



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA NAVAL

CÁSSIA DE OLIVEIRA

**ESTUDO DE DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR CASCO-TUBOS,
APLICADO A MOTORES MARÍTIMOS, COM O USO DE NANOFLUIDOS**

RECIFE

2016

Cássia de Oliveira

Estudo de desempenho de trocadores de calor casco-tubos, aplicado a motores marítimos, com o uso de nanofluidos

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Naval da Universidade Federal de Pernambuco, como condição necessária para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Naval.

Orientador: Prof. José Claudino de Lira Júnior

Recife

2016

CÁSSIA DE OLIVEIRA

**ESTUDO DE DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR CASCO-TUBOS,
APLICADO A MOTORES MARÍTIMOS, COM O USO DE NANOFLUIDOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Naval da Universidade Federal de Pernambuco, como condição necessária para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Naval.

Luciete Alves Bezerra: _____
(assinatura)

Examinador
Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Pernambuco

Marcus Costa de Araújo: _____
(assinatura)

Examinador
Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Pernambuco

José Claudino de Lira Júnior: _____
(assinatura)

Orientador
Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Pernambuco

Aprovada em:

_____/_____/_____

DEDICATÓRIA

Não teria como ser diferente, dedico inteiramente à minha linda filha Vitória Beatriz, pois é por ela e para ela que estou concluindo mais esta etapa de minha vida. Minha princesa, você é a pessoa que eu mais amo nesse mundo!!

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, que permitiu que tudo isso acontecesse, concedendo-me saúde e coragem para enfrentar as dificuldades que encontrei durante a minha caminhada, não só na universidade mas também na vida pessoal.

Agradeço à minha mãe, que esteve ao meu lado em todos os momentos da minha vida universitária, desde as horas difíceis, de desânimo e cansaço, apoiando, incentivando, até os momentos de prazer, de felicidade, compartilhando.

Ao meu orientador, professor e amigo Claudino, pela compreensão, pela paciência, pela confiança e por todo suporte.

A minha querida professora e amiga Luciete, pelos ensinamentos, pela dedicação e por todo incentivo.

Agradeço à PETROBRAS, à ANP, ao PFRH, ao Ministério da Ciência e Tecnologia, pelo apoio e incentivo durante os meus anos de graduação.

É difícil citar todas as pessoas que de algum modo, nos momentos tranquilo e/ou apreensivos, fizeram ou fazem parte da minha vida, por isso eu simplesmente agradeço a todos os familiares, amigos, colegas e professores, de coração, por suas contribuições, fundamentais na concretização do meu sonho.

ESTUDO DE DESEMPENHO DE TROCADORES DE CALOR CASCO-TUBOS, APLICADO A MOTORES MARÍTIMOS, COM O USO DE NANOFLUIDOS

Resumo: Estudo do sistema de arrefecimento de um motor marítimo, realizado em trocadores de calor casco-tubos, com o objetivo de analisar termicamente o seu desempenho ao aplicar nanofluidos como fluido refrigerante. O procedimento de cálculo utilizado na definição de área de troca de calor se baseia no método de Tinker. As características do trocador de calor usado no estudo de caso são: casco com diâmetro igual a 8 polegadas, 32 tubos com diâmetro de 0,75 polegadas, número de passes nos tubos igual a 4, distância entre chicanas adjacentes de 4,5 polegadas. Foram analisados três casos: 1- Água nos tubos e água do mar no casco; 2- Mistura de água e etilenoglicol nos tubos e água do mar no casco; 3- Adição de um nanofluido à água nos tubos e água do mar no casco. O caso 3 foi estudado em diferentes concentrações. O nanofluido aplicado foi o Trióxido de Alumínio (Al_2O_3). Os resultados com a adição de nanofluidos indicam que a adição de nanopartículas a líquidos melhora o desempenho de transferência de calor e resulta em maior coeficiente de transferência de calor, pois, considerando um erro de 0,5% na área de troca térmica, o valor do coeficiente global de transferência de calor para a água foi $1489 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, enquanto aplicando 5% de Al_2O_3 o resultado foi de $1502 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$. Isto significa que o valor do coeficiente global de transferência de calor do nanofluido foi 0,9% maior do que o da água. Já a mistura água-etilenoglicol se apresentou com transferência de calor menor do que a água, com uma diferença no coeficiente global de 21,5%. O coeficiente global de transferência de calor está atrelado diretamente à quantidade de calor, portanto, os nanofluidos são uma boa alternativa quando se deseja aumentar a transferência de calor e compactar os sistemas, visto que as áreas de troca térmica para o caso água-água e para o caso água-5% Al_2O_3 foram de $33,1 \text{ ft}^2$ e $32,4 \text{ ft}^2$, respectivamente.

Palavras-chave: Trocador de calor. Casco-tubos. Nanofluidos. Método de Tinker.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Classificação geral dos trocadores de calor.	23
Figura 2 - Representação esquemática de um trocador de calor casco-tubos e seus principais componentes.	25
Figura 3 - Arranjo dos tubos.	27
Figura 4 - Fluxograma representativo do método de dimensionamento.	32
Figura 5 - Características dimensionais do motor Wärtila 9L46.	50
Figura 6 - Relação entre o número de trajetos nos tubos, a perda de carga e a distância entre chicanas.	52
Figura 7 - Valor do coeficiente global de transferência de calor de entrada e de saída, considerando diferentes números de trajetos nos tubos.	53
Figura 8 - Relação das áreas e dos coeficientes globais de transferência de calor de entrada e de saída.	54
Figura 9 - Variação da condutividade térmica em função da concentração volumétrica para o trióxido de alumínio, considerando temperatura média $T=180,5^{\circ}\text{C}$.	56
Figura 10 - Coeficiente global de transferência de calor para diferentes fluidos de trabalho.	57
Figura 11 - Área de troca de calor conforme fluido de trabalho.	58
Figura 12 - Quantidade de calor para uma área de 32 pés quadrados.	58
Figura 13 - Diferença na quantidade de calor para os diferentes fluidos, comparados à água, em porcentagem.	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fatores de incrustação para a água.	35
Tabela 2 - Recomendações para a disposição dos tubos.	38
Tabela 3 - Passo em função do diâmetro externo dos tubos.	38
Tabela 4 - Fator de correção para a formação de depósitos.	41
Tabela 5 - Relações de corte das chicanas.	43
Tabela 6 - Propriedades dos fluidos.	51
Tabela 7 - Características do trocador de calor.	55
Tabela 8 - Valores para o coeficiente U, considerando desvio de área de troca térmica de 0,5%.	57

LISTA DE SÍMBOLOS

Al_2O_3	Trióxido de alumínio
CuO	Óxido de cobre
TiO_2	Dióxido de titânio
T_{sc}	Temperatura de saída do fluido escoando no casco
T_{et}	Temperatura de entrada do fluido escoando nos tubos
T_{ec}	Temperatura de entrada do fluido escoando no casco
T_{st}	Temperatura de saída do fluido escoando nos tubos
ΔT_M	Diferença de temperatura média
T_t	Temperatura média do fluido nos tubos
T_c	Temperatura média do fluido no casco
\dot{m}_c	Vazão em massa (descarga) através do casco
\dot{m}_t	Vazão em massa (descarga) através dos tubos
c_{pc}	Calor específico do fluido no casco
c_{pt}	Calor específico do fluido nos tubos
ΔT_c	Diferença de temperaturas do fluido do casco
ΔT_t	Diferença de temperaturas do fluido dos tubos
R_d	Resistência ao depósito
ρ_t	Massa específica do fluido nos tubos
ρ_c	Massa específica do fluido no casco
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor
U	Coefficiente global de transferência de calor
A	Área de troca de calor
A_c	Área de troca de calor por casco
N_c	Número de cascos em série
s	Distância entre centros de tubos (ou passo)
d_e	Diâmetro externo dos tubos
N_t	Número de tubos
L	Comprimento dos tubos
e	Espessura dos tubos

n_{tt}	Número de trajetos nos tubos
n_t	Número de tubos por trajeto
S_t	Área dos tubos
V_t	Velocidade média do fluido escoando nos tubos
Re	Número de Reynolds
d_i	Diâmetro interno
μ_t	Viscosidade do fluido nos tubos
h_i	Coeficiente de película dentro dos tubos
V_{bt}	Velocidade média do fluido nos bocais dos tubos
D_{bt}	Diâmetro interno dos bocais dos tubos
T_{ti}	Temperatura da superfície interna dos tubos
μ_{ti}	Viscosidade do fluido nos tubos à temperatura da superfície interna dos tubos
n_c	Número de tubos na fileira central do feixe
D_f	Diâmetro do feixe de tubos
D_i	Diâmetro interno do casco
l	Distância entre chicanas adjacentes
H	Altura da janela da chicana
D_{bc}	Diâmetro interno dos bocais do casco
N_{ch}	Número de chicanas
μ_c	Viscosidade do fluido no casco
T_{te}	Temperatura da superfície externa dos tubos
μ_{te}	Viscosidade do fluido no casco à temperatura da superfície externa dos tubos
h_e	Coeficiente de película fora dos tubos
V_{bc}	Velocidade média do fluido nos bocais do casco
g	Aceleração da gravidade
Nu	Número de Nusselt
k_c	Condutividade térmica do fluido no casco
Pr	Número de Prandtl
l_B	Comprimento de tubo situado entre as duas chicanas extremas
k_t	Condutividade térmica do fluido nos tubos

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	OBJETIVOS	13
1.1.1	OBJETIVO GERAL	13
1.1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	22
3.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	22
3.2	TROCADORES DE CALOR	22
3.3	NANOFLUIDOS	28
4	METODOLOGIA	30
4.1	PROJETO TÉRMICO DO TROCADOR DE CALOR CASCO-TUBOS	30
4.2	MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO	32
4.3	PROCEDIMENTO DE CÁLCULO	33
5	ESTUDO DE CASO	49
5.1	CALIBRAÇÃO	52
5.2	RESULTADOS	55
6	CONCLUSÕES	60
	REFERÊNCIAS	62
	ANEXOS	64

1 INTRODUÇÃO

O motor marítimo – de combustão interna ciclo Diesel – é o principal equipamento de uma embarcação, responsável por transformar energia química e física em energia térmica, que, por sua vez, é transformada em energia mecânica, proporcionando o deslocamento do veículo através do conjunto de transmissão.

Quando o motor entra em funcionamento, o combustível queimado na câmara de combustão desprende uma quantidade de calor, sendo, segundo Barger *et al.* (1996), apenas cerca de 35% do calor total da combustão transformado em trabalho efetivo. O restante (65%) é liberado para o meio ambiente por radiação direta, perdas por atrito, gases da descarga e pelo sistema de arrefecimento.

Retirar o excesso de calor das paredes dos cilindros, cabeçotes, êmbolos e injetores é um processo indispensável para a continuidade do funcionamento do motor, pois a temperatura dos gases no interior do motor marítimo (aproximadamente 2000°C) é superior à de fusão da maioria dos metais e ligas, ou seja, o calor desenvolvido pelo motor é suficiente para fundi-lo por completo em pouco tempo.

Para evitar danos – consequentemente desperdício de energia, mal funcionamento do equipamento e gastos financeiros –, é de fundamental importância que os processos de transferência de calor sejam feitos de maneira eficiente. Nesse sentido, o sistema de arrefecimento dos motores atua como responsável pela retirada do excesso de calor do motor, mantendo a temperatura na faixa de 85-95°C, utilizando principalmente a água doce como meio arrefecedor.

O sistema de arrefecimento dos motores marítimos de médio e de grande porte utilizam, geralmente, a água doce como fluido circulante na camisa d'água (superfície externa à parede dos cilindros) do motor, retirando o calor excedente, e água do mar ou do rio, conforme região em que se encontra a embarcação, como fluido refrigerante. Nesse sistema o líquido de arrefecimento é transportado por uma bomba centrífuga acionada por motor elétrico ou pelo próprio motor de

combustão através da camisa d'água do motor, fazendo-o circular pelos espaços apropriados retirando calor das paredes dos componentes internos. Depois de absorver calor do motor, essa água passa por dentro de um trocador de calor, onde troca calor com o fluido refrigerante que passa pelo interior dos tubos ou das placas do mesmo, sendo então resfriado, e, após esse processo, retorna novamente ao motor. O circuito é controlado por uma válvula termostática, ou seja, a válvula permanece fechada até que o motor atinja a temperatura ideal de funcionamento.

Dentre os vários tipos de trocadores de calor empregados, o mais usado é o tipo casco e tubos. Este trocador consiste em um casco cilíndrico que contém tubos em seu interior. Um dos fluidos de trabalho escoam pelo casco e o outro fluido, pelos tubos do feixe. A troca térmica é realizada através das paredes dos tubos. Para dimensionar e selecionar o trocador de calor ideal, existem três principais métodos: Kern, Bell e Tinker.

Como a necessidade é de melhorar a eficácia da transferência de calor no trocador de calor casco-tubos, este trabalho propõe a aplicação de um fluido refrigerante com propriedades termofísicas alteradas, que promovam a intensificação da troca térmica. A água como fluido refrigerante a 80°C possui condutividade térmica igual a 0,668W/m.K (OZISIK, 1984). Tais valores são baixos se comparados a materiais bons condutores de calor, como, por exemplo, alumínio e cobre, que apresentam condutividades térmicas a 100°C, respectivamente, de 206 e 379 W/m.K (OZISIK,1984), ou de óxidos metálicos como alumina e óxido de cobre, com condutividades térmicas de 40 e 20 W/m.K (DING *ET AL.*, 2007). Nessa perspectiva, o uso de nanofluidos como fluido refrigerante consiste em uma excelente maneira de aumentar a transferência de calor, favorecendo o resfriamento do sistema de forma a torná-lo mais compacto.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo geral a análise térmica do sistema de arrefecimento de um motor marítimo, por meio do estudo do trocador de calor casco-tubos atrelado a esse sistema, e aplicando nanofluidos como fluido refrigerante.

1.1.2 Objetivos Específicos

Estudar-se-á especificamente o projeto térmico do trocador de calor, conforme denotado abaixo.

- Definição do coeficiente global de transferência de calor;
- Determinação da área requerida para a troca térmica a um determinado fluxo de calor transferido entre os dois fluidos, com determinadas vazões e temperaturas;
- Dimensionamento de um trocador de calor casco-tubos aplicando o método iterativo de Tinker;
- Análise térmica comparativa do desempenho do sistema de arrefecimento do motor marítimo quando utilizado nanofluidos como fluido refrigerante do trocador de calor casco-tubos.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está segmentado em seis capítulos, os quais estão arranjados da seguinte forma:

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica acerca dos trabalhos anteriores e publicações mais recentes sobre o tema abordado neste estudo.

No Capítulo 3 é realizada uma fundamentação teórica sobre os princípios de transferência de calor, os trocadores de calor, em especial os do tipo casco-tubos, e os nanofluidos, para esclarecer os conceitos fundamentais norteadores do trabalho.

No Capítulo 4 é mostrada a metodologia aplicada, com uma sucinta explanação sobre o projeto térmico de trocadores de calor casco-tubos, uma descrição do procedimento de cálculo para os trocadores de calor casco-tubos, e os materiais e métodos utilizados.

O Capítulo 5 faz uma abordagem sobre o caso a ser estudado, aplica as informações do Capítulo 4 no modelo, faz uma calibração do objeto de estudo e apresenta os resultados obtidos pelo método aplicado, fazendo uma análise comparativa dos diferentes fluidos de trabalho.

Por findar, no Capítulo 6, são apresentadas as conclusões do trabalho, com as análises críticas dos resultados obtidos, comentários sobre o uso de nanofluidos em trocadores de calor casco-tubos e observações gerais sobre o trabalho como um todo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A influência do aumento de temperatura de nanofluidos no aumento da condutividade térmica, foi estudada por Sarit *et al.*(2003), sendo o fluido base a água e os fluidos em suspensão nanopartículas de Al_2O_3 e CuO . A investigação experimental foi um processo puramente térmico, em que foram analisadas as oscilações de temperatura na amostra do fluido. A medição confirmou o aumento da condutividade térmica, à temperatura ambiente. Além disso, foi observado que um aumento considerável na condutividade ocorre com o aumento de temperatura. Observou-se que um aumento de duas vezes da condutividade térmica de nanofluidos pode ocorrer em uma faixa de temperatura de $21^{\circ}C$ a $51^{\circ}C$. Esta constatação torna ainda mais atraente o uso de nanofluidos como fluido de resfriamento para dispositivos com alta densidade de energia onde o fluido de arrefecimento tem possibilidade de trabalhar a uma temperatura superior à temperatura ambiente, que é o caso dos motores marítimos ciclo Diesel.

Estudo da performance de um trocador de calor casco-tubos sem chicanas e com tubos aletados foi realizado por Barman e Ghoshal (2007), aplicando o método de Kern de projeto de trocadores de calor do tipo superfícies estendidas em uma simulação computacional, ao intuito de determinar o comportamento do equipamento com a variação de características como o arranjo dos tubos (arranjos quadrado e triangular). Como resultado, existe uma altura ótima das aletas para que a taxa de transferência de calor seja a maior possível, dependendo da configuração do arranjo dos tubos ($0,4572 \times 10^{-2}$ m para triangular e $0,4826 \times 10^{-2}$ m para o quadrado). Para esses valores ótimos, o número de tubos aletados é de 78 e 60, e as taxas de transferência de calor são $7798,4$ e $5843,0 \text{ W.K}^{-1}$, para os tubos com arranjo triangular e quadrado, respectivamente. Foram realizadas variações no número de passos, na altura das aletas e em outros parâmetros. Ao aumentar o número de passos, mantendo o diâmetro do casco constante, a taxa de transferência de calor continuou diminuindo e a perda de carga nos tubos aumentou substancialmente.

M.N. Pantzali *et al.* (2009) realizaram uma análise de trocadores de calor tipo placas com o uso de nanofluidos como fluido refrigerante. O trocador de calor utilizado no experimento foi um comercial do fornecedor Alfa Laval, com 16 placas corrugadas de aço inoxidável, sendo 8 caminhos para o fluxo do fluido quente e 8 para o fluxo do fluido frio. As placas são corrugadas do tipo Chevron com espessura de 2mm e comprimento de onda de 8,6mm. O trocador de calor tipo placas foi isolado para eliminar as perdas de calor. A água foi usada como fluido quente a uma temperatura de aproximadamente 50°C, e o fluido refrigerante (tanto o nanofluido como a água) foi armazenado em um tanque de capacidade de 5 litros, com temperatura de entrada de 30°C. Vários nanofluidos foram usados no experimento, sendo três nanofluidos preparados com nanopartículas de Al_2O_3 , CuO e nanotubos de carbono, duas suspensões comerciais já preparadas de Al_2O_3 e TiO_2 , e um nanofluido a 50% de CuO que foi diluído em água destilada. As propriedades termofísicas medidas no trabalho foram a condutividade térmica, a densidade (de acordo com o volume de nanopartículas), a capacidade de calor específica e a tensão superficial. Os valores das condutividades térmicas para o Al_2O_3 e CuO confirmaram que essa propriedade termofísica depende fortemente do tipo de nanopartícula e da concentração em volume. Foram realizados três testes consecutivos para o nanofluido preparado com CuO, conduzidos em um intervalo de tempo de trinta minutos e os resultados obtidos foram de 22%, 11% e 6% de aumento na condutividade térmica comparado com o mesmo teste realizado com água, mostrando que, além da concentração em volume e do tipo de nanopartícula, os ganhos com os nanofluidos dependem também da uniformidade e estabilidade da mistura. Outra constatação foi de que para alguns determinados número de Reynolds, a taxa de transferência de calor desprendida pelo equipamento é maior para os nanofluidos do que para a água, ou seja, as medições realizadas confirmaram que as propriedades termofísicas do fluido base são afetadas pela adição das nanopartículas. Concluiu-se então que a eficiência do trocador de calor tipo placas aumentou consideravelmente devido aos ganhos em troca de calor.

Um trocador de calor casco-tubos com a aplicação de nanofluidos de Al_2O_3 e TiO_2 foi investigado por Farajollahi *et al.* (2010) numa ampla gama de concentrações em volume de nanopartículas e tamanhos das partículas. Os experimentos foram realizados com um trocador casco-tubos de aço inoxidável, onde os nanofluidos

passaram através de 16 tubos com 6,1mm de diâmetro, 1mm de espessura e 815mm de comprimento, e a água passou dentro do casco com 55,6mm de diâmetro interno. O casco foi isolado para eliminar as perdas de calor para o ambiente. Dois diferentes nanofluidos foram preparados utilizando nanopartículas de γ -Alumina (γ - Al_2O_3) e dióxido de titânio (TiO_2) com diâmetros principais de 25 e 10nm, respectivamente. Foram realizados os testes experimentais com diferentes concentrações em volume para os dois nanofluidos, sendo estas no range de 0,3-2% para o γ - Al_2O_3 e de 0,15-0,75% para o TiO_2 , de forma a investigar a influência dessa variação na transferência de calor. Os resultados experimentais para ambos os nanofluidos indicam que a adição de nanopartículas a líquidos melhora o desempenho de transferência de calor e resulta em maior coeficiente de transferência de calor. Para o nanofluido γ - Al_2O_3 , o maior coeficiente global de transferência de calor ocorre numa concentração em volume de 0,5%, enquanto para o TiO_2 o máximo ganho de troca térmica acontece em 0,3% de concentração em volume. Constatou-se, então, que em concentrações diferentes de nanopartículas, a transferência de calor em ambos os nanofluidos não é a mesma. Nanofluidos de TiO_2 e γ - Al_2O_3 possuem um comportamento melhor para transferência de calor nas concentrações em volume inferior e superior, respectivamente.

A transferência de calor por convecção de nanofluidos dentro de um tubo circular submetido a um fluxo constante e uniforme de calor foi analisada por Torii (2010), e este fez considerações para a condutividade térmica, viscosidade e perda de carga no escoamento turbulento. Os nanofluidos empregados foram Al_2O_3 , CuO e diamante dispersos em água, e a análise da presença dessas nanopartículas em suspensão foi feita para verificar como são afetadas a viscosidade e a perda de carga. Os resultados mostram que o aumento da transferência de calor é devido à suspensão das partículas e se acentua com o aumento da concentração volumétrica das nanopartículas.

O estudo de K.Y. Leong *et al.* (2012) focou na aplicação de nanofluidos como fluido de trabalho de um trocador de calor casco-tubos em uma planta de aquecimento de biomassa. Os autores utilizaram os dados para as especificações do trocador de calor, as propriedades do nanofluidos e as formulações matemáticas

da literatura, para analisar termicamente o sistema de recuperação de calor residual dos gases de combustão da planta de biomassa. O trocador de calor escolhido foi um casco-tubos tipo E (casco com apenas um passe), com passe único nos tubos, número total de tubos igual a 1024, diâmetro interno dos tubos de 22,9mm, casco com diâmetro interno de 2090mm e espessura de 14mm. Os gases de combustão estavam a uma temperatura de 150°C e a temperatura de entrada do nanofluido foi de 30°C. Como fluido base foram escolhidos o etilenoglicol e refrigerantes à base de água e como nanofluido foi selecionado o cobre (porque este oferece melhor condutividade térmica comparado a outros nanofluidos). Na análise foram variados as frações em volume do nanofluido e as taxas de fluxo de massa dos gases de combustão e do nanofluido. O estudo mostrou que coeficiente de convecção de transferência de calor para o nanofluido é proporcional às frações de volume das nanopartículas. Foi observado um aumento 7,8% na transferência de calor com a adição de 1% de nanopartículas de cobre em etilenoglicol para as taxas de fluxo de massa dos gases de combustão e fluido refrigerante de 26,3 e 111,6 kg/s, respectivamente. Em um fluxo laminar de água com adição de 2% de nanopartículas de cobre houve um ganho de 4,53% na troca térmica. Cerca de 15,97% de melhoria foi observada para etilenoglicol com 1% de nanopartículas de cobre quando a taxa de fluxo de massa dos gases de combustão foi aumentada de 26,3 a 42 kg/s. Já para uma variação da taxa de fluxo de massa do fluido refrigerante de 200 para 230 kg/s, houve somente um ganho de 0,71% para o etilenoglicol com 1% de nanofluido. Dos resultados obtidos, a pesquisa concluiu que a taxa de transferência de calor aumenta com a frações em volume das nanopartículas e a performance térmica do trocador de calor casco-tubos melhora com o aumento no fluxo de massa tanto dos gases de combustão quanto do fluido refrigerante.

R. Lofti *et al.* (2012) realizaram um estudo experimental sobre a melhoria na transferência de calor ao utilizar nanotubos de carbono multicamadas em um trocador de calor casco-tubos horizontal. O trocador de calor possui 14 tubos com 7mm de diâmetro interno e 580mm de comprimento e casco com 101mm de diâmetro interno. Foi analisado o trocador de calor com potência de 280W e 630W. Para a potência de 280W e uma vazão para ambos fluidos (água e água-nanofluido) igual a 10kg/s, os valores obtidos para o coeficiente global de transferência de calor foram 14,2W/m².°C e 12,9W/m².°C para o fluido com os nanotubos de carbono

multicamadas e para a água, respectivamente. Os resultados para a potência de 630W também mostram um aumento do coeficiente para o nanofluido comparado à água. A análise experimental mostra que a troca térmica nos trocadores de calor casco-tubos aumenta com a mistura de nanotubos de carbono multicamadas em um fluido base, sendo neste estudo a água.

Albadr, Tayal e Alasadi (2013) realizaram um estudo experimental de transferência de calor por convecção forçada e as características de um nanofluido (Al_2O_3 -água) em diferentes volumes de concentração, escoando em um trocador de calor horizontal casco-tubos submetido a um fluxo em condições de turbulência. O experimento consistiu em transferir calor da água quente em um trocador de calor para um nanofluido armazenado em um tanque separadamente e fazer as calibrações de temperatura utilizando dois termopares. Também foram instalados medidores de fluxo nas tubulações de ligação do nanofluido para verificar a vazão. O material construtivo do trocador de calor é aço inoxidável, este tem capacidade de 316L, possui 248mm de comprimento com 37 tubos de diâmetro de 2,4mm, espessura de 0,25mm e área de troca térmica de 0,05m². Para esse experimento foram mensuradas as temperaturas de entrada e saída da água quente bem como a de entrada da água destilada em diferentes concentrações de nanofluidos a diferentes fluxos de massa. O estudo foi feito com 0,3, 0,5, 0,7, 1 e 2% de concentrações em volume das nanopartículas em suspensão. Os resultados do experimento mostraram que a taxa de transferência de calor (consequentemente o coeficiente global de transferência de calor) da água destilada aumenta com o aumento da taxa de fluxo de massa até a quantidade de 0,01083 l/s e as taxas de calor começam a diminuir a um fluxo de massa de 0,0125 l/s. Isso acontece porque o valor da diferença de temperatura diminui com o aumento da taxa do fluxo de massa. Com a adição do nanofluido, o coeficiente global de transferência de calor aumenta com o aumentar em todos os valores das taxas de fluxo de massa e com o aumento da concentração em volume do nanofluido. Em 2% de concentração em volume das nanopartículas, o coeficiente global de transferência de calor foi de 700,242 W/m².K e para a água foi de 399,15 W/m². K para uma taxa de fluxo de massa de 0,0125 l/ s, logo razão de aumento do coeficiente global de transferência de calor foi de 1,754. Isto significa que o valor do coeficiente global de transferência de calor do nanofluido é 57% maior do que a da água destilada.

Simulações numéricas de trocador de calor casco-tubos com chicanas em haste, com quatro diferentes abordagens de modelagem foram desenvolvidas e validadas com resultados experimentais por J. Yang *et al.* (2014). As quatro modelagens foram: 1- modelo da unidade, que corresponde apenas ao casco; 2- modelo dos tubos e chicanas em haste, chamado de modelo periódico; 3- modelo poroso, que representa o casco e as chicanas em haste; 4- modelo completo, com todos os elementos do trocador de calor. Tanto o experimento quanto a simulação numérica foram realizadas sob as mesmas condições. As características do trocador de calor utilizado no estudo são casco com diâmetro interno de 144mm, 21 tubos com diâmetro interno de 14mm e 7 chicanas com espessura de 5mm. Os resultados mostraram que o número de Nusselt na simulação com o modelo periódico é menor do que os valores experimentais até um certo número de Reynolds. Quando Reynolds excede os 11000, o número de Nusselt do modelo periódico se torna maior do que o experimento. Espera-se que o modelo periódico seja mais adequado aos trocadores de calor de comprimento relativamente grande em que alguns efeitos indesejáveis na entrada e na saída são desprezados. Para o modelo poroso, quantitativamente, o desvio do número de Nusselt entre modelo e experimento é de 6,5%-12,4%, o que mostra que o modelo poroso tem uma precisão relativamente alta para as previsões de transferência de calor. Para o modelo completo, os valores do número de Nusselt são quase idênticos aos experimentos para baixos número de Reynolds. Concluiu-se que os modelos periódico, poroso e completo têm uma alta acurácia na previsão do desempenho da transferência de calor, enquanto que o modelo da unidade tem uma precisão relativamente baixa.

Em seus estudos experimentais, S.A. Angayarkanni e J. Philip (2015) concluíram que a variação da condutividade térmica está associada ao tamanho, a fração de volume das partículas, ao material e ao formato das partículas. Para comparar os resultados dos experimentos, embasaram-se em resultados anteriormente obtidos por outros pesquisadores: E.g. Masuda (1993) observou um incremento de 32,4% na efetiva condutividade térmica de água com trióxido de alumínio (nanofluido Al_2O_3 -água) para uma fração de volume de 4,3%. Um aumento de 40% foi observado em 0,3% do volume para o nanofluido CuO-água por Eastman *et al.* (2001). Shin e Lee (2000) estudaram a condutividade térmica de partículas de polietileno e de polipropileno dispersas em uma mistura de óleo silicone e

querosene, e observaram um ganho de 13% para 10% de volume. Um máximo aumento de condutividade térmica de 74% foi observado para uma partícula de cobre de 0,3% do volume em água (nanofluido Cu-água) por Jana *et al.* (2007). Com menos de 1% de fração de volume de nanopartículas de cobre suspensas em etilenoglicol ou nanotubos de carbono em óleo, a condutividade térmica dos respectivos nanofluidos promoveram um ganho de cerca de 40% e 150% (J.A. EASTMAN ET AL., 2004).

Análise numérica da transferência de calor e das características do fluxo no lado do casco de um trocador de calor com tubos espiralados corrugados, comparando os resultados com os de um trocador de calor com tubos lisos, foi realizada por J.J. Liu *et al.* (2015) e os resultados foram satisfatórios. O fluido de trabalho escolhido foi a água e a simulação foi conduzida no casco do trocador de calor. Foi realizada uma variação do número de Reynolds, num range de 6000 a 18000. O trocador de calor possui casco com 1000mm de comprimento e diâmetro de 144mm, tanto os tubos corrugados quanto os lisos têm 16mm de diâmetro. Para os tubos foi aplicado o arranjo quadrado. Os resultados obtidos pelo método computacional mostraram que para cada número de Reynolds, o número de Nusselt aumenta para os tubos espiralados corrugados. Por exemplo, para Reynolds igual a 18000, o número de Nusselt é 1,2 maior para os tubos espiralados corrugados do que para os tubos lisos. A análise computacional mostrou que, com a aplicação de tubos espiralados corrugados, há um aumento na transferência de calor no casco dos trocadores de calor.

Em sua pesquisa MacDevette e Myers (2016) inferiram primariamente que os resultados térmicos da aplicação de nanofluidos não dependem só da quantidade e tipo de nanopartículas, mas também do tamanho do sistema. A adição de nanopartículas afeta o processo de fusão por causa do aumento da condutividade térmica, do aumento da viscosidade e da diminuição de liberação de calor latente, por isso nos projetos devem ser considerados o aumento da condutividade térmica ao passo que haja um limitante no aumento da viscosidade, de forma a não atingir diretamente o processo de fusão, ou seja, deve ser estudado um ponto ótimo para a condutividade térmica K.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor está associada ao transporte de energia térmica (calor) em um meio devido a uma diferença de temperaturas. Os mecanismos de transferência de calor são por condução, convecção e radiação, cada qual caracterizado pelo meio em que ocorre e pela forma como ocorre a troca de calor.

De uma forma geral, quando há diferença de temperatura no interior de um sistema, ou quando dois sistemas a diferentes temperaturas são colocados em contato, ocorre uma alteração das temperaturas dos meios, fazendo com que tenda ao equilíbrio, e este processo é o que se chama transferência de calor.

Segundo Kreith e Bohn (2003), uma análise detalha de transferência de calor deve ser realizada para que seja possível estimar o custo, viabilidade e tamanho do equipamento necessário para transferir uma quantidade especificada de calor em determinado instante.

3.2 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são equipamentos responsáveis por realizar troca térmica entre dois ou mais fluidos a diferentes temperaturas, podendo ou não ocorrer mudança de fase dos fluidos. Adota-se trocador de calor ao equipamento que não promove a mudança de fase dos fluidos, enquanto os que ocorrem essa alteração recebem nomes específicos, como evaporadores, condensadores, refeedores ou vaporizadores.

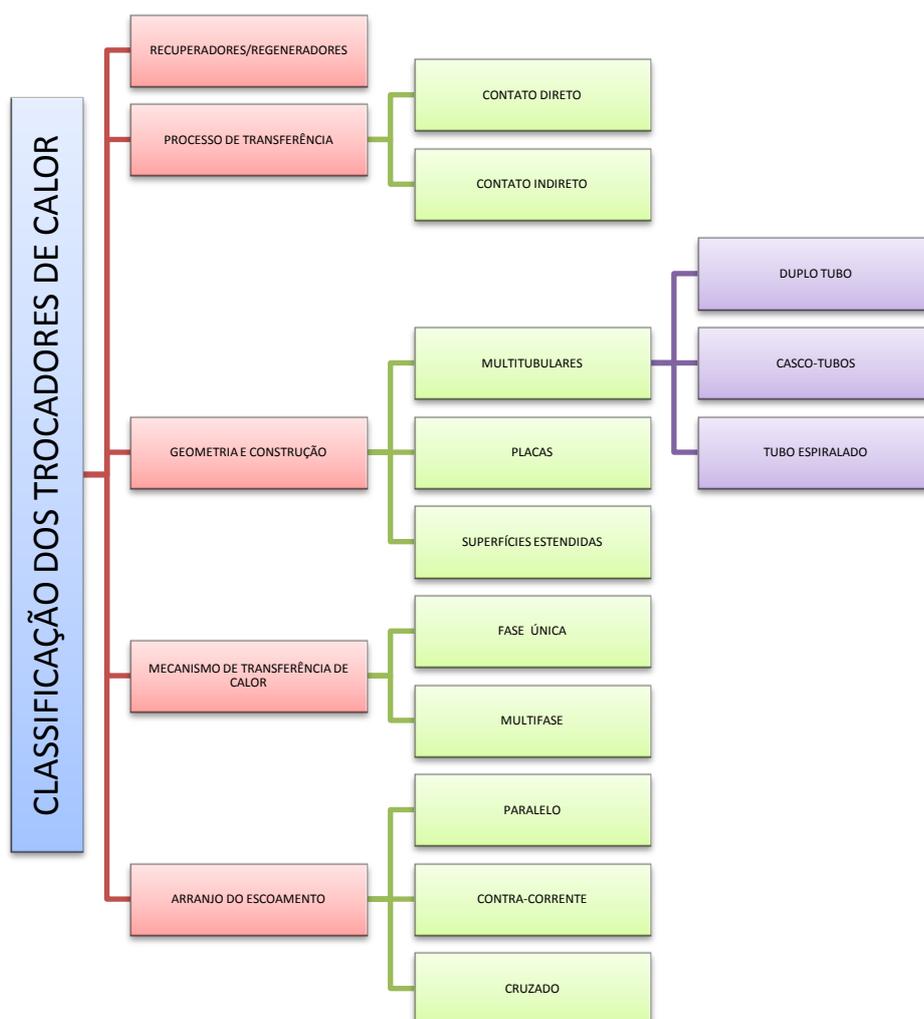
Dentre os variados campos de aplicação desses equipamentos estão indústrias de processo, química e alimentícia, resfriamento e/ou aquecimento de

ambientes, condicionamento de ar, recuperação de calor, produção de energia, radiadores de automóveis e veículos espaciais.

Conforme Hewitt, Shires e Bott (1994) e Shah (1981), os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com os seguintes principais tópicos:

1. Recuperadores/regeneradores
2. Processo de transferência: contato direto e indireto
3. Geometria e construção: tubos, placas e superfícies estendidas
4. Mecanismos de transferência de calor: fase única ou multifase
5. Arranjo do escoamento: paralelo, contracorrente e cruzado

Figura 1 - Classificação geral dos trocadores de calor.



Fonte: Hewitt, Shires e Bott (1994) e Shah (1981).

O projeto de um trocador de calor é um problema muito complexo, em que existem muitas variáveis associadas, as quais são impostas conforme o tipo de serviço a que se destinam e dependendo da experiência do projetista. Segundo Kreith (1969), o projeto é dividido em três etapas: análise térmica, projeto mecânico e projeto de fabricação.

O projeto térmico assegura que a unidade vai transferir a quantidade necessária de calor, dentro das especificações requeridas; o projeto mecânico garante que o equipamento suporta a pressão e as cargas consideradas, além de envolver características de corrosão; e o projeto de fabricação analisa as características físicas e dimensões para que o trocador de calor possa ser fabricado a um baixo custo.

Segundo Bell (1981), os critérios básicos para seleção de um trocador de calor são:

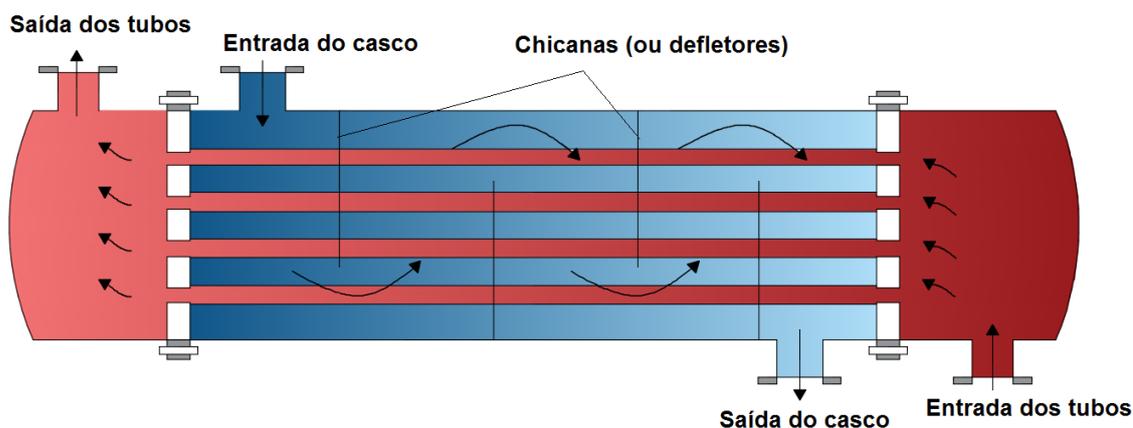
- Deve satisfazer as especificações do processo e deve permanecer dessa forma até a interrupção do processo para manutenção;
- Deve ser resistente às condições de serviço da planta de produção, à corrosão e também às incrustações;
- Deve ser de fácil manutenção, o que implica na escolha de uma configuração que permita limpeza e substituição de componentes. Lembrando que este requisito depende da posição e do espaço onde o trocador de calor será instalado;
- Deve ter um bom custo-benefício;
- Devem existir limitações com relação à geometria do equipamento devido às condições de movimentação, operação e ao espaço de instalação.

Dentre os inúmeros tipos de trocador de calor, comumente se utiliza o trocador de calor casco-tubos para aplicações industriais, devido a sua capacidade e condições operacionais, tais como pressões e temperaturas elevadas, atmosferas altamente corrosivas, fluidos muito viscosos. Além disso, são trocadores versáteis, feitos com uma grande variedade de materiais metálicos e não-metálicos e feitos de pequenos a grandes tamanhos, e flexíveis no projeto, pois permite mudanças no diâmetro, comprimento e arranjo dos tubos.

Os trocadores de calor de casco-tubos representam algo em torno de 60% de todos os trocadores de calor empregados nos processos industriais, pois podem ser projetados para operar em diferentes escalas de pressão e temperatura em inúmeras aplicações (HEWITT *et al. apud* RUBBO, 2014).

Esses equipamentos consistem, basicamente, em um casco, normalmente cilíndrico, com um feixe de tubos em seu interior, dispostos paralelamente ao casco, em que ocorre a circulação de um fluido externamente ao feixe de tubos e outro fluido por seu interior. Os seus componentes principais são: o cabeçote de entrada (ou estacionário), que serve para admissão/entrada do fluido dentro dos tubos; o cabeçote de saída (ou de retorno), que promove a descarga/saída do fluido dos tubos e dá acabamento ao casco; as chicanas, o casco e o feixe de tubos, este último podendo ser reto ou em forma de U.

Figura 2 - Representação esquemática de um trocador de calor casco-tubos e seus principais componentes.



Fonte: Adaptado de Kakaç e Liu (2002).

A associação americana de fabricantes de trocadores de calor (*Tubular Exchangers Manufacturers Association - TEMA*) publicou uma norma que inclui exigências e recomendações para o projeto, seleção de materiais, testes, instalação e operação de trocadores de calor. No que diz respeito ao projeto, a norma abrange tanto o projeto mecânico, como também o projeto térmico.

A TEMA atribuiu uma classificação alfabética correspondente às partes e formas construtivas, sendo identificadas em função dos três componentes principais:

tipo de cabeçote estacionário (A, B, C, N, D), tipo de casco (E, F, G, H, J, K, X) e tipo de cabeçote de retorno (L, M, N, P, S, T, U, W) – Ver ANEXO A.

Existem inúmeros arranjos usados em trocadores de calor casco-tubos, dependendo do calor requerido, perda de carga, nível de pressão, incrustação, técnicas de fabricação, custos, controle de corrosão e problemas de limpeza. Os defletores (ou chicanas) são usados em trocadores de calor casco-tubos para promover um melhor coeficiente de transferência de calor no lado do casco e para apoiar os tubos. Trocadores de calor casco-tubos são projetados de forma personalizada para todas as condições de capacidade e de operação. Isto é o contrário de muitos outros tipos de permutadores de calor. (KAKAÇ; LIU, 2002)

Dependendo da configuração construtiva do trocador de calor, conforme a norma TEMA, existem diferentes representações esquemáticas desses equipamentos com seus principais componentes – Ver ANEXO B – das principais combinações de tipos de cabeçotes e de casco. Os principais tipos de trocadores de calor multitubulares (ou arranjos mais utilizados) são:

- Permutadores com espelho flutuante - Tipo AES;
- Permutadores com espelho fixo - Tipo BEM;
- Permutadores com cabeçote flutuante e gaxeta externa - Tipo AEP;
- Permutadores de calor com tubo em U - Tipo CFU;
- Permutadores com cabeçotes e tampas removíveis - Tipo AJW.

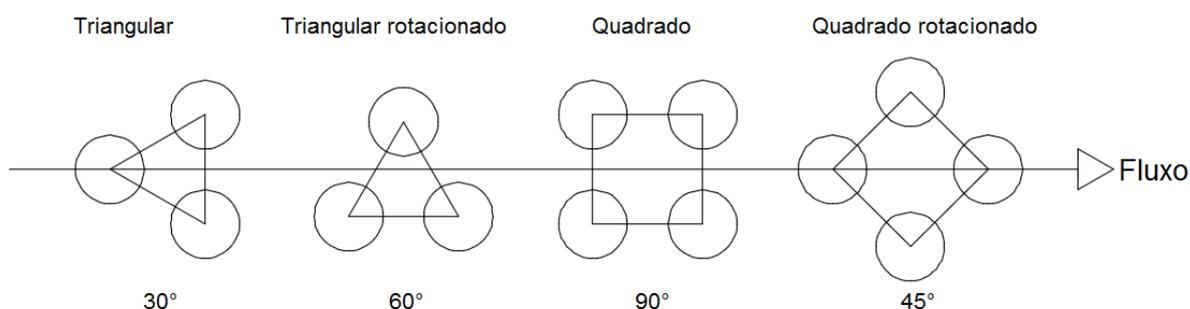
Os trocadores de calor de casco simples TEMA E são os mais comuns devido à simplicidade e ao baixo custo. Neste tipo, o fluido do casco entra por uma extremidade e sai pela outra, ou seja, existe apenas um passe no casco, enquanto os tubos podem ter múltiplos passes e são suportados por chicanas transversais. Essa configuração geralmente é aplicada a fluidos escoando no casco sem mudança de fase.

No regime laminar, a transferência de calor ocorre, principalmente, por condução entre as camadas do fluido, enquanto nos regimes transitório e turbulento, a troca térmica se dá por convecção forçada. Isso significa que, quanto maior a turbulência, maior será a transferência de calor, por isso nos trocadores de calor as chicanas (ou defletores) são utilizadas para promover essa turbulência. As chicanas

também são usadas para suportar os tubos e a norma TEMA especifica o espaçamento entre esses acessórios.

Para o feixe de tubos colocado dentro do casco, existem padrões de arranjos tubulares, ou seja, o arranjo dos tubos entre si. Como mostrado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, existem quatro modelos de disposição dos tubos, segundo a norma TEMA. Tipicamente o arranjo triangular é mais empregado por causar maiores turbulências e conseqüentes maiores coeficientes de transferência de calor. O tipo de arranjo dos tubos é definido no projeto de acordo com o fator de incrustação, método de limpeza, feixe de tubos, tipo de trocador.

Figura 3 - Arranjo dos tubos.



Fonte: Adaptado de Essel (2014).

Outro tópico importante que é considerado nos projetos de trocadores de calor são os fatores de incrustação, que devem representar a resistência térmica esperada durante a operação normal do equipamento, de forma que o tempo de serviço seja o máximo possível entre uma limpeza e outra. Segundo Afgan *et al. apud* Baraldi, A. (2011), uma das características dos compostos não-metálicos é a baixa condutividade térmica, portanto a deposição destes na superfície de troca cria uma resistência à transferência de calor. A norma TEMA apresenta valores para os fatores de incrustação de vários tipos de fluidos, os quais asseguram, a princípio, o desempenho do trocador de calor.

Para o dimensionamento de um trocador de calor, existem vários métodos, desde àqueles analíticos disponíveis na literatura quanto aos mais sofisticados, com aplicação de códigos computacionais. Os principais métodos de cálculo são os de Kern, Bell-Delaware e Tinker.

KERN: É um método de fácil utilização, sendo bem sucedido com modelos de trocadores de calor casco-tubos com tolerâncias usuais, mas apresenta pouca precisão, o que se torna uma situação crítica quando o escoamento do fluido se situa no regime laminar. Neste caso, o problema exige um tratamento bem mais complexo.

BELL-DELAWARE: É mais completo que o método de Kern por considerar os diferentes tipos de vazamentos existentes entre tubos e chicanas, entre cascos e chicanas, os diferentes tipos de escoamentos no interior do trocador e ainda as diferenças entre escoamentos com baixas e altas velocidades.

TINKER: É considerado o método mais completo, tendo sido a base para os métodos desenvolvidos pelos grandes centros de pesquisa. A ideia é identificar as diversas trajetórias que o fluido pode percorrer dentro do casco e calcular a contribuição de cada corrente para a troca térmica e para a perda de carga. Este método é particularmente adequado para cálculos computacionais.

3.3 NANOFUIDOS

Nanofluidos são dispersões de nanomateriais (nanopartículas, nanofibras, nanotubos) em fluidos convencionais de trabalho, por exemplo água com partículas de trióxido de alumínio ($\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{H}_2\text{O}$). Este assunto tem sido abordado em várias pesquisas devido aos ganhos em transferência de calor pelo coeficiente de condutividade térmica (k) com pequenas quantidades de nanopartículas, além de melhorias no fluxo de calor.

Para o desenvolvimento e projeto de equipamentos com alta eficiência agregada, aplicados a processos de transferência de calor, é preciso conhecimento das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido utilizado como meio térmico. Sendo assim, com a descoberta dos nanofluidos, inúmeros pesquisadores têm se dedicado ao estudo do comportamento de nanofluidos, buscando a caracterização de suas propriedades, principalmente da condutividade térmica e da

viscosidade, pois estas são propriedades relevantes quando se busca uma caracterização de processos de transferência de calor em condições de convecção forçada.

Bandarra Filho *et al.* (2008) resumiram alguns dos aspectos de maior interesse na pesquisa sobre nanofluidos:

1. Elevada condutividade térmica quando comparados aos fluidos convencionais;
2. Aumento ou diminuição da troca de calor com o aumento da concentração volumétrica em condições de fase única;
3. Inexistência de uma tendência clara (aumento ou diminuição) no caso da transferência de calor por ebulição.

As pesquisas apontam que há uma variação das propriedades termodinâmicas dos nanofluidos com a concentração em volume das nanopartículas no fluido base e com o tamanhos das nanopartículas

Ao afetas as propriedades de transporte dos fluidos com a variação da concentração volumétrica, altera-se a capacidade de transferência de calor do fluido. A elevada condutividade térmica das nanopartículas proporciona o incremento da condutividade térmica do sistema como um todo e, portanto, pode resultar em um aumento no coeficiente de transferência de calor. Assim, avaliar essas propriedades com precisão é importante para estimar a área total de troca de um trocador de calor, o que será feito neste trabalho.

É importante citar também que a aplicação de nanopartículas em um fluido base não deve ser em uma alta concentração volumétrica, pois é preciso que haja uma estabilidade, homogeneidade na mistura. Quando se tem soluções não estáveis ocorre uma discrepância de valores nas propriedades dos nanofluidos quando medidas por diferentes laboratórios. Técnicas de preparação de nanofluidos são importantes para estabilizar a solução e obter os resultados esperados. Neste trabalho serão omitidas as técnicas de preparação e a estabilização das soluções.

4 METODOLOGIA

Para este trabalho o dimensionamento do trocador de calor é realizado através de um procedimento de cálculo com 18 etapas, baseado no método de Tinker, o qual é aplicado a trocadores de calor casco-tubos sem mudança de fase.

Os cálculos do processo iterativo são realizados mediante código computacional desenvolvido no software *Engineering Equation Solver* – EES e os gráficos criados a partir dos resultados retornados pelo programa.

4.1 PROJETO TÉRMICO DO TROCADOR DE CALOR CASCO-TUBOS

A determinação da área total do trocador de calor que promove a troca térmica entre os dois fluidos num determinado tempo é o principal objetivo do projeto térmico, envolvendo uma série de parâmetros, equações e métodos de cálculo. Para iniciar o dimensionamento do equipamento, é preciso ter informações referentes às condições de processo e definir alguns dados previamente, preenchendo uma folha de dados preliminar conforme ANEXO C.

As condições de processo envolvem muitas variáveis, estas quase sempre interdependentes. As principais variáveis de processo num equipamento de troca térmica são as seguintes:

- Natureza e característica dos fluidos: refere-se às propriedades físicas dos fluidos, como calor específico, viscosidade, densidade e condutividade térmica;
- Temperaturas de operação: também chamadas temperaturas terminais (nos extremos do trocador), estas dependem das exigências do processo, sendo usualmente especificadas;
- Perdas de carga admissíveis e velocidades do escoamento: são variáveis que atuam em conjunto e que devem ser bem analisadas para aproveitar ao máximo a eficiência do equipamento. A velocidade de escoamento influi em quatro aspectos fundamentais: a eficiência de troca térmica, a perda de carga, a erosão

e o depósito de sujeira. Para um trocador de calor em geral, deve-se trabalhar com um valor de perda de carga o mais próximo possível do admissível, pois quanto maior a intensidade de turbulência, melhor o desempenho de troca térmica. Na literatura existem os valores normalmente admitidos para a velocidade e a perda de carga, dependendo do fluido;

- Fatores de incrustação: relaciona-se com a resistência à transferência de calor provocada pelo depósito de materiais indesejáveis na superfície de troca de calor. A norma TEMA apresenta valores tabelados dependendo do caso de operação;
- Locação dos fluidos no trocador de calor: define qual dos fluidos deve circular pelo lado interno (feixe tubular) e qual passa pelo lado externo (casco). Dependem de alguns aspectos, como a necessidade de limpeza, manutenção e problemas de vazamento, e também de características do fluido, como viscosidade, susceptibilidade à corrosão, pressão e temperatura de operação.

Outras informações e especificações preliminares dizem respeito aos seguintes tópicos:

- Tipo construtivo do trocador de calor: é feito de acordo com a norma TEMA;
- Dados dos tubos: comprimento, diâmetro e espessura – correspondentes às dimensões principais dos tubos -, disposição (ou arranjo), número de trajetos nos tubos – que é em função do tipo construtivo;
- Diâmetro do casco: definido em função do número de tubos, do arranjo e do passo dos tubos;
- Definições das chicanas, bocais e placa de impacto: informações conforme a norma TEMA;
- Definição das pressões e temperaturas de projeto;
- Seleção dos materiais: depende das características dos fluidos de trabalho e das condições de processo. A TEMA apresenta algumas recomendações.

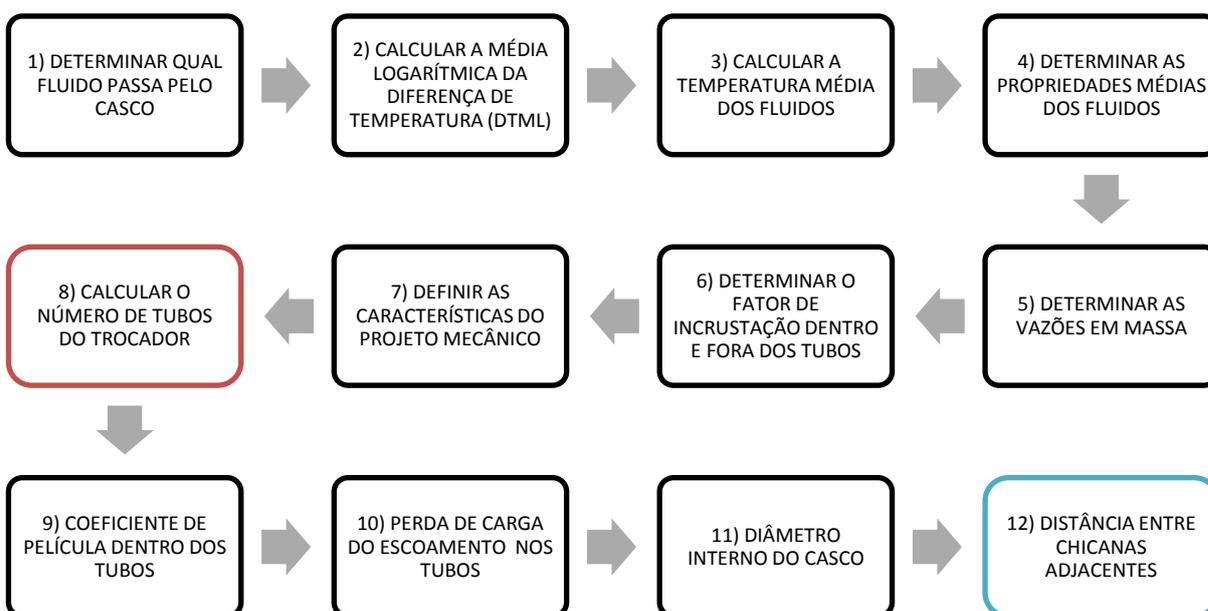
Subsequente está o cálculo dimensional do trocador de calor, que vai efetivamente definir a área de troca térmica do equipamento, de modo a satisfazer as necessidades de transferência de calor e considerando as perdas de carga admissíveis. Nessa etapa são aplicadas as equações fundamentais para o balanço térmico, fluxo de massa, cálculos da perda de carga, equações para o cálculo do

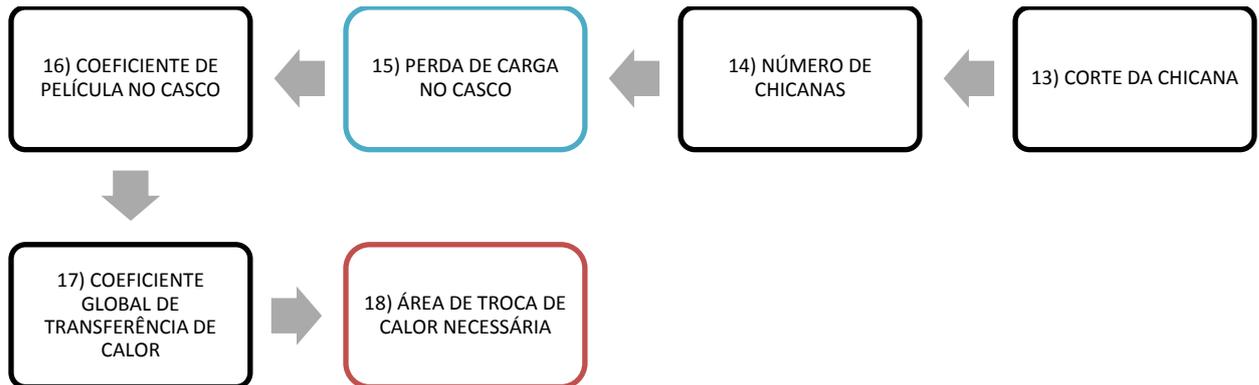
coeficiente de transferência de calor por convecção e fator de atrito no casco (depende do arranjo dos tubos). Calcula-se ainda o coeficiente global de transferência de calor, aplica-se o método da diferença média logarítmica de temperaturas (método DTML) e determina-se o coeficiente de película. Também são feitas algumas considerações de projeto, com base nas experiências anteriores. De uma forma geral, é feito o dimensionamento do trocador de calor, de posse das informações previamente determinadas e obtidas, executando todos os cálculos necessários.

4.2 MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO

O método de dimensionamento do trocador de calor é apresentado no fluxograma abaixo, com a descrição sucinta das etapas a serem seguidas. As etapas sinalizadas em vermelho e em azul indicam que, se houver um desvio maior do que 5% no passo 18, volta-se ao passo 8 para definir um novo espaçamento entre chicanas; e se a perda de carga no passo 15 não estiver entre 10 e 25 psi, define-se novo valor de U no passo 12, respectivamente.

Figura 4 - Fluxograma representativo do método de dimensionamento.





4.3 PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

1) Determinar o fluido que passa no casco e o fluido que passa nos tubos.

Usualmente nos tubos são alocados os fluidos menos viscosos, água de resfriamento, o fluido operando à temperatura e pressão mais elevadas, fluido mais corrosivo, que pode ocasionar incrustações, fluido com menor vazão, vapores de água condensando (para demais vapores, preferencialmente a circulação é no casco). Para diferenças de temperatura de entrada e de saída do fluido elevadas (maior do que 150°C), este deve circular pelo casco.

2) Calcular a diferença de temperatura média.

Como as temperaturas dos fluidos quente e frio no trocador de calor variam de ponto a ponto ao passo que o calor é transferido, é preciso estabelecer uma diferença de temperaturas apropriada.

- i. Explicitar as temperaturas de entrada e de saída dos dois fluidos.
- ii. Calcular $DTML$.

Considerando trocador de calor com fluxo contracorrente.

$$DTML = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B} \right)}$$

$$\Delta T_A = T_{sc} - T_{et}$$

$$\Delta T_B = T_{ec} - T_{st}$$

Onde T_{ec} é a temperatura de entrada do fluido escoando no casco, T_{et} é a temperatura de entrada do fluido escoando nos tubos, T_{sc} é a temperatura de saída do fluido escoando no casco, T_{st} é a temperatura de saída do fluido escoando nos tubos e $DTML$ é a diferença de temperatura média logarítmica.

iii. Calcular o fator de correção F .

Este é função de parâmetros contidos em fórmulas e gráficos.

$$F = f(P, R) \therefore \begin{aligned} P &= \frac{T_{st} - T_{et}}{T_{ec} - T_{et}} \\ R &= \frac{T_{ec} - T_{sc}}{T_{st} - T_{et}} \end{aligned}$$

iv. Verificar a necessidade de cascos em série.

O número de cascos em série é determinado em função do quanto a temperatura de saída do fluido quente (circulando no casco) é resfriada abaixo da temperatura de saída do fluido frio (circulando nos tubos). Este valor é comumente verificado pelo fator de correção F . Se $F \geq 0.8$, não há necessidade de cascos em série.

v. Determinar a diferença de temperatura média.

$$\Delta T_M = F \cdot DTML$$

3) Calcular a temperatura média dos fluidos, tanto no casco bem como nos tubos.

$$T_t = \frac{T_{et} + T_{st}}{2}$$

$$T_c = \frac{T_{ec} + T_{sc}}{2}$$

Onde T_t e T_c representam as temperaturas médias dos fluidos nos tubos e no casco, respectivamente.

4) Determinar as propriedades médias de ambos os fluidos à temperatura média.

Massa específica (ρ), viscosidade (μ), calor específico (c_p), condutividade térmica (k)

5) Determinar a vazão em massa através dos tubos e do casco.

As descargas \dot{m}_c e \dot{m}_t são normalmente determinadas pelo balanço de massa e térmico, ou são diretamente fornecidas como dados de projeto.

Pelo balanço de energia, considerando um trocador de calor ideal:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T_c = \dot{m}_t \cdot c_{p,t} \cdot \Delta T_t = \dot{Q}_t = \dot{Q}$$

6) Determinar o fator de incrustação dentro e fora dos tubos.

A TEMA preparou tabelas de fatores de incrustação, tomando como base a experiência dos fabricantes e dos usuários. Estas são apresentadas de acordo com o fluido de trabalho.

Tabela 1 - Fatores de incrustação para a água.

RESISTÊNCIA DE DEPÓSITO PARA ÁGUA ($R_d \rightarrow h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / BTU$)				
Temperatura do fluido quente	Até 239°F		239°F a 392°F	
Temperatura da água	122°F ou menos		Mais de 122°F	
Tipos de água	Velocidade da água (ft/s)		Velocidade da água (ft/s)	
	Menor ou igual 9,84	Maior que 9,84	Menor ou igual 9,84	Maior que 9,84
Água do mar	0,0006	0,0006	0,00108	0,00108
Água salobra	0,0021	0,00108	0,00324	0,0021
Torre de resfriamento e tanque de nebulização artificial				
- Água tratada	0,00108	0,00108	0,0021	0,0021
- Água sem tratamento	0,00318	0,00318	0,0006	0,0042
Água potável ou água de poço	0,00108	0,00108	0,0021	0,0021
Água lamacenta ou lodosa	0,00318	0,0021	0,0042	0,00318
Água de resfriamento de motores	0,00108	0,00108	0,00108	0,00108
Água destilada ou ciclo fechado de condensado	0,0006	0,0006	0,0006	0,0006
Água da descarga de fundo de caldeiras	0,0021	0,0021	0,0021	0,0021
Água tratada para alimentação de caldeiras	0,00108	0,0006	0,00108	0,00108

Fonte: Adaptado de Essel (2014).

7) Características do projeto mecânico.

- i. Determinar os bocais de entrada e saída do lado dos tubos e do casco.

Considerando o fluido como líquido.

Tubos: $V_{m\acute{a}x_{tubo}} = 10ft/s$

$$D_{b_{tubo},min} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_t}{\rho_t \cdot \pi \cdot V_{m\acute{a}x_{tubo}}}}$$

Onde \dot{m}_t é a descarga do fluidos nos tubos, ρ_t é a massa específica do fluido nos tubos, $V_{m\acute{a}x_{tubo}}$ é a velocidade máxima do fluido e $D_{b_{tubo},min}$ é o diâmetro mínimo dos bocais dos tubos.

Casco: $V_{m\acute{a}x_{casco}} = \sqrt{\frac{3000}{\rho_c}}$

$$D_{b_{casco},min} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\rho_c \cdot \pi \cdot V_{m\acute{a}x_{casco}}}}$$

Onde \dot{m}_c é a descarga do fluidos no casco, ρ_c é a massa específica do fluido no casco, $V_{m\acute{a}x_{casco}}$ é a velocidade máxima do fluido e $D_{b_{casco},min}$ é o diâmetro mínimo dos bocais do casco.

- ii. Determinar temperatura e pressão de projeto para os tubos e para o casco.

$P_p = 10\% \sim 20\%$ maior do que a pressão de operação.

$T_p = 28^\circ\text{C}$ acima da temperatura de operação.

8) Calcular o número de tubos no trocador de calor.

- i. Estimar um valor para o coeficiente global de transferência de calor.

Usar para referência a tabela do ANEXO D, na qual se obtém U' e $\sum R_d$, conforme fluidos de trabalho.

$$U_l = \frac{U'}{1 - (U' \cdot \sum R_d)}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_l} + \sum R_d}$$

Onde U_l é o coeficiente global de transferência de calor limpo, U' é o coeficiente global de transferência de calor da literatura, $\sum R_d$ é o somatório de resistência ao depósito da literatura e U é o coeficiente global de transferência de calor estimado.

ii. Calcular a área de troca de calor.

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_M}$$

iii. Calcular a área de troca de calor por casco.

$$A_c = \frac{A}{N_c}$$

Sendo N_c o número de cascos em série.

iv. Escolher o comprimento dos tubos, o diâmetro externo, a disposição e a distância entre centro de tubos.

Normalmente são utilizados tubos planos devido à disponibilidade em vários tipos de materiais e espessuras.

- Comprimento dos tubos: a limitação se dá ao espaço de instalação. O tamanho mais econômico é o de 6 metros (20 pés). Existem padronizações conforme a TEMA (8, 10, 12, 16 e 20 pés – 2,5, 3, 3,6, 4,8 e 6 metros).

- Diâmetros e espessura da parede: comumente se utiliza tubos de $\frac{3}{4}$ " e 1" de diâmetro externo, normalmente para fluidos com fatores de incrustações pequenos ($< 0,003 h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / BTU$) e maiores, respectivamente. As espessuras das paredes são padronizadas.

- Disposição dos tubos: de acordo com a direção do fluxo do lado do casco do trocador de calor. O arranjo triangular ou triangular rodado é mais econômico, no entanto, por fatores de limpeza e manutenção, é utilizado quando o fator de incrustação do lado do casco é menor do que $0,0024 h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / BTU$. Para fator de incrustação maior do que $0,0024 h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / BTU$., recomenda-se o arranjo quadrado

ou quadrado rodado. A Tabela 2 mostra um resumo de recomendações para a disposição dos tubos.

Tabela 2 - Recomendações para a disposição dos tubos.

	DISPOSIÇÃO	
	TRIANGULAR	QUADRADA
Fator de incrustação $\leq 0,0024h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / BTU$	X	
Fator de incrustação $> 0,0024h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F / BTU$		X
Quando é requerida limpeza mecânica da superfície externa dos tubos		X
Quando é requerida ou pode ser feita limpeza química do lado do casco	X	
Trocador de calor com espelhos fixos	X	
Feixes removíveis	X	X
Tubos em U	X	
Menor custo por unidade de área	X	

Fonte: Essel (2014).

- Distância entre centros de tubos: é o passo (ou *pitch*), definido como 1,25 vezes o diâmetro externo do tubo. Existem os valores tabelados.

$$s = 1,25d_e$$

Onde d_e é o diâmetro externo dos tubos.

Tabela 3 - Passo em função do diâmetro externo dos tubos.

Diâmetro externo (pol)	Passo (pol)	
	Triangular	Quadrado
$\frac{3}{4}$	$\frac{15}{16} - 1$	1
1	$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{1}{4}$
$1 \frac{1}{2}$	$1 \frac{7}{8}$	$1 \frac{7}{8}$
$> 1 \frac{1}{2}$	$1,25d_e$	$1,25d_e$

Fonte: Essel (2014).

v. Determinar o número de tubos.

$$N_t = \frac{A_c}{\pi \cdot d_e \cdot (L - 2e)}$$

Em que L é o comprimento dos tubos e e representa a espessura dos espelhos.

9) Coeficiente de película dentro dos tubos.

- i. Admitir o número de trajetos nos tubos (n_{tt}).

Definido em função do tipo construtivo do trocador de calor, sendo, geralmente, o máximo de passes igual a 8 e o mínimo 2. Para os trocadores de espelho fixo, com espelho flutuante tipo T ou com anel bipartido, pode ser utilizado qualquer número de passes. Para trocadores com tubos em U, somente número par de passes, sendo o máximo 6.

- ii. Calcular o número de tubos por trajeto.

$$n_t = \frac{N_t}{n_{tt}}$$

- iii. Calcular a velocidade média do fluido escoando dentro dos tubos.

$$V_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t n_t S_t}$$

Onde S_t é a área dos tubos.

- iv. Calcular o número de Reynolds para o escoamento nos tubos.

$$Re_t = \frac{\rho_t V_t d_i}{\mu_t}$$

Em que d_i é o diâmetro interno dos tubos e μ_t é a viscosidade do fluido nos tubos.

- v. Determinar o regime de escoamento e escolher na literatura a expressão adequada para o coeficiente de película h_i .

10) Determinar a perda de carga do escoamento através dos tubos.

- i. Perda de carga nos bocais.

$$\Delta P_{bocais} = 1,8 \frac{\rho_t V_{bt}^2}{2}$$

Em que V_{bt} é a velocidade média do fluido nos bocais, definida por:

$$V_{bt} = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t \frac{\pi D_{bt}^2}{4}}$$

Sendo D_{bt} o diâmetro interno dos bocais de entrada e de saída do fluido que escoam pelos tubos.

ii. Perda de carga na contração, expansão e retorno no cabeçote.

É um parâmetro não facilmente calculável, com valores entre 0,5 e 2,0 $\frac{\rho_t V_t^2}{2}$, dependendo do número de trajetos nos tubos e no formato dos tubos.

- Tubos retos: $\Delta P_{CER} = 0,9 \frac{\rho_t V_t^2}{2}$ para 1 trajeto e $\Delta P_{CER} = 1,6 n_{tt} \frac{\rho_t V_t^2}{2}$ para vários trajetos.

- Tubos em U: $\Delta P_{CER} = 0,8 n_{tt} \frac{\rho_t V_t^2}{2}$ para 2, 4 ou mais trajetos.

iii. Perda de carga por atrito dentro dos tubos.

- Coeficiente de atrito isotérmico

$$f_c = \left[\left(\frac{8}{Re_t} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/12}$$

$$A = \left[2,457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_t} \right)^{0,9} + \frac{0,27E}{d_i}} \right) \right]^{16}$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re_t} \right)^{16}$$

Em que E é a altura média das asperezas da superfície interna dos tubos. Para tubo de ferro galvanizado, $E=0,0005ft$; para aço, $E=0,00085ft$; para cobre e ligas, $E=0,000005ft$.

- Estimativa da temperatura da superfície interna dos tubos

$$T_{ti} = T_t + U \left(R_{di} + \frac{1}{h_i} \right) \frac{d_e}{d_i} (T_c - T_t)$$

Onde R_{di} é a resistência ao depósito dentro dos tubos.

- Fator de correção para escoamento não isotérmico

$$\alpha = \left(\frac{\mu_{ti}}{\mu_t} \right)^{0,14}$$

Onde μ_{ti} Viscosidade do fluido nos tubos à temperatura média da superfície interna dos tubos.

- Coeficiente de atrito não isotérmico

$$f' = \alpha f_c$$

Em que f_c é o fator de Churchill, definido anteriormente.

- Perda de carga por atrito nos tubos

$$\Delta P_{atrito} = f_D \frac{L}{d_i} \frac{\rho_t V_t^2}{2} n_{tt}$$

$$f_D = 8f_c$$

Em que f_D é o fator de Darcy.

iv. Corrigir a perda de carga devido ao efeito dos depósitos.

Utilizar a Tabela 4 para obter o fator de correção, inserindo o diâmetro externo dos tubos e o material do qual são construídos.

$$\Delta P_f = \Delta P_{atrito} \cdot \text{correção}$$

Tabela 4 - Fator de correção para a formação de depósitos.

d_e (pol)	BWG	Material	
		Aço	Liga não ferrosa
$\frac{3}{4}$	18	1,28	1,14
	16	1,34	1,17
	14	1,41	1,2
	12	1,53	1,26
1	16	1,24	1,1
	14	1,28	1,12
	12	1,35	1,15

	10	1,43	1,19
1 1/2	14	1,18	
	12	1,21	
	10	1,25	
	8	1,31	

Fonte: Essel (2014).

- v. Calcular a perda de carga total para o fluido escoando nos tubos, de bocal a bocal.

$$\Delta P_{Tt} = N_c (\Delta P_{bocais} + \Delta P_{CER} + \Delta P_f)$$

11) Calcular o diâmetro interno do casco.

O diâmetro interno do casco é função do número de tubos, do arranjo e do passo dos tubos. A norma TEMA admite um diâmetro máximo, em trocadores de calor normais, de 60 polegadas, mas usualmente o máximo é de 48 polegadas.

- i. Número de tubos na fileira central do feixe.

- Arranjo triangular dos tubos: $n_c = 1,10\sqrt{N_t}$

- Arranjo quadrado dos tubos: $n_c = 1,19\sqrt{N_t}$

- ii. Diâmetro do feixe de tubos D_f .

$$D_f = (n_c - 1)s + d_e$$

Em que s é o passo (distância entre os centros dos tubos).

- iii. Diâmetro interno do casco.

Valores tabelados (Ver ANEXO E) ou segundo as relações geométricas admitidas por Tinker.

$$D_i = 1,075D_f$$

12) Admitir um valor para distância entre chicanas adjacentes.

Pela norma TEMA, o menor espaçamento permitido corresponde a 1/5 do diâmetro interno do casco ou 2 polegadas, adotando-se o maior dos dois valores.

13) Definir o corte da chicana.

A posição do corte da chicana normalmente é vertical, no entanto é dependente do tipo e temperatura do fluido que circula pelo casco. O corte da chicana (H/D_i) é tabelado, em função da relação D_i/l , com valores recomendados entre 20% a 30%.

H é a altura da janela da chicana, l é a distância entre chicanas adjacentes.

Tabela 5 - Relações de corte das chicanas.

D_i/l	l/D_i (%)	H/D_i (%)
1	100	46
1,5	67	34
2	50	25
3	33	20
4	25	16
5	20	16

Fonte: Essel (2014).

14) Calcular o número de chicanas.

i. Calcular o comprimento de tubo entre o espelho e a chicana de entrada.

$$l_{1\text{mín}} = D_{bc1} + l_{1f}$$

Em que D_{bc1} é o diâmetro interno do bocal de entrada e l_{1f} é um fator obtido do gráfico do ANEXO F, que leva em consideração o tipo construtivo, a pressão de projeto e o diâmetro interno do casco.

ii. Calcular o comprimento de tubo entra a chicana de saída e o espelho.

$$l_{2\text{mín}} = D_{bc2} + l_{2f}$$

Em que D_{bc2} é o diâmetro interno do bocal de saída e l_{2f} é um fator obtido do gráfico do ANEXO G, que leva em consideração o tipo construtivo, a pressão de projeto e o diâmetro interno do casco.

iii. Calcular o número de chicanas.

$$N_{ch} = \frac{L - l_1 - l_2}{l} + 1$$

Para dois trajetos no casco: $N_{ch} = 2 \left(\frac{L-l_1}{l} \right)$

Se N_{ch} não for inteiro, os valores de l_1, l_2 e/ou l devem ser ajustados.

15) Calcular a perda de carga no casco.

A perda de carga total no casco é o somatório das perdas de carga nos bocais de entrada e de saída e da perda de carga para o escoamento através do casco.

i. Determinar o fluxo de massa para o escoamento no casco.

- Calcular S_c

$$S_c = C_a \cdot l \cdot D_f$$

Em que l é a distância entre duas chicanas adjacentes (m) e D_f é o diâmetro do feixe (m).

$$C_a = C_b \frac{s - d_e}{s}$$

Em que s é o passo dos tubos e C_b é definido conforme a disposição dos tubos.

Quadro 1 - Relação entre o fator C_b e o arranjo dos tubos.

C_b	Disposição dos tubos
0,97	 e 
1,37	

Fonte: Adaptado de Essel (2014).

- Calcular F_p

$$F_p = \frac{1}{0,8 + N_p \sqrt{\frac{D_i}{s}}}$$

Em que N_p é obtido por um dos diagramas contido nos ANEXO H e ANEXO I, de acordo com a disposição dos tubos.

- Calcular S_{cf} e G_{cf}

$$S_{cf} = \frac{S_c}{F_p}$$

$$G_{cf} = \frac{\dot{m}_c}{S_{cf}}$$

ii. Coeficiente de atrito para o escoamento no casco.

Utilizar um dos diagramas dos ANEXO H e ANEXO I, para o número de Reynolds calculado conforme equação abaixo.

$$Re_p = \frac{G_{cf} d_e}{\mu_c}$$

Em que G_{cf} é o fluxo de massa para o escoamento no casco.

iii. Determinar C_x e calcular $C_x \left(1 - \frac{H}{D_i}\right) \frac{D_i}{s}$.

Definido de acordo com a disposição dos tubos.

Quadro 2 - Valores de C_x .

Arranjo dos tubos	C_x
	1,154
	1,0
	1,414

Fonte: Adaptado de Essel (2014).

iv. Determinar Y e calcular $\left(1 + \frac{Ys}{D_i}\right)$.

Os valores para Y são tabelados conforme ANEXO H e ANEXO I, levando em consideração a disposição dos tubos.

v. Fator de correção para o escoamento não isotérmico.

$$\alpha = \left(\frac{\mu_{te}}{\mu_c}\right)^{0,14}$$

$$T_{te} = T_c - U \left(R_{de} + \frac{1}{h_e} \right) (T_c - T_t)$$

Onde μ_{te} é a viscosidade do fluido no casco à temperatura média da superfície externa dos tubos e R_{de} é a resistência ao depósito fora dos tubos.

vi. Calcular perda de carga para o escoamento através do casco.

$$\Delta P_c = 4f_c \frac{G_{cf}^2}{2\rho_c} C_x \left(1 - \frac{H}{D_i}\right) \frac{D_i}{s} N_{ch} \left(1 + \frac{Ys}{D_i}\right) \left(\frac{\mu_{te}}{\mu_c}\right)^{0,14}$$

vii. Perda de carga nos bocais do casco.

O procedimento de cálculo abaixo deve ser aplicado tanto para o bocal de saída quanto para o bocal de entrada.

- Calcular a velocidade do fluido através do bocal.

$$V_{bc} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \frac{\pi D_{bc}^2}{4}}$$

Em que D_{bc} é o diâmetro interno do bocal.

- Obter Z.

$$Z = CV_{bc}^n$$

Em que C e n são calculados pelo quadro abaixo, considerando $M = \frac{\mu_c}{\rho_c D_{bc}}$.

Quadro 3 - Valores para os coeficientes C e n.

$M \leq 0,1$	$C=0,030938$ $n=1,99505$
$0,1 \leq M < 1 \quad \quad V < 2 \text{ pés/s}$	$C=0,0275669 + 0,12767M - 0,0344138M^2$ $n=1,61077 - 1,0775M + 0,770999M^2$
$0,1 \leq M < 1 \quad \quad V > 2 \text{ pés/s}$	$C=0,0332126 + 0,0115125M + 0,0487575M^2$ $n=1,989924 - 0,1666M - 0,0872508M^2$
$M > 1 \quad \quad V < 10 \text{ pés/s}$	$C=0,0554813 + 0,102512M + 0,00015182M^2$ $n=1,45118 - 0,152593M + 0,0223365M^2 - 0,00110093M^3$
$M > 1 \quad \quad V > 10 \text{ pés/s}$	$C=0,0276667 + 0,0186532M + 0,000714327M^2$ $n=1,97235 - 0,068384M + 0,00279737M^2$

Fonte: Essel (2014).

- Calcular a perda de carga nos bocais.

$$\Delta P_{bocal} = \rho_c gZ$$

Onde g é a aceleração da gravidade.

viii. Perda de carga total no escoamento.

$$\Delta P_{c \text{ total}} = (\Delta P_c + \Delta P_{b1} + \Delta P_{b2}) N_c$$

Se a perda de carga total for razoável (10 a 25 psi para líquidos, 0,5 a 10 psi para gases e vapores), continua-se o dimensionamento. Caso contrário, volta-se ao passo 12 e se adota novo valor de l .

16) Coeficiente de película para o escoamento no casco.

i. Calcular o fluxo de massa G_{ch} .

- Calcular o fator corretivo F_h .

$$F_h = \frac{1}{1 + N_h \sqrt{\frac{D_i}{s}}}$$

Em que D_i é o diâmetro interno do casco, s é o passo dos tubos e N_h é um fator obtido em ANEXO H e ANEXO I, em função de H/D_i e s/d_e .

- Determinar o fator corretivo M .

Assim como o N_h , é um fator obtido em ANEXO H e ANEXO I, também em função de H/D_i e s/d_e .

- Calcular a área efetiva da seção de escoamento para efeito de troca de calor.

$$S_{ch} = \frac{S_c M}{F_h}$$

Em que S_c é a área de escoamento para o fluxo cruzado através do feixe de tubos, calculada no passo 15.

- Calcular o fluxo de massa.

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}_c}{S_{ch}}$$

ii. Coeficiente de película h_{eB} .

Levando em consideração o número de Reynolds calculado conforme a equação abaixo e utilizando os diagramas de ANEXO H e ANEXO I.

$$Re_h = \frac{G_{ch} d_e}{\mu_c}$$

$$h_{eB} = \frac{Nu \cdot k_c}{d_e}$$

$$Nu = j_h Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{te}} \right)^{0.14}$$

$$Pr = \frac{\mu_c C p_c}{k_c}$$

Em que j_h é determinado em função do número de Reynolds e do arranjo dos tubos, k_c é a condutividade térmica do fluido no casco e $C p_c$ é o calor específico do fluido no casco.

iii. Correção do coeficiente de película.

$$E_c = \frac{l_B + (L - l_B) \left(\frac{2l}{L - l_B} \right)^{0.6}}{L}$$

Em que l_B é o comprimento de tubo situado entre as duas chicanas extremas.

$$l_B = l - (N_{ch} - 1)$$

iv. Coeficiente de película corrigido.

$$h_e = E_c h_{eB}$$

17) Determinar o coeficiente global de transferência de calor.

Considerando tubos não aletados e propriedades constantes ao longo do trocador de calor, a equação para o coeficiente global de transferência de calor é:

$$U = \frac{1}{\frac{d_e}{h_i d_i} + \frac{R_{di} d_e}{d_i} + \frac{d_e}{2k_t} \ln \frac{d_e}{d_i} + R_{de} + \frac{1}{h_e}}$$

18) Calcular a área de troca de calor necessária.

$$A' = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_M}$$

Essa nova área de troca de calor calculada deve ser igual à área determinada no passo 8 ou possuir um desvio de, no máximo, 5%. Caso esteja com desvio acima de 5%, voltar ao passo 8 e proceder com o roteiro de cálculo com um novo valor de U.

$$Desvio\% = \frac{A' - A}{A} \cdot 100$$

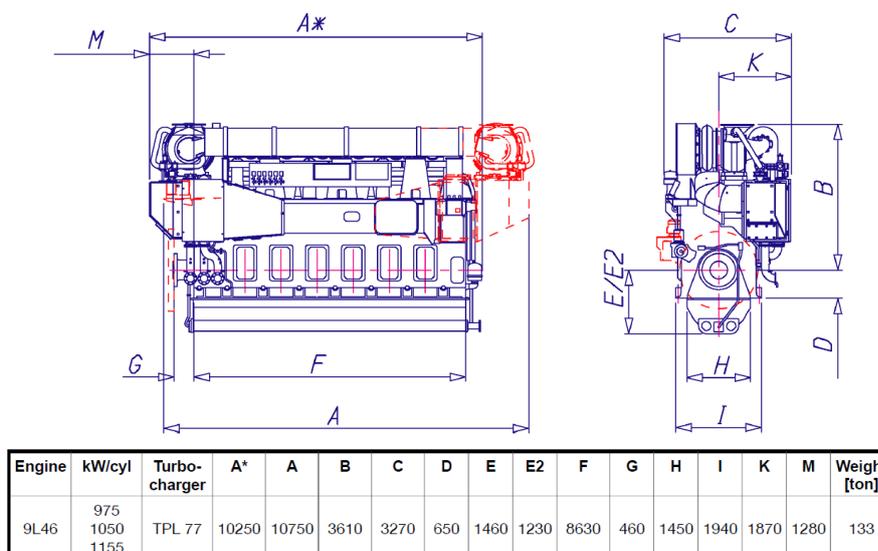
5 ESTUDO DE CASO

Os navios graneleiros do tipo Handymax se caracterizam por um porte entre 40.000 e 60.000 toneladas, possuindo em média 5 porções de carga, tradicionalmente empregados no mercado de carga seca. Suas dimensões são menores comparadas a navios de grande porte, deste modo, são navios práticos para navegação entre portos internacionais. Conforme projetos anteriores de embarcações graneleiras, os motores desse tipo de navio operam em um range de 8700 a 9600 kW de potência.

Para o estudo de caso deste projeto, com base nas informações de graneleiros Handymax, foi selecionado o motor Wärtsilä 9L46, que é um motor quatro tempos, ciclo Diesel, que utiliza turbocompressão e injeção direta de combustível. O modelo escolhido trabalha com 9 cilindros em linha, possui rotação de 500rpm, potência de 8775kW e pressão de 2,43Mpa.

A embarcação está operando na rota Recife-Rio de Janeiro, com temperaturas da superfície da água variando de 68°F a 95°F.

Figura 5 - Características dimensionais do motor Wärtsilä 9L46.



Fonte: Project Guide Wärtsilä 46.

O sistema de resfriamento dos motores é responsável pela retirada do excesso de calor do motor, dividindo-se em dois circuitos: circuito de alta temperatura (circuito HT – *High Temperature*) e circuito de baixa temperatura (circuito LT – *Low Temperature*).

A retirada do excesso de calor das paredes dos cilindros, cabeçotes, êmbolos e injetores é um processo indispensável para a continuidade do funcionamento do motor, este processo está vinculado ao circuito HT. Enquanto o sistema de óleo lubrificante está atrelado ao circuito LT.

A tabela de informações técnicas do guia de projetos da Wärtsilä¹ fornece as seguintes características para o circuito HT do motor:

- Temperatura de entrada antes dos cilindros: 165,2°F
- Temperatura de saída depois dos cilindros: 195,8°F
- Capacidade nominal da bomba: 200 m³/h
- Dissipação de calor: 2445 kW

O interesse neste estudo é dimensionar um trocador de calor casco-tubos para resfriar a água de arrefecimento do circuito HT do motor marítimo ciclo Diesel

¹Project Guide Wärtsilä 46 - 3/2007.

Wärtsilä 9L46, cuja características de vazão, temperaturas de entrada e saída foram apresentadas anteriormente. O fluido que troca calor com o fluido que passa pelo motor é a água do mar, conforme região de operação da embarcação.

Analisar-se-á o impacto de três diferentes configurações no trocador de calor:

- 1- Água nos tubos e água do mar no casco;
- 2- Mistura de água e etilenoglicol nos tubos e água do mar no casco;
- 3- Adição de um nanofluido à água nos tubos e água do mar no casco.

Para o caso 2, considerou-se 30% de etilenoglicol na mistura. Para o caso 3, foram consideradas a adição de 1%, 5% e 9% de nanofluidos ao fluido base (água).

Como o roteiro de cálculo é iterativo, foi necessária a implementação de um código computacional, a fim de tornar mais fácil a visualização dos resultados. A Tabela 6 apresenta os parâmetros de entrada para o processo, considerando os diferentes casos de estudo.

Tabela 6 - Propriedades dos fluidos.

	Calor específico (BTU/lbm.°F)	Condutividade térmica (BTU/h.ft.°F)	Densidade (lbm/ft³)	Viscosidade dinâmica (lbm/ft.h)
Água (T=81,5°F)	0,998579038	0,35350063	62,20183535	2,036026355
Água (T=180,5°F)	1,002603161	0,388236982	60,56933427	0,831135626
Água+30%Etilenoglicol	0,86963791	0,256189778	65,36831752	6,918592568
Água+1%Al₂O₃	0,970061019	0,399496306	62,44203096	0,851914016
Água+5%Al₂O₃	0,857321054	0,446798054	69,93281773	0,935027579
Água+9%Al₂O₃	0,766396427	0,498064571	77,4236045	1,018141141

As propriedades da água foram encontradas em uma calculadora online², considerando as diferentes temperaturas e pressão de 1 bar, os dados da mistura etilenoglicol e água estão em Medeiros, Barbosa & Fontes (2010) e os valores das propriedades dos nanofluidos foram obtidos conforme equações constantes em Motta, F.C. (2012).

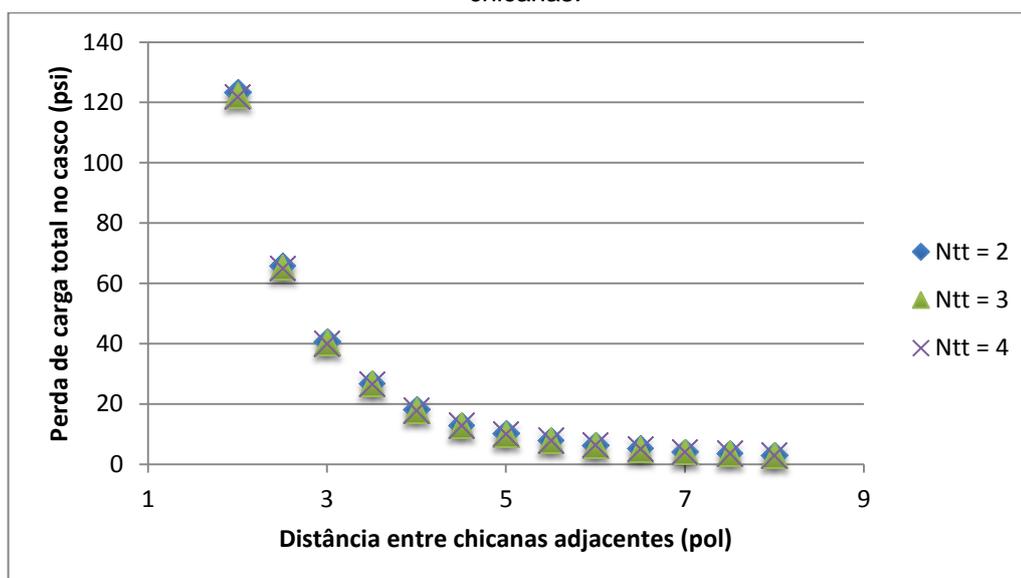
²CalcSteam: Calculation of thermodynamic properties of water. Disponível em: <http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html>.

5.1 CALIBRAÇÃO

Para definir as características do trocador de calor pelo método de Tinker, utilizou-se primeiramente o caso 1 (água-água) como calibrador, isto é, com os resultados ótimos para essa primeira configuração, determina-se as informações do trocador de calor projetado.

Dois dos parâmetros do procedimento de cálculo que devem ser imputados pelo projetista são a distância entre chicanas adjacentes, sabendo que a norma TEMA define um valor mínimo, e o espaçamento entre chicanas adjacentes. Vale lembrar que a perda de carga total no casco, para líquidos, é considerada razoável para um valor entre 10 e 25 psi.

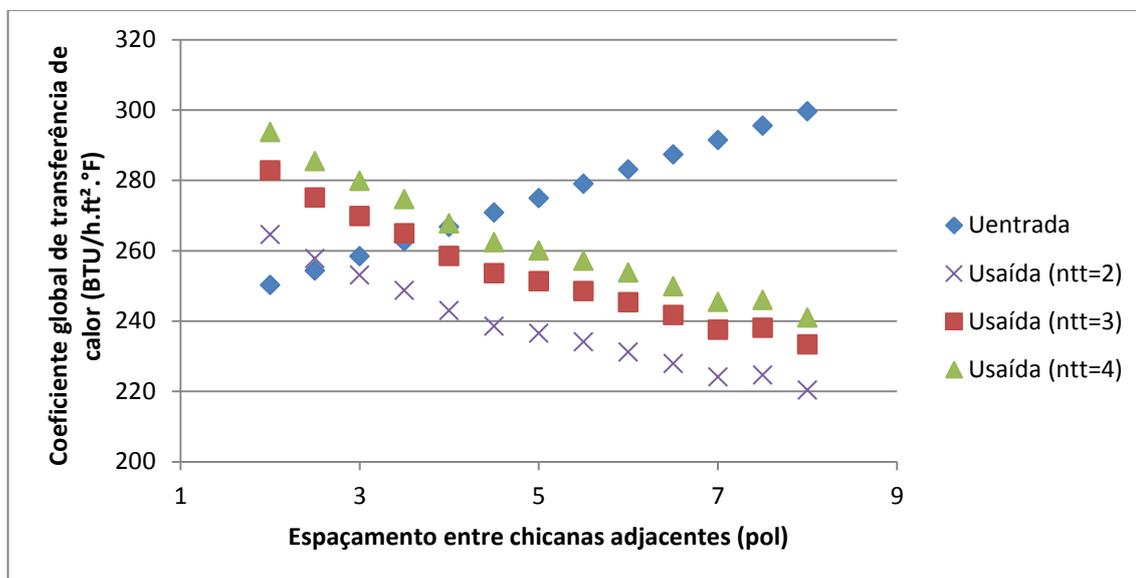
Figura 6 - Relação entre o número de trajetos nos tubos, a perda de carga e a distância entre chicanas.



Como a perda de carga quase não variou com o número de trajetos nos tubos, a próxima etapa é verificar o valor do coeficiente global de transferência de calor corrigido que está dentro da faixa limítrofe dos valores encontrados na literatura, para que seja possível definir qual o número de trajetos nos tubos mais adequado, o que permite a maior transferência de calor.

Ainda da Figura 6, é possível verificar que para a perda de carga razoável, o espaçamento entre chicanas ideal está entre 3,5 e 5 polegadas. Portanto, na sequência, o coeficiente global de troca de calor será analisado para esse intervalo.

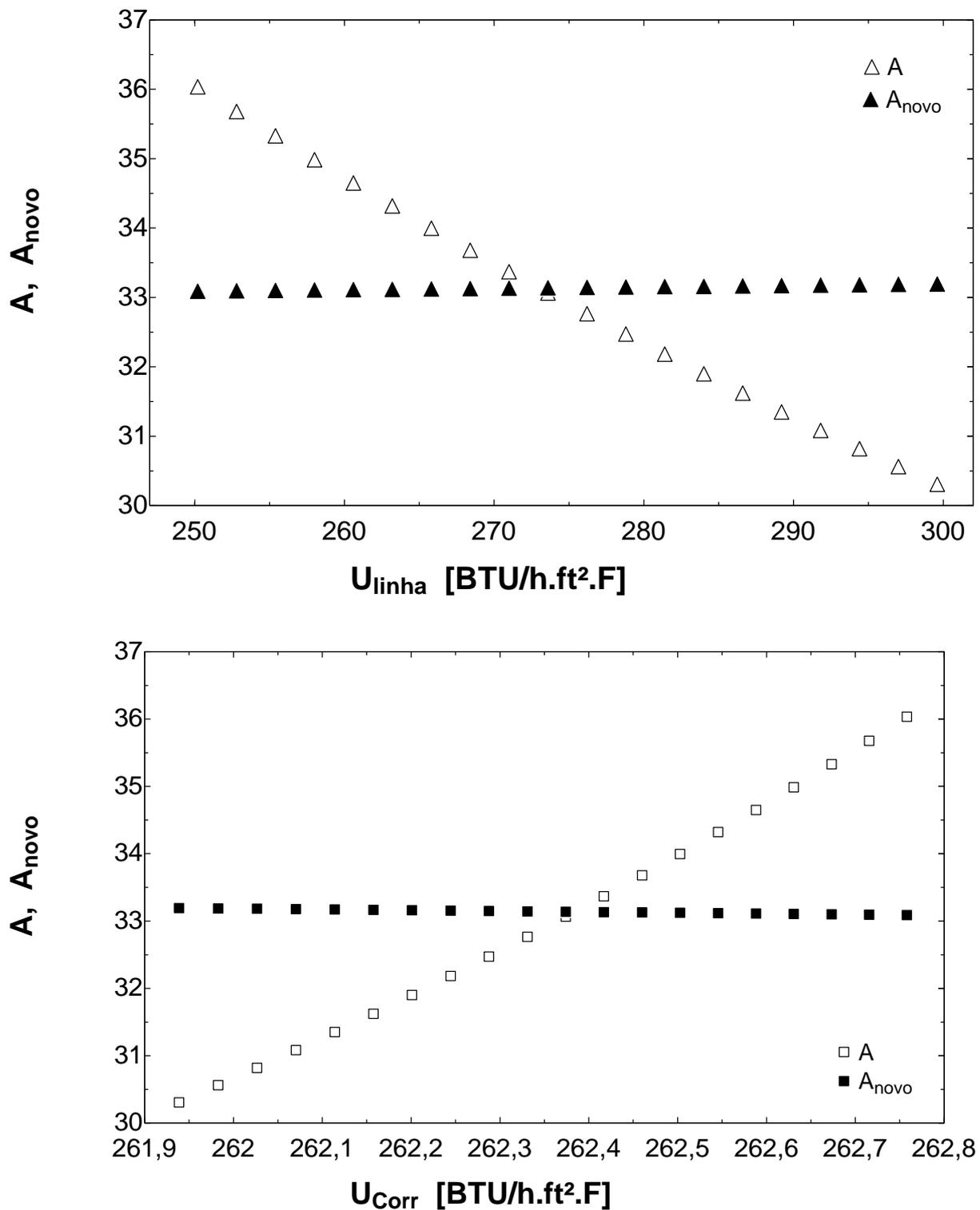
Figura 7 - Valor do coeficiente global de transferência de calor de entrada e de saída, considerando diferentes números de trajetos nos tubos.



Na Figura 7 é notável que para número de trajetos nos tubos igual a 2, com distância entre chicanas contíguas entre 3,5 e 5 polegadas, o coeficiente global de troca térmica de saída (resultado final) está fora do range definido pela literatura, que é de 250,2BTU/h.ft².°F a 299,6BTU/h.ft².°F. Tanto para o $n_{tt} = 3$ quanto para o $n_{tt} = 4$, o U de saída está dentro dos limites definidos pela literatura, então o fator determinante na escolha do número de trajetos nos tubos é àquele que possui maior U de saída, que é o número de trajetos nos tubos igual a 4.

A próxima definição é do espaçamento entre chicanas, que foi escolhido para o menor desvio de área, desde que seja um número condizente com valores comerciais, para adequada aplicação no processo construtivo. Considerando o mesmo coeficiente global de transferência de calor imputado inicialmente, o desvio de área é maior enquanto a perda de carga total no casco é menor. Lembrando que a perda de carga total deve estar entre 10 e 25 psi, os valores analisados para espaçamento entre chicanas foi 4, 4,5 e 5 polegadas, porque ao definir valores menores e maiores, a perda de carga total ultrapassa os limites. Para balancear a perda de carga total no casco e o desvio de áreas, o espaçamento escolhido foi de 4,5 polegadas. Os resultados são mostrados no ANEXO J. A Figura 8 apresenta os gráficos que comparam os valores das áreas com o U de entrada e o U de saída.

Figura 8 - Relação das áreas e dos coeficientes globais de transferência de calor de entrada e de saída.



Definidas as características do trocador de calor ao considerar água nos tubos e água no casco (caso 1), o resumo é mostrado na Tabela 7. Essas serão as características utilizadas na análise dos próximos casos.

Tabela 7 - Características do trocador de calor.

Número de tubos	32
Diâmetro externo dos tubos	3/4"
Distância entre centros dos tubos	15/16"
Comprimento dos tubos	8 pés
Diâmetro interno do casco	8"
Número de trajeto dos tubos	4
Tipo de arranjo	TRIANGULAR
Distância entre chicanas adjacentes	4,5
Número de chicanas	15
Diâmetro do bocal do casco	3"
Diâmetro do bocal dos tubos	3"

5.2 RESULTADOS

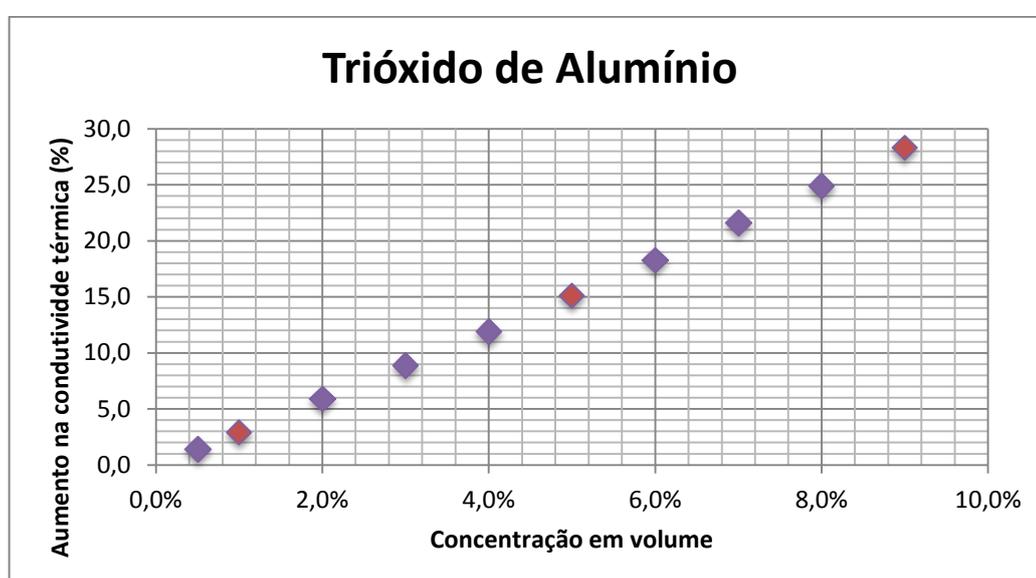
Com a adição de 1% de nanopartículas de Al_2O_3 em água, a condutividade térmica passou a ser 0,4981 BTU/h.ft.°F, o que representa um aumento de 2,9% em relação à condutividade térmica da água com temperatura média de 82,5°C. Ao variar a concentração em volume das nanopartículas para 5% e 9%, houve um incremento de 26,4% e 28,3%, respectivamente. Constatou-se com os resultados que ao acrescentar a concentração volumétrica das nanopartículas, ocorre uma maior transferência de calor devido ao maior valor da condutividade térmica.

Comparando os valores da condutividade térmica para uma temperatura média da água de 27,5°C, tem-se que, com a aplicação de 1% de nanopartículas no fluido base, essa propriedade tem um aumento de 13,0%. Depreende-se então que

a temperatura também é um agente influenciador. À medida que a temperatura aumenta, a condutividade térmica também aumenta consideravelmente.

Por outro lado, a mistura de 30% de etilenoglicol em água apresenta temperatura de congelamento mais baixa e de ebulição mais alta comparados à água, o que é interessante para que não ocorra mudança de fase. No entanto, a condutividade térmica da mistura diminui bastante – houve uma diferença de 34,0%, o que interfere diretamente na transferência de calor.

Figura 9 - Variação da condutividade térmica em função da concentração volumétrica para o trióxido de alumínio, considerando temperatura média $T=180,5^{\circ}\text{C}$.



O coeficiente global de transferência de calor está atrelado à transferência de calor, como o nome sugere, e, para os três casos analisados, os valores desse coeficiente variam diretamente com a variação da condutividade térmica. Quanto maior a condutividade térmica, maior é o U . Portanto, defini-lo é uma das etapas mais importantes na análise térmica do sistema de resfriamento do motor marítimo, para um dimensionamento ótimo do trocador de calor.

O valor de U para as três situações analisadas, considerando um desvio na área de troca térmica (passo 18) de 0,5%, são mostrados na Figura 10, o que indica que o trióxido de alumínio a 9% possui maior coeficiente global de transferência de calor, enquanto a mistura etilenoglicol-água apresenta um valor muito baixo comparado ao valor do caso água-água.

Figura 10 - Coeficiente global de transferência de calor para diferentes fluidos de trabalho.

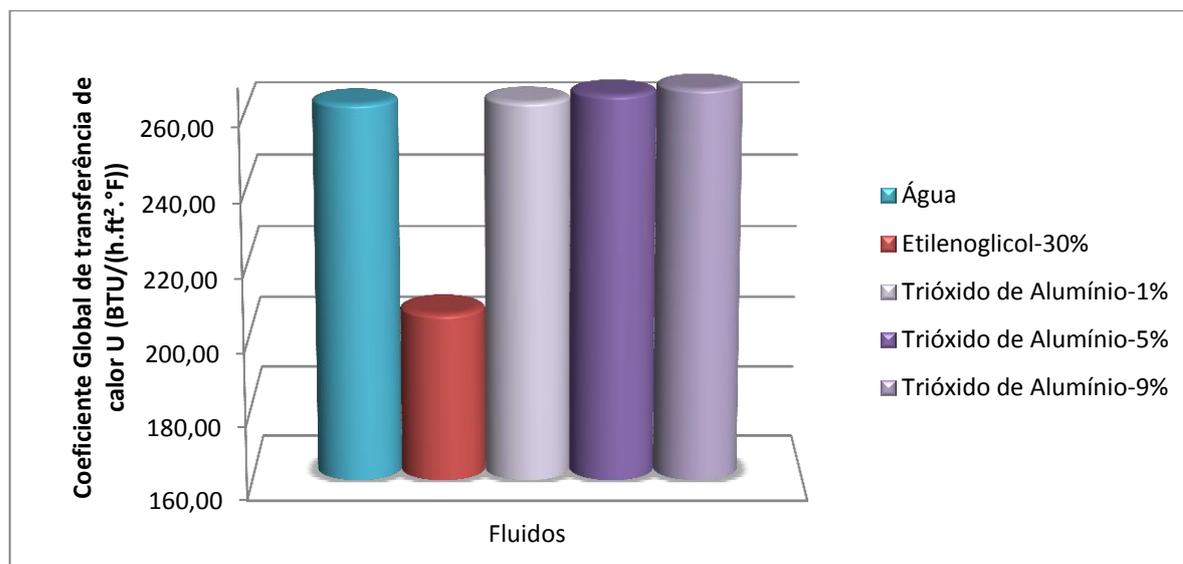
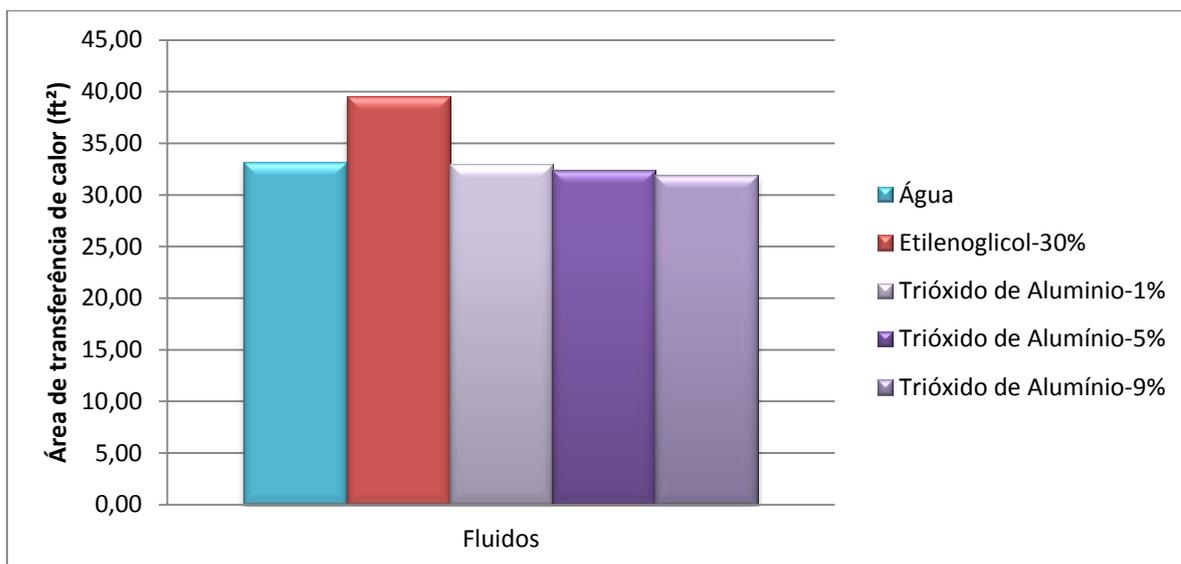


Tabela 8 - Valores para o coeficiente U, considerando desvio de área de troca térmica de 0,5%.

FLUIDO ESCOANDO NOS TUBOS DO TROCADOR DE CALOR	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (BTU/h.ft².°F)
Água	262,40
Mistura de água e 30% de etilenoglicol	205,90
Água e 1% de nanopartículas de Al ₂ O ₃	262,90
Água e 5% de nanopartículas de Al ₂ O ₃	264,80
Água e 9% de nanopartículas de Al ₂ O ₃	266,40

A área de troca de calor necessária, definida no passo 18 do dimensionamento baseado no método de Tinker, deve possuir um erro menor do que 5% quando comparada à área inicial, calculada no passo 8. Considerando um desvio de 0,5%, os valores das áreas de troca térmica, cujos valores de coeficiente global de transferência de calor foram mostrados anteriormente, são, em pés quadrados, 33,14 e 39,52, para o caso 1 (água-água) e caso 2 (água-etilenoglicol), respectivamente. Para o caso 3, com a variação da concentração em volumes de 1%, 5% e 9%, os resultados são 32,99, 32,42 e 31,89, respectivamente, em pés quadrados.

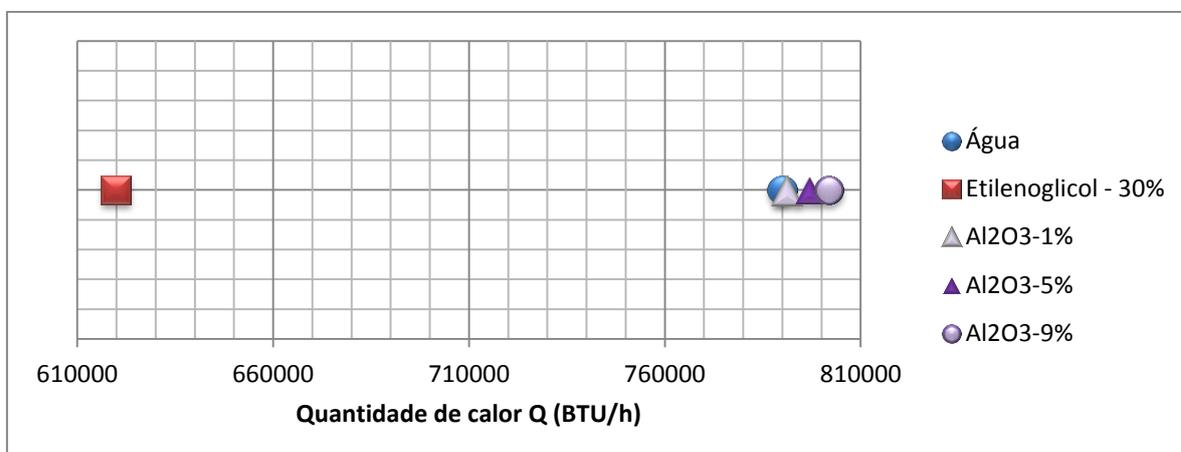
Figura 11 - Área de troca de calor conforme fluido de trabalho.



Ao analisar os valores do coeficiente U e da área de troca térmica, é possível concluir que o sistema de arrefecimento se torna mais compacto com a adição das nanopartículas de trióxido de alumínio, pois para um trocador de calor com as mesmas características geométricas, a área de troca térmica necessária é menor, enquanto o coeficiente global de transferência de calor é maior.

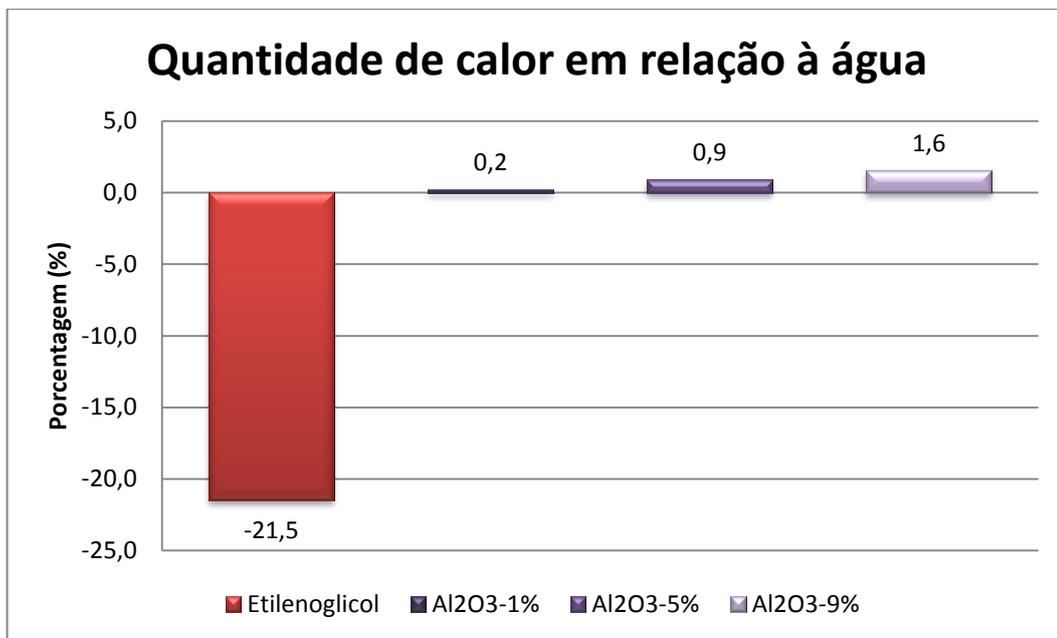
Considerando uma área de troca de calor igual a 32ft^2 , há uma variação na quantidade de calor conforme o fluido de trabalho. Verificou-se que a maior transferência de calor ocorre para o nanofluido a 9%, com valor de 801672 BTU/h .

Figura 12 - Quantidade de calor para uma área de 32 pés quadrados.



A menor transferência calor ocorre para a mistura de 30% etilenoglicol e água, em que há uma perda de 21,5% em relação à água. Para os demais fluidos a transferência sofre um incremento.

Figura 13 - Diferença na quantidade de calor para os diferentes fluidos, comparados à água, em porcentagem.



6 CONCLUSÕES

A crescente preocupação concernente às embarcações marítimas em melhorar seus processos, minimizar custos, desenvolver princípios de sustentabilidade, com a racionalização da energia, são motivos que corroboram a necessidade de aprimorar os equipamentos que envolvem grande consumo de energia e perdas de calor, que é o caso dos motores navais, que desprendem uma alta quantidade de energia.

Em vista disso, buscar melhorias no sistema de arrefecimento ao introduzir um novo fluido de refrigeração (objeto de análise neste estudo) no equipamento responsável pela troca de calor é uma das alternativas para melhorar o desempenho de motor marítimo e, conseqüentemente, melhorar o processo como um todo.

A aplicação do método de Tinker para dimensionamento do trocador de calor no software EES apresentou resultados satisfatórios, com valores do coeficiente global de transferência de calor coerentes com os apresentados na literatura, para o caso de calibração (água-água). Além disso, o programa permite realizar variações nas configurações do trocador de calor, o que é útil para futuras análises. Ao dimensionar o trocador de calor é importante que os parâmetros de entrada estejam bem definidos, para que não haja interferência nos dados de saída.

Com os resultados obtidos no *software* EES, é possível afirmar que os nanofluidos representam uma boa alternativa na compactação do sistema de arrefecimento do motor marítimo, diminuindo a área necessária à instalação do trocador de calor e melhorando os ganhos em condutividade térmica, o que acarreta em melhoria no desempenho do motor marítimo. Acrescenta-se que se a área de troca de calor necessária é menor, o equipamento se torna mais econômico.

Mesmo que os ganhos apresentados pareçam pequenos em termos percentuais, quando se trata de motores marítimos, 1,5% de aumento em uma grande quantidade de energia desprendida denota um alto valor agregado. Considerando embarcações com mais de um motor marítimo, esses valores se tornam ainda mais preciosos.

No estudo de caso realizado, o sistema de arrefecimento possui uma baixa vazão dentro dos tubos, devido à capacidade da bomba para o sistema de resfriamento do motor selecionado, e esta é a razão de o trocador de calor dimensionado ser pequeno, com apenas 32 tubos e diâmetro do casco de 8 polegadas.

De uma forma geral, o sistema de arrefecimento do motor marítimo permite diminuir a área de troca térmica necessária, minimizando custos, compactando o lugar de instalação, melhorando o desempenho na transferência de calor, ao introduzir nanopartículas ao fluido base (geralmente água, que foi o estudo neste trabalho) de refrigeração que está passando pelos tubos de um trocador de calor.

A análise térmica neste trabalho, cujo objeto de estudo foi o sistema de arrefecimento de um motor marítimo específico, comprovou que é possível compactar sistemas, intensificar a troca térmica e minimizar custos, através do uso de uma nova classe de fluidos em que pesquisas vêm sendo realizadas em diversos centros de pesquisas: os nanofluidos.

REFERÊNCIAS

Albadr, J., Tayal, S. e Alasadi, M. Heat transfer through heat exchanger using Al_2O_3 nanofluid at different concentrations. **Case Studies in Thermal Engineering**, vol. 1, p. 38-44, ago. 2013.

Angayarkanni SA, Philip J. Review on thermal properties of nanofluids: Recent developments. **Advances in Colloid and Interface Science**, Elsevier B.V., 2015.

Barger, E.L.; Liljedahl, J.B.; Carleton, W.M.; McKibben, E.G. **Tratores e Seus Motores**. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda, 1966. 398 p.

Bell, K. J., Preliminary design of shell and tube heat exchangers, in **Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design**. Kakaç, S., Bergles, A. E., and Mayinger, F., Eds., Hemisphere, Whashington, D.C., 1981.

Bicca, G. B. **Modelagem Hierárquica de Trocadores de Calor Casco e Tubos**. Porto Alegre RS: PPGEQ, 2006, cap. 2, p. 5.

Çengel, A. Y.; Ghajar, A. J. **Transferência de calor e massa**. 4° ed. Editora McGraw-Hill, 2012.

Essel Eletromecânica. **Cursos Essel Online: Trocadores de calor**. 2014.

Farajollahi, B.; Etemad, S.GH.; Hojjat, M. Heat Transfer of Nanofluids in a Shell and Tube Heat Exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 53, pp. 12-17, nov. 2009.

Hewitt, G.F.; Shires, G.L.; Bott, T.R. **Process Heat Transfer**, CRC Press, Boca Raton Florida, 1994.

Incropera, F.P.; Dewitt, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: 4. ed. Livros técnicas e Científicos Editora S.A, 1998.

Jie Yang, Lei Ma, Jessica Bock, Anthony M. Jacobi, Wei Liu. A comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube heat exchangers with experimental validation. **Applied Thermal Engineering**, vol. 65, p. 369-383, 2014.

J.J. Liu, Z.C. Liu, W. Liu. 3D numerical study on shell side heat transfer and flow characteristics of rod-baffle heat exchangers with spirally corrugated tubes. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 89, p. 34-42, 2015.

Joydeep Barman; A.K. Ghoshal. Performance analysis of finned tube and unbaffled shell-and-tube heat exchangers. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 46, p. 1311-1317, fev. 2007.

Kakaç, S., Liu, H. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 2ª ed. Editora CRC Press, Florida, 2002.

Kreith, F. e Bohn, MS. **Princípios de Transferência de Calor**. Editora Edgard Blücher, São Paulo, 2003.

Leong, K.Y.; Saidur, R.; Mahlia, T.M.I.; Yau, Y.H. Modeling of shell and tube heat recovery exchanger operated with nanofluid based coolants. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 55, 2012, p. 808-816.

M.M. MacDevette, T.G. Myers. Nanofluids: An innovative phase change material for cold storage systems?. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2016.

Medeiros, Barbosa & Fontes. **Propriedades termofísicas de fluidos secundários à base de álcool para termoacumulação**. Holos, Ano 26, Vol. 4, 2010.

Motta, F C. **Caracterização da condutividade térmica, viscosidade dinâmica e ângulo de contato de nanofluidos baseados em partículas de alumina-gama em água**. 2012. 107f. Tese (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012.

Pantzali, M.N.; Mouza, A.A.; Paras, S.V. Investigating the efficacy of nanofluids as coolants in plate heat exchangers (PHE). **Chemical Engineering Science**, vol. 64, p. 3290-3300, abr. 2009.

Perry, R.H., Chilton, C.H. Manual de Engenharia Química. 2ª edição, Editora Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 1980.

Roghayeh Lotfi; Ali Morad Rashidi; Azadeh Amrollahi. Experimental study on the heat transfer enhancement of MWNT-water nanofluid in a shell and tube heat exchanger. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 39, 2012, p. 108-111.

Rubbo, P. N. **Determinação do coeficiente global de transferência de calor de um condensador do tipo casco e tubo de um chiller por adsorção de amônia em NaBr**. Araranguá, SC: Universidade Federal de Santa Catarina, Curso de Engenharia de Energia, Dezembro de 2014.

Sarit, K.D.; Putra, N.; Thiesen, P. Temperature Dependence of Thermal Conductivity Enhancement for Nanofluids. **Journal of Heat Transfer**, vol. 125, p. 567-574, 2003.

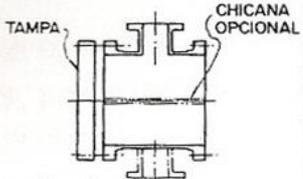
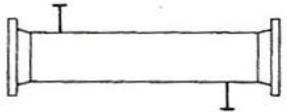
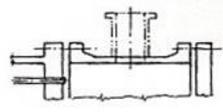
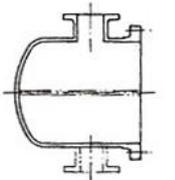
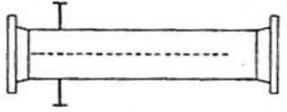
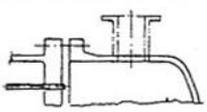
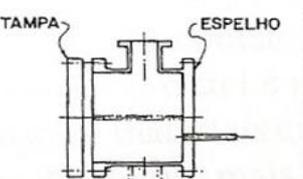
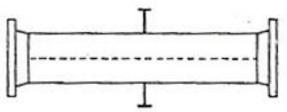
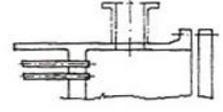
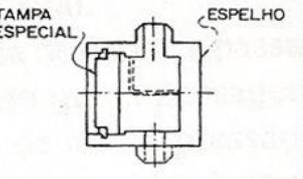
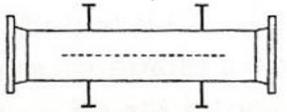
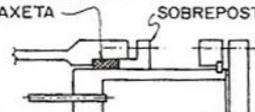
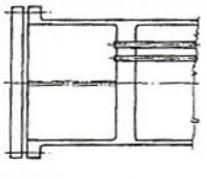
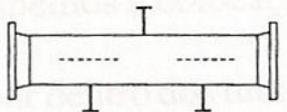
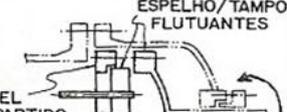
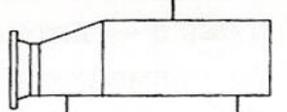
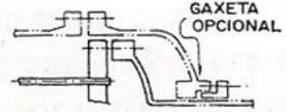
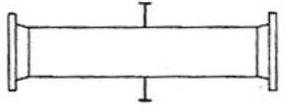
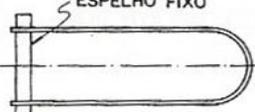
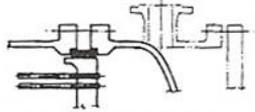
Shah, R. K. Classification of heat exchangers, in **Heat Exchangers – Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design**. Kakaç, S., Bergles, A. E., and Mayinger, F., Eds. John Wiley & Sons, New York, 1981.

TINKER, T.; **Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers**, General Discussion on Heat Transfer, Institution of Mechanical Engineers, London, (1958). pp. 97-116.

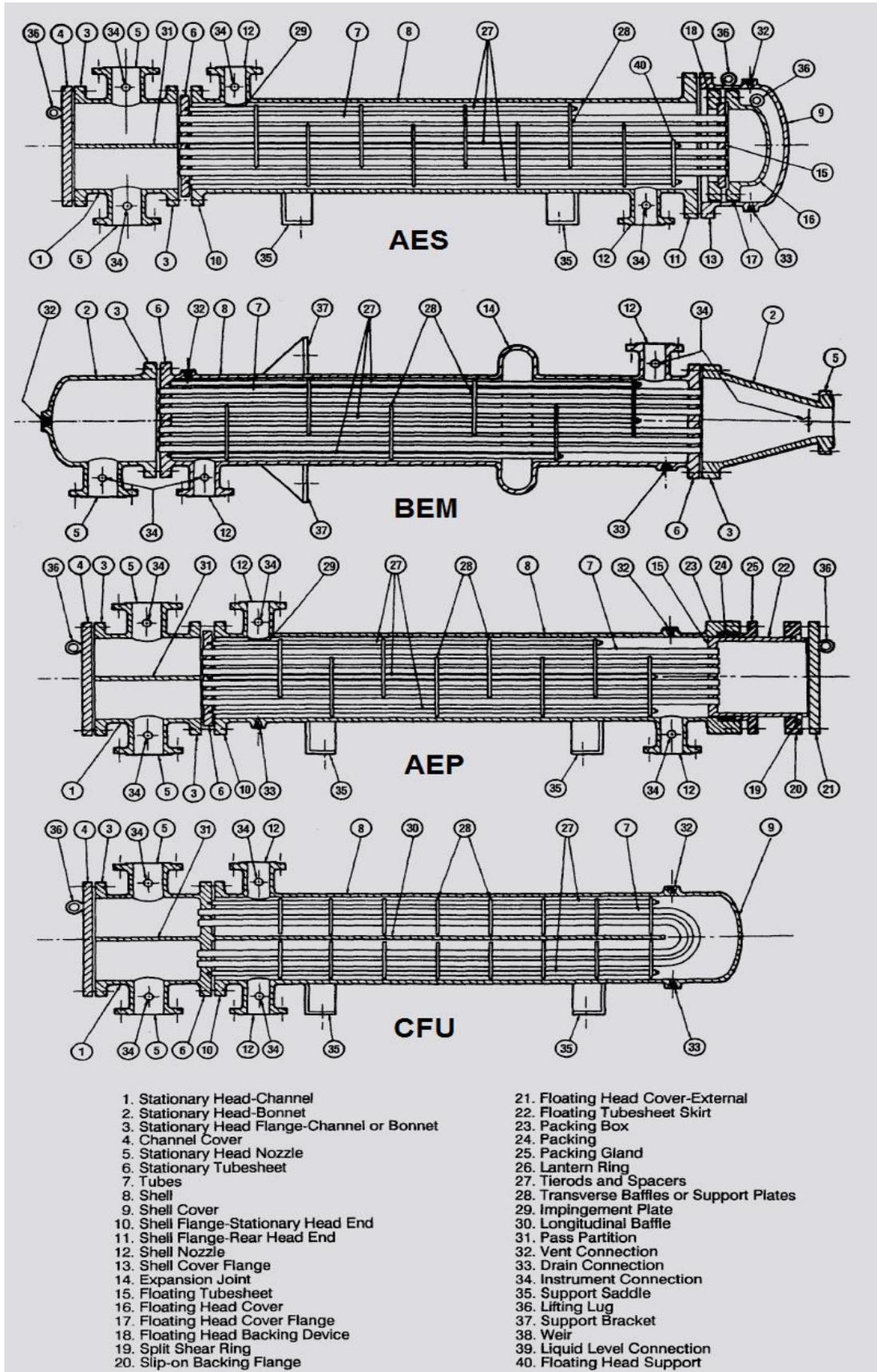
Torii, S. Turbulent heat transfer behavior of nanofluid in a circular tube heated under constant heat flux. **Advances in Mechanical Engineering**, vol. 2010, nov. 2010. 917612. Available from, DOI: 10.1155/2010/917612.

ANEXOS

ANEXO A - Designação TEMA para trocadores de calor casco-tubos. Fonte: Perry e Chilton (1980).

TIPOS DE CARRETEL		TIPOS DE CASCO		TIPOS DE EXTREMIDADE POSTERIOR	
A	 <p>TAMPA CHICANA OPCIONAL</p> <p>CARRETEL E TAMPA REMOVÍVEIS</p>	E	 <p>CASCO DE UM PASSE</p>	L	 <p>ESPELHOS FIXOS SEMELHANTE AO TIPO 'A'</p>
B	 <p>CARRETEL e TAMPO INTEGRAL</p>	F	 <p>CASCO DE DOIS PASSOS COM CHICANA LONGITUDINAL</p>	M	 <p>ESPELHOS FIXOS SEMELHANTE AO TIPO 'B'</p>
C	 <p>TAMPA ESPELHO</p> <p>CARRETEL INTEGRAL COM O ESPELHO TAMPA REMOVÍVEL</p>	G	 <p>FLUXO DIVIDIDO</p>	N	 <p>ESPELHOS FIXOS SEMELHANTE AO TIPO 'C'</p>
D	 <p>TAMPA ESPECIAL ESPELHO</p> <p>TIPO ESPECIAL p/ALTAS PRESSÕES</p>	H	 <p>FLUXO DUPLO DIVIDIDO</p>	P	 <p>GAXETA SOBREPOSTA</p> <p>EXTREMO FLUTUANTE COM GAXETA EXTERNA</p>
N	 <p>CARRETEL INTEGRAL COM O ESPELHO - TAMPA REMOVÍVEL FEIXE TUBULAR NÃO REMOVÍVEL</p>	J	 <p>ENTRADA/SAÍDA DIVIDIDA</p>	S	 <p>ESPELHO/TAMPO FLUTUANTES ANEL BIPARTIDO</p> <p>ESPELHO FLUTUANTE COM ANEL BIPARTIDO</p>
		K	 <p>TIPO REFERVEDOR</p>	T	 <p>GAXETA OPCIONAL</p> <p>ESPELHO FLUTUANTE REMOVIVEL PELO CARRETEL</p>
		X	 <p>TIPO REFERVEDOR</p>	U	 <p>ESPELHO FIXO</p> <p>FEIXE TUBULAR EM 'U'</p>
				W	 <p>ESPELHO FLUTUANTE COM ENGAXETAMENTO EXTERNO</p>

ANEXO B - Principais tipos construtivos de um trocador de calor multitubular. (Fonte: Wix Equipamentos Ltda., 2014. Disponível em: <<http://www.wixeq.com/trocadores-especiais.php>>).



ANEXO C - Modelo de uma folha de dados. Fonte: Essel (2014).

01	SERVIÇO:					
02	DIM. GERAIS:	TIPO:	INSTAL.:	ARRANJO:	SÉRIE	PARALELO
03	ÁREA DE TROCA/UNIDADE:	CASCOS/UNIDADE:		ÁREA/CASCO:		
04	CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO PARA 01 UNIDADE					
05	LOCALIZAÇÃO DO FLUIDO:	LADO DO CASCO		LADO DOS TUBOS		
06	FLUIDO:					
07	VAZÃO:	ENTRADA	SAIDA	ENTRADA	SAIDA	
08	VAPOR :					
09	LIQUIDO :					
10	VAPOR D'ÁGUA:					
11	NÃO CONDENSÁVEIS:					
12	ÁGUA:					
13	TOTAL:					
14	TEMPERATURA:					
15	MASSA ESPECÍFICA - LIQUIDO					
16	VISCOSIDADE - LIQUIDO					
17	VISCOSIDADE - VAPOR					
18	PESO MOLECULAR - VAPOR					
19	PESO MOLECULAR - NÃO CONDENSÁVEIS					
20	CALOR ESPECÍFICO:					
21	CONDUTIVIDADE TÉRMICA:					
22	CALOR LATENTE:					
23	PRESSÃO DE ENTRADA:					
24	VELOCIDADE:					
25	PERDA DE PRESSÃO: ADM./CALC.:					
26	COEF. DE DEPOSITO:					
27	CALOR TROCADO:	DMTL (CORRIGIDA):				
28	COEFICIENTE DE TRANSF. - SERVIÇO	LIMPO:				
29	CONDIÇÕES DE PROJETO PARA 01 UNIDADE			DESENHO ESQUEMÁTICO		
30		LADO DO CASCO	LADO DOS TUBOS			
31	PRESSÃO DE PROJETO/TESTE:					
32	TEMPERATURA DE PROJETO:					
33	N.º DE PASSES POR CASCO:					
34	SOBRE-ESPESSURA CORROSÃO:					
35	ALÍVIO DE TENSÕES:					
36	RADIOGRAFIA:					
37		ENTRADA:				
38	BOCAIS DIAM./CL.PRESSÃO	SAIDA:				
39						
40						
41	NUMERO DE TUBOS:	Ø EXT.:	ESP. BWG.:	COMPRIMENTO:		
42	TIPO DE TUBOS:	MAT.:	PASSO:	ARRANJO: (30) ◀ (60) ▲ (90) ▣ (45) ◆		
43	CASCO:	DE:	TAMPO DO CASCO:	REMOVIVEL	(INTEG./REMOV.)	
44	M A T E R I A L	TAMPO FIXO:	(CARRETEL BOLEADO)	TAMPO DO CARRETEL:		
45		ESPELHO FIXO:		ESPELHO FLUTUANTE:		
46		TAMPO FLUTUANTE:		CHAPA DEFLETORA:		
47		CHICANA TRANSV.:	TIPO:	%CORTE(DIAM/ÁREA)	ESPAÇAM.: C/C	ENTRA.:
48		CHICANAS LONGIT.:	TIPO DE SELAGEM:			
49		BARRA DE SELAGEM:	LIGAÇÃO TUBO/ESPELHO:			
50		ESTOJOS/PORCAS:				
51		FLANGE DO CASCO:	FLANGE DO CARRETEL:	FLANGE DO CABEÇOTE:		
52		SUPORTE DOS TUBOS:	ESPAÇADORES/TIRANTES:			
53		GAXETA LADO CASCO:	LADO TUBOS:	CABEÇOTE FLUTUANTE:		
54		CÓDIGO PROJETO:	CLASSE TEMA:	VIDA UTIL:		
55		PESO CASCO:	CHEIO D'ÁGUA:	FEIXE:		
56	OBS:					

ANEXO D – Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor. Fonte: Essel (2014).

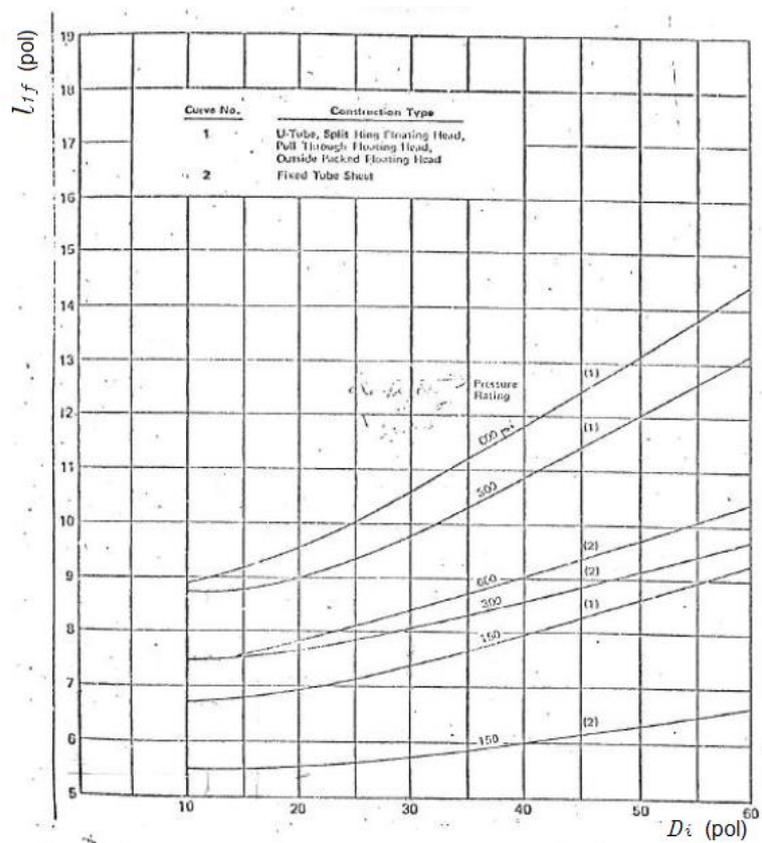
FLUIDO 1	FLUIDO 2	RESISTÊNCIA DE DEPÓSITO TOTAL ($m^2 \cdot C/W$)	COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉMICA ($W/m^2 \cdot C$)
Água	Água	0,00027	1420-1700
Água	Gás, pressão ~1 bar	0,00018	85-110
Água	Gás, pressão ~10 bar	0,00018	170-230
Água	Gás, pressão ~100 bar	0,00018	340-570
Água	Líquido orgânico leve	0,00027	700-1000
Água	Líquido orgânico médio	0,00036	430-700
Água	Líquido orgânico pesado	0,00045	230-430
Água	Líquido orgânico muito pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00072	55-230 30-85
Vapor de água	Gás, pressão ~1 bar	0,00009	85-110
Vapor de água	Gás, pressão ~10 bar	0,00009	200-250
Vapor de água	Gás, pressão ~100 bar	0,00009	400-620
Vapor de água	Líquido orgânico leve	0,00018	770-1100
Vapor de água	Líquido orgânico médio	0,00027	450-770
Vapor de água	Líquido orgânico pesado	0,00026	250-450
Vapor de água	Líquido orgânico muito pesado	0,00063	85-250
Vapor de água	Água	0,00018	1800-2300
Líquido orgânico leve	Líquido orgânico leve	0,00036	570-740
Líquido orgânico leve	Líquido orgânico médio	0,00045	400-570
Líquido orgânico leve	Líquido orgânico pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00054	230-430 140-300
Líquido orgânico leve	Líquido orgânico muito pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00072	110-280 30-140
Líquido orgânico médio	Líquido orgânico médio	0,00054	280-450
Líquido orgânico médio	Líquido orgânico pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00063	170-280 85-200
Líquido orgânico médio	Líquido orgânico muito pesado - Aquecendo - Resfriando	0,00081	85-170 30-140
Líquido orgânico pesado	Líquido orgânico pesado	0,0009	55-170
Líquido orgânico pesado	Líquido orgânico muito pesado	0,0011	30-85
Gás, pressão ~1 bar	Gás, pressão ~1 bar	0	55-85
Gás, pressão ~1 bar	Gás, pressão ~10 bar	0	85-110
Gás, pressão ~1 bar	Gás, pressão ~100 bar	0	85-140
Gás, pressão ~10 bar	Gás, pressão ~10 bar	0	110-170
Gás, pressão ~10 bar	Gás, pressão ~100 bar	0	140-200
Gás, pressão ~100 bar	Gás, pressão ~100 bar	0	200-340
Água	Condensando vapor orgânico leve (puro)	0,00018	850-1150
Água	Condensando vapor orgânico médio (puro)	0,00018	570-850
Água	Condensando vapor orgânico pesado (puro)	0,00036	420-570

ANEXO E - Diâmetro do casco em função da quantidade de tubos. Fonte: Essel (2014).

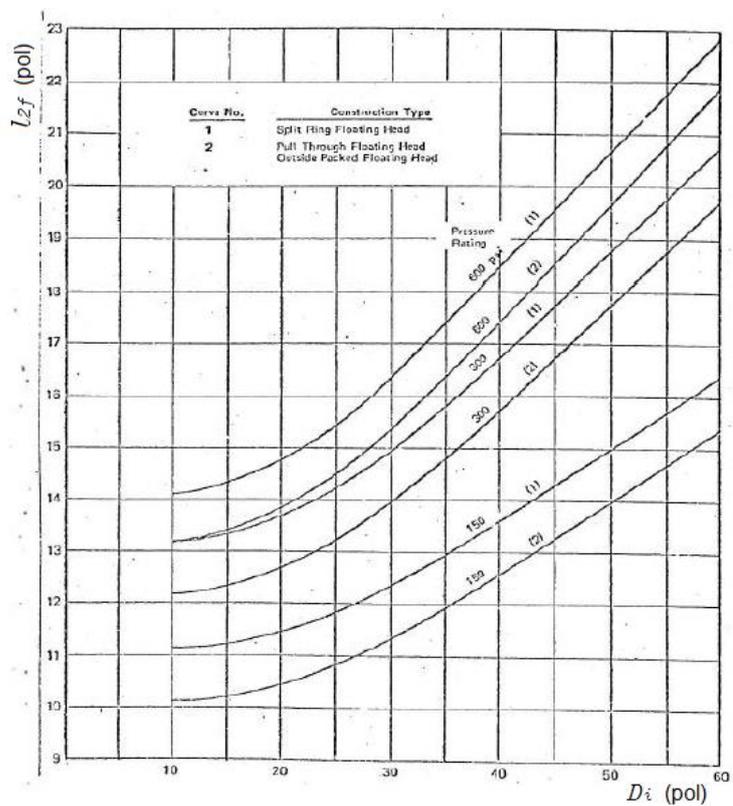
Tubos com diâmetro externo $\frac{3}{4}$ in em um arranjo triangular de $\frac{15}{16}$ in											
Diâmetro interno do casco, in	T.E.M.A. L ou M				T.E.M.A. P ou S				T.E.M.A. U		
	Número de passes				Número de passes				Número de passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
10	85	74	52	50	60	62	52	44	64	52	52
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
13.25	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
15.25	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
17.25	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
19.25	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
21.25	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
23.25	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286

Tubos com diâmetro externo $\frac{3}{4}$ in em um arranjo quadrado de 1 in							
Diâmetro interno do casco, in	T.E.M.A. P ou S				T.E.M.A. U		
	Número de passes				Número de passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	28	26	16	12	28	24	12
10	52	48	44	24	52	44	32
12	80	76	66	56	78	72	70
13.25	104	90	70	80	96	92	90
15.25	136	128	128	114	136	132	120
17.25	181	174	154	160	176	176	160
19.25	222	220	204	198	224	224	224
21.25	289	272	262	260	284	280	274
23.25	345	332	310	308	348	336	328
25	398	386	366	344	408	392	378
27	477	456	432	424	480	468	460
29	554	532	510	496	562	548	530
31	637	624	588	576	648	636	620
33	730	712	682	668	748	728	718
35	828	812	780	760	848	820	816
37	937	918	882	872	952	932	918
39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020
42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212
45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398
48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602
54	2096	2048	2010	1992	2108	2084	2068
60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558

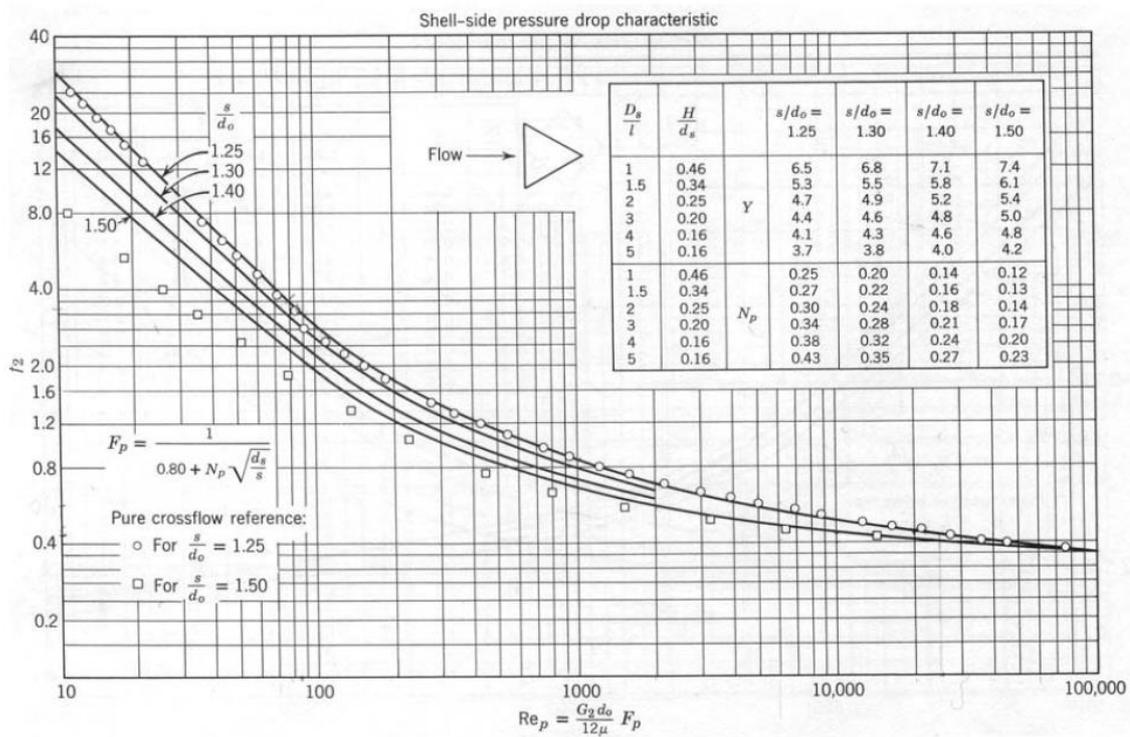
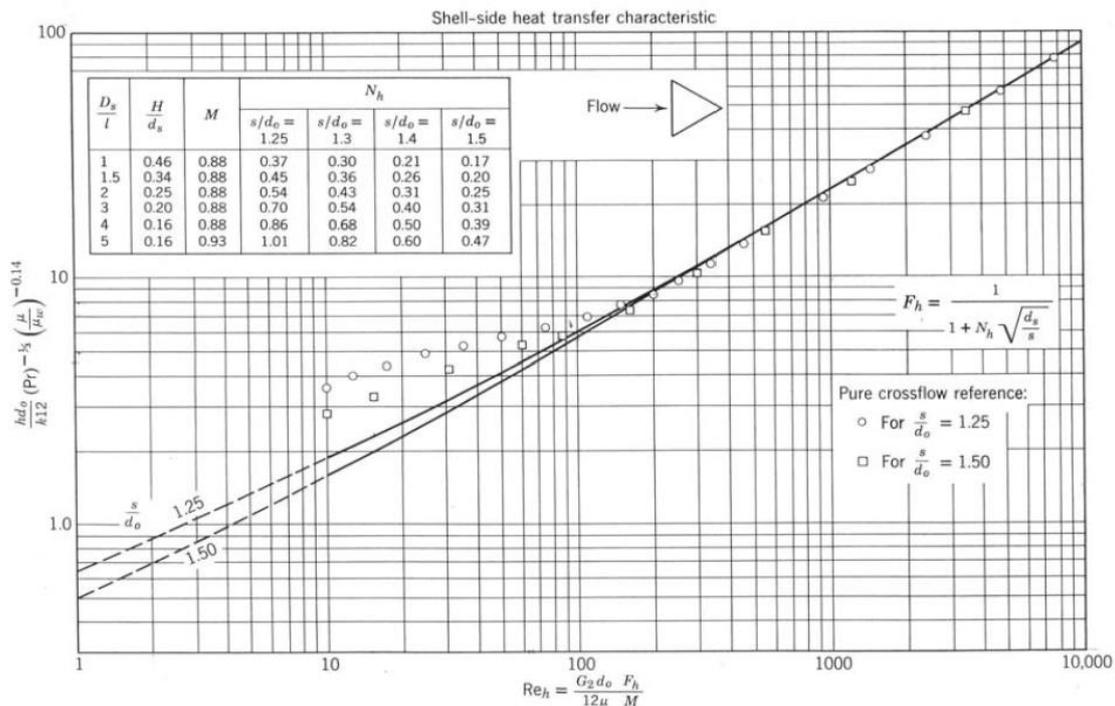
ANEXO F - Comprimento mínimo na entrada. Fonte: Essel (2014).



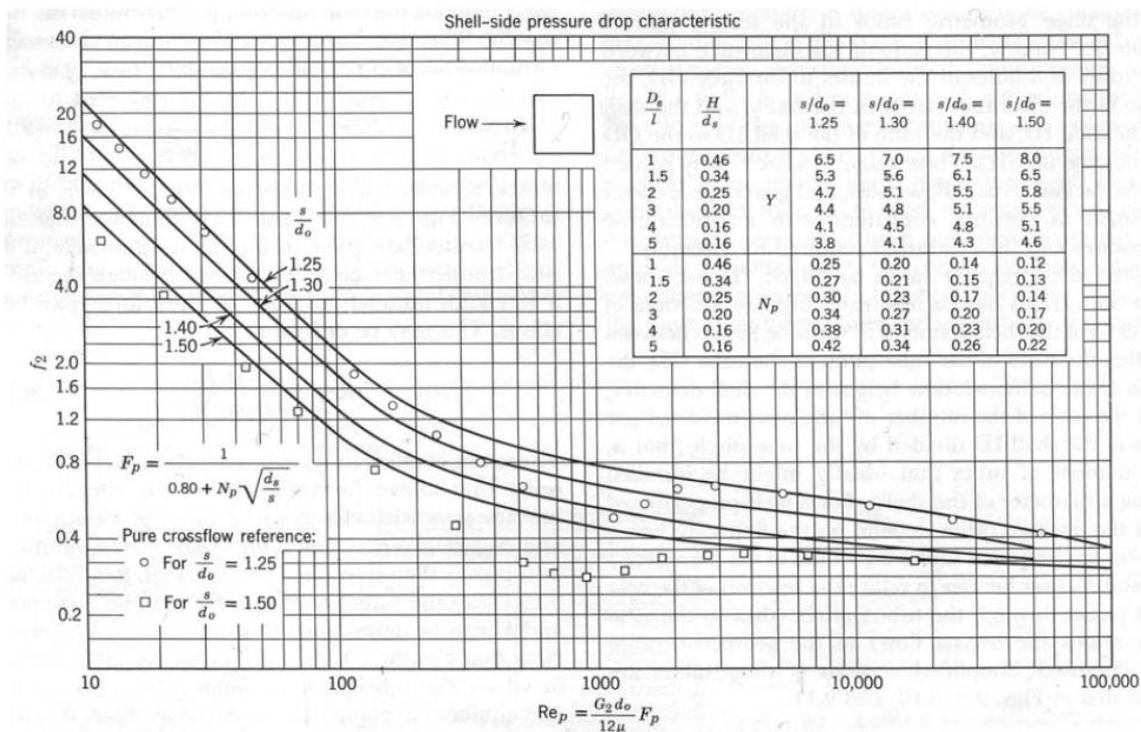
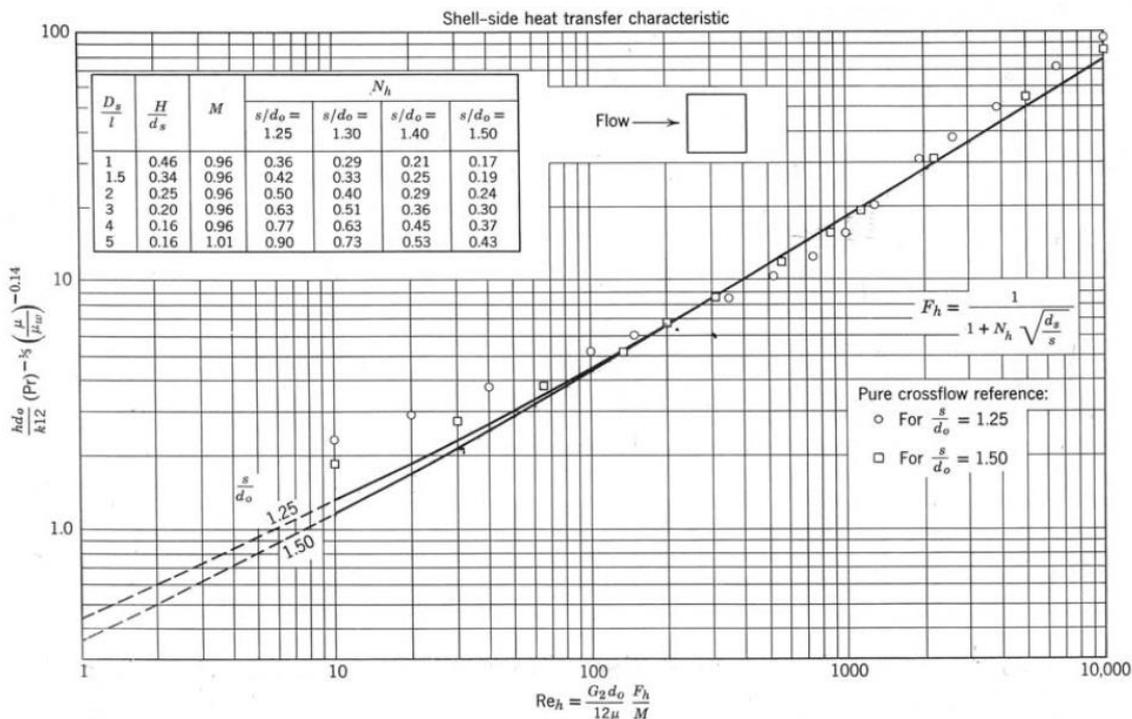
ANEXO G - Comprimento mínimo na saída. Fonte: Essel (2014).



ANEXO H - Diagramas de Tinker para arranjo triangular. Fonte: Essel (2014).



ANEXO I - Diagramas de Tinker para arranjo quadrado. Fonte: Essel (2014).



ANEXO J - Resultados para o espaçamento entre chicanas.

I_ch=4	¹ $\Delta P_{c;total}$ [psi]	² U_{linha} [BTU/h.ft ² .F]	³ Desvio%	I_ch=5	¹ $\Delta P_{c;total}$ [psi]	² U_{linha} [BTU/h.ft ² .F]	³ Desvio%
Run 1	17,85	250,2	-9,947	Run 1	9,987	250,2	-7,341
Run 2	17,87	255,7	-8,014	Run 2	9,998	255,7	-5,35
Run 3	17,89	261,2	-6,082	Run 3	10,01	261,2	-3,359
Run 4	17,91	266,7	-4,152	Run 4	10,02	266,7	-1,371
Run 5	17,93	272,2	-2,223	Run 5	10,03	272,2	0,6161
Run 6	17,96	277,6	-0,2959	Run 6	10,04	277,6	2,602
Run 7	17,98	283,1	1,63	Run 7	10,05	283,1	4,586
Run 8	18	288,6	3,554	Run 8	10,07	288,6	6,568
Run 9	18,02	294,1	5,477	Run 9	10,08	294,1	8,55
Run 10	18,04	299,6	7,398	Run 10	10,09	299,6	10,53
I_ch=4,5	¹ $\Delta P_{c;total}$ [psi]	² U_{linha} [BTU/h.ft ² .F]	³ Desvio%				
Run 1	12,85	250,2	-8,177				
Run 2	12,87	255,7	-6,204				
Run 3	12,88	261,2	-4,233				
Run 4	12,9	266,7	-2,263				
Run 5	12,91	272,2	-0,2945				
Run 6	12,93	277,6	1,672				
Run 7	12,94	283,1	3,638				
Run 8	12,96	288,6	5,602				
Run 9	12,97	294,1	7,564				
Run 10	12,99	299,6	9,525				