a temperatura de saída de um dos fluidos do trocador de calor – com o fluido quente saindo com menor temperatura ou com o fluido frio saindo com maior temperatura que a situação inicial. E, para que isso aconteça sem que haja a substituição do equipamento, é necessário intensificar a transferência de calor.

Industrialmente, esse tipo de situação ocorreria, por exemplo, em dois cenários: se algum estudo realizado mostrasse que uma nova condição de temperatura aprimoraria algum outro parâmetro do processo, como rendimento ou se houvesse alteração em alguma etapa do processo que implicaria numa necessidade de receber o fluido mais frio ou mais quente que a condição de trabalho inicial.

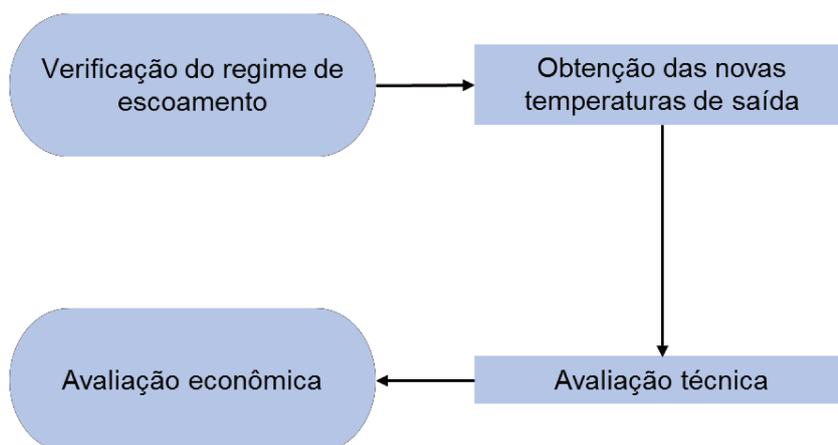
O sistema que embasa este estudo de caso é o mesmo abordado no Estudo de Caso I (Seção 5.1) e para obter ganhos em outros pontos do processo, pretende-se que o querosene seja

resfriado a pelo menos 85 °C e que o óleo bruto seja aquecido a pelo menos 80 °C com uso dos dispositivos intensificadores da transferência de calor. No entanto, há a restrição de que a pressão após o trocador de calor de ambas as correntes não deve ser menor que 1 bar, pois, como já exposto, isso traria problemas operacionais.

### 5.2.1. Comparação do comportamento do sistema com e sem aplicação de dispositivos

Os cálculos realizados para nesta seção seguem o mesmo procedimento e utilizam as mesmas equações da Seção 5.1, com a diferença de que as vazões não sofrem nenhum incremento, portanto, os coeficientes de transferência de calor e as quedas de pressão não precisam ser recalculadas. Com essa diferença, mesmo sendo um sistema idêntico ao do primeiro estudo de caso e mesmo usando as mesmas equações os resultados obtidos (Tabela 69) são diferentes. As etapas são resumidas na Figura 17.

Figura 17 - Algoritmo para estudo do uso de dispositivos na mudança de condição operacional



Analisando os dados presentes na Tabela 69 é possível concluir que a intensificação da transferência de calor e o aumento da queda de pressão seguem a mesma tendência vista para o Estudo de Caso I. Quanto ao desempenho dos dispositivos, pode-se dizer que todos eles conseguiram intensificar a transferência de calor de maneira a cumprir as novas especificações de temperatura. Apesar de as fitas torcidas não terem conseguido aquecer o óleo bruto aos 80 °C requeridos, foi considerado que para fins práticos essa diferença de 0,16 °C não traria nenhum impacto. Além disso, alguns dispositivos apresentaram resultados bastante contundentes quanto à transferência de calor, com alguns sendo capazes de resfriar o querosene a mais de 10 °C abaixo da nova especificação.

Tabela 69 – Resultados do desempenho de cada dispositivo

Dispositivo	$Nu_a/Nu$	$f_{d_a}/f_d$	$\Delta P_a/\Delta P$	Pressão após trocador / bar	$T_{\text{querosene},s} / ^\circ\text{C}$	$T_{\text{óleo},s} / ^\circ\text{C}$
Fitas torcidas	2,06	4,64	4,33	1,45	82,22	79,84
Fitas torcidas com espaçamento do tubo	3,11	4,29	4,04	1,53	78,12	81,40
Fio enrolado com seção transversal triangular	2,85	7,04	6,54	0,78	78,85	81,12
Fio enrolado com seção transversal circular	2,87	5,59	5,19	1,19	78,79	81,14
Fitas torcidas duplas	3,05	3,62	3,41	1,72	78,28	81,33
Fitas torcidas triplas	3,52	4,35	4,06	1,53	77,19	81,75
Fitas torcidas com anel circular	6,15	35,20	32,04	-	74,30	82,85
Fio enrolado com fitas torcidas	6,65	63,09	57,32	-	74,03	82,95
Anel cônico com fitas torcidas	7,12	222,66	201,99	-	73,80	83,04
Anel circular	5,30	85,39	77,54	-	74,91	82,62
Anel circular inclinado	5,44	31,75	28,91	-	74,80	82,66

Pode-se observar a influência do aumento da vazão nas temperaturas de saída ao se fazer um paralelo com os resultados obtidos para o Estudo de Caso I, em que nenhum dos dispositivos foi capaz de resfriar o querosene abaixo dos 80 °C, uma vez que neste estudo praticamente todos resfriam o querosene abaixo dessa temperatura.

De forma oposta aos bons resultados exibidos para a transferência de calor, a maioria dos dispositivos não foi capaz de atingir a especificação de pressão na saída do trocador. Tanto que, novamente, alguns dispositivos não têm a pressão após o trocador exibida na Tabela 69, devido ao aumento da queda de pressão fazer com que a energia fornecida pela bomba não fosse suficiente para fazer a vazão do sistema vencer a nova queda de pressão. Faz-se a ressalva, no entanto, que já era esperado que a operação com a mesma bomba não fosse viável, uma vez que esse aumento na queda de pressão atinge dezenas e até centenas de vezes com alguns dispositivos.

Por fim, nota-se novamente uma relação entre o aumento do coeficiente de transferência de calor nos tubos e a variação das temperaturas de saída. Quando esse coeficiente é dobrado o querosene sai quase 13 °C mais frio e o óleo bruto sai quase 5 °C mais quente. Entretanto, quando esse coeficiente é sextuplicado, as temperaturas não seguem uma relação linear e apresentam uma variação muito menor que o esperado, com o querosene saindo 21°C mais frio

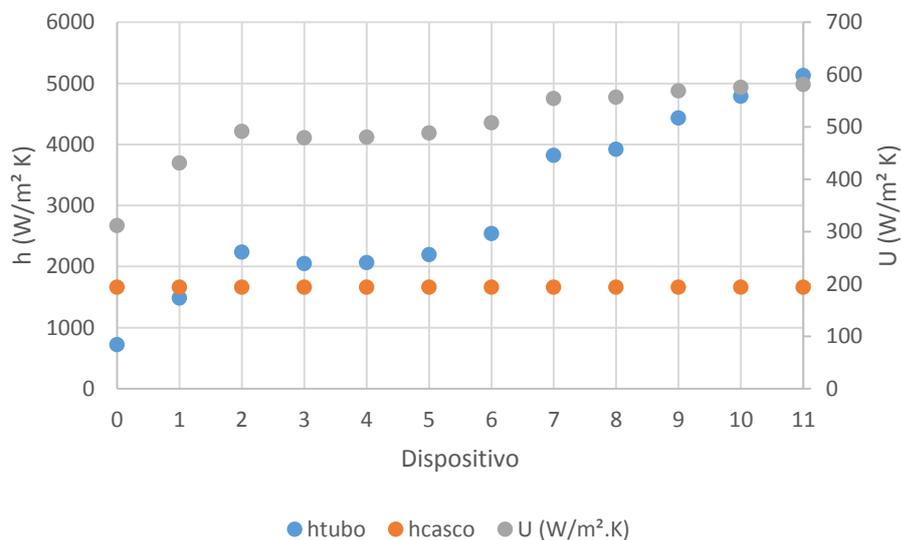
e o óleo bruto saindo 7 °C mais quente. Na Seção 4.3, verificou-se o mesmo comportamento em que havia um limite a partir do qual um incremento na transferência de calor passava a não corresponder a aumentos tão significativos na área do trocador de calor.

Tal comportamento, como já explicado, está relacionado com a alteração do coeficiente controlante da transferência de calor dos tubos para o casco. A variável pela qual se observa isso muda nas duas situações, pois numa situação de projeto de trocador de calor as temperaturas eram fixas e o que se alterava com o uso dos dispositivos era a área do equipamento, numa situação de *retrofit*, como o equipamento não se altera, é a temperatura que varia. A fim de explorar com mais detalhes essa questão, a Tabela 70 e Figura 18 apresenta a variação do coeficiente de transferência de calor dos tubos e do coeficiente global para cada dispositivo e para a situação inicial.

Tabela 70 – Coeficientes de transferência de calor obtidos com cada dispositivo

Dispositivo	$Nu_a/Nu$	$h_{tubo}$ (W/m <sup>2</sup> .K)	$U_d$ (W/m <sup>2</sup> .K)
-	1	721	311,54
1 - Fitas torcidas	2,06	1483,80	431,29
2 - Fitas torcidas com espaçamento do tubo	3,11	2239,78	491,57
3 - Fio enrolado com seção transversal triangular	2,85	2052,06	479,54
4 - Fio enrolado com seção transversal circular	2,87	2065,97	480,48
5 - Fitas torcidas duplas	3,05	2195,60	488,88
6 - Fitas torcidas triplas	3,52	2540,64	508,08
Anel circular	5,30	3822,40	554,57
Anel circular inclinado	5,44	3920,83	557,10
7 - Fitas torcidas com anel circular	6,15	4434,66	568,81
8 - Fio enrolado com fitas torcidas	6,65	4791,35	575,68
9 - Anel cônico com fitas torcidas	7,12	5131,46	581,47

Figura 18 – Variação coeficiente global em comparação com os coeficientes individuais de transferência de calor



Com os resultados da Tabela 70 nota-se que o aumento do coeficiente global de transferência de calor passa a não ser tão significativo em situações que o coeficiente dos tubos é elevado. Por exemplo, aumentando o coeficiente dos tubos de 721  $W/m^2 K$  para 1483,80  $W/m^2 K$  (106 % de aumento), há uma elevação de 38,44 % no coeficiente global; aumentando o coeficiente dos tubos de 2195,60  $W/m^2 K$  para 4791,35  $W/m^2 K$  (118% de aumento), há uma elevação de apenas 17 % no coeficiente global.

Isso se dá, pois, ao ultrapassar o valor de 1662  $W/m^2 K$ , o coeficiente de transferência de calor dos tubos ultrapassa o valor do coeficiente do casco, que passa a controlar o coeficiente global do sistema, como fica claro na Figura 18. Dessa forma, se ainda fosse necessário intensificar a transferência de calor, seria mais eficiente se, a partir desse ponto, fosse usada alguma técnica de aprimoramento que elevasse o coeficiente do casco.

Além disso, esses resultados reforçam a recomendação do uso dos dispositivos de intensificação de calor apenas em situações nas quais o coeficiente de transferência de calor dos tubos é o controlante. Caso contrário, o desempenho da técnica de intensificação será aquém do esperado como foi possível observar nesse estudo de caso.

### 5.2.2. Conclusões

Como as opções de modificação do sistema que passariam pela análise econômica são as mesmas do Estudo de Caso I é possível estender algumas conclusões da análise realizada na

Seção 5.1.4 para este caso. Os dispositivos de aprimoramento que atendem às restrições de pressão e, portanto, não requerem a substituição da bomba também apresentariam ampla vantagem econômica frente à substituição ou adição de um trocador de calor; pois nos resultados do primeiro estudo de caso verifica-se que a diferença entre alternativas é considerável e, além disso, analisando as equações que preveem o custo, nota-se que, por menor que seja a área dos novos trocadores de calor, é praticamente impossível que seu custo seja menor que o custo da simples inserção dos dispositivos.

Levando isso em consideração, os dispositivos mais adequados são aqueles capazes de satisfazer as restrições impostas na análise técnica. Nesse caso, seriam as fitas torcidas, as fitas torcidas com espaçamento do tubo, o fio enrolado com seção transversal circular, as fitas torcidas duplas e as fitas torcidas. Como já visto, o custo de todos os dispositivos é relativamente baixo, apesar de haver diferenças entre eles, por isso, a escolha entre eles poderia levar em consideração o desempenho técnico e fatores operacionais, como a instalação e a disponibilidade.

### **5.3. Estudo de caso III – Regime laminar**

Para ilustrar este estudo de caso, é selecionada uma situação em que uma indústria do setor petroquímico que identificou a possibilidade de realizar uma integração energética entre uma corrente de querosene e outra de óleo bruto. Para realizar isso minimizando os custos de projeto desejava-se utilizar um trocador de calor que estava disponível, pois a etapa do processo em que ele era aplicado foi modificada e sua utilização passou a ser desnecessária. O sistema descrito está ilustrado na Figura 19 e todas as informações a respeito dele são apresentadas nas Tabelas 71 a 78.

A peculiaridade desse caso se dá pelo fato de o equipamento reaproveitado ter sido projetado para vazões muito maiores, implicando em regime laminar no escoamento nos tubos no emprego nessa integração energética. Como consequência disso, a eficiência da transferência de calor é baixa. Assim, o aprimoramento da transferência de calor por meio de dispositivos faz-se necessário para viabilizar o processo da maneira como foi planejado. Pois para atingir as temperaturas especificadas com a transferência da calor obtida no equipamento seria necessária uma área de troca térmica  $727,15 \text{ m}^2$ , muito superior aos  $195,91 \text{ m}^2$  do trocador de calor, como indicado na Tabela 75. Dessa forma, os objetivos do aprimoramento são fazer com que o trocador seja capaz de atingir pelo menos as temperaturas de saída especificadas na

Tabela 71 e que, mesmo com a mudança, garantir que a pressão após o trocador seja maior que 1 bar, para que não haja problemas operacionais em outras etapas do processo.

Figura 19 – Esquema do sistema estudado

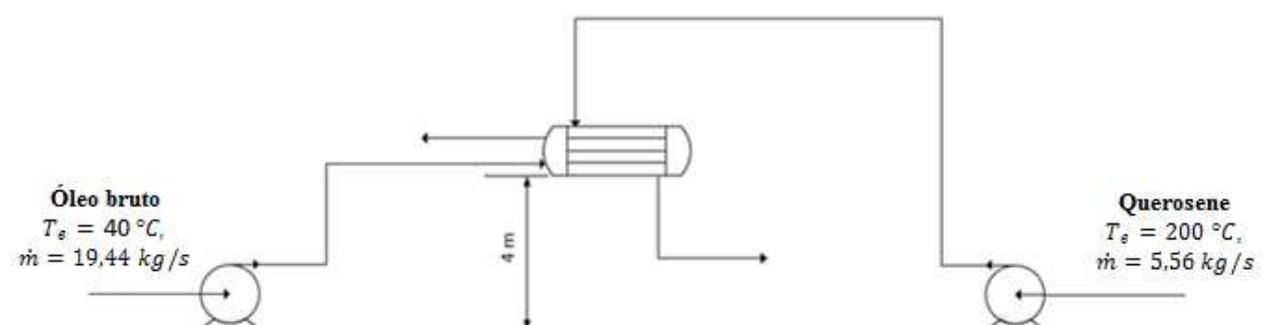


Tabela 71 – Informações acerca dos fluidos no trocador de calor

Dados	Óleo Bruto	Querosene
Alocação dos fluidos	Tubos	Casco
$\dot{m}$ / (kg/s)	19,44	5,56
$T_e$ / °C	40	200
$T_s$ / °C	77,9	90

Tabela 72 – Propriedades dos fluidos usadas nos cálculos

Propriedade	Óleo Bruto	Querosene
$\rho$ / (kg/m <sup>3</sup> )	820	730
$C_p$ / (J/kg K)	2050	2470
$\mu$ / (N s/m <sup>2</sup> )	0,00032	0,0004
$k$ / (W/m.K)	0,134	0,132

Tabela 73 – Aspectos construtivos do trocador de calor

Parâmetro	Valor
$N_t$	537
$D_i$ / m	0,01483
$D_o$ / m	0,01905
$L_t$ / m	6,096
$N_{pt}$	2

Tabela 74 – Parâmetros relativos à transferência de calor no trocador

Parâmetro	Valor
$h_{\text{tubo}} / (\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$	41,9
$h_{\text{casco}} / (\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$	394,9
$R_{\text{d,tubo}} / (\text{m}^2.\text{K}/\text{W})$	0,0005
$R_{\text{d,casco}} / (\text{m}^2.\text{K}/\text{W})$	0,0002
$k_{\text{parede}} / (\text{W}/\text{m}.\text{K})$	45,07

Tabela 75 – Parâmetros gerais do trocador de calor

Parâmetro	Valor
$U_d / (\text{W}/\text{m}^2.\text{K})$	29,34
$\dot{q} / (\text{kW})$	1510,65
Área necessária / $\text{m}^2$	727,15
Área real / $\text{m}^2$	195,91
$\Delta P$ nos tubos / kPa	4,31
$\Delta P$ no casco / kPa	0,19

Tabela 76 – Dados da tubulação entre a bomba e o trocador de calor

Parâmetro	Tubulação de óleo bruto	Tubulação de querosene
$D_i / (\text{m})$	0,1524	0,127
$\varepsilon / (\text{mm})$	0,045	0,045
$L / (\text{m})$	40	30

Tabela 77 – Acidentes presentes nas tubulações e seus respectivos coeficientes de perda

Acidente	$K_L$	Lado dos tubos	Lado do casco
Entrada com canto-vivo	0,5	1	1
Saída com canto-vivo	1	1	1
Cotovelo 90° de raio longo flangeado	0,3	8	7

Tabela 78 – Válvulas presentes nas tubulações e seus respectivos coeficientes de perda

Válvula	$K_L$	Lado dos tubos	Lado do casco
Gaveta 100% aberta	0,17	1	
Globo (Plug disk) 50% aberta	36	1	1

Para transporte de cada um dos fluidos são utilizadas duas bombas MegaCPK 125-080-200 com rotor de diâmetro de 180 mm e 1450 rpm. Essas bombas garantem que a pressão do querosene após o trocador de calor seja de 1,72 bar e a pressão do óleo bruto logo após o trocador de calor, na ausência de dispositivos nos tubos, é de 1,21 bar.

### 5.3.1. Resultados da aplicação dos dispositivos

Como exposto na Seção 2, há correlações capazes de prever o comportamento no regime laminar disponíveis na literatura apenas para as fitas torcidas e para os fios enrolados com seção transversal circular, por isso, nesse estudo de caso serão avaliados apenas os resultados do uso desses dois dispositivos. A metodologia executada neste estudo de caso segue os mesmos passos da exposta na Figura 17 e os resultados estão apresentados na Tabela 79.

Tabela 79 – Resultados da intensificação da transferência de calor

Dispositivo	$Nu_a/Nu$	$f_{d_a}/f_d$	$\Delta P_a/\Delta P$	Pressão após trocador / bar	$T_{\text{querosene},s} / ^\circ\text{C}$	$T_{\text{óleo},s} / ^\circ\text{C}$
Fitas torcidas	17,13	5,10	2,90	1,13	73,34	83,65
Fio enrolado com seção transversal circular	24,08	7,42	5,16	1,03	71,55	84,26

Os resultados mostram que dentre os já estudados esse é cenário mais favorável para a aplicação dos dispositivos de aprimoramento, pois, ao comparar o aumento na transferência de calor da situação apresentada neste estudo de caso com as situações apresentadas nos estudos de caso I e II, verifica-se que esses mesmos dispositivos que aumentavam o coeficiente de transferência de calor nos tubos cerca de duas ou três vezes foram capazes de aumentá-lo em 17 e 24 vezes.

Isso se dá, porque, num cenário em que o regime é turbulento, a intensificação ocorre aumentando a turbulência e a mistura das camadas de fluido que já ocorriam em determinado grau. Porém, num cenário de regime laminar, tanto a turbulência quanto a mistura mais intensa das camadas de fluido são componentes novos que modificam completamente a transferência de calor já existente. A literatura corrobora com os resultados encontrados confirmando que a intensificação da transferência de calor com a inserção de dispositivos nos tubos é muito mais eficiente e recomendada para situações em que o regime é laminar (WEBB, 1994).

Além disso, considerando que o elevado aumento da queda de pressão é um dos maiores entraves para a utilização dos dispositivos de aprimoramento, outra característica do regime laminar torna o cenário ainda mais favorável: as baixas velocidades inerentes a esse tipo de

escoamento. Com baixas velocidades, é provável que o sistema possua uma baixa queda de pressão e ainda tenha uma folga considerável para aumentá-la até que o limite seja atendido.

De fato, verifica-se que a baixa velocidade de escoamento nos tubos do trocador de calor provoca pequenas quedas de pressão, como indicado na Tabela 75, e mesmo com um incremento de mais de sete vezes do fator de atrito a restrição de pressão após o trocador ainda é respeitada.

Além disso, esse aumento de 7,42 vezes no fator de atrito corresponde a um aumento de pouco mais de cinco vezes da queda de pressão total do sistema, permitindo também concluir que é mais vantajoso utilizar os dispositivos em situações nas quais o trocador de calor não representa a parcela mais significativa da perda de pressão total do sistema.

Deve-se ressaltar que, como nas outras situações estudadas, as temperaturas não atingem precisamente aquelas especificadas no projeto inicial. Então, novamente se reitera que em alguns processos isso pode se trazer problemas e nesse caso não se recomenda o uso dos dispositivos.

Por fim, deve-se dizer que esse estudo de caso é aplicável não só para uma situação em que um trocador já existente é reaproveitado em outra etapa do processo, mas também em situações nas quais há redução da produção da planta química e, portanto, redução das vazões do processo. Com a redução das vazões é possível que algum trocador de calor passe a apresentar escoamento laminar e, como visto nos resultados, a inserção de dispositivos para o aprimoramento da troca térmica é altamente recomendável nesses casos.

### **5.3.2. Conclusões**

Os resultados mostraram que o uso de dispositivos de aprimoramento para situações de escoamento em regime laminar é extremamente eficiente, pois o aumento na transferência de calor é muito maior se comparado com a aplicação dos mesmos dispositivos em situações de regime turbulento. Além disso, diferentemente das outras situações a queda de pressão não é um ponto tão crítico tendo em vista que o regime laminar geralmente apresenta baixas quedas de pressão.

Por fim, não se julga aplicável a análise econômica nesse caso, pois a ideia é justamente utilizar a técnica de intensificação da transferência de calor para evitar a compra de um equipamento, uma vez que já há um trocador de calor disponível. Entretanto, ressalta-se que por ter sido capaz de cumprir esse objetivo, o uso dos dispositivos certamente será rentável.

#### 5.4. Estudo de caso IV – Economia de utilidades

Uma etapa do processo de produção de dimetil éter foi escolhida para ilustrar este estudo de caso. A etapa em questão se trata do resfriamento de uma corrente de efluentes líquidos saídos da coluna de destilação a 7,6 bar, contendo 1 % de metanol e 99 % água, de 167 °C a 50 °C por água fria a 15 °C. Esse resfriamento é necessário para que a corrente possa ser destinada ao tratamento de efluentes responsável por retirar os resquícios de metanol.

A Figura 20 apresenta um esquema do sistema estudado enquanto as Tabelas 80 a 87 apresentam informações sobre o sistema, como propriedades dos fluidos e aspectos do trocador de calor. Nesse caso, a pressão da corrente já é relativamente alta na saída da coluna de destilação e não é usada uma bomba para transportar o fluido até o trocador de calor. Quanto ao transporte da água fria, ele é feito pela bomba MegaCPK 050-032-160 com rotor de 150 mm de diâmetro e 1450 rpm que garante uma pressão após o trocador de calor de 1,17 bar para a água fria.

Figura 20 – Sistema estudado

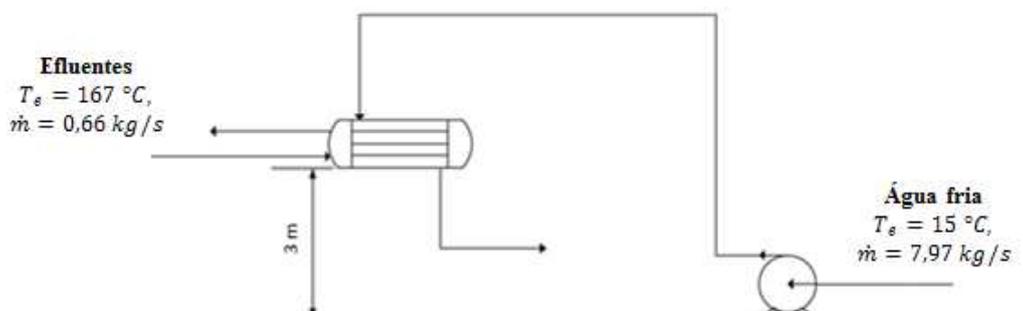


Tabela 80 – Informações acerca dos fluidos no trocador de calor

Dados	Efluentes	Água fria
Alocação dos fluidos	Tubos	Casco
$\dot{m}$ / (kg/s)	0,66	7,97
$T_e$ / °C	167,0	15,0
$T_s$ / °C	50,0	24,9

Tabela 81 – Propriedades dos fluidos usadas nos cálculos

Propriedade	Efluentes	Água fria
$\rho$ / (kg/m <sup>3</sup> )	941,66	998,00
$C_p$ / (J/kg K)	4262,37	4181,5
$\mu$ / (N s/m <sup>2</sup> )	0,00034	0,0010
$k$ / (W/m.K)	0,6589	0,6055

Tabela 82 – Aspectos construtivos do trocador de calor

Parâmetro	Valor
$N_t$	123
$D_i$ / m	0,01483
$D_o$ / m	0,01905
$L_t$ / m	2,4384
$N_{pt}$	2

Tabela 83 – Parâmetros relativos à transferência de calor no trocador

Parâmetro	Valor
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	477,70
$h_{\text{casco}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	2632,36
$R_{d,\text{tubo}}$ / (m <sup>2</sup> .K/W)	0,0003
$R_{d,\text{casco}}$ / (m <sup>2</sup> .K/W)	0,0003
$k_{\text{parede}}$ / (W/m.K)	45,07

Tabela 84 – Parâmetros gerais do trocador de calor

Parâmetro	Valor
$U_d$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	262,66
$\dot{q}$ / (kW)	331522,88
Área necessária / m <sup>2</sup>	17,17
Área real / m <sup>2</sup>	17,95
$\Delta P$ nos tubos / kPa	0,04
$\Delta P$ no casco / kPa	12,98

Tabela 85 – Dados da tubulação entre a bomba e o trocador de calor

Parâmetro	Tubulação de efluentes	Tubulação de água fria
$D_i$ / (m)	0,0508	0,127
$\varepsilon$ / (mm)	0,045	0,045
$L$ / (m)	15	25

Tabela 86 – Acidentes presentes nas tubulações e seus respectivos coeficientes de perda

Acidente	$K_L$	Lado dos tubos	Lado do casco
Entrada com canto-vivo	0,5	1	1
Saída com canto-vivo	1	1	1
Cotovelo 90° de raio longo flangeado	0,3	6	4

Tabela 87 – Válvulas presentes nas tubulações e seus respectivos coeficientes de perda

Válvula	$K_L$	Lado dos tubos	Lado do casco
Gaveta 100% aberta	0,17	1	2
Globo (Plug disk) 50% aberta	36	1	1

O objetivo deste estudo de caso é utilizar os dispositivos de transferência de calor para aprimorar a troca térmica do equipamento e, assim, permitir a economia de utilidades. Nota-se que há oportunidade para isso, pois vazão de água fria é bem maior que a vazão de efluentes e essa corrente sofre um aumento de apenas 10 °C.

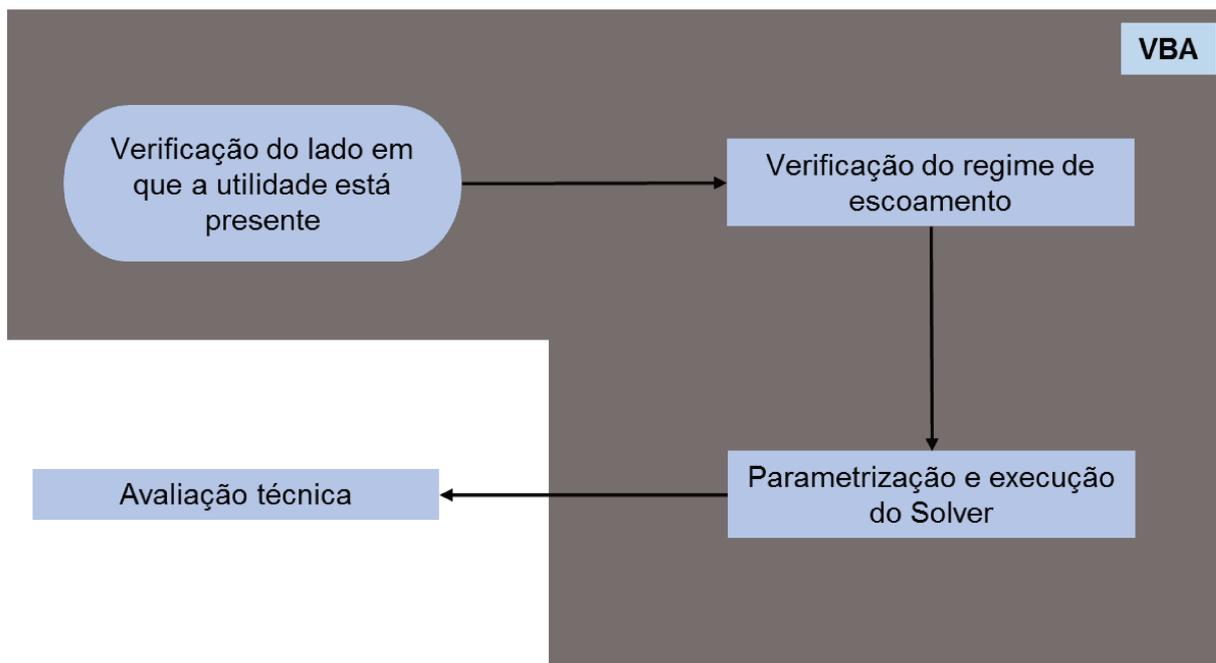
Para a realização desse estudo há algumas abordagens possíveis, dependendo das variáveis para as quais se assume valores fixos. Para se definir a abordagem adotada partiu-se da premissa que a temperatura de saída dos efluentes deveria permanecer a mesma, já que ela é estipulada com base na necessidade do processo de tratamento para o qual a corrente é encaminhada. Sendo assim, a ideia é verificar qual é a vazão mínima de água capaz de realizar o mesmo resfriamento após a melhoria da transferência de calor. Como consequência da fixação das temperaturas de entrada de ambos fluidos, da temperatura de saída dos efluentes, da vazão de efluentes e do aumento da transferência de calor, deve-se permitir a variação da temperatura de saída da água de resfriamento.

Essa abordagem é importante, pois ela dará o limite máximo de economia de utilidades provocada apenas pelo uso dos dispositivos, sem que haja nenhuma mudança nas condições operacionais do processo (exceto pela temperatura de saída da água). Assim, pensando numa situação industrial real, essa poderia ser interpretado como uma etapa preliminar da proposta de um projeto, já que saber o limite de economia permite julgar se a meta de economia pretendida pelo projeto é viável ou não.

Além disso, é relevante ressaltar que neste estudo não há limitação para a temperatura de saída da água, pois apesar de saber que em processos reais há valores limitados para retorno dela ao sistema de refrigeração, está se buscando apenas um estudo teórico do máximo possível de economia. Ademais, o limite de retorno dependerá das instalações de cada indústria.

A abordagem para este tipo de situação segue as etapas demonstradas na Figura 21, as três primeiras, destacadas em azul, são executadas com auxílio de uma rotina em Visual Basic for Applications<sup>®</sup> e a avaliação técnica é realizada em Excel<sup>®</sup>.

Figura 21 - Algoritmo para estudo do uso de dispositivos para economia de utilidades



#### 5.4.1. Comparação do comportamento do sistema com e sem aplicação de dispositivos

Os cálculos deste estudo de caso são bastante semelhantes aos do Estudo de Caso I, em que se faz uso das equações 111 a 114 para prever o coeficiente de transferência de calor e a queda de pressão após a alteração de vazão. Além disso, os cálculos que dizem respeito aos balanços de energia e aos dispositivos são idênticos. A grande diferença em relação ao primeiro estudo são as condições para a resolução do sistema formado pelas equações 123 a 126, aqui varia-se a vazão e a temperatura de saída de água fria para tornar os balanços de energia do tubo e do casco idênticos e zerar a função objetivo. Nesse caso, também se utiliza o Solver do Excel<sup>®</sup> para a resolução desse sistema.

Os resultados dos cálculos realizados para cada dispositivo estão expostos na Tabela 88. Em comparação com as tabelas que apresentam os resultados nos outros estudos de caso, esta apresenta uma coluna adicional que relaciona a vazão inicial com a mínima vazão necessária após o uso do dispositivo e não apresenta a temperatura de saída do fluido que passa nos tubos (efluentes), pois a condição do problema exige que ela seja igual à temperatura de saída do projeto inicial.

Analisando os resultados obtidos, pode-se constatar que todos os dispositivos são muito eficientes na redução da vazão de utilidades, uma vez que a intensificação na transferência de calor permitiu uma redução de quase 80 % em todos os casos. Também é interessante observar que, apesar de haver alguns dispositivos que aumentam mais de dez vezes o coeficiente de

transferência de calor dos tubos e outros que aumentam cerca de cinco vezes esse coeficiente, a vazão mínima requerida de água fria ao usá-los é muito semelhante, apresentando uma diferença de apenas 1 %. Isso ocorre devido ao mesmo ponto observado e discutido com mais detalhes nas Seções 4.3 e 5.2.1 de que o coeficiente de transferência de calor dos tubos, ao ser aumentado acima de determinado limite, passa a não ser mais o coeficiente limitante para troca térmica

Tabela 88 – Resultados da intensificação da transferência de calor

Dispositivo	$\dot{m}_{\text{nova}}/\dot{m}$	$Nu_a/Nu$	$f_{d_a}/f_d$	$\Delta P_a/\Delta P$	Pressão após trocador / bar	$T_{\text{água,s}} / ^\circ\text{C}$
Fitas torcidas	0,23	3,76	2,88	2,30	4,84	58,42
Fitas torcidas com espaçamento do tubo	0,22	4,84	4,29	3,82	4,84	60,61
Fio enrolado com seção transversal triangular	0,23	3,83	6,34	5,55	4,84	58,62
Fio enrolado com seção transversal circular	0,22	4,19	3,59	3,24	4,84	59,45
Fitas torcidas duplas	0,21	5,55	3,78	3,39	4,84	61,54
Fitas torcidas triplas	0,21	6,57	4,64	4,12	4,84	62,48
Fitas torcidas com anel circular	0,21	8,14	29,40	24,99	4,83	63,43
Fio enrolado com fitas torcidas	0,20	10,34	59,33	50,21	4,82	64,24
Anel cônico com fitas torcidas	0,20	11,62	219,13	184,88	4,77	64,56
Anel circular	0,21	7,16	65,37	55,30	4,82	62,89
Anel circular inclinado	0,21	7,34	26,65	22,67	4,84	63,00

Outra observação feita é que com essa redução da vazão a temperatura de saída da água fria passa de, aproximadamente, 25 °C para cerca de 60 °C. Como já comentado, na prática, deve-se estudar se é possível ou se compensaria realizar alguma modificação no sistema que gera e disponibiliza água fria a 15 °C ao processo para que ele pudesse se ajustar a esse aumento da temperatura de retorno. Contudo, com o cálculo realizado sabe-se que uma economia de mais de 80 % de água fria é impossível se a vazão e temperatura de saída de efluentes forem mantidas, mesmo com o uso de dispositivos de aprimoramento.

Nesse caso é possível notar que a restrição de pressão não foi um problema mesmo para o uso de dispositivos combinados, os quais apresentam os maiores aumentos na queda de pressão. Isso se dá, porque a perda de pressão nas condições iniciais do trocador de calor é praticamente irrisória, por isso, mesmo um aumento de mais de duzentas vezes na queda de pressão ainda é aceitável para esse sistema.

#### **5.4.2. Uso de dispositivos no Aspen Exchanger Design and Rating<sup>®</sup>**

Com o intuito de verificar a qualidade da previsão feita pelas correlações disponíveis na literatura aberta, utilizou-se o software Aspen Exchanger Design and Rating<sup>®</sup> para se simular um trocador de calor idêntico ao desse estudo de caso e avaliar os resultados obtidos com a intensificação da transferência de calor usando fitas torcidas. A avaliação foi realizada apenas para este dispositivo, pois os demais não estão disponíveis no *software*, e imagens contendo os resultados gerados pelo programa constam na seção Anexos.

Antes de se avaliar a intensificação causada pelas fitas torcidas, simulou-se o trocador de calor sem o uso de dispositivos e foi possível verificar algumas diferenças entre os coeficientes de transferência de calor calculados pelo software e os tidos como de projeto. Isso se deve, provavelmente, ao uso de diferentes métodos para o cálculo de tais coeficientes, já que a velocidade calculada pelo software não diferiu da esperada. Verificou-se uma diferença de 28 % entre os coeficientes globais de transferência de calor que, por sua vez, impactou em diferenças nas temperaturas de saída dos fluidos quente e frio, tidas inicialmente como 50 °C e 24,94 °C, respectivamente, e calculadas como 38,13 °C e 25,77 °C.

Quanto ao desempenho das fitas torcidas, notou-se que o aumento na transferência de calor calculado pelo software é razoavelmente próximo do calculado pela correlação de Manglik e Bergles (1993), já que, de acordo com o software, o coeficiente de transferência de calor dos tubos aumentou 2,98 vezes (passando de 519 W/m<sup>2</sup> K para 1548,2 W/m<sup>2</sup> K) enquanto pela equação ele aumentou 3,76 vezes (passando de 477,70 W/m<sup>2</sup> K para 1795,24 W/m<sup>2</sup> K). Com relação à queda de pressão, há uma discrepância considerável entre os resultados, sendo o aumento calculado pelo software de 7,25 vezes (de 32 Pa para 232 Pa) enquanto o calculado pela correlação era de 2,30 vezes (de 31,76 Pa para 91,37 Pa).

Essas diferenças podem ser justificadas pelo fato de o software considerar nos seus cálculos a variação das propriedades termodinâmicas ao longo do equipamento, causando alterações nos valores dos números de Reynolds e Prandtl e, principalmente por ele usar outras correlações não disponíveis na literatura aberta.

### 5.4.3. Conclusões

Os resultados do estudo permitem afirmar que o uso de dispositivos de aprimoramento pode ser promissor em projetos para economia de utilidades. Tomando como exemplo o caso estudado, o único custo da modificação seria relativo aos próprios dispositivos; investimento que, muito provavelmente, seria rapidamente recuperado devido à economia de utilidades.

Também foi possível notar que a diferença de desempenho entre dispositivos é praticamente irrelevante. Por isso, se a escolha entre eles se desse considerando apenas a maior economia de utilidades, os dispositivos mais indicados seriam o anel cônico com fitas torcidas e o fio enrolado com fitas torcidas. Entretanto pela diferença entre o melhor desempenho e o pior desempenho ter sido de menos de 3 %, pode-se optar por um dispositivo mais simples, como as fitas torcidas, por conta de seu menor custo ou por ser um dispositivo mais estudado e, portanto, com mais disponibilidade de informações na literatura.

Apesar de os resultados terem se mostrado positivos quanto a economia, o maior problema da utilização dos dispositivos nesse caso é a temperatura de retorno da utilidade para o sistema de resfriamento. O objetivo desse estudo era apenas conhecer o limite mínimo de utilidades que dariam conta da demanda térmica exigida, porém, levando em consideração que os dispositivos não possuem uma flexibilidade que permite controlar a intensidade do aprimoramento da transferência de calor e que as temperaturas de saída da água fria apresentadas seriam inviáveis na realidade; pode-se dizer que para viabilizar o uso desses dispositivos seria demandado algum tipo de ajuste no processo.

Quanto à comparação realizada com a simulação no Aspen Exchanger Design and Rating<sup>®</sup>, notam-se resultados comparáveis no âmbito térmico, porém grande divergência nos resultados relacionados à queda de pressão. Sendo assim, pode-se dizer que o ponto negativo dos cálculos realizados com correlações disponíveis na literatura aberta é o fato deles não apresentarem tanta precisão e poderem ser utilizados em um caráter de estimativa. Em contrapartida, o ponto positivo é que cálculos com dispositivos menos conhecidos que não estão disponíveis no Aspen Exchanger Design and Rating<sup>®</sup> podem ser realizados e mais opções podem ser estudadas para cada situação. Também vale a pena reforçar que, apesar das imprecisões de alguns resultados, as tendências deles se mantêm, implicando que as conclusões obtidas no trabalho continuam válidas.

## 5.5. Nomenclatura

$C_A$  – Custo anualizado, [US\$]

$C_{e,bomba}$  – Custo da bomba, [US\$]

$C_{e,trocador}$  – Custo do trocador de calor, [US\$]

$C_p$  – Calor específico, [J. (kg. K)<sup>-1</sup>]

$C_T$  – Custo total (instalação + equipamento), [US\$]

$D_i$  – Diâmetro interno do tubo, [m]

$D_o$  – Diâmetro externo do tubo, [m]

$f_{cont}$  – Fator de correção para contingência

$f_d$  – Fator de atrito de Darcy

$f_{dec}$  – Fator de correção para projeto, engenharia e construção

$f_{elec}$  – Fator de correção para instalação elétrica

$f_{er}$  – Fator de correção para custo de posicionamento do equipamento

$f_{inst}$  – Fator de correção para instalação de instrumentação e controles

$f_M$  – Fator de correção para custo de instalação relacionado ao material de construção

$f_p$  – Fator de correção para custo de instalação relacionado à pressão de projeto do equipamento

$f_{pip}$  – Fator de correção para custo de instalação de tubulações novas

$F_t$  – Fator de correção para a temperatura média logarítmica

$f_T$  – Fator de correção para custo de instalação relacionado à temperatura de projeto do equipamento

$h$  – Coeficiente de transferência de calor, [W. (m<sup>2</sup>. K)<sup>-1</sup>]

$H_B$  – Altura manométrica da bomba, [m]

$i$  – Taxa de juros

$i_{real}$  – Taxa de desconto

$j$  – Taxa de inflação

$k$  – Condutividade térmica, [W. (m. K)<sup>-1</sup>]

$K_L$  – Coeficiente de perda

$L_t$  – Comprimento dos tubos, [m]

$\dot{m}$  – Vazão mássica, [kg. s<sup>-1</sup>]

$N_t$  – Número de tubos

$N_{pt}$  – Número de passes nos tubos

$Nu$  – Número de Nusselt

$Nu_a$  – Número de Nusselt após aprimoramento com dispositivos

$\dot{q}$  – Calor, [W]

$R_d$  – Resistência térmica causada pela incrustação, [ $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ ]

$v$  – Velocidade do fluido nos tubos, [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$T_{f,e}$  – Temperatura de entrada do fluido frio, [K]

$T_{f,s}$  – Temperatura de saída do fluido frio, [K]

$T_{q,e}$  – Temperatura de entrada do fluido quente, [K]

$T_{q,s}$  – Temperatura de saída do fluido quente, [K]

$U_d$  – Coeficiente global de transferência de calor com trocador sujo, [ $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ ]

$U_{d,a}$  – Coeficiente global de transferência de calor com trocador sujo após aprimoramento com os dispositivos, [ $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$ ]

### 5.5.1. Letras gregas

$\varepsilon$  – Rugosidade do tubo, [m]

$\Delta P$  – Queda de pressão nos tubos, [Pa]

$\Delta T_m$  – Temperatura média, [K]

$\mu$  – Viscosidade dinâmica, [ $\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$ ]

$\rho$  – Massa específica, [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

## 6. Avaliação da incrustação em equipamento com dispositivos de intensificação

Paralelamente à aplicação dos dispositivos para *retrofit* de trocadores de calor e ao destaque ao seu baixo custo, o uso deles para mitigação de incrustação nos equipamentos de troca térmica também aparece recorrentemente na literatura.

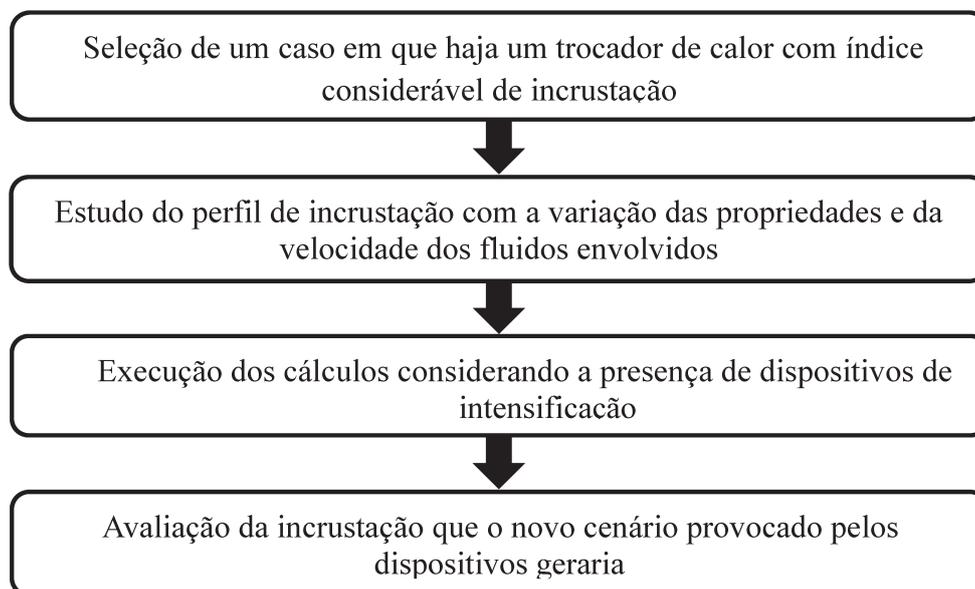
Crittenden, Kolaczowski e Takemoto (1993) reportam resultados de estudos laboratoriais em que tubos com dispositivos de intensificação de transferência de calor não manifestaram incrustações nas mesmas condições que tubos sem os dispositivos manifestaram. ESDU (1998) afirma que há fortes evidências que a intensificação da transferência de calor com dispositivos reduz a deposição de sólidos e algumas formas de incrustação biológica, principalmente por conta do aumento da velocidade do fluido e da tensão de cisalhamento. Mais recentemente, Shetty, Deshannavar *et al.* (2016), reforçam que, além dos aditivos químicos usados como produtos anti-incrustantes, dispositivos de intensificação da transferência de calor nos tubos, tubos torcidos e chicanas helicoidais também são usadas para mitigar os efeitos da incrustação.

Levando em consideração essa aplicação adicional, este trabalho pretende estudar a eficácia da utilização dos dispositivos e a maior motivação se dá por conta dos problemas que a incrustação causa à indústria química, principalmente no ramo petroquímico. Dentre os problemas, pode-se destacar o uso de combustível adicional para atingir mesma carga térmica, produção de mais CO<sub>2</sub>, aumento do custo de bombeamento e frequentes paradas do processo para limpeza dos trocadores de calor (SHETTY, DESHANNAVAR, *et al.*, 2016).

Para avaliação dessa possibilidade o presente trabalho faz uso da metodologia exposta no fluxograma apresentado na Figura 22. Além disso, devido aos notáveis impactos da incrustação na indústria petroquímica, este trabalho se restringirá a estudar a incrustação causada em trocadores de calor por óleo bruto.

Neste estudo há dois pontos que oferecem dificuldade: a escassez de modelos confiáveis para previsão da taxa de incrustação e a falta de correlações capazes de fornecer as propriedades do óleo bruto. As próximas seções se aprofundam nos motivos dessas dificuldades e nas alternativas a elas.

Figura 22 – Metodologia para avaliação do efeito dos dispositivos sobre mitigação de incrustação em trocadores de calor



### 6.1. Modelos para previsão de incrustação

O fenômeno da incrustação é bastante complexo e seu mecanismo ainda não é completamente explicado, por isso, há na literatura diversos estudos experimentais que buscam entendê-lo melhor e/ou apresentar modelos capazes de fornecer previsões do comportamento do sistema. Muito da complexidade do fenômeno é advinda dos fatores que podem afetar a taxa de incrustação, os quais podem ser enumerados como: as temperaturas no seio do fluido e na superfície em que há incrustação, a velocidade e a composição do fluido (SHETTY, DESHANNAVAR, *et al.*, 2016).

No caso do óleo bruto o fator composição se mostra especialmente relevante, porque as composições de óleos variam dependendo do sítio geográfico em que ele é obtido, já que ele é uma mistura natural de hidrocarbonetos. Sendo assim, apesar de as teorias apontarem os asfaltenos presentes no óleo bruto como o principal responsável para que a deposição ocorra (SHETTY, DESHANNAVAR, *et al.*, 2016), não há como estabelecer um modelo com parâmetros únicos com aplicação viável para qualquer tipo de óleo bruto.

A partir das variáveis que afetam a incrustação, Ebert e Panchal (1995) propuseram um modelo semi-empírico para descrição da taxa de incrustação que incorporava parâmetros que variavam conforme o óleo bruto. Tal modelo é apresentado na Equação 134, seu primeiro termo representa a formação de incrustação e traz o formato da lei de Arrhenius, o segundo termo representa a remoção da incrustação por meio do arraste provocado pelo fluido, representada

pela tensão de cisalhamento na parede do tubo. É importante notar que a temperatura aqui considerada é a temperatura do filme, uma maneira de computar a influência tanto da temperatura da superfície incrustada como do seio do fluido, calculada pela Equação 135.

$$\frac{dR_d}{dt} = \alpha \text{Re}^{-\beta} \exp\left(\frac{-E}{RT_f}\right) - \gamma \tau_w \quad (134)$$

$$T_f = T_b + 0,55(T_w - T_b) \quad (135)$$

Depois Panchal *et al.* (1999) incrementou o modelo para que ele levasse em conta as propriedades térmicas do fluido incluindo o número de Prandtl. O resultado é mostrado na Equação 136.

$$\frac{dR_d}{dt} = \alpha \text{Re}^\beta \text{Pr}^{-0,33} \exp\left(\frac{-E}{RT_f}\right) - \hat{\gamma} \tau_w \quad (136)$$

Polley *et al.* (2002) faz a suposição de que a reação que dá origem à incrustação ocorre na parede, com isso, ignora-se a contribuição direta da temperatura do seio do fluido e a temperatura usada no primeiro termo passa a ser a da parede do tubo. Além disso, outra premissa é que a remoção da incrustação tem mais relação com a transferência de massa do que com a tensão de cisalhamento da parede, substituindo assim essa última pelo número de Reynolds no modelo. Essas modificações culminam no modelo da Equação 137.

$$\frac{dR_d}{dt} = \alpha \text{Re}^\beta \text{Pr}^{-0,33} \exp\left(\frac{-E}{RT_w}\right) - \hat{\gamma} \text{Re}^{0,8} \quad (137)$$

Apesar de inovador, o modelo derivado dessa premissa adotada por Polley *et al.* (2002) provou-se acurado apenas para situações em que a superfície se encontra a temperaturas elevadas, próximas às condições de coqueamento em que a influência da temperatura do seio do fluido se torna desprezível. Por isso, esse modelo não pode ser aplicado para incrustações em trens de pré-aquecimento de óleo bruto, já que essas condições não são encontradas neles (SHETTY, DESHANAVAR, *et al.*, 2016).

A última proposta relevante de modelo publicada em literatura aberta foi a de Nasr e Givi (2006), a qual exclui a influência do Prandtl, que seria computada por meio dos parâmetros e das propriedades do fluido presentes no Reynolds; torna a usar a temperatura de filme e considera que o Reynolds é um bom parâmetro para representar a remoção da incrustação, uma vez que ele traduz a turbulência que por sua vez está intimamente relacionada com o fenômeno de remoção. Essa proposta está representada na Equação 138.

$$\frac{dR_d}{dt} = \alpha Re^\beta \exp\left(\frac{-E}{RT_f}\right) - \gamma Re^{0,4} \quad (138)$$

Apesar de quantidade de modelos disponíveis e das frequentes evoluções advindas da constante pesquisa sobre incrustação, os resultados fornecidos por eles ainda não são precisos. Nasr e Givi (2006) usam dados obtidos por Scarborough *et al.* (1979) e Knudsen, Dahcheng e Ebert (1999) para testar da eficiência do modelo proposto por eles e comparar com os resultados dados por Polley *et al.* (2002). Para o primeiro conjunto de dados, o modelo de Nasr e Givi (2006) tem um erro relativo médio de 63,5% enquanto o de Polley *et al.* (2002), 68,2%; para o segundo conjunto de dados os erros relativos médios são de 60,5% e 91,3%, respectivamente.

Nota-se, então, que mesmo o modelo com melhores resultados apresenta média de erro relativo próxima a 60%. Contudo, a grande valia do modelo é a previsão da tendência de inscrução que se mostrou coerente com a apresentada pelos dados experimentais dos casos comentados.

Sendo assim, neste trabalho o modelo de Nasr e Givi (2006) será utilizado, uma vez que é o mais preciso dentre os disponíveis na literatura aberta. É importante ressaltar que, sabendo da precisão média do modelo, os resultados obtidos nas análises serão encarados como uma indicação de maior ou menor tendência à incrustação e não como, literalmente, a taxa de incrustação que espera-se que ocorra na realidade.

## 6.2. Propriedades do óleo bruto

Como já comentado as propriedades do óleo bruto representam um desafio para a pesquisa, principalmente quando se trata de um trabalho que não visa incluir etapas experimentais. Por isso, existem estudos que buscam desenvolver correlações que funcionam corretamente para a previsão das propriedades dentro de intervalos limitados, por exemplo, de temperatura ou graus API. Para os estudos de caso deste trabalho serão usadas correlações desenvolvidas por Alomair *et al.* (2016) e por Polley *et al.* (2002).

Alomair *et al.* (2016) utiliza trinta amostras de diferentes graus API e consegue propor correlações para cálculo da massa específica e da viscosidade com erro absoluto médio de 0,04% para a previsão da primeira e menores que 8% para a previsão da segunda. Ambas correlações são apresentadas nas Equações 139 e 140 e os parâmetros utilizados por elas se encontram nas Tabela 89 e Tabela 90; destaca-se que para viscosidade há dois conjuntos de parâmetros, um para ser aplicado para baixas temperaturas (20-100 °C) e outros para altas temperaturas (acima de 100 °C). Nas correlações, a temperatura deve ser usada em °C, o grau

API usado deve ser o medido a 60 °F; a massa específica será calculada em g/cm<sup>3</sup> e a viscosidade em cP.

$$\rho = a + b(API) + cT \quad (139)$$

$$\ln(\mu) = \hat{a} + \frac{\hat{b}}{T^2} + \hat{c}\rho^2 \ln(\rho) \quad (140)$$

Tabela 89 – Parâmetros para correlação de massa específica de óleos brutos

Parâmetros	Valores
a	1,072408845
b	-0,00652625
c	-0,00066390

Tabela 90 – Parâmetros para correlação de viscosidade de óleos brutos

Parâmetros	Valores para baixas temperaturas (20-100 °C)	Valores para altas temperaturas (20-100 °C)
$\hat{a}$	10,76	7,93
$\hat{b}$	275,30	309,60
$\hat{c}$	107,80	61,51

Polley *et al.* (2002) também traz correlações para cálculo de massa específica, viscosidade, calor específico e condutividade térmica do óleo bruto. Como se tratam de correlações mais simplificadas, opta-se por utilizá-las para calcular apenas calor específico e condutividade térmica, já que essas duas propriedades não foram englobadas no estudo feito por Alomair *et al.* (2016). Elas são apresentadas aqui como Equações 141 e 142. Novamente, deve-se usar a temperatura em °C; o calor específico será calculado em J/kg.K e a condutividade térmica em W/m.K

$$C_p = 1940 + 3T \quad (141)$$

$$k = 0,145 - 0,0001T \quad (142)$$

### 6.3. Estudo de caso

A situação escolhida para ilustrar esse estudo de caso foi o aquecimento do óleo bruto com o uso do querosene. Tal escolha foi motivada pelo fato de ser uma situação encontrada em trens de pré-aquecimento presentes em refinarias, na qual geralmente há incrustação nos trocadores de calor.

No caso em questão o trocador de calor cujas especificações estão descritas na Tabela 91 é responsável por aquecer uma corrente de 16,00 kg/s de óleo bruto ( $API_{60^{\circ}F} = 18,7$ ), inicialmente a 50 °C, usando uma corrente de querosene com vazão de 10,00 kg/s e temperatura de 200 °C.

Tabela 91 – Parâmetros e dimensões do trocador de calor utilizado

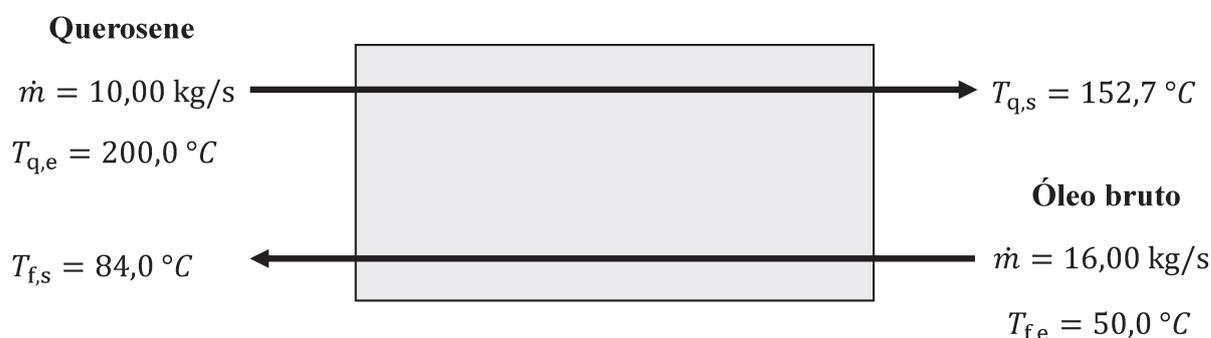
Variável	Descrição	Valor
$N_s$	Número de cascos em série	1
$N_{ps}$	Número de passes no casco	1
$N_{pt}$	Número de passes nos tubos	4
$N_t$	Número de tubos	444
$D_o / m$	Diâmetro externo dos tubos	0,0254
$t / m$	Espessura dos tubos	0,0021
$L_t / m$	Comprimento dos tubos	4,8768
$P_t / m$	Passe dos tubos	0,0318
$D_s / m$	Diâmetro do casco	0,8382
$L_b / m$	Espaçamento entre chicanas centrais	0,1676
$B_t / m$	Espessura da chicana	0,0064
$B_c$	Corte da chicana	20%
$w / m$	Espaço entre feixe e casco	0,0185
$N_{ss}$	Pares de tiras selantes	3
$N_B$	Número de chicanas	28
$\delta_{sb} / m$	Folga entre casco e chicana	0,0032
$\delta_{tb} / m$	Folga entre tubo e chicana	0,0004
$L_{be} / m$	Espaçamento das chicanas inicial e final	0,1753
-	Arranjo	Quadrado

De posse das informações, realiza-se os cálculos das temperaturas de saída do equipamento, dos coeficientes e da área de transferência de calor. A Tabela 92 e a Figura 23 resumem a situação inicial, em que não presença de dispositivos.

Tabela 92 – Desempenho térmico e áreas do trocador projetado

Variável	Valor
$h_{\text{tubo}} / (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$	90,46
$h_s / (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$	672,37
$U_c / (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$	67,55
$U_d / (\text{W}/\text{m}^2\text{K})$	63,40
$A / \text{m}^2$	172,78

Figura 23 – Resumo da situação estudada



Com o panorama da situação delineado, parte-se para o cálculo da taxa de incrustação no trocador de calor usando a Equação 138. Esse parâmetro, no entanto, não é constante ao longo de todo o equipamento, pois ele é dependente da temperatura de filme, a qual sofre variação ao longo da extensão do trocador.

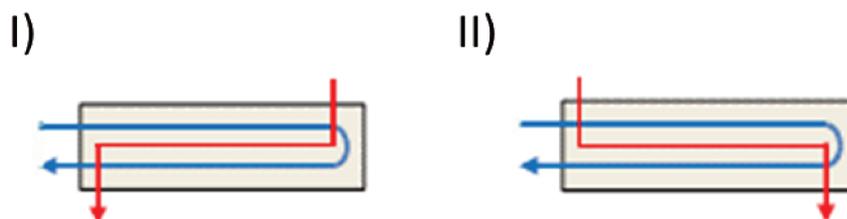
Portanto, a temperatura de filme foi calculada seguindo duas abordagens diferentes. A primeira adota temperaturas médias, pois a intenção é representar a taxa de incrustação média do trocador de calor. Nela a temperatura no seio do fluido é a média entre as temperaturas de entrada e saída e a temperatura da parede dos tubos é calculada conforme a Equação 143, usando as temperaturas médias nos tubos e no casco.

$$T_w = \frac{h_{\text{tubo}}T_{\text{tubo}}D_i + h_sT_sD_o}{h_{\text{tubo}}D_i + h_sD_o} \quad (143)$$

A segunda abordagem considera as temperaturas no ponto em que elas são máximas na parede dos tubos, buscando calcular a taxa máxima de incrustação. Entretanto, essa abordagem depende do arranjo do trocador de calor, por isso dela derivam-se dois resultados um considerando que o fluido quente é alimentado no lado oposto à entrada para os tubos e outro

considerando que o fluido quente é alimentado no mesmo lado da entrada para os tubos. Ambos arranjos estão ilustrados na Figura 24.

Figura 24 – Arranjos possíveis para trocador 1-2 contracorrente



Realizando os cálculos para a primeira abordagem, chegou-se aos resultados apresentados na Tabela 93.

Tabela 93 – Temperaturas e taxa de incrustação média no trocador de calor

Parâmetro	Valor
$T_{\text{tubo}} / (^{\circ}\text{C})$	67,02
$T_s / (^{\circ}\text{C})$	176,34
$T_w / (^{\circ}\text{C})$	165,31
$T_f / (^{\circ}\text{C})$	121,08
$dR_d/dt / (\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kJ})$	$2,21 \cdot 10^{-7}$

Para os cálculos da segunda abordagem é necessário traçar o perfil de temperatura ao longo do equipamento para identificar o ponto em que há a presença da temperatura máxima na parede. Assim, traça-se o perfil de temperaturas para o arranjo I (Figuras 25 e 26) e para o arranjo II (Figuras 27 e 28). Por fim, com a temperatura máxima da parede dos tubos e com a temperatura do óleo bruto naquela posição, se calcula a taxa de incrustação para ambos os casos e os resultados são expressos na Tabela 94.

Figura 25 – Perfil de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor no arranjo I (Linha azul = óleo bruto; linha vermelha = querosene)

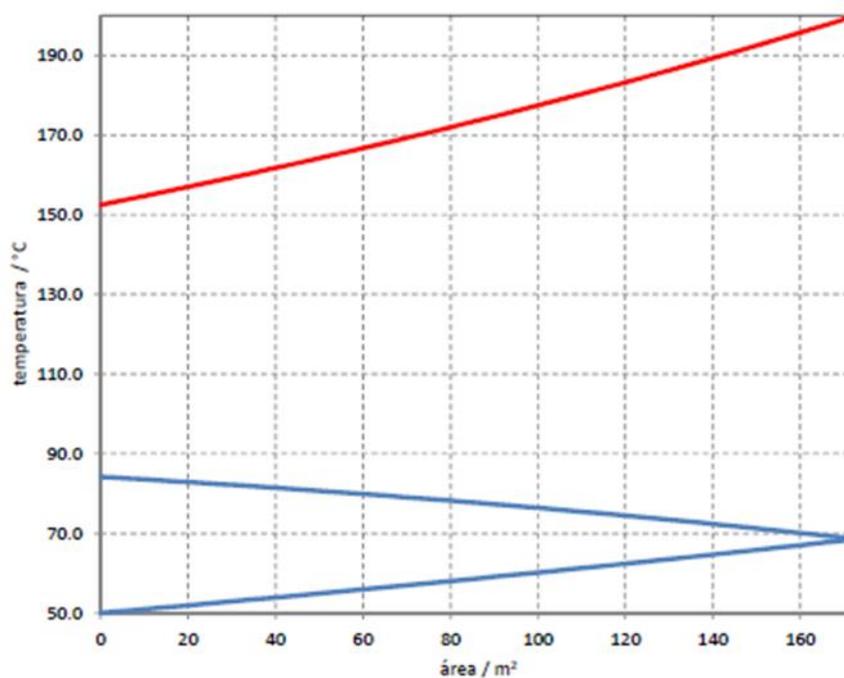


Figura 26 – Perfil da temperatura da parede dos tubos no arranjo I

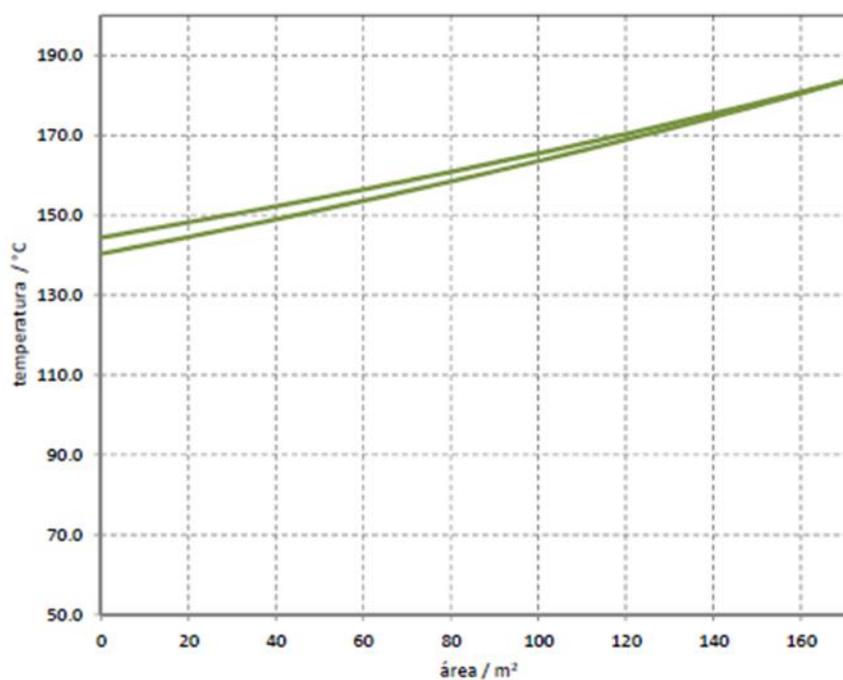


Figura 27 – Perfil de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor no arranjo II  
(Linha azul = óleo bruto; linha vermelha = querosene)

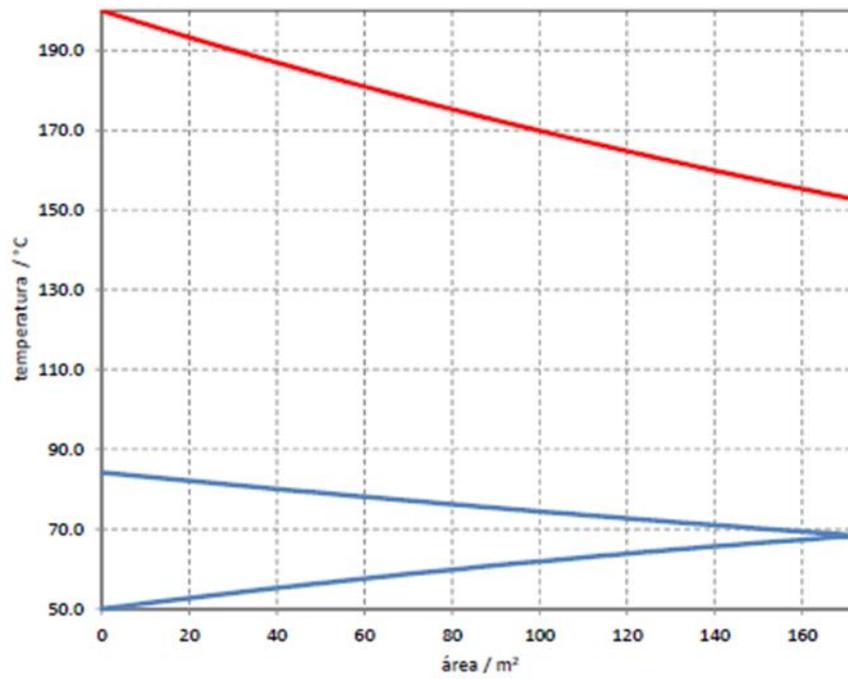


Figura 28 – Perfil da temperatura da parede dos tubos no arranjo II

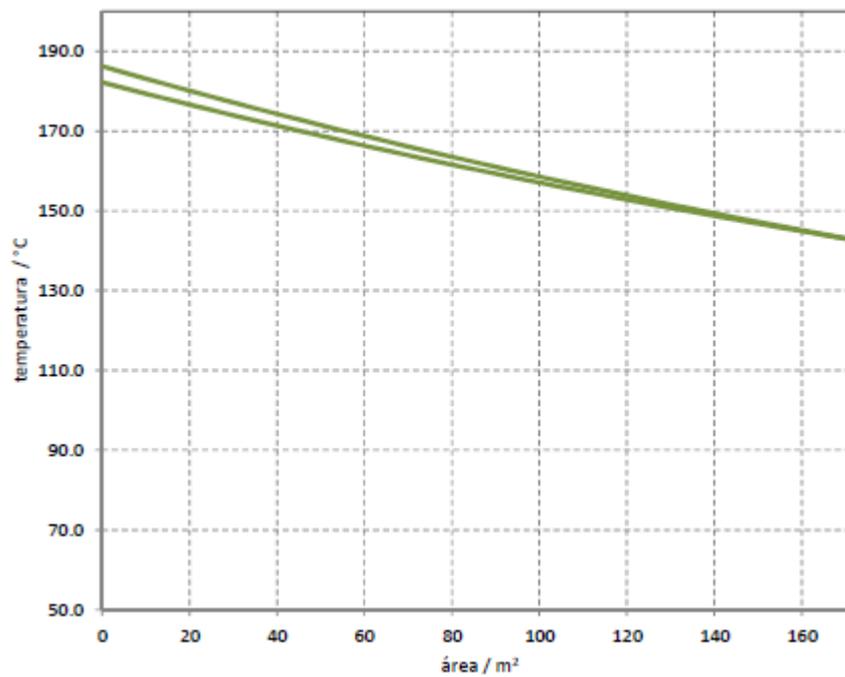


Tabela 94 – Temperaturas e taxa de incrustação no trocador de calor para os diferentes arranjos

Parâmetro	Arranjo I	Arranjo II
$T_{\text{tubo}} / (^{\circ}\text{C})$	69,0	84,0
$T_{w,\text{máx}} / (^{\circ}\text{C})$	184,4	186,3
$T_f / (^{\circ}\text{C})$	132,5	140,3
$(dR_d/dt)_{\text{máx}} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kJ})$	$2,69 \cdot 10^{-7}$	$3,05 \cdot 10^{-7}$

Os resultados da Tabela 94 já indicam que mesmo sem inserir dispositivo algum, o arranjo dos bocais de entrada para o fluido do casco já faz alguma diferença para a incrustação. Esse arranjo muitas vezes negligenciado em estudos por não ter impacto nas temperaturas de saída ou nos coeficientes de transferência de calor, mudam substancialmente o perfil de temperaturas e, conseqüentemente a taxa de incrustação em determinados pontos do trocador de calor.

Neste caso, o arranjo I seria mais recomendado, porque, diferentemente do que ocorre no arranjo II, na posição em que o querosene se encontra na maior temperatura, o óleo bruto ainda não está na sua temperatura máxima. Com isso, a temperatura de parede e, conseqüentemente, de filme é menor; implicando em menor taxa de incrustações.

### 6.3.1. Efeitos da temperatura de filme e do número de Reynolds

Sabe-se que os dois fatores mais relevantes quando a intenção é mitigar as incrustações são a temperatura de filme, que deve ser mantida baixa a fim de diminuir a formação de incrustações, e o número de Reynolds do lado dos tubos, que deve ser o maior possível (indicando mais turbulência) para aumentar a taxa de remoção de incrustação.

Por isso, antes de verificar a eficiência do uso de dispositivos para mitigação da incrustação, realizam-se análises de sensibilidade variando os dois parâmetros mencionados para verificar a resposta da taxa de incrustação e, assim, enriquecer o estudo com a análise da viabilidade de outras alternativas.

A estratégia utilizada para captar a correlação da temperatura de filme e do Reynolds com a taxa de incrustação foi, para cada análise, fixar um parâmetro como o valor calculado para a situação inicial e variar o outro. Sabe-se que isso é uma supersimplificação; para uma variação do Reynolds no processo real, faz-se necessária uma mudança na velocidade do fluido ou variação das propriedades e para que a temperatura de filme varie é necessário que as temperaturas de entrada variem ou que a transferência de calor se modifique. Entretanto, o

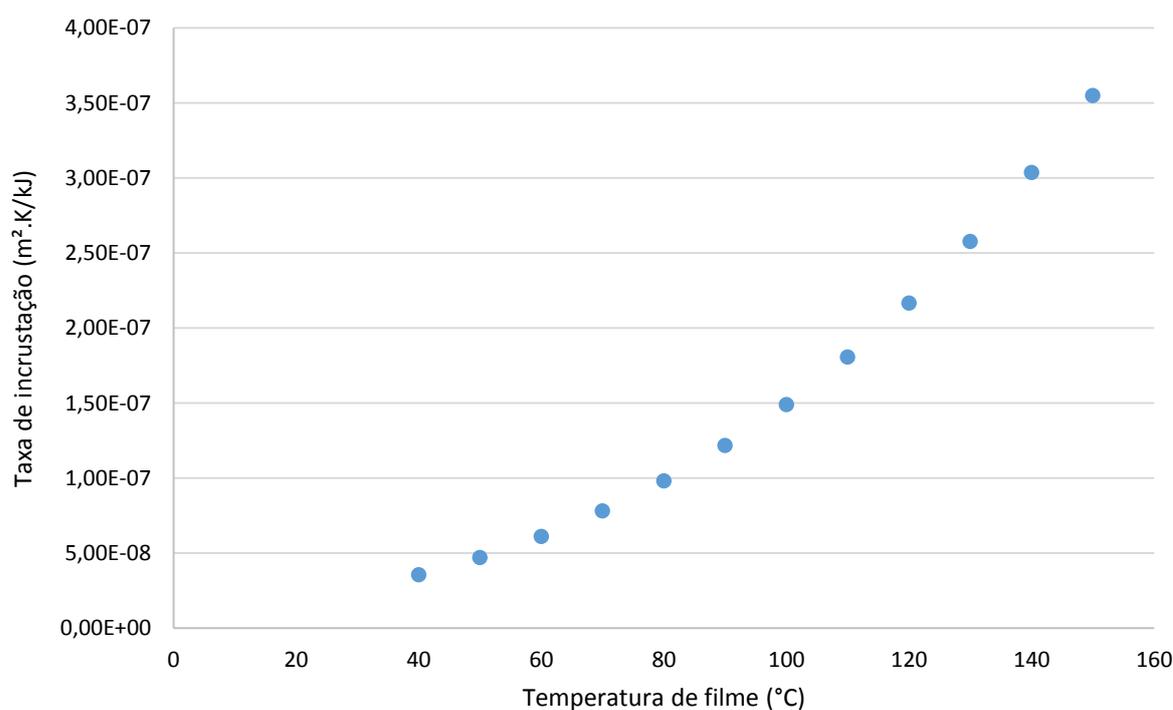
objetivo desta etapa é de se apresentar apenas como uma indicação se é válido aprofundar o estudo usando abordagens menos simplificadas.

Aplicada a estratégia descrita, os resultados da análise de sensibilidade da taxa de incrustação em relação à temperatura de filme são expressos na Tabela 95 e na Figura 29.

Tabela 95 – Análise de sensibilidade da taxa de incrustação à temperatura de filme

$T_f / (^{\circ}\text{C})$	$dR_d/dt / (\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kJ})$
40	$3,6 \cdot 10^{-8}$
50	$4,7 \cdot 10^{-8}$
60	$6,1 \cdot 10^{-8}$
70	$7,8 \cdot 10^{-8}$
80	$9,8 \cdot 10^{-8}$
90	$1,2 \cdot 10^{-7}$
100	$1,5 \cdot 10^{-7}$
110	$1,8 \cdot 10^{-7}$
120	$2,2 \cdot 10^{-7}$
130	$2,6 \cdot 10^{-7}$
140	$3,0 \cdot 10^{-7}$
150	$3,6 \cdot 10^{-7}$

Figura 29 – Variação a taxa de incrustação com a temperatura de filme



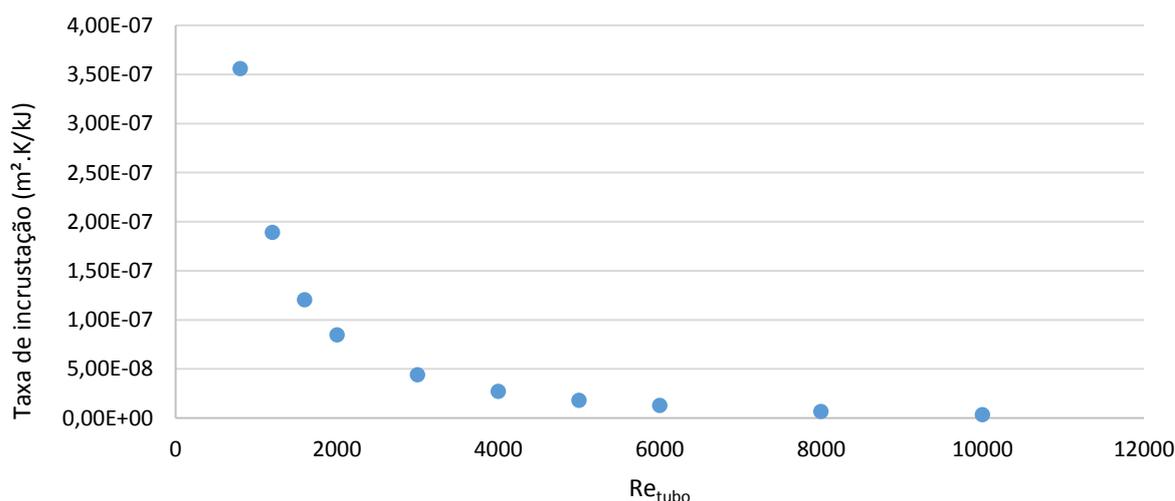
Por meio dos resultados apresentados, pode-se notar que a taxa de incrustação responde de maneira exponencial às variações na temperatura de filme. Observa-se que um aumento de 100 °C nesta última implica em um aumento de 10 vezes na taxa de incrustação.

Da mesma forma realizada para a temperatura de filme, faz-se uma análise de sensibilidade, variando o número de Reynolds e mantendo fixa a temperatura de filme igual ao valor calculado para a situação inicial. As Tabela 96 e Figura 30 ilustram os resultados dessa análise.

Tabela 96 – Análise de sensibilidade da taxa de incrustação ao Reynolds dos tubos

$Re_{\text{tubo}}$	$dR_d/dt / (m^2 \cdot K/kJ)$
800	$3,6 \cdot 10^{-7}$
1200	$1,9 \cdot 10^{-7}$
1600	$1,2 \cdot 10^{-7}$
2000	$8,5 \cdot 10^{-8}$
3000	$4,4 \cdot 10^{-8}$
4000	$2,7 \cdot 10^{-8}$
5000	$1,8 \cdot 10^{-8}$
6000	$1,3 \cdot 10^{-8}$
8000	$6,6 \cdot 10^{-9}$
10000	$3,4 \cdot 10^{-9}$

Figura 30 – Variação a taxa de incrustação com o Reynolds dos tubos



Aqui nota-se que a taxa de incrustação é bastante sensível a alterações no número de Reynolds dos tubos, dobrar o Reynolds, por exemplo, elevando-o de 800 para 1600 implicaria numa redução de 36 % da taxa de incrustação.

Por meio dos resultados obtidos é possível constatar que há uma correlação substancial entre a taxa de incrustação e as duas variáveis avaliadas. Por isso, a próxima etapa do estudo, buscando uma análise menos simplificada, consistiu em variar as condições de entrada e analisar o impacto no processo e, principalmente, na incrustação.

Isso é feito, pois numa situação real essa seria uma alternativa ao emprego dos dispositivos de transferência para tentar mitigar as incrustações, caso fosse possível que outras etapas do processo fornecessem as correntes a esse trocador de calor a temperaturas diferentes.

### 6.3.1.1. Caso I – Aumento da temperatura de entrada do querosene

A primeira alteração realizada é a suposição de que o querosene passará a entrar no trocador de calor a 210 °C e não mais a 200 °C. Com isso, todos os cálculos são refeitos e a comparação dos resultados é apresentada na Tabela 97.

Tabela 97 – Comparação do desempenho do trocador de calor com o aumento na temperatura de entrada do querosene

Parâmetros	Descrição do parâmetro	Querosene a 200 °C	Querosene a 210 °C
$q$ / kW	Calor transferido	1168762	1598367
$T_{\text{querosene,e}}$ / °C	Temperatura de entrada do querosene	200,0	210,0
$T_{\text{querosene,s}}$ / °C	Temperatura de saída do querosene	152,7	145,3
$T_{\text{óleo,e}}$ / °C	Temperatura de entrada do óleo bruto	50,0	50,0
$T_{\text{óleo,s}}$ / °C	Temperatura de saída do óleo bruto	84,0	96,3
$\mu_{\text{óleo}}$ / (kg/s. m)	Viscosidade do óleo	0,0080	0,0058
$Re_{\text{tubo}}$	Reynolds do tubo	1086,0	1505,6
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> . K)	Coeficiente de transferência de calor do tubo	90,46	146,04
$h_{\text{casco}}$ / (W/m <sup>2</sup> . K)	Coeficiente de transferência de calor do casco	672,4	672,4
$T_f$ / °C	Temperatura de filme	121,1	121,8
$T_{\text{tubo}}$ / (°C)	Temperatura média nos tubos	67,0	73,2
$T_s$ / (°C)	Temperatura média no casco	176,3	177,6
$T_w$ / (°C)	Temperatura média na parede	165,3	161,6
$dR_d/dt$ / (m <sup>2</sup> . K/kj)	Taxa de incrustação	$2,21 \cdot 10^{-7}$	$1,34 \cdot 10^{-7}$

Analisando os resultados, o efeito imediato do aumento da temperatura de entrada do querosene é um aumento na temperatura de saída do óleo bruto e, conseqüentemente, um aumento na temperatura média nos tubos. Esse aumento implica diretamente numa diminuição

da viscosidade do óleo bruto que por sua vez provoca um aumento no número de Reynolds e, portanto, na transferência de calor nos tubos.

Apesar de tantas alterações, a temperatura de filme se manteve praticamente constante, pois o aumento na temperatura média nos tubos se equilibrou com a diminuição na temperatura média no casco. Sendo assim, a redução que se vê na taxa de incrustação se dá pelo aumento da remoção de incrustação, devido ao aumento do Reynolds, já que como a temperatura de filme não varia, o termo de formação de incrustação é praticamente constante.

Ressalta-se que pode ser complexo realizar modificações em outras etapas do processo para viabilizar que um fluido chegue com uma temperatura maior em 10 °C na entrada do trocador de calor e, pelo resultado apresentado, a taxa de incrustação não apresentou uma mudança tão significativa. Por isso, essa alternativa para mitigação de incrustação não se mostra tão interessante.

#### **6.3.1.2. Caso II – Diminuição da temperatura de entrada do querosene**

Da mesma forma como realizado na seção anterior, a temperatura de entrada do querosene é alterada de 200 °C para 190 °C, os cálculos são refeitos e os resultados são expressos na Tabela 98.

Devido ao fato de menores temperaturas de filme implicarem em menores taxas de incrustação, tem-se a expectativa que nessa situação em que a entrada de querosene se reduziu em 10 °C, a taxa de incrustação seja menor, afinal o equipamento está trabalhando com temperaturas menores. De fato, a temperatura de filme diminui com essa modificação na entrada, entretanto a taxa de incrustação aumenta e isso se deve à diminuição do Reynolds nos tubos.

Nesse caso, a diminuição da temperatura de entrada do querosene faz com que a média de temperatura nos tubos caia, implicando em um óleo bruto mais viscoso e num Reynolds menor. Com isso, mesmo que a formação de incrustação diminua por conta da queda de temperatura, a remoção de incrustação diminui mais intensamente por conta da queda do Reynolds. Assim, o saldo líquido se traduz num aumento da taxa de incrustação, inviabilizando essa alternativa para mitigação de incrustação.

Tabela 98 – Comparação do desempenho do trocador de calor com a diminuição na temperatura de entrada do querosene

Parâmetros	Descrição do parâmetro	Querosene a 200 °C	Querosene a 190 °C
$q$ / kW	Calor transferido	1168762	908416
$T_{\text{querosene,e}}$ / °C	Temperatura de entrada do querosene	200,0	190,0
$T_{\text{querosene,s}}$ / °C	Temperatura de saída do querosene	152,7	153,2
$T_{\text{óleo,e}}$ / °C	Temperatura de entrada do óleo bruto	50,0	50,0
$T_{\text{óleo,s}}$ / °C	Temperatura de saída do óleo bruto	84,0	76,7
$\mu_{\text{óleo}}$ / (kg/s. m)	Viscosidade do óleo	0,0080	0,0097
$Re_{\text{tubo}}$	Reynolds do tubo	1086,0	889,1
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> . K)	Coefficiente de transferência de calor do tubo	90,46	67,46
$h_{\text{casco}}$ / (W/m <sup>2</sup> . K)	Coefficiente de transferência de calor do casco	672,4	672,4
$T_f$ / °C	Temperatura de filme	121,1	118,3
$T_{\text{tubo}}$ / (°C)	Temperatura média nos tubos	67,0	63,3
$T_s$ / (°C)	Temperatura média no casco	176,3	171,6
$T_w$ / (°C)	Temperatura média na parede	165,3	163,3
$dR_d/dt$ / (m <sup>2</sup> . K/kJ)	Taxa de incrustação	$2,21 \cdot 10^{-7}$	$2,87 \cdot 10^{-7}$

### 6.3.1.3. Caso III – Aumento da temperatura de entrada do óleo bruto

Dando prosseguimento ao estudo, a mesma análise é realizada com alterações na temperatura de entrada do óleo bruto. Nesse caso, ele passa a entrar com 60 °C em vez de 50 °C e os resultados são apresentados na Tabela 99.

A análise dos resultados desse caso é um pouco mais complexa que os já analisados. A taxa de incrustação sofre uma diminuição bastante relevante devido a um efeito combinado da diminuição da temperatura de filme e do aumento do Reynolds nos tubos.

Uma diminuição da temperatura de filme parece incoerente, num primeiro momento, uma vez que o fluido frio está entrando com temperatura maior em 10 °C. No entanto, esse aumento na temperatura causa diminuição da viscosidade e aumentos no número de Reynolds e na transferência de calor. Com a intensificação da transferência de calor, o querosene passa a deixar o equipamento com temperaturas bem menores e isso compensa o aumento na temperatura média do óleo bruto, diminuindo a temperatura na parede dos tubos.

Tabela 99 – Comparação do desempenho do trocador de calor com o aumento na temperatura de entrada do óleo bruto

Parâmetros	Descrição do parâmetro	Óleo Bruto a 50 °C	Óleo Bruto a 60 °C
$q$ / kW	Calor transferido	1168762	1969437
$T_{\text{querosene,e}}$ / °C	Temperatura de entrada do querosene	200,0	200,0
$T_{\text{querosene,s}}$ / °C	Temperatura de saída do querosene	152,7	120,3
$T_{\text{óleo,e}}$ / °C	Temperatura de entrada do óleo bruto	50,0	60,0
$T_{\text{óleo,s}}$ / °C	Temperatura de saída do óleo bruto	84,0	115,9
$\mu_{\text{óleo}}$ / (kg/s. m)	Viscosidade do óleo	0,0080	0,0027
$Re_{\text{tubo}}$	Reynolds do tubo	1086,0	3213,4
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> . K)	Coefficiente de transferência de calor do tubo	90,46	443,80
$h_{\text{casco}}$ / (W/m <sup>2</sup> . K)	Coefficiente de transferência de calor do casco	672,4	672,4
$T_f$ / °C	Temperatura de filme	121,1	113,5
$T_{\text{tubo}}$ / (°C)	Temperatura média nos tubos	67,0	87,9
$T_s$ / (°C)	Temperatura média no casco	176,3	160,1
$T_w$ / (°C)	Temperatura média na parede	165,3	134,5
$dR_d/dt$ / (m <sup>2</sup> . K/kJ)	Taxa de incrustação	$2,21 \cdot 10^{-7}$	$3,39 \cdot 10^{-8}$

Esse caso apresenta resultados bastante positivos para mitigação da incrustação, pois consegue reduzir a formação e intensificar a remoção simultaneamente. Entretanto, essa alternativa apresenta um grave problema; esse trocador de calor faz parte do trem de pré-aquecimento do óleo bruto cujo objetivo é justamente elevar a temperatura do óleo. Por isso, aumentar a temperatura do óleo bruto dificilmente seria plausível, já que se houvesse possibilidade de aquecê-lo sem recorrer ao trocador de calor estudado, tal equipamento perderia sua utilidade.

#### 6.3.1.4. Caso IV – Diminuição da temperatura de entrada do óleo bruto

Para finalizar o estudo da variação da taxa de incrustação com as alterações da temperatura de entrada dos fluidos, neste último caso o óleo bruto entra com 40 °C em vez de 50 °C e os resultados são apresentados na Tabela 100.

Tabela 100 – Comparação do desempenho do trocador de calor com o aumento na temperatura de entrada do óleo bruto

Parâmetros	Descrição do parâmetro	Óleo Bruto a 50 °C	Óleo Bruto a 60 °C
$q$ / kW	Calor transferido	1168762	283774
$T_{\text{querosene,e}}$ / °C	Temperatura de entrada do querosene	200,0	200,0
$T_{\text{querosene,s}}$ / °C	Temperatura de saída do querosene	152,7	188,5
$T_{\text{óleo,e}}$ / °C	Temperatura de entrada do óleo bruto	50,0	40,0
$T_{\text{óleo,s}}$ / °C	Temperatura de saída do óleo bruto	84,0	48,6
$\mu_{\text{óleo}}$ / (kg/s.m)	Viscosidade do óleo	0,0080	0,0292
$Re_{\text{tubo}}$	Reynolds do tubo	1086,0	297,1
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	Coefficiente de transferência de calor do tubo	90,46	13,51
$h_{\text{casco}}$ / (W/m <sup>2</sup> .K)	Coefficiente de transferência de calor do casco	672,4	672,4
$T_f$ / °C	Temperatura de filme	121,1	125,4
$T_{\text{tubo}}$ / (°C)	Temperatura média nos tubos	67,0	44,3
$T_s$ / (°C)	Temperatura média no casco	176,3	194,3
$T_w$ / (°C)	Temperatura média na parede	165,3	191,8
$dR_d/dt$ / (m <sup>2</sup> .K/kj)	Taxa de incrustação	$2,21 \cdot 10^{-7}$	$1,78 \cdot 10^{-6}$

Os resultados obtidos neste caso são similares àqueles obtidos para a situação em que a entrada de querosene diminui 10 °C. A redução de temperatura do óleo bruto faz com que a viscosidade aumente bastante e com que o Reynolds sofra uma queda intensa. Por isso, a transferência de calor se empobrece muito, minimizando a eficiência da troca térmica.

Como consequência de uma transferência de calor ruim, a temperatura da parede e do filme são altas, principalmente, pelo fato de o querosene não esfriar tanto ao longo do equipamento. Então, têm-se o efeito combinado do aumento da temperatura de filme e da diminuição do Reynolds intensificando a taxa de incrustação.

### 6.3.2. Aplicação de dispositivos para mitigação da incrustação

A opção pelo uso de dispositivos para diminuição da taxa de incrustação baseia-se no aumento da turbulência, traduzido pelo aumento no número de Reynolds do lado dos tubos, para aumentar a taxa de remoção da incrustação. Alternativamente, o dispositivo promove a intensificação da transferência de calor que pode implicar na redução da temperatura de filme, por meio da redução na temperatura da parede dos tubos, ou em alterações na viscosidade,

reduzindo o número de Reynolds e ambas consequências impactam diretamente na taxa de formação de incrustação. Sendo assim, o dispositivo é capaz de mitigar a incrustação alterando tanto a taxa de formação quanto a de remoção.

Apesar dos efeitos teóricos estarem bem estabelecidos, há um empecilho para que o cálculo da nova taxa de incrustação seja realizado. As correlações usadas para cálculo da transferência de calor e para fator de atrito de todos os dispositivos exploradas por esse trabalho foram desenvolvidas tomando como base o número de Reynolds do tubo sem a presença do dispositivo. Em vez de definir um novo Reynolds considerando a nova geometria, as correlações traduzem o comportamento dos dispositivos usando em fatores intrínsecos a cada um multiplicados pelo número de Reynolds e Prandtl com expoentes diferentes dos praticados na situação sem o dispositivo. Sendo assim, apesar de saber que a inserção dos dispositivos intensifica a turbulência não há nenhum parâmetro calculado que possa quantificar esse efeito.

Portanto, na ausência de um novo Reynolds após a utilização dos dispositivos, o uso do modelo de Nasr e Givi fica comprometido, já que o termo de remoção de incrustação não sofreria alteração e traria uma incoerência com o que ocorre realmente, tendo em vista que o aumento da turbulência implica em um aumento na remoção.

Dessa maneira, o estudo será conduzido de duas formas buscando contornar essa dificuldade. Num primeiro momento, serão executados os cálculos para presença do dispositivo e a taxa de incrustação será calculada usando o Reynolds da situação inicial. Então, esse resultado trará uma taxa de incrustação superestimada em relação à real, pois os efeitos da turbulência inserida pelo dispositivo não serão considerados no cálculo da taxa de remoção da incrustação, porém os efeitos térmicos causados pela influência dos dispositivos serão computados por meio da temperatura de filme e a taxa de formação de incrustação calculada corresponderá ao novo panorama. Ou seja, o valor calculado corresponderia à maior taxa de incrustação que poderia haver com o uso dos dispositivos, numa situação hipotética em que eles não trazem nenhum aumento na turbulência.

Já que a quantificação dos efeitos de turbulência após a inserção dos dispositivos é uma lacuna na literatura, a segunda alternativa utilizada pelo estudo consiste em uma proposta para um cálculo estimado desses efeitos. Parte-se do princípio que o aumento do número de Nusselt calculado pelas correlações de cada dispositivo advém do aumento da turbulência provocado pelos dispositivos. Então, a partir do Nusselt intensificado, calcula-se um novo número de Reynolds (Equação 144), chamado neste trabalho de Reynolds equivalente, que incorporaria os

efeitos do aumento da turbulência. Por fim, com Reynolds equivalente se calcula a nova taxa de incrustação.

A Equação 144 é obtida a partir de um rearranjo da correlação de Dittus-Boelter, usada para o cálculo do Nusselt em tubos cilíndricos sem a presença de dispositivos. A ideia da obtenção do Reynolds equivalente se baseia na premissa de que o aumento no Nusselt se dá pela turbulência, pois se essa equação relaciona o Nusselt com o Reynolds numa situação padrão, ela poderia ser usada para se chegar a um Reynolds que compute os efeitos do aumento da turbulência a partir de um Nusselt que já possui esses efeitos incorporados.

$$Re_{eq} = \left( \frac{Nu}{0,023 \cdot Pr^{0,4}} \right)^{1,25} \quad (144)$$

Levando em considerações que o modelo de Nasr e Givi já traz uma precisão limitada para calcular a taxa de incrustação, como foi explicitado na Seção 6.1, e que as considerações feitas para viabilizar o estudo aumentam a incerteza dos resultados, julgou-se coerente realizar os cálculos apenas para fitas torcidas. Uma vez que os demais dispositivos trariam comportamentos semelhantes, muito provavelmente com a diferença apenas de promover maior intensificação da transferência de calor dado que esse foi o ocorrido nas demais aplicações estudadas.

Então, os cálculos para as fitas torcidas são realizados e os resultados são apresentados na Tabela 101. Para a taxa de incrustação mostrada foi utilizado o número de Reynolds da situação sem dispositivos e no cálculo da temperatura de filme foram utilizadas as temperaturas médias da parede dos tubos e do óleo bruto.

Analisando os resultados, nota-se que a inserção do dispositivo, mesmo que os cálculos tenham considerado apenas os efeitos térmicos, diminui em uma ordem de grandeza a taxa de incrustação.

Essa diminuição advém da diminuição de quase 20 °C na temperatura de filme, contribuindo para reduzir a formação de incrustação, e também do aumento no número de Reynolds do lado dos tubos, que contribui para aumento da remoção. Entretanto, é importante ressaltar que esse aumento é uma consequência exclusiva da diminuição da viscosidade que ocorre por conta do aumento na temperatura média dos tubos, pois reitera-se que os efeitos da turbulência causada pela inserção dispositivo não são computados nesses cálculos.

Tabela 101 – Resultados da aplicação de fitas torcidas

Parâmetros	Descrição do parâmetro	Situação inicial	Com fitas torcidas
$q$ / kW	Calor transferido	1168762	2261890
$T_{\text{querosene},e}$ / °C	Temperatura de entrada do querosene	200,0	200,0
$T_{\text{querosene},s}$ / °C	Temperatura de saída do querosene	152,7	108,4
$T_{\text{óleo},e}$ / °C	Temperatura de entrada do óleo bruto	50,0	50,0
$T_{\text{óleo},s}$ / °C	Temperatura de saída do óleo bruto	84,0	114,6
$\mu_{\text{óleo}}$ / (kg/s. m)	Viscosidade do óleo	0,0080	0,0036
$Re_{\text{tubo}}$	Reynolds do tubo	1086,0	2416,7
$h_{\text{tubo}}$ / (W/m <sup>2</sup> . K)	Coefficiente de transferência de calor do tubo	90,46	755,25
$h_{\text{casco}}$ / (W/m <sup>2</sup> . K)	Coefficiente de transferência de calor do casco	672,4	672,4
$T_f$ / °C	Temperatura de filme	121,1	102,7
$T_{\text{tubo}}$ / (°C)	Temperatura média nos tubos	67,0	82,3
$T_s$ / (°C)	Temperatura média no casco	176,3	154,2
$T_w$ / (°C)	Temperatura média na parede	165,3	119,4
$dR_d/dt$ / (m <sup>2</sup> . K/kJ)	Taxa de incrustação	$2,21 \cdot 10^{-7}$	$4,39 \cdot 10^{-8}$

Portanto, trata-se de um resultado bastante positivo para essa alternativa para o uso de dispositivos, ainda mais se levado em consideração que o valor real da taxa de incrustação tende a ser menor que o calculado.

Numa tentativa de deixar mais completa a análise, aplica-se a metodologia proposta e, usando o aumento na transferência de calor como um parâmetro proporcional, faz-se uma estimativa que busca contabilizar a influência da turbulência inserida pelos dispositivos. Tais resultados são apresentados na Tabela 102.

Tabela 102 – Comparação da taxa de incrustação com contabilização da turbulência trazida pelos dispositivos

Parâmetros	Descrição do parâmetro	Situação inicial	Com fitas torcidas
Nu	Número de Nusselt	13,87	117,03
$Re_{\text{tubo}}$	Reynolds do tubo	1086,0	4048,30
$dR_d/dt$ / (m <sup>2</sup> . K/kJ)	Taxa de incrustação	$2,21 \cdot 10^{-7}$	$1,81 \cdot 10^{-8}$

Após a tentativa de contabilizar a turbulência inserida pelos dispositivos é possível perceber que o número de Reynolds, de fato, é bem maior que o apresentado na Tabela 101 quanto há consideração apenas dos efeitos térmicos. Com isso, naturalmente a taxa de incrustação se torna ainda menor em relação à taxa inicial.

Também nota-se que os efeitos da intensificação térmica foram mais importantes para a taxa de incrustação do que os efeitos de turbulência, afinal as reduções nessa taxa foram de 80,1 % e 91,8 % contabilizando apenas os efeitos térmicos e ambos os efeitos, respectivamente.

### **6.3.3. Uso de dispositivos associado com a mudança na configuração dos bocais de entrada**

Até então os cálculos e as análises feitas para a mitigação de incrustação com a inserção de fitas torcidas consideravam as temperaturas médias para representar a taxa de incrustação média no trocador de calor. Esta seção visa repetir o realizado para o estudo de caso com a presença de dispositivos e investigar a influência da configuração dos bocais de entrada do fluido no casco no perfil de temperatura e, portanto, na taxa de incrustação.

Nesse caso, por tratar de temperaturas que variam em toda extensão do equipamento, serão utilizadas das temperaturas máximas de parede, já que elas trariam o ponto de máxima taxa de incrustação.

São estudados os dois arranjos identificados na Figura 24 e os perfis de temperatura são apresentados nas Figuras 31 a 34.

Figura 31 – Perfil de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor com fitas torcidas no arranjo I (Linha azul = óleo bruto; linha vermelha = querosene)

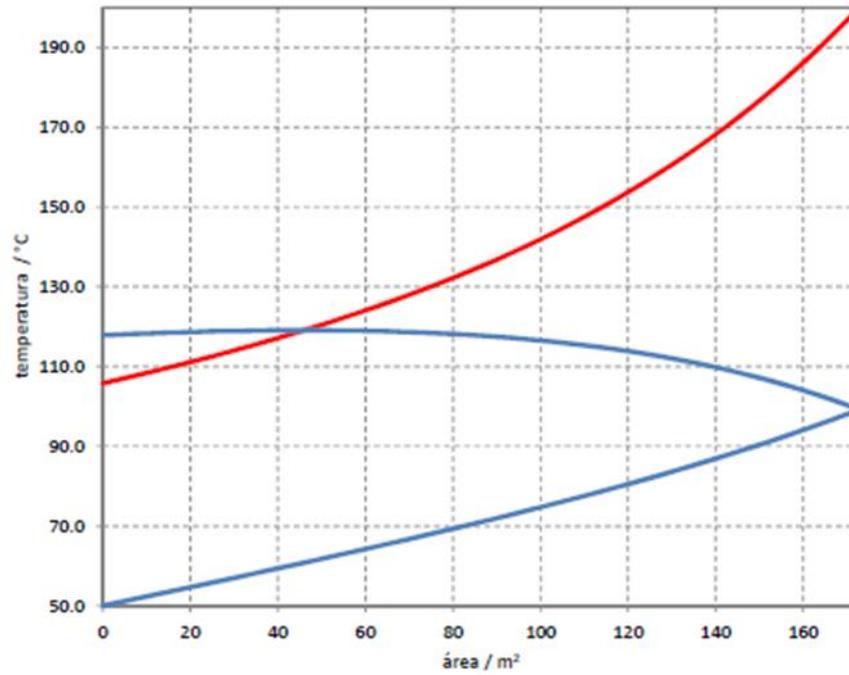


Figura 32 – Perfil da temperatura da parede dos tubos com presença de fitas torcidas no arranjo I

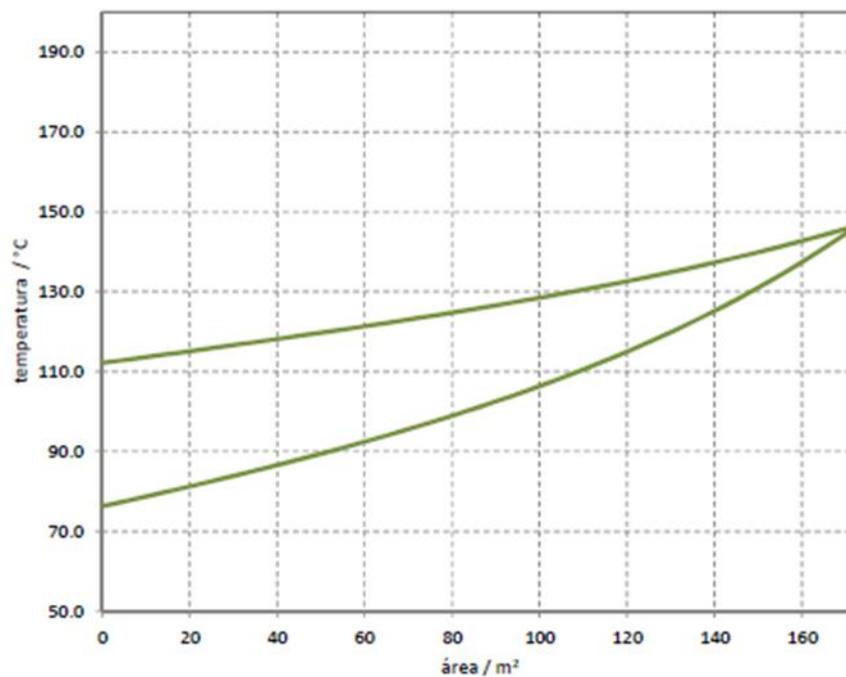


Figura 33 – Perfil de temperatura dos fluidos ao longo do trocador de calor com fitas torcidas no arranjo II (Linha azul = óleo bruto; linha vermelha = querosene)

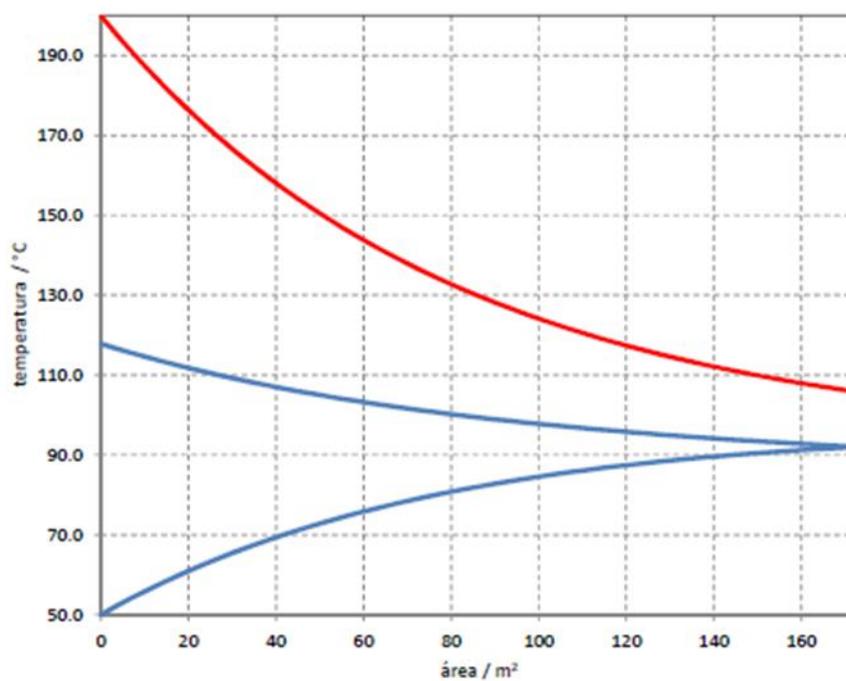
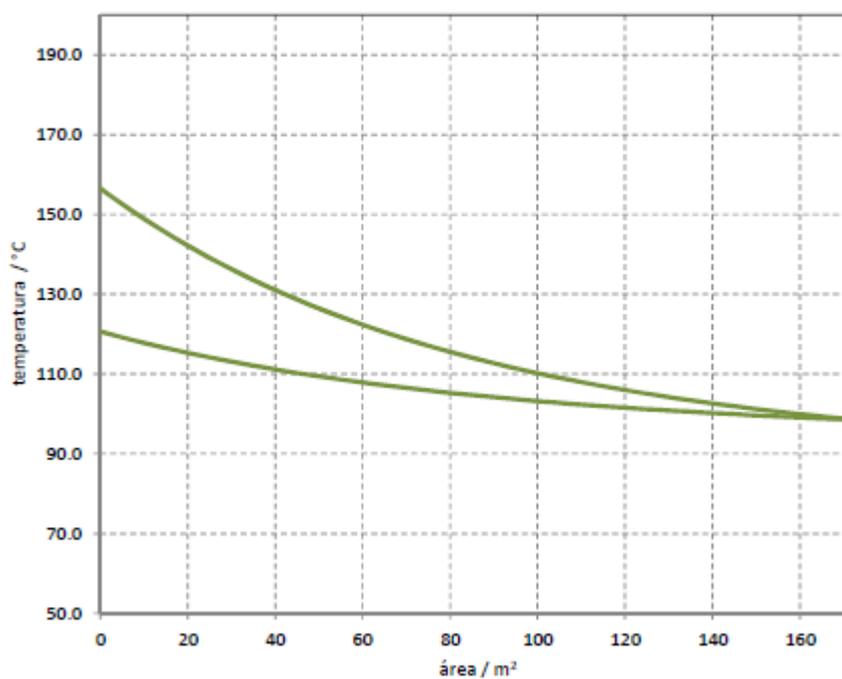


Figura 34 – Perfil da temperatura da parede dos tubos com presença de fitas torcidas no arranjo II



É possível notar o grande impacto que o uso de dispositivos tem sobre o comportamento térmico dos fluidos ao longo do trocador de calor apenas comparando as Figuras 31 a 34 (perfis com presença dos dispositivos) com as Figuras 25 a 28 (perfis na ausência dos dispositivos). Verifica-se que quando o dispositivo está presente a inclinação das curvas que representam os fluidos é muito mais aguda, ambas se encontram muito mais próximas e a temperatura da parede dos tubos ao longo do equipamento é menor também, ambas indicações ilustrando uma transferência de calor mais intensa. A Tabela 103 apresenta os resultados relativos à taxa de incrustação em cada um dos arranjos usando a abordagem que não considera os efeitos da turbulência.

Tabela 103 – Temperaturas e taxa de incrustação no trocador de calor com presença de fitas torcidas para os diferentes arranjos

Parâmetro	Arranjo I	Arranjo II
$T_{\text{tubo}} / (^{\circ}\text{C})$	99,0	114,6
$T_{\text{w,máx}} / (^{\circ}\text{C})$	146,7	156,5
$T_{\text{f}} / (^{\circ}\text{C})$	125,2	137,6
$(dR_{\text{d}}/dt)_{\text{máx}} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kJ})$	$6,72 \cdot 10^{-8}$	$8,31 \cdot 10^{-8}$

Nota-se que usando a temperatura máxima em vez da média, as taxas de incrustação são bem maiores e, por isso, as análises não devem se pautar apenas pelas taxas médias para avaliar os resultados. Mesmo assim, a tendência dos dispositivos de redução nas incrustações é mantida e isso fica claro quando se compara as taxas da Tabela 103 com as da Tabela 94 que também consideram a temperatura máxima ao longo do equipamento.

#### 6.4. Nomenclatura

- $a$  – parâmetro do modelo que calcula a massa específica do óleo bruto,  $[\text{kg. m}^{-3}]$   
 $A$  – Área de troca térmica do equipamento,  $[\text{m}^2]$   
 $\hat{a}$  – parâmetro do modelo que calcula a viscosidade do óleo bruto,  $[\text{cP}]$   
 $b$  – parâmetro do modelo que calcula a massa específica do óleo bruto,  $[\text{kg. m}^{-3}]$   
 $B_t$  - Espessura da chicana,  $[\text{m}]$   
 $B_c$  - Corte da chicana  
 $\hat{b}$  – parâmetro do modelo que calcula a viscosidade do óleo bruto,  $[\text{cP. } (^\circ\text{C})^2]$   
 $c$  – parâmetro do modelo que calcula a massa específica do óleo bruto,  $[\text{kg. m}^{-3}. ^\circ\text{C}]$   
 $\hat{c}$  – parâmetro do modelo que calcula a viscosidade do óleo bruto,  $[\text{cP. m}^3. \text{kg}^{-1}]$   
 $C_p$  – Calor específico,  $[\text{J. (kg. K)}^{-1}]$   
 $D_i$  - Diâmetro interno dos tubos,  $[\text{m}]$   
 $D_o$  - Diâmetro externo dos tubos,  $[\text{m}]$   
 $D_s$  - Diâmetro do casco,  $[\text{m}]$   
 $dR_d/dt$  – Taxa de incrustação,  $[\text{m}^2. \text{K. k}]^{-1}]$   
 $E$  – Energia de ativação da reação química,  $[\text{J. mol}^{-1}]$   
 $h_{\text{tubo}}$  – Coeficiente de transferência de calor dos tubos,  $[\text{W. (m}^2. \text{K)}^{-1}]$   
 $h_s$  – Coeficiente de transferência de calor do casco,  $[\text{W. (m}^2. \text{K)}^{-1}]$   
 $k$  – Condutividade térmica,  $[\text{W. (m. K)}^{-1}]$   
 $L_t$  - Espessura dos tubos,  $[\text{m}]$   
 $L_b$  - Espaçamento entre chicanas centrais,  $[\text{m}]$   
 $L_{be}$  - Espaçamento das chicanas inicial e final,  $[\text{m}]$   
 $\dot{m}$  – Vazão mássica,  $[\text{kg. s}^{-1}]$   
 $N_s$  - Número de cascos em série  
 $N_{ps}$  - Número de passes no casco  
 $N_{pt}$  - Número de passes nos tubos  
 $N_t$  - Número de tubos  
 $N_{ss}$  - Pares de tiras selantes  
 $N_{ss}$  - Pares de tiras selantes  
 $N_B$  - Número de chicanas  
 $P_t$  - Passe dos tubos,  $[\text{m}]$   
 $Pr$  – Número de Prandtl

$q$  – Calor, [W]

$R$  – Constante universal dos gases, [J. mol<sup>-1</sup>. K<sup>-1</sup>]

$R_d$  – Resistência térmica causada pela incrustação, [m<sup>2</sup>. K. W<sup>-1</sup>]

$Re$  – Número de Reynolds

$Re_{eq}$  – Número de Reynolds proposto para cálculo numa situação com uso de dispositivo nos tubos

$T_f$  – Temperatura de filme, [K]

$T_b$  – Temperatura do seio do fluido escoando nos tubos do trocador de calor, [K]

$T_w$  – Temperatura da parede dos tubos do trocador de calor, [K]

$t$  - Espessura dos tubos, [m]

$T_{f,e}$  – Temperatura de entrada do fluido frio, [K]

$T_{f,s}$  – Temperatura de saída do fluido frio, [K]

$T_{q,e}$  – Temperatura de entrada do fluido quente, [K]

$T_{q,s}$  – Temperatura de saída do fluido quente, [K]

$T_s$  – Temperatura do fluido no casco do trocador de calor, [K]

$T_{w,máx}$  – Temperatura máxima da parede dos tubos ao longo do trocador de calor, [K]

$U_c$  – Coeficiente global de transferência de calor com trocador limpo, [W. (m<sup>2</sup>. K)<sup>-1</sup>]

$U_d$  – Coeficiente global de transferência de calor com trocador sujo, [W. (m<sup>2</sup>. K)<sup>-1</sup>]

$w$  - Espaço entre feixe e casco, [m]

#### 6.4.1. Letras gregas

$\alpha$  – parâmetro do modelo que calcula taxa de incrustação dependente do tipo de óleo bruto, [m<sup>2</sup>. K. k]<sup>-1</sup>]

$\beta$  – parâmetro do modelo que calcula taxa de incrustação dependente do tipo de óleo bruto,

$\gamma$  – parâmetro do modelo que calcula taxa de incrustação dependente do tipo de óleo bruto, [(m<sup>2</sup>. K. k)<sup>-1</sup>. Pa<sup>-1</sup>]

$\hat{\gamma}$  – parâmetro do modelo que calcula taxa de incrustação dependente do tipo de óleo bruto, [m<sup>2</sup>. K. k]<sup>-1</sup>]

$\delta_{sb}$  - Folga entre casco e chicana, [m]

$\delta_{tb}$  - Folga entre tubo e chicana, [m]

$\mu$  – Viscosidade dinâmica, [kg. (m. s)<sup>-1</sup>]

$\rho$  – Massa específica, [kg. s<sup>-3</sup>]

$\tau_w$  – Tensão de cisalhamento na parede do tubo, [Pa]

## 7. Conclusão e trabalhos futuros

Ao longo deste trabalho foram estudados: o projeto de trocadores de calor, principalmente com a incorporação de dispositivos intensificadores da troca térmica, o *retrofit* desses equipamentos em quatro situações-problema e a incrustação em trocadores de calor, com foco no uso dos dispositivos para mitigá-la. O desenvolvimento dessas três frentes cumpriu o principal objetivo do trabalho que era o de estudar a transferência de calor em trocadores de calor casco-e-tubo e o uso dos dispositivos de aprimoramento.

Ao incorporar os dispositivos no projeto dos equipamentos, a motivação inicial era reduzir a área necessária para cumprir os requerimentos de carga térmica e, de fato, essa incorporação permitiu uma redução de 20% a 30% na área do equipamento a depender do dispositivo. Entretanto, notou-se em todos os casos um aumento acentuado na queda de pressão, o que poderia inviabilizar tecnicamente o novo projeto. Além disso, no âmbito econômico essa aplicação não se mostrou promissora, já que o conjunto formado por trocador de calor com área reduzida e dispositivos apresentou custo superior ao do equipamento projetado de maneira tradicional, exceto por uma situação testada que apresentou uma economia extremamente pequena que dificilmente justificaria o aumento na complexidade do projeto.

Levando em consideração que os resultados obtidos para redução de área e custo no projeto de trocadores de calor usando dispositivos não eram satisfatórios, uma nova etapa do estudo foi desenvolvida com o objetivo de usar os dispositivos para permitir uma redução nos passes do trocador de calor projetado e reduzir a queda de pressão. Nesse novo viés, as fitas torcidas e os fios enrolados foram capazes de reduzir consideravelmente a queda de pressão, o primeiro com uma redução de 54% e o último, 14,7%; sendo que os fios enrolados ainda foram capazes de permitir a redução da área projetada para o equipamento. Esses resultados são especialmente notáveis, já que se transforma a pior desvantagem dos dispositivos de aprimoramento – a queda de pressão – em vantagem. Quanto aos custos, da mesma forma observada no caso em que eles foram utilizados para tentar reduzir a área projetada do equipamento, o conjunto fica mais caro que o trocador projetado tradicionalmente, contudo nesse caso a diminuição na queda de pressão leva a uma economia no custo de bombeamento que pode compensar o aumento no custo de aquisição do equipamento.

Tratando do uso de dispositivos no *retrofit* de equipamentos, foi possível desenvolver abordagens capazes de avaliar a viabilidade técnica e os efeitos que o uso dos dispositivos causam no sistema. Tais abordagens se provaram aplicáveis para as quatro situações-problema escolhidas na tentativa de ilustrar situações reais de *retrofit* e o uso dos dispositivos se provou

viável em todas elas. De maneira geral, notou-se que os dispositivos aumentam mais intensamente a queda de pressão do que a transferência de calor e que esse aumento é diretamente proporcional à complexidade geométrica do dispositivo. Isso se dá devido ao fato de dispositivos de geometria mais complexa ou combinações deles apresentarem maior bloqueio do fluxo.

Observou-se que o aumento na queda de pressão é o principal entrave para essa aplicação no *retrofit*, já que a demanda térmica de todos os casos foi atendida sem problemas. No entanto, vale ressaltar que, com o uso de dispositivos, o valor das temperaturas de saída não possui flexibilidade de ajuste e, caso o processo não permita que as temperaturas de saída sejam um pouco menores ou maiores que o especificado inicialmente, não é recomendável o uso dessa técnica de intensificação.

A análise econômica desses casos apontou ampla vantagem financeira para o uso dos dispositivos, uma vez que eles se apresentaram com custo dezenas de vezes menor que opções que envolvem a compra de um trocador de calor novo ou um trocador de calor adicional. Também se notou que a opção só é economicamente vantajosa quando não há necessidade de substituição da bomba já existente no processo para viabilizar o uso dos dispositivos.

Ademais, nos diferentes estudos de caso foi possível perceber que as situações de regime laminar são as mais propícias para o emprego dos dispositivos intensificadores, pois nelas a queda de pressão do sistema já é naturalmente baixa, como consequência das baixas velocidades inerentes a esse tipo de escoamento. Também se nota que o aumento da transferência de calor é mais intenso nesse caso, porque a inserção de componentes da turbulência num sistema laminar contribui mais para o aumento do coeficiente de transferência de calor do que a intensificação desses componentes em sistemas já turbulentos, como são os outros casos.

Sobre o estudo da aplicação para mitigação de incrustações, notou-se que há pouca disponibilidade de parâmetros para modelos de previsão de incrustação e até mesmo das propriedades físico-químicas de diferentes óleos brutos. Apesar dessa dificuldade, foi possível conduzir o estudo e verificou-se que a temperatura de filme e a turbulência – traduzida pelo número de Reynolds – são parâmetros-chave para mitigação de incrustações.

Sendo assim, os dispositivos se mostraram como uma alternativa plausível, já que são capazes de alterar esses dois parâmetros, e os resultados mostraram que com o uso deles é apontada uma tendência de redução na taxa de incrustação. Isso ocorre mesmo considerando apenas os efeitos térmicos e ignorando a influência do aumento de turbulência ao empregar dos

dispositivos, uma vez que houve dificuldade de quantificar esse aumento da turbulência no número de Reynolds por conta das definições usadas pelas correlações.

Outra conclusão do estudo das incrustações nos equipamentos de transferência de calor foi a influência considerável que a configuração dos bocais possui na taxa de formação. Apesar de isso não influenciar na temperatura de saída dos fluidos ou nos coeficientes de transferência de calor, esse arranjo muda completamente o perfil de temperatura dentro do equipamento. Concluiu-se nas situações estudadas que a incrustação é maior quando o bocal de entrada no casco é do mesmo lado da entrada/saída dos tubos, pois nessa situação a máxima temperatura de filme é maior que a da situação em que o bocal de entrada do casco é do lado oposto à entrada/saída dos tubos.

Por fim, o trabalho reuniu dados de diversas referências sobre diferentes dispositivos e estudou as três frentes em se propunha a aplicação deles, desenvolvendo abordagens, análises e chegando às conclusões expostas ao longo desse trabalho e, principalmente, desta seção. A sugestão para trabalhos futuros que desejem complementar o tema seria a execução de estudos experimentais, principalmente relacionados à mitigação de incrustações. Tais estudos poderiam ter como objetivo desenvolver algum método que quantifique a intensificação da turbulência ou validar a proposta feita no trabalho, viabilizando a incorporação desse fator na estimativa de taxa de incrustação. Outra alternativa para um trabalho futuro seria reproduzir os estudos realizados utilizando fluidodinâmica computacional em vez de correlações para previsão do comportamento dos dispositivos e do sistema em que eles se inseriram, pois isso poderia contribuir para reafirmar as conclusões desse estudo ou até mesmo chegar a novas conclusões que não puderam ser alcançadas devido às limitações dos métodos usados.

## Referências

AKPOMIEMIE, M. O.; SMITH, R. Retrofit of heat exchanger networks without topology modifications and additional heat transfer area. **Applied Energy**, n. 159, 2015. 381-390.

AKPOMIEMIE, M. O.; SMITH, R. Retrofit of heat exchanger networks with heat transfer enhancement based on area ratio approach. **Applied Energy**, n. 165, 2016. 22-35.

AKPOMIEMIE, M. O.; SMITH, R. Pressure drop considerations with heat transfer enhancement in heat exchanger network retrofit. **Applied Thermal Engineering**, 2017. 695-708.

ALOMAIR, O. et al. Heavy oil viscosity and density prediction at normal and elevated temperatures. **Journal of Petroleum Exporation and Production Technology**, n. 6, 2016. 253-263.

BAS, H.; OZCEYHAN, V. Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 41, 2012. 51-58.

BERGLES, A. E. et al. **Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer II**. Iowa State University. Iowa. 1983.

BHUIYA, M. M. K. et al. Thermal characteristics in a heat exchanger tuve fitted with triple twisted tape inserts. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 48, 2013. 124-132.

BHUIYA, M. M. K. et al. Performance assessment in a heat exchanger tube fitted with double conter twisted tape inserts. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 50, 2014. 25-33.

CRITTENDEN, B. D.; KOLAXZKOWSKI, S. T.; TAKEMOTO, T. Use of tube inserts to reduce fouling from crude oils. **AIChE Symposium Series**, n. 89, 1993. 300-307.

DUAN, D.; GE, P.; BI, W. Numerical investigation on heat transfer performance of planar elastic tube bundle by flow-induced vibration in heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 103, 2016. 868-878.

EBERT, W. A.; PANCHAL, C. B. **Analysis of Exxon Crude Oil Slip-stream Coking Data**. Proceedings of an International Conference on Mitigation of Heat Exchanger Fouling and Its Economic and Environmental Implications. Nova Iorque: Begell House. 1995. p. 451-460.

EIAMSA-ARD, S.; KONGKAITPAIBOON, V.; NANAN, K. Thermohydraulics of Turbulent Flow Through Heat Exchanger Tubes Fitted with Circular-rings and Twisted Tapes. **Fluid Dynamics and Transport Phenomena**, 21, 2013. 585-593.

ESDU. Baffled shell-and-tube heat exchangers: flow distribution, pressure drop and heat transfer coefficient on the shellside. **ESDU 83038**, Londres, 1984.

ESDU. Heat transfer enhancement in heat exchanger design and utilisation - Part 1. Tube inserts in single-phase flow. **ESDU 97007**, Londres, 1998.

ESDU. Heat exchanger fouling in the pre heat-train of crude oil distillation unit. **ESDU 00016**, Londres, 2005.

GARCÍA, A.; VICENTE, P. G.; VIEDMA, A. Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 48, 2005. 4640-4651.

GUNES, S.; OZCEYHAN, V.; BUYUKALACA, O. Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 2010, 2010. 684-691.

HANAFIZADEH, P. et al. Numerical investigation of EHD effects on heat transfer enhancement and flow pattern of R-134a two phase flow. **Journal of Electrostatics**, 82, 2016. 63-71.

KNUDSEN, J. G.; DAHCHENG, L.; EBERT, W. A. The Determination of the Threshold Fouling Curve for a Crude Oil. In: BOTT, T. R., et al. **Understanding Heat Exchanger Fouling and Its Mitigation: Proceedings of an International Conference on Understanding Heat Exchanger Fouling and Its Mitigation Held at IL Ciocco Conference Centre, Castelveccchio Pascoli, Italy, May 1997**. Nova Iorque: Begell House, 1999.

KONGKAITPAIBOON, V.; NANAN, K.; EIAMSA-ARD, S. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators. **International Communications in Heat and mass Transfer**, 37, 2010. 568-574.

KUMAR, A.; KUMAR, M.; CHAMOLI, S. Comparative study for thermal-hydraulics performance of circular tube with inserts. **Alexandria Engineering Journal**, 2016. 343-349.

MANASRAH, A. D. et al. Heat transfer enhancement of nanofluids using iron nanoparticles decorated carbon nanotubes. **Applied Thermal Engineering**, 107, 2016. 1008-1018.

MANGLIK, R. M.; BERGLES, A. E. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes II: transition and turbulent flows. **Journal of Heat Transfer**, 115, 1993. 890-896.

NASR, M. R. J.; GIVI, M. M. Modelling of crude oil fouling in preheat exchangers of refinery distillation units. **Applied Thermal Engineering**, n. 26, 2006. 1572-1577.

NASR, M. R. J.; POLLEY, G. T. An Algorithm for Cost Comparison of Optimized Shell-and-Tube Heat Exchangers with Tube Inserts and Plain Tubes. **Chemical Engineering & Technology**, 2000. 267-272.

NGUYEN, D. et al. Convective heat transfer enhancement versus disenancement: Impact of a fluid-mover characteristics. **Applied Thermal Engineering**, 90, 2015. 242-249.

NIE, X. R.; ZHU, X. X. Heat Exchanger Network Retrofit Considering Pressure Drop and Heat-Transfer Enhancement. **AIChE Journal**, 1999. 1239-1254.

ODEJOBI, O. J.; ADEJOKUN, A. E.; AL-MUTAIRI, E. M. Heat exchanger network synthesis incorporated enhanced heat transfer techniques. **Applied Thermal Engineering**, 2015. 684-692.

PALEN, J. W.; TABOREK, J. Solution of shell side flow pressure drop and heat transfer by stream analysis method. **Chemical Engineering Process Symposium Series**, Nova Iorque, n. 65, 1969. 53-63.

PAN, M.; BULATOV, I.; SMITH, R. Improving heat recovery in retrofitting heat exchanger networks with heat transfer intensification, pressure drop constraint and fouling mitigation. **Applied Energy**, 2016. 611-626.

PANCHAL, C. B. et al. Threshold Conditions for Crude Oil Fouling. In: BOTT, T. R., et al. **Understanding Heat Exchanger Fouling and Its Mitigation**: Proceedings of an International Conference on Understanding Heat Exchanger Fouling and Its Mitigation Held at IL Ciocco Conference Centre, Castelvechio Pascoli, Italy, May 1997. Nova Iorque: Begell House, 1999.

POLLEY, G. T. et al. Evaluation of laboratory crude oil threshold fouling data for application to refinery pre-heat trains. **Applied Thermal Engineering**, 2002. 777-788.

PROMVONGE, P. Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators. **Energy Conversion and Management**, 2008, 2008. 2949-2955.

PROMVONGE, P. et al. Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings. **Applied Thermal Engineering**, 62, 2014. 285-292.

PROMVONGE, P.; EIAMSA-ARD, S. Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert. **International Communications in Heat and mass Transfer**, 34, 2007. 849-859.

RAVIGURURAJAN, T. S.; BERGLES, A. E. Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 13, 1996. 55-70.

SCARBOROUGH, C. E. et al. Coking of crude oil at high heat flux levels. **Chemical Engineering Progress**, n. 41, 1979. 75.

SERGHIDES, T. K. Estimate friction factor accurately. **Chemical Engineering Journal**, 1984. 63-64.

SERTH, R. W. **Process Heat Transfer: Principles and Applications**. 1<sup>a</sup>. ed. Oxford: Elsevier, 2007.

SHETTY, N. et al. Improved threshold fouling models for crude oils. **Energy**, 2016. 453-467.

SHI, J. et al. Numerical study of heat transfer enhancement of channel via vortex-induced vibration. **Applied Thermal Engineering**, 70, 2014. 838-845.

SHILLING, R. L. Selecting tube inserts for shell-and-tube heat exchangers. **CEP Magazine AIChE**, p. 19-25, 2012.

SMITH, R. **Chemical Process Design and Integration**. Nova Iorque: John Wiley & Sons, 2005.

TABOREK, J. Shell-and-tube heat exchangers. In: \_\_\_\_\_ **Heat Exchanger Design Handbook**. Nova Iorque: Hemisphere Publishing Corp., v. 3, 1988.

TABOREK, J. Recommended method: Principles and limitations. In: HEWITT, G. F. **Heat Exchanger Design Handbook**. [S.l.]: Begellhouse, v. 3, 2008.

TAY, F. H. Characterisation of deposited foulants and asphaltenes using advanced vibrational spectroscopy. **Phd Thesis**, 2009.

TOWLER, G.; SINNOTT, R. **Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of a Plant and Process Design**. 2<sup>a</sup>. ed. Amsterdam: Elsevier, 2013.

WANG, Y. Heat exchanger network retrofit through heat transfer enhancement, Manchester, 2012.

WEBB, R. L. **Principles of enhanced heat transfer**. New York: John Wiley & Sons, 1994.

WILLS, M. J. N. A hand-calculation method for shellside pressure drop and flow distribution in a shell-and-tube heat exchanger. **Atomic Energy Research Establishment**, Harwell, 1984.

ZIMPAROV, V. D.; PENCHEV, P. J. Performance Evaluation of Some Tube Inserts as Heat Transfer Enhancement Techniques. **Heat Transfer Engineering**, 27, 2006. 36-48.

## Apêndices

Tabela A1 – Fatores de correção para trocadores de calor casco-e-tubo relacionados aos materiais de construção (SMITH, 2005)

Material	$f_M$
Tubos e casco de aço carbono	1,0
Casco de aço carbono e tubos de alumínio	1,3
Casco de aço carbono e tubos de monel	2,1
Casco de aço carbono e tubos de aço inoxidável	1,7
Tubos e casco de aço inoxidável	2,9

Tabela A2 – Fatores de correção para equipamentos típicos da indústria química relacionados aos materiais de construção (SMITH, 2005)

Material	$f_M$
Aço Carbono	1
Alumínio	1,3
Aço inoxidável	2,4
Liga Hastelloy C	2,6
Monel	4,1
Níquel	4,4
Titânio	5,8

Tabela A3 – Fatores de correção relacionados à pressão de projeto do equipamento (SMITH, 2005)

Pressão de projeto (bar)	$f_P$
0,01 a 0,1	2
0,1 a 0,5	1,3
0,5 a 7	1
50 a 100	1,5
100	1,9

Tabela A4 – Fatores de correção relacionados à temperatura de projeto do equipamento  
(SMITH, 2005)

Temperatura de projeto (°C)	$f_T$
0 a 100	1,0
100 a 300	1,6
300 a 500	2,1

Tabela A5 – Fatores para custo capital relacionados a custos diretos e indiretos (SMITH,  
2005)

Custos	Fator de correção
Posicionamento do equipamento ( $f_{er}$ )	0,4
Instalação de tubulações novas ( $f_{pip}$ )	0,7
Instalação de instrumentação e controles ( $f_{inst}$ )	0,2
Instalação elétrica ( $f_{elec}$ )	0,1
Projeto, engenharia e construção ( $f_{dec}$ )	1,0
Contingência ( $f_{cont}$ )	0,4

## Anexos

Figura A1 – Curva da bomba MegaCPK 250-200-500, 960 rpm (KSB, 2014)

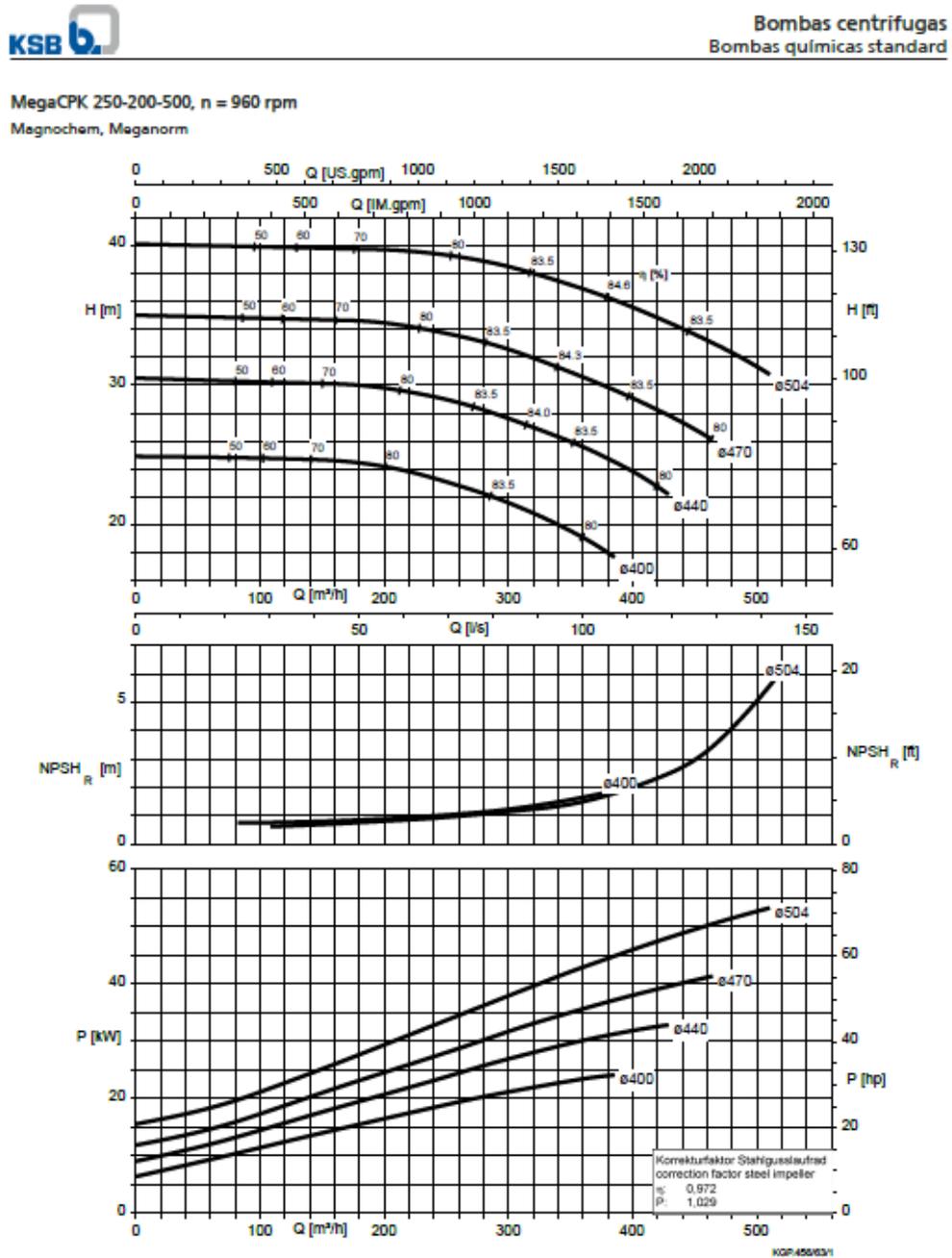


Figura A2 – Curva da bomba MegaCPK 065-040-125, 2900 rpm (KSB, 2014)



Bombas centrifugas  
Bombas químicas standard

MegaCPK 065-040-125, n = 2.900 rpm  
Magnochem, Magnochem-Bloc, Meganorm

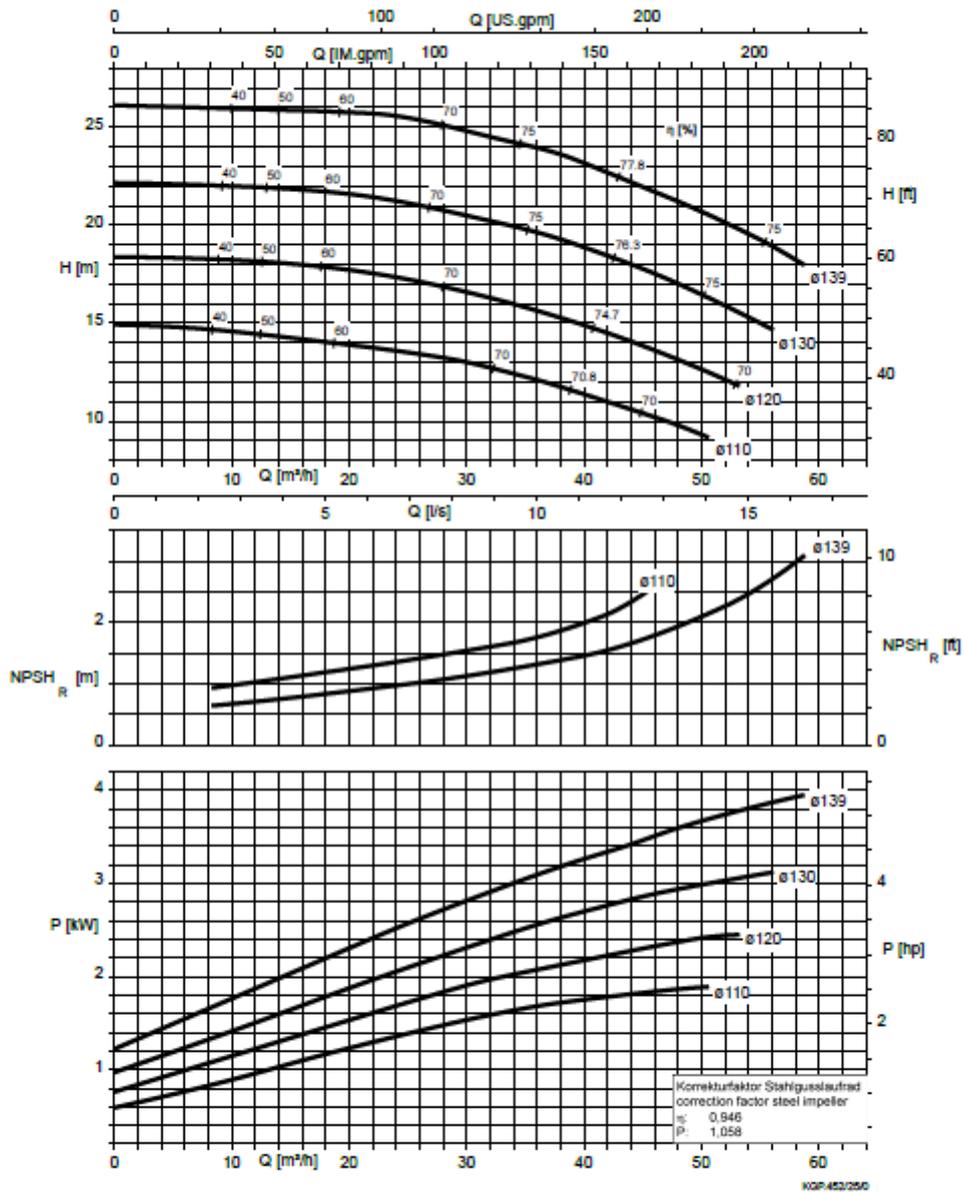


Figura A3 – Curva da bomba MegaCPK 050-032-160, 1450 rpm (KSB, 2014)

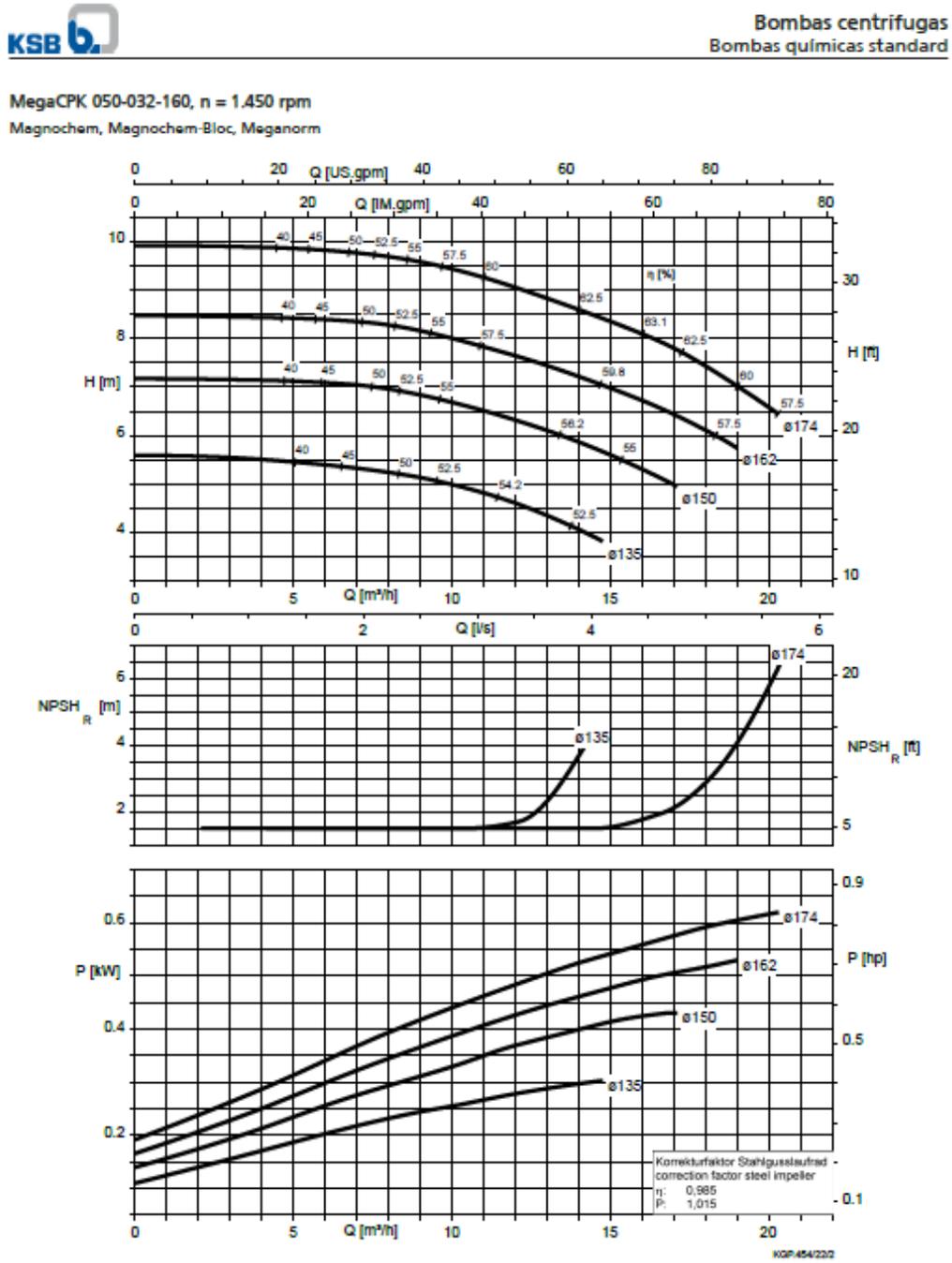


Figura A4 – Curva da bomba MegaCPK 250-200-500, 1160 rpm (KSB, 2014)



Bombas centrífugas com vedação do eixo  
Bombas químicas standard

MegaCPK 250-200-500, n = 1160 r.p.m.

Meganorm, Megabloc

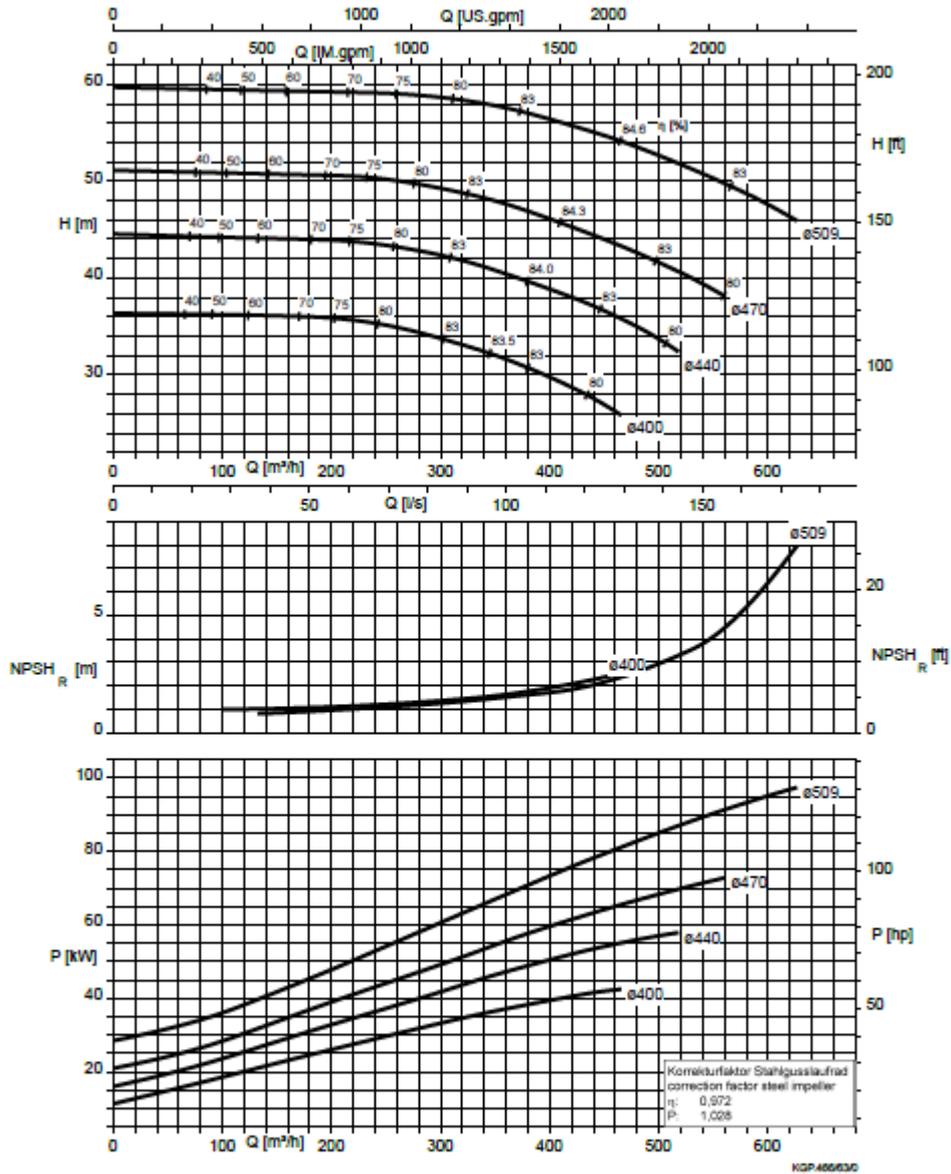


Figura A5 – Tela de inserção de dados de entrada do trocador de calor sem dispositivos de intensificação

Geometry | Process | Errors & Warnings

Calculation mode: Simulation | Most recent run | Previous run

Setting Plan | Tube Layout

**Configuration**

TEMA type: B | E | M | BEM | BEM

Layout type: Use existing layout | Use existing layout | Use existing layout

Hotside: Tube side | Tube side | Tube side

Tube OD \ Pitch: mm 19,05 | 23,81 | 19,05 \ 23,81 | 19,05 \ 23,81

Tube pattern: 30-Triangular | 30 | 30

Tubes in window: Yes | Yes | Yes

Baffle type: Single segmental | Single segmental | Single segmental

Baffle cut orientation: Horizontal | H | H

Exchanger material: Carbon Steel | Carbon Steel | Carbon Steel

**Size**

Specify some sizes in design: Set default

Shell ID\OD: mm 387,3 | 406,35 | 387,3 \ 406,35 | 387,3 \ 406,35

Tube length: mm 2438,4 | 2438,4 | 2438,4

Baffle pitch: m 0,3873 | 0,3873 | 0,3873

Number of baffles: 5 | 5

Number of tubes \ passes: 123 | 2 | 123 \ 2 | 123 \ 2

Shells in series \ parallel: 1 | 1 | 1 \ 1 | 1 \ 1

**Overall Results**

Oversurface (%): 0 | 0

Dp-ratio shellside\ tubeside: 1,9 \ 0,09 | 0,08 \ 0,1

Cost: Dollar(US) 16504 | 16504

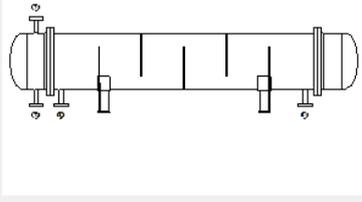
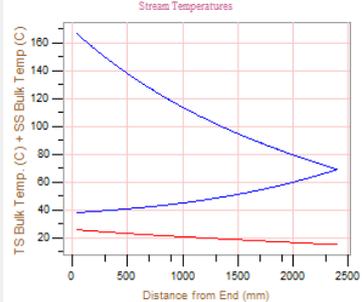



Figura A6 – Resultados do trocador de calor sem dispositivos de intensificação

1	Size	387,3 x 2438,4	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf./Unit (gross/eff./finned)	17,9 / 17,4 /			m <sup>2</sup>		Shells/unit	1		
3	Surf./Shell (gross/eff./finned)	17,9 / 17,4 /			m <sup>2</sup>					
4										
5	Simulation	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>								
6		<b>Shell Side</b>				<b>Tube Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>		
7	<b>Process Data</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>					
8	Total flow	kg/s	7,9722		0,6648	Total heat load	kw	360,1		
9	Vapor	kg/s	0	0	0	Eff. MTD / 1 pass MTD	°C	61,44 / 65,48		
10	Liquid	kg/s	7,9722	7,9722	0,6648	0,6648	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean	1 / 1,3		
11	Noncondensable	kg/s	0		0	<b>Coef./Resist.</b>				
12	Cond./E.vap.		0		0	W/(m <sup>2</sup> K)	m <sup>2</sup> K/W	%		
13	Temperature	°C	15	25,77	167	38,13	Overall fouled	337,1	0,00297	
14	Dew / Bubble point	°C	104,04	104,04	168,38	168,14	Overall clean	438,3	0,00228	
15	Quality		0	0	0	0	Tube side film	519,3	0,00193	
16	Pressure (abs)	bar	1,17369	0,71423	7,6	7,57725	Tube side fouling	2595,6	0,00039	
17	DeltaP allow/cal	bar	0,24132	0,45945	0,25855	0,02275	Tube wall	21049,8	0,00005	
18	Velocity	m/s	0,27	0,27	0,07	0,06	Outside fouling	3333,3	0,0003	
19							Outside film	3245,4	0,00031	
20	<b>Liquid Properties</b>					<b>Shell Side Pressure Drop</b>				
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	999,02	998,05	897,09	992,47	bar	%		
22	Viscosity	mPa s	1,161	0,8834	0,1766	0,6764	Inlet nozzle	0,19415	42,26	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,195	4,192	4,278	4,174	Inlet space Xflow	0,00311	0,68	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5869	0,6014	0,6796	0,6136	Baffle Xflow	0,00707	1,54	
25	Surface tension	N/m					Baffle window	0,00342	0,74	
26	Molecular weight		18,01	18,01	18,08	18,08	Outlet space Xflow	0,00297	0,65	
27	<b>Vapor Properties</b>					<b>Tube Side Pressure Drop</b>				
28	Density	kg/m <sup>3</sup>					bar	%		
29	Viscosity	mPa s					Inlet nozzle	0,00865	38,01	
30	Specific heat	kJ/(kg K)					Entering tubes	0,00002	0,09	
31	Therm. cond.	W/(m K)					Inside tubes	0,00032	1,41	
32	Molecular weight						Exiting tubes	0,00003	0,14	
33	<b>Two-Phase Properties</b>					<b>Intermediate nozzle</b>				
34	Latent heat	kJ/kg					bar	%		
35							Intermediate nozzle	0,01373	60,35	

Figura A7 – Continuação dos resultados do trocador de calor sem dispositivos de intensificação

35							
36	<b>Heat Transfer Parameters</b>				<b>Velocity / Rho*V2</b>		
37	Reynolds No. vapor				m/s kg/(m <sup>2</sup> )		
38	Reynolds No. liquid 4486,64 5896,24 5477,94 1429,91				Shell nozzle inlet 6,08 36878		
39	Prandtl No. vapor				Shell bundle Xflow 0,27 0,27		
40	Prandtl No. liquid 8,3 6,16 1,11 4,6				Shell baffle window 0,5 0,5		
41	<b>Heat Load</b>				Shell nozzle outlet 8,28 68388		
42	Vapor only 0 0				Shell nozzle interm		
43	2-Phase vapor 0 0				m/s kg/(m <sup>2</sup> )		
44	Latent heat 0 0				Tube nozzle inlet 1,33 1585		
45	2-Phase liquid 0 0				Tubes 0,07 0,06		
46	Liquid only 360,1 -360,1				Tube nozzle outlet 2,4 5722		
47							
48	<b>Tubes</b>		<b>Baffles</b>		<b>Nozzles: (No./OD)</b>		
49	Type	Plain	Type	Single segmental	Shell Side Tube Side		
50	ID/DD mm	14,83 / 19,05	Number	5	Inlet mm	1 / 48,26	1 / 33,4
51	Length act/eff mm	2438,4 / 2362,2	Cut(%d)	24,19	Outlet	1 / 42,16	1 / 26,67
52	Tube passes	2	Cut orientation	H	Other	/	/
53	Tube No.	123	Spacing: c/c	m 0,3873	Impingement protection	None	
54	Tube pattern	30	Spacing at inlet	mm 406,5			
55	Tube pitch mm	23,81	Spacing at outlet	mm 406,5			
56	Insert	None					
57	Vibration problem	No / No		RhoV2 violation		Yes	

Figura A8 – Ficha TEMA trocador de calor sem dispositivos de intensificação

Heat Exchanger Specification Sheet						
1						
2						
3						
4						
5						
6	Size	381 - 2438,4	mm	Type	BEM Hor	Connected in 1 parallel 1 series
7	Surf/unit(eff.)	17,4	m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.) 17,4 m <sup>2</sup>
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>					
9	Fluid allocation	Shell Side		Tube Side		
10	Fluid name	Água		Efuentes		
11	Fluid quantity, Total	7,9722		0,6648		
12	Vapor (In/Out)	kg/s	0	0	0	0
13	Liquid	kg/s	7,9722	7,9722	0,6648	0,6648
14	Noncondensable	kg/s	0	0	0	0
15						
16	Temperature (In/Out)	°C	15	25,77	167	38,13
17	Dew / Bubble point	°C	104,04	104,04	168,38	168,14
18	Density Vapor/Liquid	kg/m <sup>3</sup>	/ 999,02	/ 998,05	/ 897,09	/ 992,47
19	Viscosity	mPa s	/ 1,161	/ 0,8834	/ 0,1766	/ 0,6764
20	Molecular wt. Vap					
21	Molecular wt. NC					
22	Specific heat	kJ/(kg K)	/ 4,195	/ 4,192	/ 4,278	/ 4,174
23	Thermal conductivity	W/(m K)	/ 0,5869	/ 0,6014	/ 0,6796	/ 0,6136
24	Latent heat	kJ/kg				
25	Pressure (abs)	bar	1,17369	0,71423	7,6	7,57725
26	Velocity	m/s	0,5		0,07	
27	Pressure drop, allow./calc.	bar	0,24132	0,45945	0,25855	0,02275
28	Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> K/W	0,0003		0,0003	0,00035 Ao based
29	Heat exchanged	360,1	kW	MTD corrected		61,44 °C
30	Transfer rate, Service	337,1	Dirty	337,1	Clean	438,3 W/(m <sup>2</sup> K)

Figura A9 – Continuação da ficha TEMA trocador de calor sem dispositivos de intensificação

31 CONSTRUCTION OF ONE SHELL		Sketch	
		Shell Side	Tube Side
33 Design/vac/test pressure:g	bar	3,44738/ /	8,96319/ /
34 Design temperature	°C	204,44	204,44
35 Number passes per shell		1	2
36 Corrosion allowance	mm	3,18	3,18
37 Connections	In	1 40,89/ -	1 26,64/ -
38 Size/rating	Out	1 35,05/ -	1 18,85/ -
39 ID	Intermediate	/ -	/ -
40 Tube No.	123	OD 19,05	TksAvg 2,11 mm Length 2438,4 mm Pitch 23,81 mm
41 Tube type	Plain	#/m	Material Carbon Steel Tube pattern 30
42 Shell	Carbon Steel	ID 387,3	OD 406,35 mm Shell cover -
43 Channel or bonnet	Carbon Steel		Channel cover -
44 Tubesheet-stationary	Carbon Steel		Tubesheet-floating -
45 Floating head cover	-		Impingement protection None
46 Baffle-cross	Carbon Steel	Type Single segmental	Cut(%d) 24,19 H Spacing: c/c 0,3873 m
47 Baffle-long	-	Seal type	Inlet 406,5 mm
48 Supports-tube	U-bend	0	Type
49 Bypass seal	-	Tube-tubesheet joint	Exp. 2 grv
50 Expansion joint	-	Type	None
51 RhoV2-Inlet nozzle	36878	Bundle entrance	109 Bundle exit 109 kg/(m <sup>2</sup> )
52 Gaskets - Shell side	-	Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe
53 Floating head	-		
54 Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinerv service
55 Weight/Shell	762,5	Filled with water	1041,4 Bundle 371 kg
56 Remarks			
57			
58			

Figura A10 – Tela de inserção de dados de entrada do trocador de calor com fitas torcidas

Geometry | Process | Errors & Warnings

Calculation mode: Simulation | Most recent run | Previous run

Setting Plan | Tube Layout

**Configuration**

TEMA type: B - E - M | BEM

Layout type: Use existing layout | Use existing layout

Hotside: Tube side | Tube side

Tube OD \ Pitch: mm 19,05 23,81 | 19,05 \ 23,81

Tube pattern: 30-Triangular | 30

Tubes in window: Yes | Yes

Baffle type: Single segmental | Single segmental

Baffle cut orientation: Horizontal | H

Exchanger material: Carbon Steel | Carbon Steel

**Size**

Specify some sizes in design: Set default

Shell ID\OD: mm 387,3 406,35 | 387,3 \ 406,35

Tube length: mm 2438,4 | 2438,4

Baffle pitch: m 0,3873 | 0,3873

Number of baffles: | 5

Number of tubes \ passes: 123 2 | 123 \ 2

Shells in series\parallel: 1 1 | 1 \ 1

**Overall Results**

Oversurface (%): 0

Dp-ratio shellside\ubeside: 0,08 \ 0,1

Cost: Dollar(US) 16504

Stream Temperatures

Figura A11 – Resultados do trocador de calor com fitas torcidas

1	Size	387,3 x 2438,4	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	17,9 /		17,4 /		m <sup>2</sup>	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	17,9 /		17,4 /		m <sup>2</sup>				
4										
5	Simulation	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>								
6		<b>Shell Side</b>				<b>Tube Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>		
7	<b>Process Data</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>			<b>kW</b>		
8	Total flow	kg/s	1,6518		0,6648			332,3		
9	Vapor	kg/s	0	0	0	0				
10	Liquid	kg/s	1,6518	1,6518	0,6648	0,6648				
11	Noncondensable	kg/s	0	0	0	0				
12	Cond./Evap.		0		0					
13	Temperature	°C	15	63,03	167	48,15				
14	Dew / Bubble point	°C	104,04	104,04	168,38	168,14				
15	Quality		0	0	0	0				
16	Pressure (abs)	bar	1,17369	1,15357	7,6	7,5752				
17	DeltaP allow/cal	bar	0,24132	0,02012	0,25855	0,0248				
18	Velocity	m/s	0,06	0,06	0,07	0,06				
19										
20	<b>Liquid Properties</b>						<b>Coef./Resist.</b>	<b>W/(m<sup>2</sup> K)</b>	<b>m<sup>2</sup> K/W</b>	<b>%</b>
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	999,02	983,95	897,09	988,6	Overall fouled	487,7	0,00205	
22	Viscosity	mPa s	1,161	0,4541	0,1766	0,5679	Overall clean	732,4	0,00137	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,195	4,186	4,278	4,173	Tube side film	1548,2	0,00065	31,5
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5869	0,6464	0,6796	0,6257	Tube side fouling	2595,6	0,00039	18,79
25	Surface tension	N/m					Tube wall	21049,8	0,00005	2,32
26	Molecular weight		18,01	18,01	18,08	18,08	Outside fouling	3333,3	0,0003	14,63
27	<b>Vapor Properties</b>						Outside film	1488,4	0,00067	32,76
28	Density	kg/m <sup>3</sup>								
29	Viscosity	mPa s								
30	Specific heat	kJ/(kg K)								
31	Therm. cond.	W/(m K)								
32	Molecular weight									
33	<b>Two-Phase Properties</b>									
34	Latent heat	kJ/kg								
35										
36	<b>Heat Transfer Parameters</b>						<b>Shell Side Pressure Drop</b>	<b>bar</b>	<b>%</b>	
37	Reynolds No. vapor						Inlet nozzle	0,00834	41,43	
38	Reynolds No. liquid		929,61	2376,43	5477,94	1703,04	Inlet space Xflow	0,00019	0,93	
39	Prandtl No. vapor						Baffle Xflow	0,00043	2,14	
40	Prandtl No. liquid		8,3	2,94	1,11	3,79	Baffle window	0,00018	0,87	
41	<b>Heat Load</b>	<b>kW</b>					Outlet space Xflow	0,00016	0,79	
42	Vapor only		0	0	0	0	Outlet nozzle	0,01083	53,83	
43	2-Phase vapor		0	0	0	0	Intermediate nozzle			
44	Latent heat		0	0	0	0	<b>Tube Side Pressure Drop</b>	<b>bar</b>	<b>%</b>	
45	2-Phase liquid		0	0	0	0	Inlet nozzle	0,00865	34,86	
46	Liquid only		332,3	-332,4			Entering tubes	0,00002	0,08	
47							Inside tubes	0,00232	9,36	
							Exiting tubes	0,00003	0,13	
							Outlet nozzle	0,01379	55,57	
							Intermediate nozzle			
							<b>Velocity / Rho*V2</b>	<b>m/s</b>	<b>kg/(m<sup>2</sup> s<sup>2</sup>)</b>	
							Shell nozzle inlet	1,26	1583	
							Shell bundle Xflow	0,06	0,06	
							Shell baffle window	0,1	0,1	
							Shell nozzle outlet	1,74	2978	
							Shell nozzle intern			
								<b>m/s</b>	<b>kg/(m<sup>2</sup> s<sup>2</sup>)</b>	
							Tube nozzle inlet	1,33	1585	
							Tubes	0,07	0,06	
							Tube nozzle outlet	2,41	5744	
							Tube nozzle intern			

Figura A12 – Continuação dos resultados do trocador de calor com fitas torcidas

47									
48	<b>Tubes</b>			<b>Baffles</b>		<b>Nozzles: (No./OD)</b>			
49	Type		Plain	Type	Single segmental		<b>Shell Side</b>	<b>Tube Side</b>	
50	ID/OD	mm	14,83 / 19,05	Number	5	Inlet	mm 1 / 48,26	1 / 33,4	
51	Length act/eff	mm	2438,4 / 2362,2	Cut(%d)	24,19	Outlet	1 / 42,16	1 / 26,67	
52	Tube passes		2	Cut orientation	H	Other	/	/	
53	Tube No.		123	Spacing: c/c	m 0,3873	Impingement protection		None	
54	Tube pattern		30	Spacing at inlet	mm 406,5				
55	Tube pitch	mm	23,81	Spacing at outlet	mm 406,5				
56	Insert		Twisted tape						
57	Vibration problem		No / No			RhoV2 violation		No	

Figura A13 – Ficha TEMA trocador de calor com fitas torcidas

TEMA Sheet					
Heat Exchanger Specification Sheet					
1					
2					
3					
4					
5					
6	Size	381 - 2438,4	mm	Type BEM	Hor Connected in 1 parallel 1 series
7	Surf/unit(eff.)	17,4	m <sup>2</sup>	Shells/unit 1	Surf/shell (eff.) 17,4 m <sup>2</sup>
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>				
9	Fluid allocation	Shell Side		Tube Side	
10	Fluid name	Água		Efluentes	
11	Fluid quantity, Total	1,6518		0,6648	
12	Vapor (In/Out)	kg/s	0	0	0
13	Liquid	kg/s	1,6518	0,6648	0,6648
14	Noncondensable	kg/s	0	0	0
15					
16	Temperature (In/Out)	°C	15	63,03	167
17	Dew / Bubble point	°C	104,04	104,04	168,38
18	Density Vapor/Liquid	kg/m <sup>3</sup>	/ 999,02	/ 983,95	/ 897,09
19	Viscosity	mPa s	/ 1,161	/ 0,4541	/ 0,1766
20	Molecular wt, Vap				
21	Molecular wt, NC				
22	Specific heat	kJ/(kg K)	/ 4,195	/ 4,186	/ 4,278
23	Thermal conductivity	W/(m K)	/ 0,5869	/ 0,6464	/ 0,6796
24	Latent heat	kJ/kg			
25	Pressure (abs)	bar	1,17369	1,15357	7,6
26	Velocity	m/s	0,1		0,07
27	Pressure drop, allow./calc.	bar	0,24132	0,02012	0,25855
28	Fouling resistance (min)	m <sup>2</sup> K/W	0,0003		0,0003
29	Heat exchanged	332,3	kW	MTD corrected 39,3 °C	
30	Transfer rate, Service	486,3	Dirty 487,7	Clean 732,4	W/(m <sup>2</sup> K)

Figura A14 – Continuação da ficha TEMA trocador de calor com fitas torcidas

31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch						
32	Shell Side			Tube Side									
33	Design/vac/test pressure:g	bar	3,44738/	/	8,96319/	/							
34	Design temperature	°C	204,44		204,44								
35	Number passes per shell	1		2									
36	Corrosion allowance	mm	3,18		3,18								
37	Connections	In	mm	1	40,89/	-			1	26,64/	-		
38	Size/rating	Out	1	35,05/	-	1			18,85/	-			
39	ID	Intermediate	/		/								
40	Tube No.	123	OD	19,05	TksAvg	2,11			mm	Length	2438,4	mm	Pitch
41	Tube type	Plain		#/m	Material	Carbon Steel	Tube pattern	30					
42	Shell	Carbon Steel	ID	387,3	OD	406,35	mm	Shell cover	-				
43	Channel or bonnet	Carbon Steel					Channel cover	-					
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel					Tubesheet-floating	-					
45	Floating head cover	-				Impingement protection	None						
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type	Single segmental		Cut(%d)	24,19	H	Spacing: c/c	0,3873	m		
47	Baffle-long	-				Seal type	Inlet		406,5	mm			
48	Supports-tube	U-bend		0		Type							
49	Bypass seal					Tube-tubesheet joint	Exp. 2 grv						
50	Expansion joint	-				Type	None						
51	RhoV2-Inlet nozzle	1583	Bundle entrance	5		Bundle exit	5		kg/(m s²)				
52	Gaskets - Shell side	-				Tube Side	Flat Metal Jacket Fibe						
53	Floating head	-											
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class	R - refinerv service						
55	Weight/Shell	762,5	Filled with water	1041,4		Bundle	371		kg				
56	Remarks												
57													
58													