

## REDIMENSIONAMENTO DE UM PERMUTADOR DE PLACAS GAXETADO COM ÂNGULO CHEVRON DE 30° USADO EM UMA PLATAFORMA DE PETRÓLEO <sup>1</sup>

RESIZING OF A GASKETTED PLATE EXCHANGER WITH A 30° CHEVRON ANGLE USED ON AN OIL PLATFORM

Lucineide de Faria da Rocha<sup>2</sup>  
Igor Chaves Belisario<sup>3</sup>  
Carlos Eduardo Silva Abreu<sup>4</sup>

**RESUMO:** Os permutadores ou trocadores de calor são equipamentos utilizados para transferir calor entre dois fluidos, estando estes em temperaturas diferentes. Existe no mercado diversos tipos de trocadores de calor e este trabalho irá descrever sobre o trocador de calor do tipo placas, que tem uma aplicabilidade muito comum na indústria, inclusive em plantas petrolíferas. Este estudo tem como objetivo realizar o redimensionamento de um permutador de placas utilizado no sistema de pré-aquecimento de óleo em uma plataforma de petróleo. O equipamento foi projetado para atender uma vazão superior à 47% da vazão real de operação. Com isso, foi realizado três redimensionamentos, o primeiro considerando as condições de projeto original, o segundo considerando a vazões atuais de operação e o terceiro com a proposta de redução na área total de troca térmica. Portanto, utilizando uma abordagem metodológica para a coleta e análise de dados do permutador e com base em artigos científicos, foi verificado que o trocador de calor está superdimensionado, sendo possível propor uma redução da quantidade de placas de 624 unidades para 603 unidades de forma a atender a demanda solicitada e proporcionar uma economia para a empresa de 139.505,52 reais por manutenção.

Palavras-chave: Permutadores. Redimensionamento. Placas gaxetadas. Placas de Titânio.

### ABSTRACT:

Heat exchangers are equipment used to transfer heat between two fluids in different temperatures. There are several types of heat exchangers on the market and this paper will describe the plate heat exchanger type, which has a very common applicability in industry, including in oil plants. This study aims to carry out the redimensioning of a plate exchanger used in the oil preheating system on an oil platform. The equipment was designed to supply flow greater than 47% of the actual operating flow. In this way, three resizing were done, the first considering the original design conditions, the second considering the current operating flow rates and the third with the proposal to reduce the total heat exchange area. Therefore, using a methodological approach for the collection and analysis of exchanger data and based on scientific articles, was observed that the heat exchanger is oversized, and it is possible to propose a reduction in the number of plates from 624 units to 603 units in order to meet the requested demand and provide savings for the company of 139,505.52 reais per maintenance.

Keywords: Exchangers. Resizing. Gasket Plates. Titanium Plates.

---

<sup>1</sup> Trabalho Final de Curso da Pós-Graduação *lato sensu* em Eficiência Energética Industrial do Ifes Campus São Mateus.

<sup>2</sup> Engenheira Mecânica, Ifes campus São Mateus, lucineiderocha@yahoo.com.br.

<sup>3</sup> Mestre em Engenharia Mecânica, Ifes campus São Mateus, igor.belisario@ifes.edu.br.

<sup>4</sup> Mestre em Engenharia Mecânica, Ifes campus São Mateus, carlos.abreu@ifes.edu.br.

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente, muito se discute a respeito de eficiência energética, que nada mais é do que utilizar de forma mais eficiente a energia a fim de se obter um resultado determinado, relacionando a quantidade de energia empregada em uma atividade e aquela disponível para sua realização. Deste modo, uma maneira de aumentar a lucratividade dentro das unidades produtivas é o aproveitamento máximo da energia térmica disponível no sistema, reduzindo assim, gastos e insumos (GOLDEMBERG e LUCON, 2007, pág. 7).

Para isso, de acordo com o catálogo da Alfa Laval (2015), “a transferência de calor consiste em aproximar duas substâncias em temperaturas diferentes, de maneira que uma delas aqueça ou resfrie a outra”. Ou seja, a energia que já está no sistema é transferida para a outra parte do processo onde será utilizada. Além de economizar recursos financeiros, também traz maior eficiência dentro da cadeia produtiva.

O trocador ou permutador de calor é o equipamento usado para facilitar a transferência de calor e está presente em diversas aplicações, como em estações de produção de óleo terrestre, em plataformas, em refinarias e até em terminais que cuidam da logística de transporte de petróleo e seus derivados. Os permutadores de calor têm a função de trocar energia térmica entre fluidos de diferentes energias e são normalmente classificados de acordo com o tipo de construção e arranjo do escoamento (FIORILLO; MARTINS, 2010).

Dentre os diversos modelos existentes de trocadores de calor, o tipo de placas consiste num equipamento que possibilita a transferência de calor entre dois fluidos com temperaturas diferentes através de placas onduladas. Tem como maior vantagem, promover a turbulência e uma maior área de contato, gerando assim uma superior troca de calor (CAMARGOS, 2017).

O trocador de calor é dimensionado para uma determinada taxa de transferência de calor, relacionando temperaturas, vazões e calor específico dos fluidos no ramal quente e frio. A alteração em algum desses parâmetros, pode implicar no aumento ou redução da taxa de transferência de calor e isso sugere que o equipamento não possui o tamanho ideal, ou seja, o equipamento pode possuir uma área efetiva de troca

térmica maior (superdimensionado) ou menor (subdimensionado). Portanto, a principal justificativa para o tema proposto é que o trocador estudado foi projetado para atender a vazão de 129 kg/s de óleo, porém, a capacidade de produção de óleo é de apenas 68 kg/s. Devido a diminuição da vazão de óleo, viu-se a necessidade de realizar um redimensionamento para calcular a nova área de troca térmica do permutador de placas gaxetadas.

O modelo estudado é o TL35B do fabricante Alfa Laval que atualmente encontra-se com 624 placas de titânio de 0,6 mm de espessura, modelo H. Com os dados operacionais usados na elaboração do projeto e dados de operação atual, será proposta uma redução na quantidade de placas, para que o permutador atenda às condições exigidas no processo.

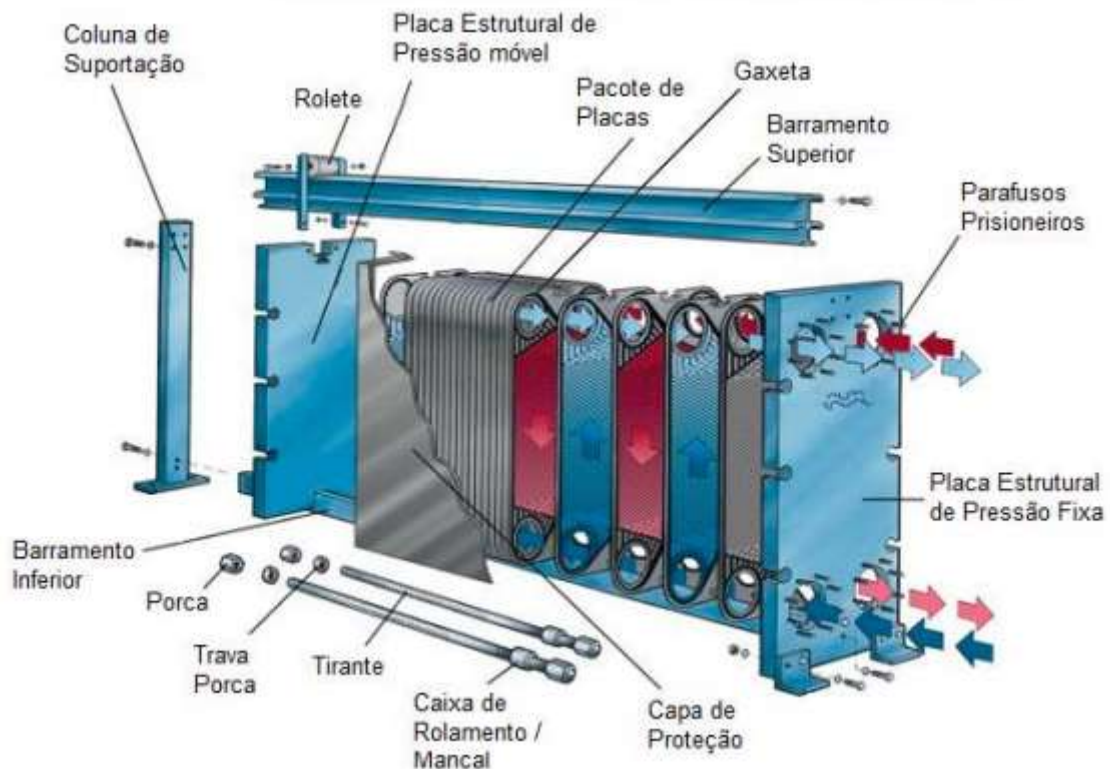
## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

Os permutadores de calor são equipamentos utilizados para realizar a troca térmica entre dois fluidos com diferentes temperaturas. Esses equipamentos têm uma gama de aplicações e na indústria petrolífera são encontrados em diversos tamanhos, modelos ou tipos (ÇENGEL, 2012).

Um desses tipos é o permutador de placas, que é compacto, possui alta eficiência térmica, fácil limpeza e manutenção (NGUYEN et. al., 2020). Eles são projetados para funcionar por longos períodos de tempo sem necessitar de alterações nas condições estabelecidas, no entanto, as premissas informadas na elaboração do projeto podem sofrer alterações e com isso ser necessário novas análises visando melhorias na eficiência (ÇENGEL, 2012).

O permutador analisado no decorrer desta pesquisa foi o de placas gaxetadas (*Plate heat exchanger* – PHE) conforme é mostrado na Figura 1. Ele apresenta finas placas corrugadas conformadas, que são comprimidas entre si e separadas por gaxetas elastoméricas. Essas gaxetas tem a função de impedir o vazamento do fluido para o exterior e também o vazamento cruzado (entre ramais). As regiões de canaleta sem gaxeta permitem o escoamento do fluido pela placa.

Figura 1 - Esquema do permutador de placas gaxetadas.



Fonte: Kuppan (2000).

De acordo com Gur (2003) utilizar as placas gaxetadas tem suas vantagens, como por exemplo, aumentar a eficiência do equipamento e torná-lo mais compacto, no entanto, também apresenta riscos de vazamento, o que faz com que o sistema tenha algumas restrições no que tange a pressão e a temperatura de operação.

A ondulação em forma de V gravada nas placas é denominada como ângulo chevron ( $\beta$ ). As angulações mais usuais são de  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  e  $60^\circ$  e indicam a inclinação das corrugações em relação ao eixo horizontal da placa e melhora o desempenho térmico e a durabilidade de um PHE, além de aumentar a taxa de transferência de calor em 20-30%, promovendo a turbulência e aumentando a área de transferência de calor. No entanto, o ângulo leva a um aumento na queda de pressão fazendo necessário uma maior potência de bombeamento devido à repetição em toda a superfície da placa (KUMAR, 2016).

### 3 METODOLOGIA

Inicialmente, a pesquisa foi caracterizada como descritiva, pois traz em seu cerne um estudo de caso que visa contribuir na explicação, melhoria e redimensionamento de um equipamento. Para isso, foram levantados todos os dados referentes ao equipamento, um permutador modelo TL35B da Alfa Laval.

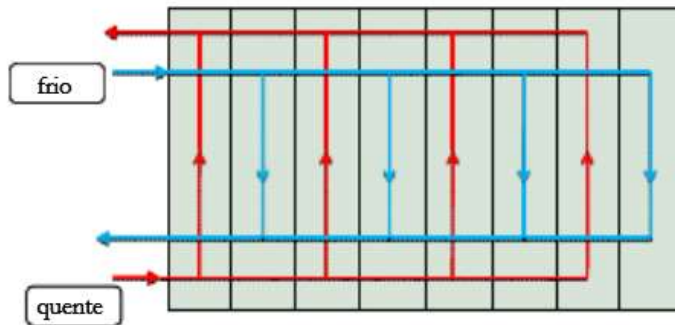
Quanto à abordagem metodológica, para a coleta e análise de dados do permutador, optou-se pelo método quantitativo, em que os instrumentos utilizados na coleta de dados foram: revisão bibliográfica, por meio do estudo sistematizado com base em artigos científicos, teses, livros e monografias. Alguns dos materiais seguiam a mesma linha de pensamento deste trabalho e disponibilizavam o modelo do dimensionamento aqui proposto. Para comprovar a problemática levantada, também foi realizada uma análise documental nos dados da empresa que utiliza o equipamento, o que possibilitou a comparação dos dados. A Alfa Laval, empresa que fabrica o permutador, traz em seu catálogo algumas das informações que também foram utilizadas para a realização dos cálculos dimensionais.

#### 3.1 ETAPAS DO REDIMENSIONAMENTO DO PERMUTADOR DE PLACAS

Os passos que foram seguidos para o dimensionamento do permutador de placas serão mostrados a seguir.

O permutador é gaxetado com placas de corrugação do tipo Chevron, em contracorrente do tipo U, simétrico 1x1. Como a espessura das placas é muito pequena, assume-se que a temperatura de parede para ambos os lados da placa é a mesma. O esquema deste tipo de trocador de calor pode ser observado através da Figura 2.

Figura 2 – Esquema do trocador de calor tipo U



Fonte: Machado (2011).

A priori, para realizar o dimensionamento é necessário fazer o balanço geral de energia do trocador de calor entre dois fluidos.

Através das Equações 1 e 2, conforme Nguyen et al., (2020) é possível realizar uma análise de forma global para encontrar a taxa de transferência de calor total. Assim, tem-se que:

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_p * (\Delta T) \quad (1)$$

Onde:

$\dot{Q}$  - Calor trocado ou Taxa de transferência de calor (W);

$\dot{m}$  - Vazão mássica do fluido (kg/s);

$c_p$  - Calor específico do fluido (J/kg.°C);

$\Delta T$  - Temperatura entrada - Temperatura saída (°C);

De acordo com Nguyen et al., (2020) a média de transferência de calor de um permutador de placas pode ser calculado a partir da equação 2.

$$\dot{Q}_{médio} = \frac{Q_q + Q_f}{2} \quad (2)$$

$\dot{Q}_f$  - Calor trocado ou Taxa de transferência de calor do fluido frio (W);

$\dot{Q}_q$  - Calor trocado ou Taxa de transferência de calor do fluido quente (W);

Após isso, calcula-se a média logarítmica das temperaturas ( $\Delta T_{lm}$ ) entre as duas correntes de fluido que trocam calor entre si. De acordo com Machado (2011) “o método da diferença da temperatura média logarítmica é aplicado largamente na indústria para dimensionamento de PHE (*plate heat exchangers* – trocador de calor de placas).

De acordo com Wang et al., (2007) citado por Machado (2011) para que esse método seja utilizado, existem algumas simplificações que são seguidas:

- O permutador de calor opera em regime permanente;
- Todas as propriedades físicas são constantes ao longo da placa fazendo com que o coeficiente global de transferência de calor também seja;
- Existe uma temperatura uniforme assim como uma distribuição do escoamento em cada passagem nos canais do permutador;
- As perdas de calor nas superfícies limites em volta das placas são ignoradas.

Com isso, depois de se conhecer as quatro temperaturas do permutador é possível encontrar o  $\Delta T_{lm}$  através das equações 3, 4 e 5.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3)$$

$$\Delta T_1 = T_{e,q} - T_{s,f} \quad (4)$$

$$\Delta T_2 = T_{s,q} - T_{e,f} \quad (5)$$

Onde:

$\Delta T_{lm}$  - Temperatura média logarítmica (°C);

$T_{e,f}$  - Temperatura de entrada do fluido frio(°C);

$T_{e,q}$  - Temperatura de entrada do fluido quente (°C);

$T_{s,f}$  - Temperatura de saída do fluido frio(°C);

$T_{s,q}$  - Temperatura de saída do fluido quente (°C);

Na prática, o coeficiente global de transferência de calor não é uniforme nem constante, por isso quando o  $\Delta T_{lm}$  for calculado, levará à uma primeira aproximação. Entretanto, de acordo com Wang et al., (2007) citado por Machado (2011) “em todos os casos típicos utilizados no dimensionamento de permutadores de calor de placa, o coeficiente global de transferência de calor é constante e tido como um coeficiente global médio”.

Conforme Nguyen et.al., (2020), a área total de troca térmica do permutador é encontrada através da equação 6 apresentada abaixo:

$$At = \frac{Q_{\text{médio}}}{U * \Delta T_{lm}} \quad (6)$$

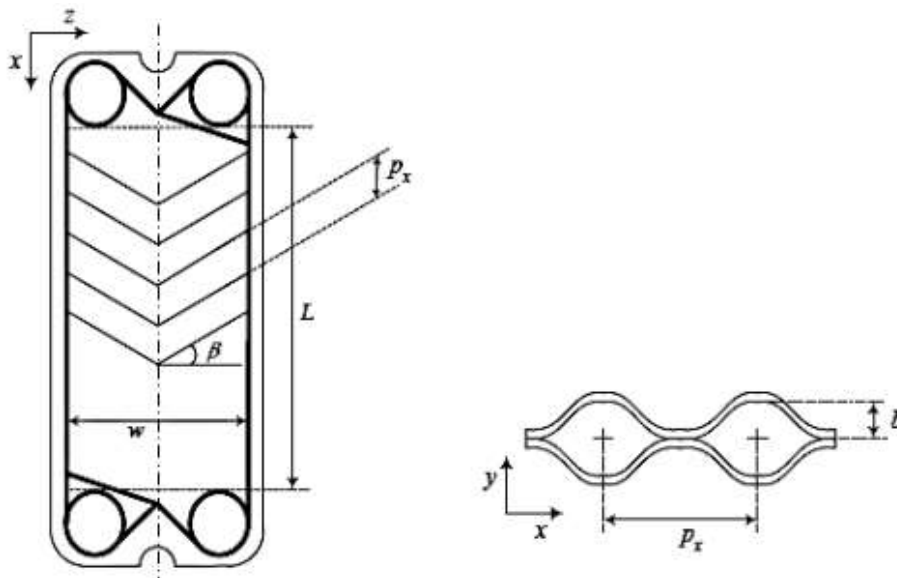
$At$  - Área total do permutador (m<sup>2</sup>);

$U$  - Coeficiente global de troca térmica (W /m<sup>2</sup> K);

Seguindo no dimensionamento, chega-se ao cálculo da área de troca térmica de cada placa, que é um parâmetro essencial para calcular a taxa de transferência de calor dentro do permutador de placas.

A corrugação nas placas permite uma não uniformidade na profundidade do canal ao longo do comprimento do pacote de placas. Isso pode ser observado através da Figura 3 onde à esquerda é apresentado esquema de uma placa tipo Chevron e à direita as dimensões das corrugações (MACHADO 2011).

Figura 3: Representação esquemática de uma placa tipo Chevron e dimensões das corrugações.



Fonte: Machado (2011).

A distância média interna ( $b$ ) é calculada pela Equação 7 conforme Martin (1996). Assim tem-se que:

$$b = \frac{Lp - Np * e}{Np - 1} \quad (7)$$

Onde:

$b$  - Distância média interna entre placas (m);

$Lp$  - Comprimento do pacote de placas (m);

$e$  - Espessura da placa (m);

$Np$  - Número de placas (un);

De acordo com Martin (1996), a área projetada é menor que a área de troca térmica devido as ranhuras nas placas, essa diferença corresponde ao fator de alongamento ( $\phi$ ) e pode ser calculada através das equações 8, 9, 10 e 11.

$$Ap = \phi * W * L \quad (8)$$

$$\phi = \frac{1}{6} \left\{ 1 + \left[ 1 + \left( \frac{\pi}{2 \cos(\beta)} \right)^2 \gamma^2 \right]^{\frac{1}{2}} + 4 \left[ 1 + \left( \frac{\pi}{2 \sqrt{2} \cos(\beta)} \right)^2 \gamma^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (9)$$

$$\gamma = \frac{2b}{P_x} \quad (10)$$

$$A_t = A_p * N_p \quad (11)$$

Onde:

$\beta$  - Ângulo de corrugação;

$A_p$  - Área da placa (m<sup>2</sup>);

$\phi$  - Fator de alongamento;

$W$  - Largura da placa (mm);

$L$  - Comprimento da placa (mm);

$b$  - Distância média interna entre placas;

$P_x$  - Comprimento de onda (m);

$A_t$  - Área total do permutador (m<sup>2</sup>);

$N_p$  - Número de placas (un);

Em seguida, faz-se necessário descobrir três números adimensionais que são essenciais na análise de escoamento com troca térmica: Numero de Reynolds, Numero de Prandtl e o número de Nusselt.

O número de Reynolds (Re) é usado na mecânica dos fluidos para o cálculo do regime de escoamento de um determinado fluido. De acordo com Fernandes et al., (2008) o cálculo do número de Reynolds para escoamento nas placas é encontrado através das equações 12,13, 14 e 15:

$$Re = \frac{G * De}{\mu} \quad (12)$$

$G$  - Fluxo mássico no canal (Kg/m<sup>2</sup>s);

$De$  - Diâmetro hidráulico no canal (m);

$\mu$  - Viscosidade do fluido (Pa s);

$G$  e  $De$  são respectivamente o fluxo mássico nos canais e o diâmetro hidráulico dados pelas equações 13 e 15. O número de canais por passe,  $N_{cp}$ , é calculado pela equação 14.

$$G = \frac{\dot{m}}{N_{cp} * b * w} \quad (13)$$

$G$  - Fluxo mássico no canal (Kg/m<sup>2</sup>s);

$\dot{m}$  - Vazão mássica do fluido (kg/s);

$b$  - Distância média interna entre placas (m);

$W$  - Largura da placa (m);

Onde  $N_{cp}$  é o número de canais por passe e é definido pela equação 14:

$$N_{cp} = \frac{Nt - 1}{2 * N_{pp}} \quad (14)$$

$Nt$  - Número total de placas (un);

$N_{pp}$  é o número de passe por placa, e nesse trocador é igual a 1,0.

Nos permutadores de placas, o diâmetro hidráulico de um canal é encontrado pela equação 15:

$$De = \frac{2b}{\phi} \quad (15)$$

O número de Prandtl ( $Pr$ ) relaciona a camada limite de momento e térmica durante a transferência de calor através do fluido. De acordo com Fernandes et al., (2008) seu cálculo é determinado pela equação 16 disposta a seguir:

$$Pr = \frac{\mu * cp}{k} \quad (16)$$

$k$ - Condutividade térmica do fluido (W/m.K);

Já o número de Nusselt, fornece uma medida da transferência de calor por convecção que ocorre na superfície (Conor, 2020). Seu cálculo é definido através da equação 17:

$$Nu = a1 * Re^{a2} * Pr^{a3} * \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \quad (17)$$

$\mu_p$  - Viscosidade do fluido na placa (Pa s);

Os coeficientes  $a1$  e  $a2$  para ângulo de  $30^\circ$  estão apresentados na Tabela 1:

Tabela 1 – Parâmetros de transferência de calor para placas tipo asna.

$\beta$	Re	a1	a2
30°	$\leq 10$	0,718	0,349
	$> 10$	0,348	0,663

Fonte: Saunders, 1988.

O  $Pr^{a3} = 1/3$  e no primeiro momento  $\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$  é considerado igual a 1, e com isso é possível calcular o coeficiente convectivo ( $h$ ) para o fluido quente e frio conforme a equação 18 (SAUNDERS, 1988).

$$h = \frac{Nu * k}{De} \quad (18)$$

Com os valores de  $h_q$  e  $h_f$  é possível estimar a temperatura de parede ( $T_p$ ) utilizando a equação 19 (SAUNDERS, 1988).

$$T_p = T_{mq} - \left[ \left( \frac{h_f}{h_q} \right) * (T_{mq} - T_{mf}) \right] \quad (19)$$

$T_{mf}$  - Temperatura média fluido frio (°C);

$T_{mq}$  - Temperatura média fluido quente (°C);

$h_f$  - Coeficiente convectivo de troca térmica do fluido frio (W/m<sup>2</sup>K);

$h_q$  - Coeficiente convectivo de troca térmica do fluido quente (W/m<sup>2</sup>K);

Com o valor de ( $T_p$ ) é possível encontrar a viscosidade do fluido na parede ( $\mu_p$ ) e com isso calcular o novo valor de  $\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$  que anteriormente foi considerado igual a 1,0. Assim, recalcula-se os valores de  $h_q$  e  $h_f$  corrigidos até obter a convergência da temperatura na parede.

Nos cálculos para o redimensionamento do permutador faz-se necessário descobrir o coeficiente global de transferência de calor onde o valor  $U$  refere-se a quão bem o calor é conduzido através de uma série de meios resistentes (NGUYEN et. al., 2020). Conforme Nguyen et al., (2020), o coeficiente global pode ser encontrado através das equações 20 ou 21. No entanto, para esse dimensionamento a Equação 20 foi chamada de  $U$  requerido e a Equação 21 de  $U$  atual.

$$U = \frac{\dot{Q}_{\text{méd}}}{At \Delta T_{lm}} \quad (20)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{k_{\text{placa}}}} \quad (21)$$

Tem-se que:

$U$  - Coeficiente global de troca térmica (W /m<sup>2</sup> K);

$e$  - Espessura da placa (m);

$k_p$  - Condutividade térmica da placa (W/m.K);

Além do coeficiente global ( $U$ ) também é necessário saber a efetividade do trocador de calor. Este elemento é definido como a razão da taxa média de transferência de calor ( $Q_{\text{méd}}$ ), para a taxa máxima de transferência de calor termodinamicamente possível ( $Q_{\text{max}}$ ). Calcula-se através das equações 22, 23 e 24 (NGUYEN et al., 2020).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{méd}}}{\dot{Q}_{\text{max}}} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} * (T_{e,q} - T_{e,f}) \quad (23)$$

$$C_{min} = (\dot{m} * cp)_{min} \quad (24)$$

Por fim, tem-se o cálculo do NUT (Número de unidades de transferência. De acordo com Nguyen et al., (2020), o NUT é um requisito que especifica o tamanho do permutador definido pela equação 25:

$$NUT = \frac{U * At}{C_{min}} \quad (25)$$

#### 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a coleta dos dados, os mesmos foram tabulados conforme a Tabela 2 e 3, e então iniciaram-se os cálculos referentes ao redimensionamento do permutador, sendo importante frisar que a empresa proprietária do permutador estudado possui um software que realiza o dimensionamento, no entanto, o intuito da pesquisa foi realizar os cálculos manualmente e validar com os resultados informados pelo programa.

Tabela 2 – Parâmetros geométricos do permutador

Ângulo de corrugação ( $\beta$ )	30°
Espessura da placa ( $e$ )	0,6 mm
Material da Placa	Ti Gr1
Condutividade térmica da placa ( $kp$ )	20,59 W/m.K
Metade da distância interna entre placas ( $b$ )	2,45 mm
Comprimento de onda ( $\rho x$ )	9,71mm
Largura da placa ( $W$ )	969 mm
Comprimento da placa ( $L$ )	1876 mm
Número de placas ( $Np$ )	624 unidades
Comprimento do pacote de placas ( $Lp$ )	1903,20 mm
Fator de alongamento ( $\phi$ )	1,19
Área total de troca térmica ( $At$ )	1.346,52 m <sup>2</sup>

Fonte: Elaborada pela autora com base nos dados do fabricante.

Tabela 3 – Parâmetros dos fluidos no trocador de calor na elaboração do projeto e na operação.

Parâmetro	Projeto		Operação	
	Fluido Quente	Fluido Frio	Fluido Quente	Fluido Frio
Vazão mássica do fluido (kg/s)	104,805	129,972	55,149	68,385
Temperatura de entrada do fluido (°C)	114,8	50,8	114,8	50,8
Temperatura de saída do fluido (°C)	67,1	88,2	67,1	88,2
Temperatura média dos fluidos (°C)	90,95	69,5	90,95	69,5
Condutividade térmica (W/m.k)	0,116	0,126	0,117	0,126
Calor específico (KJ/kg°C)	2,09	2,14	2,09	2,14
Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	893,60	912,40	893,60	912,40
Viscosidade (Pa s)	0,0175	0,03952	0,0175	0,03952

Fonte: Elaborada pela autora com base nos dados do fabricante.

No decorrer da pesquisa, foram realizados três dimensionamentos. No primeiro, foram consideradas as vazões e temperaturas de entrada e saída do fluido quente e frio e a quantidade de placas do projeto original.

Os resultados obtidos com esse dimensionamento foram comparados com as informações do projeto do fabricante do trocador de calor, esses valores são apresentados na Tabela 4:

Tabela 4 – Comparação fabricante com 1° dimensionamento

	Fabricante	1° Dimensionamento
Taxa de transferência de calor (kW)	10440	10425
$\Delta T_{lm}$ (°C)	21,03	21,00
U (W/m <sup>2</sup> .K)	368,13	368,70
Área total de troca térmica (m <sup>2</sup> )	1348	1346,52
Número total de placas (un)	624	624

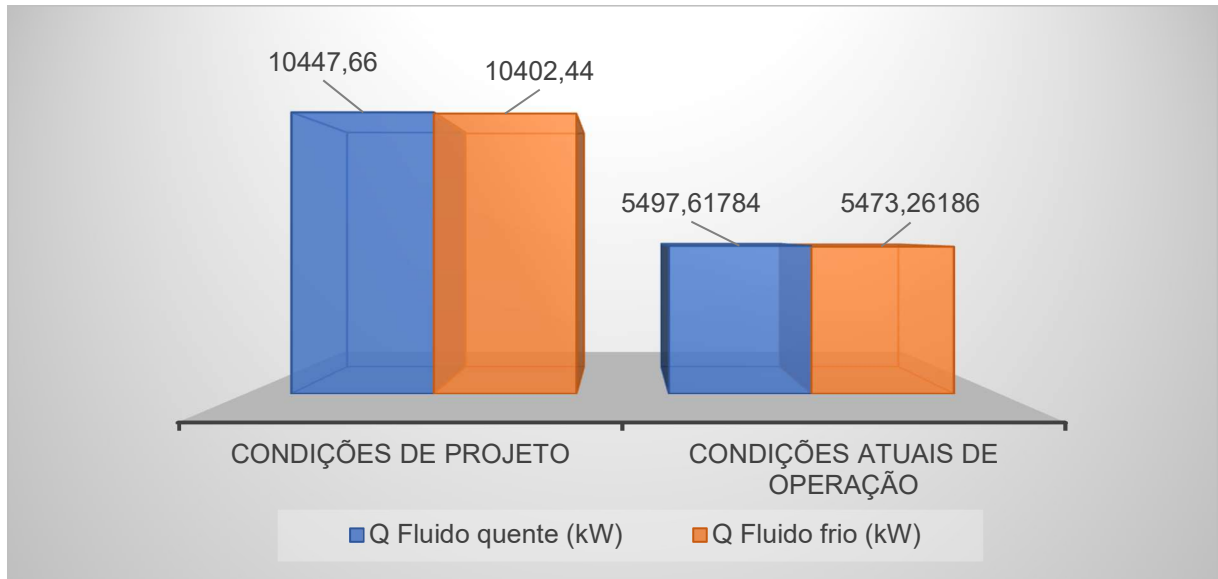
Fonte: Elaborado pela autora.

Com a comparação dos valores apresentados é possível validar os cálculos realizados manualmente por levar em consideração que houve uma variação menor que 1%.

No segundo, foram consideradas vazões atuais de operação, ou seja, uma redução na vazão de entrada e saída do fluido quentes e frio, mas foram mantidas as mesmas temperaturas e quantidades de placas usadas no dimensionamento anterior.

De acordo com os dados de projetos e os valores atuais de operação é possível notar que houve uma redução superior a 47% na vazão de entrada e saída do trocador de calor. Conseqüentemente uma diminuição das taxas de transferência de calor. No gráfico 1 são apresentadas as taxas mencionadas.

Gráfico 1 – Taxa de transferência de calor



Fonte: Elaborado pela autora (2021).

No terceiro dimensionamento teve o objetivo de calcular qual a menor área de troca térmica necessária para a vazão de operação atual e as temperaturas de processo. Em todos os três casos, foram usadas as mesmas temperaturas porque elas são parâmetros de operação que devem ser atingidos.

Em todos os cálculos foram fixadas as mesmas temperaturas, portanto o  $\Delta T_{lm}$  para ambos dimensionamentos foram de  $21,03^{\circ}\text{C}$ .

Para determinar o NUT e a efetividade apresentados no gráfico 2, foram calculadas as taxas médias e máximas de transferência de calor e as capacidades térmicas mínimas e máximas, que podem ser vistas na tabela 5:

Tabela 5 – Taxas e capacidades médias e máximas

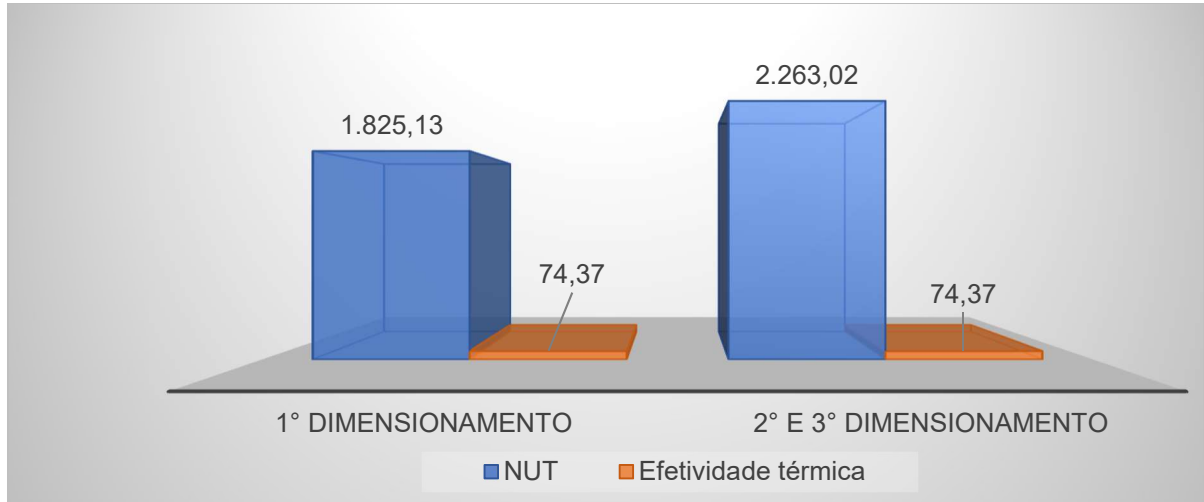
	1° Dimensionamento	2° Dimensionamento	3° Dimensionamento
Q máximo (kW)	14.017,82	7.376,26	7.376,26
Q médio (kW)	10.425,05	5.485,44	5.485,44
Cmin (KJ/kg°C)	219,03	115,25	115,25
Cmax (KJ/kg°C)	278,14	146,34	146,34

Fonte: Elaborado pela autora.

Como as temperaturas são as mesmas nos três dimensionamentos, as reduções nas vazões aconteceram na mesma proporção, e as vazões do 2° e 3° dimensionamento

são iguais, obteve-se com isso a mesma efetividade nos 3 dimensionamentos e o mesmo NUT no 2° e 3° dimensionamento, conforme apresentado no Gráfico 2.

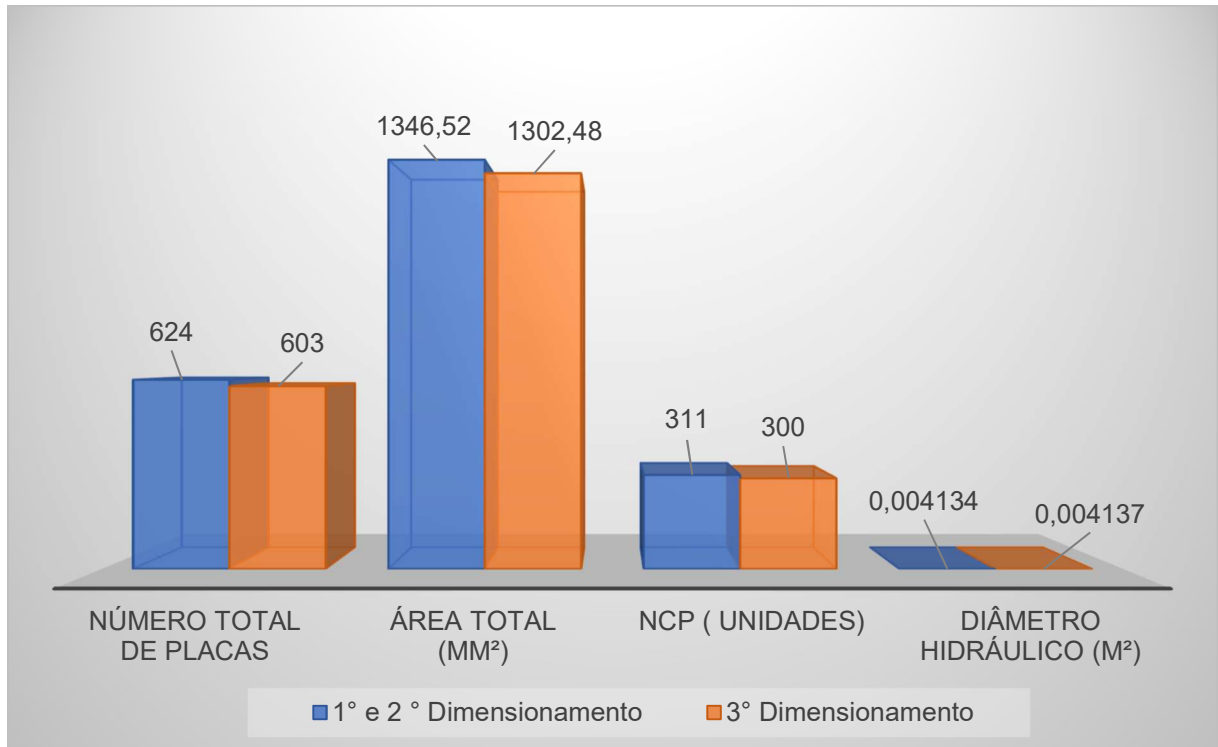
Gráfico 2 – NUT e efetividade



Fonte: Elaborado pela autora (2021).

No Gráfico 3 é apresentado algumas informações dos três dimensionamentos como número de placas, área total de troca térmica, número de canais e diâmetro hidráulico.

Gráfico 3 - Comparativo de número de placas, área total, número de canais e diâmetro hidráulico.



Fonte: Elaborado pela autora (2021).

Para calcular os números de Reynolds foi necessário encontrar as velocidades nos canais conforme mostrado na tabela 6:

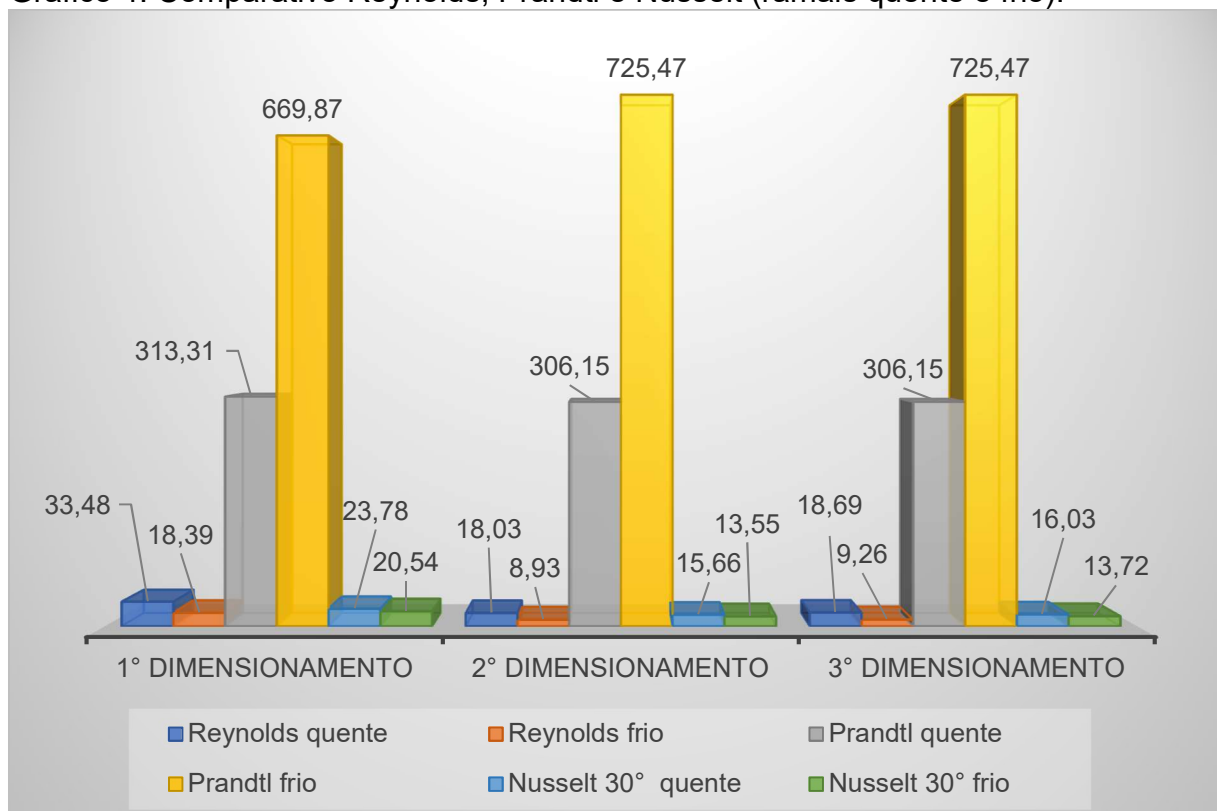
Tabela 6 – Velocidades nos canais.

	1° Dimensionamento	2° Dimensionamento	3° Dimensionamento
Velocidade Canal Fq (kg/m <sup>2</sup> s)	141,72	74,57	77,30
Velocidade Canal Ff (kg/m <sup>2</sup> s)	175,75	92,47	95,85

Fonte: Elaborado pela autora.

Os coeficientes convectivos dos fluidos quentes e frios, são obtidos a partir dos cálculos do número de Reynolds, Prandtl e Nusselt, mostrados no Gráfico 4.

Gráfico 4: Comparativo Reynolds, Prandtl e Nusselt (ramais quente e frio).



Fonte: Elaborado pela autora (2021).

No cálculo do Nusselt foi considerado a  $(\frac{\mu}{\mu_p})^{0,17}$  igual 1. Com isso foi possível encontrar o 1° h quente e 1° h frio conforme mostrado na tabela 7:

Tabela 7 – Valores encontrados de h quente e h frio.

	1° Dimensionamento	2° Dimensionamento	3° Dimensionamento
1° h quente (W/m.K)	671,38	442,01	452,67
1° h frio (W/m.K)	627,10	413,85	419,06

Fonte: Elaborado pela autora.

Com esses valores foi possível realizar o cálculo da temperatura na parede e com essa temperatura foi possível encontrar a viscosidade dos fluidos para essas temperaturas. Na sequência, foi recalculado os valores dos coeficientes convectivos do fluido até encontrar a convergência nos valores de  $T_p$ , onde pode ser visto na Tabela 8.

Tabela 8: Valores recalculados.

	1° Dimensionamento	2° Dimensionamento	3° Dimensionamento
Temp parede (°C)	67,9	67,5	67,7
$\mu_p$ (Pa s)	0,04196	0,04257	0,04227
$\mu_q$ (Pa s)	0,86185	0,85636	0,85741
$\mu_f$ (Pa s)	0,98986	1,00090	1,00213
$h_q$ corrigido (W/m.K)	578,63	378,53	388,13
$h_f$ corrigido (W/m.K)	620,75	414,22	419,96

Fonte: Elaborado pela autora

Por fim, foi calculado o coeficiente global de transferência de calor e apresentado no Gráfico 5.

Gráfico 5 – Coeficiente global de transferência de calor.



Fonte: Elaborado pela autora (2021).

De acordo com as comparações apresentadas no Gráfico 5, é possível constatar que no 1° e 2° dimensionamento as temperaturas na saída do permutador não serão iguais as temperaturas usadas nos cálculos.

No 1° dimensionamento, o permutador foi subdimensionado, ou seja, o U atual para as condições especificadas está menor que o U requerido e no 2° dimensionamento o U atual está maior que o U requerido, portanto, superdimensionado.

No 3° dimensionamento é considerado uma redução de 21 placas em comparação com o 2° dimensionamento e com isso obtém-se um U real quase igual ao U requerido.

Além dos cálculos de dimensionamento, foi feito também um levantamento dos valores dos sobressalentes e do custo de manutenção do equipamento em questão, no intuito de verificar quanto de fato pode ser economizado com a proposta. Os valores podem ser observados através da Tabela 9 a seguir.

Tabela 9: Valor dos sobressalentes e manutenção.

	<b>Valor unitário (R\$)</b>	<b>624 placas (unidades)</b>	<b>603 placas (unidades)</b>
Placas gaxetadas	6.500,00	4.056.000,00	3.919.500,00
Custo de Manutenção	143,12	89.306,88	86.301,36
	<b>Total (R\$)</b>	<b>4.145.306,88</b>	<b>4.005.801,36</b>

Fonte: Elaborado pela autora

Como pôde ser observado, o redimensionamento do equipamento pode trazer uma economia de 139.505,52 reais por intervenção (manutenção).

## 5 CONCLUSÃO

Com as análises e cálculos realizados, foi possível constatar que o projeto original não atendia as condições de operação anterior. Ou seja, para a vazões de entrada e saída de 104,805 kg/s e 129,9 kg/s respectivamente, as temperaturas exigidas para a operação não eram alcançadas porque o permutador foi projetado para atender um coeficiente global de troca térmica 19% menor do que era requerido ou necessário.

No entanto, como houve a necessidade de reduções de vazões de entrada e saída de 55,149 kg/s para 68,385 kg/s respectivamente para esses valores, para a segunda condição estudada, o permutador mostrou-se superdimensionado. Com isso foi possível sugerir a redução de 21 placas, reduzindo assim mais de 3% na área efetiva

total de troca térmica. Após essa redução é possível obter um coeficiente global de troca térmica quase igual ao requerido.

Vale ressaltar que todos os três dimensionamentos foram comparados e validados com simulações realizadas no software, portanto, diante dos dados supracitados e levando em consideração essa redução do número de placas, foi verificado através de um levantamento de valores de sobressalentes e manutenção, uma economia de R\$ 139.505,52 por intervenção.

Essas manutenções acontecem frequentemente porque os permutadores são frágeis e não suportam golpes de pressões. Esses golpes são recorrentes nos processos operacionais, causando assim, a expulsão das gaxetas nos canais ou deformações nas placas.

Apesar da fragilidade, os permutadores de placas têm sido implementados em larga escala na indústria petrolífera porque são versáteis, compactos, possuem uma manutenção simples e rápida.

Sendo assim, sugere-se para trabalhos futuros, calcular as temperaturas de saída para o fluido quente e frio no 1° e 2° dimensionamento, realizar os cálculos para redimensionamento considerando as perdas de cargas e estudar outras metodologias para os cálculos de dimensionamento de permutadores de placas.

## 6 REFERÊNCIAS

ALFA LAVAL. **Trocadores de calor a placas gaxetado**. 2015. Disponível em: <<https://www.alfalaval.com.br/produtos/transferencia-de-calor/trocadores-de-calor-a-placa/trocadores-de-calor-a-placas-gaxetado/>> Acesso em: 12 de jun. de 2021.

CAMARGOS, Saulo Ribeiro de. **Análise dos coeficientes convectivos e global de troca térmica de um trocador de calor de placas do tipo Chevron**. 2017. Disponível em: <[https://repositorioinstitucional.uniformg.edu.br:21074/xmlui/bitstream/handle/123456789/534/TCC\\_SauloRibeiroCamargos.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorioinstitucional.uniformg.edu.br:21074/xmlui/bitstream/handle/123456789/534/TCC_SauloRibeiroCamargos.pdf?sequence=1&isAllowed=y)> Acesso em: 11 de jun. de 2021.

ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, A.J. **Transferência de Calor e Massa – Uma abordagem prática**, 4ª ed. Porto Alegre: Mc Grall-hill, 2012.

CONNOR, Nick. **O que é número de Nusselt – definição**. 2020. Disponível em: <<https://www.thermal-engineering.org/pt-br/o-que-e-o-numero-de-nusselt-definicao/>> Acesso em: 10 de maio de 2021.

FERNANDES E. G., CASTRO M.D., 2008. **Apontamentos teóricos de Transferência de Calor**, FEUP Martin, H., 1996. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. Chemical Engineering and Processing, 35, 301-310.

FIOROLO, David; MARTINS, Paulo Nascimento. **Comissionamento de trocadores de calor do tipo casca e tubos**. 2010. Disponível em: <  
[https://mecanica.ufes.br/sites/engenhariamecanica.ufes.br/files/field/anexo/david\\_fiorillo\\_e\\_paulo\\_nascimento\\_martins.pdf](https://mecanica.ufes.br/sites/engenhariamecanica.ufes.br/files/field/anexo/david_fiorillo_e_paulo_nascimento_martins.pdf) > Acesso em: 15 de jun. de 2021.

GOLDEMBERG, José; LUCON, Oswaldo. **Energia e meio ambiente no Brasil**. Disponível em:  
<<https://www.scielo.br/j/ea/a/tk9tsKdqdkSy3CzMf58V9bw/?format=pdf&lang=pt>  
> Acesso em: 19 de jun. de 2021.

GUT, Jorge Andrey Wilhelms. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 2003. Disponível em: <  
[https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3137/tde-22102003-093322/publico/Tese\\_Jorge\\_A\\_W\\_Gut.pdf](https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3137/tde-22102003-093322/publico/Tese_Jorge_A_W_Gut.pdf) > Acesso em: 10 de jun. de 2021.

KUMAR, Vikas. **Efeito do ângulo da chevron no desempenho de transferência de calor em trocador de calor de placas usando nanofluido de ZnO / água**. Conversão e gerenciamento de energia. Elsevier, Índia, Vol. 118, p. 142 - 154, 2016.

KUPPAN T. **Manual de designer de trocador de calor**. Southern Railway Madras. 2000.

MACHADO, José Miguel Lima. **Desenvolvimento de um Programa para o Dimensionamento de permutadores de Calor de Placas**. Dissertação (Mestrado integrado em engenharia mecânica). Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. P. 94. 2011.

MARTIN, H. **A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers**. Chemical Engineering and Processing, 35, 301-310, 1996.

NGUYEN, Dong Ho; KIM, Koung Moon; SHIM, Gyu Hyeon; KIM, Ji Hoon; LEE, Chang Hun; LIM, Sun Teak; AHN, Ho Seon. **Estudo experimental sobre o desempenho termo-hidráulico do trocador de calor de placa Chevron modificado pelo método de corrosão eletroquímica**. Jornal internacional de transferência de calor e massa. Elsevier, Vietnã, Vol. 155, 2020.

SAUNDERS, E.A.D. **Trocadores de calor: Seleção, projeto e construção**. Harlow (UK): Longman S.&T. 1988.



## **MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO**

### **INSTITUTO FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO CAMPUS SÃO MATEUS**

Rodovia BR 101-Norte – Km 58 – Bairro Litorâneo – 29932-540 – São Mateus – ES

**COLEGIADO DO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO *LATO SENSU* EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA INDUSTRIAL**

LUCINEIDE DE FARIA DA ROCHA

### **REDIMENSIONAMENTO DE UM PERMUTADOR DE PLACAS GAXETADO COM ÂNGULO CHEVRON DE 30°**

Trabalho Final de Curso apresentado à Coordenadoria do Curso de Pós-graduação *lato sensu* em Eficiência Energética Industrial do Instituto Federal do Espírito Santo, Campus São Mateus, como requisito parcial para obtenção do título de Especialista em Eficiência Energética Industrial

Aprovado em 07 de outubro de 2021.

#### **COMISSÃO EXAMINADORA**

---

Prof. Me Igor Chaves Belisario  
Instituto Federal do Espírito Santo  
Orientador

---

Prof. Me. Carlos Eduardo Silva Abreu  
Instituto Federal do Espírito Santo  
Orientador

---

Prof. Me. Alan Patrick da Silva Siqueira  
Instituto Federal do Espírito Santo

---

Prof. Me. Rodrigo Fioroti  
Instituto Federal do Espírito Santo



Emitido em 09/11/2021

FOLHA DE APROVAÇÃO-TCC Nº 3/2021 - SMT - CRIEC (11.02.31.01.04.04.01)

(Nº do Protocolo: NÃO PROTOCOLADO)

(Assinado digitalmente em 09/11/2021 15:21 )

ALAN PATRICK DA SILVA SIQUEIRA  
PROFESSOR DO ENSINO BASICO TECNICO E TECNOLOGICO  
ARA-CCEM (11.02.16.01.03.02.08)  
Matrícula: 2773171

(Assinado digitalmente em 09/11/2021 16:09 )

CARLOS EDUARDO SILVA ABREU  
PROFESSOR DO ENSINO BASICO TECNICO E TECNOLOGICO  
SMT-DIEN (11.02.31.04)  
Matrícula: 2166617

(Assinado digitalmente em 09/11/2021 10:58 )

IGOR CHAVES BELISARIO  
PROFESSOR DO ENSINO BASICO TECNICO E TECNOLOGICO  
SMT - CRIEC (11.02.31.01.04.04.01)  
Matrícula: 1337747

(Assinado digitalmente em 11/11/2021 08:39 )

RODRIGO FIOROTTI  
PROFESSOR DO ENSINO BASICO TECNICO E TECNOLOGICO  
SMT-DPPGE (11.02.31.06)  
Matrícula: 1244811

Para verificar a autenticidade deste documento entre em <https://sipac.ifes.edu.br/documentos/> informando seu número: **3**, ano: **2021**, tipo: **FOLHA DE APROVAÇÃO-TCC**, data de emissão: **09/11/2021** e o código de verificação: **970779cc3d**