

**CENTRO UNIVERSITÁRIO DE FORMIGA
BACHARELADO EM ENGENHARIA QUÍMICA
SAULO RIBEIRO DE CAMARGOS**

**ANÁLISE DOS COEFICIENTES CONVECTIVOS E GLOBAL DE TROCA
TÉRMICA DE UM TROCADOR DE CALOR DE PLACAS DO TIPO CHEVRON**

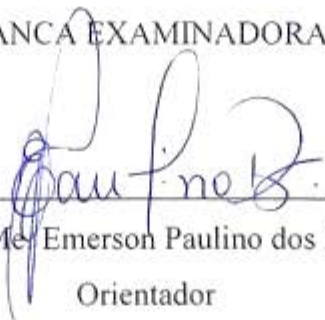
**FORMIGA-MG
2017**

SAULO RIBEIRO DE CAMARGOS

ANÁLISE DOS COEFICIENTES CONVECTIVOS E GLOBAL DE TROCA TÉRMICA
DE UM TROCADOR DE CALOR DE PLACAS DO TIPO CHEVRON

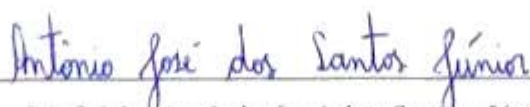
Trabalho de conclusão de curso apresentado ao
Curso de Engenharia Química do UNIFOR-MG,
como requisito para a obtenção do título de
bacharel em Engenharia Química.

BANCA EXAMINADORA



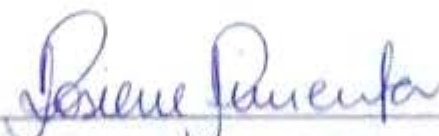
Prof. Me. Emerson Paulino dos Reis

Orientador



Prof. Me. Antônio José dos Santos Júnior

UNIFOR-MG



Prof. Rosiene Gonzaga de Jesus Pimenta

UNIFOR-MG

FORMIGA, 25 de outubro de 2017

C172 Camargos, Saulo Ribeiro de.

Análise dos coeficientes convectivos e global de troca térmica de um trocador de calor de placas do tipo chevron / Saulo Ribeiro de Camargos.– 2017.

40 f.

Orientador: Emerson Paulino Dos Reis.

Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Química)-Centro Universitário de Formiga-UNIFOR, Formiga, 2017.

1. Trocador de calor. 2. Coeficiente global de troca térmica.
3. Coeficiente convectivo de troca térmica. I. Título.

CDD 541.369

SAULO RIBEIRO DE CAMARGOS

ANÁLISE DOS COEFICIENTES CONVECTIVOS E GLOBAL DE TROCA TÉRMICA
DE UM TROCADOR DE CALOR DE PLACAS DO TIPO CHEVRON

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao
Curso de Engenharia Química do UNIFOR-MG,
como requisito para a obtenção do título de
bacharel em Engenharia Química.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Emerson Paulino dos Reis

Orientador

Prof. Me. Antônio José dos Santos Júnior

UNIFOR-MG

Prof^ª. Rosiene Gonzaga de Jesus Pimenta

UNIFOR-MG

FORMIGA, 25 de outubro de 2017

É impossível viver sem falhar em algo, a menos que
você viva tão cuidadosamente que, no fim, seja o
mesmo que não ter vivido – nesse caso,
você perde por abstenção.
J.K. Rowling.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por sempre ouvir minhas preces, sem Ele jamais teria finalizado esse trabalho.

Ao Prof. Me. Emerson Paulino dos Reis, pela ideia em explorar um assunto tão complexo.

A minha Mãe, pelo apoio incondicional em todos os momentos do curso.

A minha Avó, que mesmo que hoje não esteja presente fisicamente, seu espírito sempre esteve ao meu lado me apoiando.

Ao meu querido Avô, pelo apoio e pelo sorriso estampado em seu rosto cada vez que sentava para conversar sobre a Universidade.

A todos os meus amigos que fizeram parte dessa aventura durante cinco incríveis anos de nossas vidas.

Aos meus professores de todo o curso, que sempre ofereceram o melhor conteúdo e ensinamento possível.

Ao UNIFOR-MG pela infraestrutura.

RESUMO

O trocador de calor é um equipamento que permite a troca de calor entre dois fluidos com temperaturas diferentes. Largamente utilizado na indústria, pesquisadores vêm sempre buscando otimizações e estudando melhorias para a eficiência energética. O presente trabalho baseou-se no levantamento dos dados da troca de calor entre um fluido quente com vazão mássica média de 49,37g/s e vinte e uma vazões diferentes de água fria, variando de 33,25g/s a 99,74g/s em regime contra-corrente e 32,97g/s a 99,27g/s em regime co-corrente. Todo processo foi feito utilizando um trocador de calor do tipo graxeta, de bancada estudantil do modelo ECOEducativo onde as ranhuras das placas apresentavam uma angulatura igual a 30°. Ao fim, usou-se o programa EXCEL para cálculos e plotagem de gráficos do comportamento dos coeficientes global de troca térmica (U). Encontrados através do coeficiente real e pelos coeficientes convectivos de troca térmica (h), proposto por BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963), SHAH e FOCKE (1988 apud GUT 2003, p.52), FOCKE, ZACHARIADES, OLIVER (1985 apud ECO EDUCACIONAL 2016, p.9) e ECO EDUCACIONAL (2016). Chegou-se a uma resposta de que os modelos de equações propostas por BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963) e ECO EDUCACIONAL (2016) são os que apresentaram um valor mais próximo ao valor de U real.

Palavras-chave: Trocador de calor. Coeficiente global de troca térmica. Coeficiente convectivo de troca térmica.

ABSTRACT

The heat exchanger is an equipment that allows the exchange of heat between two fluids with different temperatures. Largely used in industry, researchers are always looking for optimizations and constant study for the improvement of energy efficiency. The present work was based on the data of heat exchange between a hot fluid with average mass flow rate of 49.37 g / s and twenty-one different cold water flow rates, ranging from 33.25 g / s to 99.74 g / s in countercurrent regime and 32.97 g / s and 99.27 g / s under co-current regime. All process was done using a heat exchanger of the type graxeta, of student bench of the model ECOEducational where the slots of the plates had an angulation equal to 30 °. Finally, the EXCEL program was used for calculations and graph plotting of the behavior of the global coefficients of thermal exchange (U). Found by the real coefficient and convective coefficients of thermal exchange (h), proposed by BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963), SHAH and FOCKE (1988 apud GUT 2003, p.52), FOCKE, ZACHARIADES, OLIVER (1985 apud ECO EDUCATIONAL 2016, p.9) and ECO EDUCATIONAL (2016). Coming to an answer where the models of equations proposed by BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963) and ECO EDUCATIONAL (2016) are those that presented a value closer to the value of U real.

Keywords: Heat exchanger. Global coefficient of thermal Exchange. Convective coefficient of thermal exchange.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: (a) Representação esquemática de uma placa do tipo Chevron.	18
Figura 2 Tipos de fluxo de um canal.....	20
Figura 3- Representação de um circuito térmico de uma placa de trocador de calor.	22
Figura 4: Placa metálica corrugada utilizada no experimento	27

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Grupos adimensionais das transferência de calor.....	23
Tabela 2: Dados do trocador.	27
Tabela 3: Temperaturas de entrada e saídas dos fluidos quente e frio em regime contra-corrente.....	30
Tabela 4: Temperaturas de entrada e saídas dos fluidos quente e frio em regime co-corrente.....	31
Tabela 5: Vazões mássicas do regime contra-contra corrente.	32
Tabela 6: Vazões mássicas do regime co-corrente.....	32

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 :Representação gráfica dos coeficientes convectivos do fluido quente no regime contra-corrente.....	34
Gráfico 2: Representação gráfica dos coeficientes convectivos do fluido frio no regime contra-corrente.	34
Gráfico 3: Representação gráfica dos coeficientes convectivos do fluido quente no regime co-corrente.....	34
Gráfico 4: Representação gráfica dos coeficientes convectivos do fluido frio no regime co-corrente.....	34
Gráfico 5: Comparação dos valores de ΔT_{ml} regimes contra e co-corrente.....	35
Gráfico 6: Representação dos coeficientes globais de temperatura dos fluidos no regime contra-corrente.	37
Gráfico 7: Gráfico 07: Representação dos coeficientes globais de temperatura dos fluidos no regime co-corrente.	37

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

b - distância média entre as placas.

L - comprimento efetivo de troca térmica entre a extremidade dos orifícios

p_x - comprimento da onda da corrugação.

b - ângulo de inclinação da corrugação.

w - largura interna da placa onde o fluido percorre.

L - comprimento efetivo de troca térmica

N_p - número de placas

Φ - fator de incremento de área

ϵ_p : espessura da placa.

k_p : é a condutividade térmica da placa.

$R_{f,frio}$: fator de incrustação do fluido frio.

$R_{f,quente}$: fator de incrustação do fluido quente.

Nu – Número de Nusselt

Pr – Número de Prandtl

Re – Número de Reynolds

D_e – Diâmetro equivalente

β – ângulo da ranhura da placa.

γ - a razão entre a área efetiva de uma placa e a área projetada da razão e do aspecto do canal

U – Coeficiente global de temperatura (W/m².K)

h - Coeficiente convectivo de temperatura (W./m².K)

h_{quente} ou h_q - Coeficiente convectivo de temperatura do fluido quente (W./m².K)

h_{frio} ou h_f - Coeficiente convectivo de temperatura do fluido frio (W./m².K)

W – vazão mássica (Kg/s ou g/s)

q – taxa de transferência de calor (J/s)

ΔP – correlação de perda de carga (Kg/m²)

C_p – capacidade calorífica (Kj/Kg.K ou J/g.K)

μ – Viscosidade do fluido (Kg/m².s)

k – condutividade térmica (W./m.K)

G – fluxo mássico (Kg/m².s)

T – temperatura (°C ou K)

t – espessura da placa térmica (m)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
2. OBJETIVOS.....	15
2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	15
3. JUSTIFICATIVA.....	16
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
4.1 O Coeficiente Global de Troca Térmica (U).....	21
4.2 Os Coeficientes convectivos de troca térmica (h_f e h_q)	22
5. METODOLOGIA	26
5.1 Materiais e Métodos.....	26
5.2 A Modelagem Matemática	28
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	30
6.1 Os Coeficientes Convectivos h	33
6.2 Os Coeficientes Globais U.	35
7. CONCLUSÃO	38

1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor são equipamentos que possibilitam a troca de calor entre dois fluidos sem que haja contato direto dos mesmos. A ideia de fluido abrange gases e líquidos, por isso, é um equipamento versátil, possuindo diversas áreas de inserção nos mais diferentes tipos de processos. Nos frigoríficos, por exemplo, os refrigeradores possuem em seu sistema de refrigeração um trocador de calor que assegura que o fluido do ciclo de refrigeração caminhe no estado físico desejado. Enfim, é um equipamento que possui uma enorme área de trabalho e estudo. (STOECKER; 1985)

O foco do trabalho é apenas o trocador de calor do tipo placas, contudo existem também os tubulares e os de carcaça. O modelo de placas consiste num equipamento que possibilita a transição de dois fluidos com temperaturas diferentes através de placas onduladas. A sua principal vantagem é a promoção da turbulência e uma maior área de contato, gerando assim uma superior troca de calor.

Apesar de muitos processos industriais analisarem apenas a troca de calor pela temperatura de saída do fluido quente ou do fluido frio, existe uma diversidade de cálculos e coeficientes a serem encontrados, que podem prever e otimizar esse processo industrial. Um deles é o coeficiente global de temperatura (U) que basicamente mede a soma dos desempenhos dos coeficientes convectivos (h) da capacidade de troca de calor da placa, da espessura da placa e dos fatores de incrustação promovidos pelos fluidos. Esse coeficiente global junto com a área da placa e a média logarítmica das temperaturas serão os fatores determinantes para que o trocador de calor tenha o melhor desempenho possível. (TOMAZETI; 2006)

Os coeficientes convectivos são essenciais para a obtenção do valor de U . Contudo existe uma série de fatores que influenciam no cálculo dos valores de h_{quente} e h_{frio} , desde a disposição das ranhuras nas placas até mesmo na forma turbulenta de como o fluido se comporta dentro do trocador de calor.

2. OBJETIVOS

Analisar os fatores relacionados à quantidade de calor trocada em uma determinada área em função da temperatura, ou seja, avaliar a influência dos coeficientes global e convectivo na troca de calor entre água quente e água fria.

2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Analisar e comparar as interferências que o coeficiente convectivo quente e frio exercem sobre o coeficiente global de temperatura em um trocador de calor do tipo Chevron de placas com ranhuras de 30° com a horizontal.

Analisar como os valores de *Nusselt* interferem no valor dos coeficientes convectivos e coeficientes globais de acordo com as equações propostas por BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963), SHAH e FOCKE (1988 apud GUT 2003, p.52), FOCKE, ZACHARIADES, OLIVER (1985 apud ECO EDUCACIONAL 2016, p.9) e ECO EDUCACIONAL (2016).

3. JUSTIFICATIVA

O presente trabalho busca definir uma equação, baseando nos estudos de periódicos, que melhor se adeque a encontrar os valores de troca de calor da bancada de trocador de calor ECOEducacional do modelo Chevron $\beta=30^\circ$, adquirido pelo Centro Universitário de Formiga.

Devido à complexidade dos dados para modelagem do equipamento trocador de calor, muitas empresas acabam tendo um desperdício de energia por não estudar a real funcionalidade do equipamento. Levando a outro ponto a ser mostrado pelo presente trabalho, auxiliar no levantamento de dados para futuras modelagens e possibilitar análises de equipamentos que possuam regime de Reynolds entre 150 e 450, e angulatura de placadas de 30° afim de buscar a real funcionalidade e otimizar a execução do processo de troca de calor no equipamento.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O trocador de calor é um equipamento que possibilita a troca de calor entre fluidos sem o contato direto entre os mesmos. Eles se encontram nos formatos de tubos, cascos e placas. A escolha do modelo depende da indústria, do tipo de processo e do capital de investimento. Cada modelo tem sua peculiaridade, porém, os de placas vêm tomando lugar de destaque em alguns processos industriais por possibilitar maior área de troca de calor disponível, menor formação de incrustações, fácil manutenção e limpeza, baixo risco de vazamento interno, alta turbulência que dissipa calor por toda a placa, altos coeficientes de troca térmica, dimensionamento reduzido e por possibilitar trabalhar a pressões superiores a 25 bar, além de proporcionar uma maior turbulência do fluido, fazendo com que haja uma melhoria nos coeficientes convectivos. Contudo, ele possui uma elevada perda de carga por conta dos pequenos canais promovidos pelas corrugações, sendo que uma das causas das empresas não o adotarem é o elevado custo do equipamento. (SOBRINHO, 2014; GUT,2003).

No ramo industrial, os equipamentos intitulados trocadores de calor apresentam grande área de estudo, uma vez que se busca um melhor aproveitamento e evitar a perda de calor. Muitas indústrias possuem o equipamento, mas não sabem da sua real capacidade de troca calorífica devido à falta de aprofundamento nas variáveis envolvendo o processo de troca de calor, ou seja, existe uma grande quantidade de dados que podem ser estudados e otimizados no equipamento, entretanto por falta de atenção e também devido à complexidade desses dados, são poucas as alternativas apresentadas para o seu aprimoramento e desperdício energético. (RAVAGNANI, 1994).

Uma grande empresa líder de mercado é a Alfa Laval. A empresa, que está no mercado há 132 anos, produz uma série de produtos do ramo industrial, porém o seu forte é a produção de trocadores de calor de placa graxetados. Ela busca manter um produto com *design* adaptável e de fácil manutenção. O equipamento abrange uma grande gama de processos, desde os mais agressivos como o da indústria petroquímica, até processos mais delicados como o da indústria alimentícia, bebidas, produtos lácteos e outros. Ele pode ter função também de condensar ou evaporar fluidos e ainda trabalhar com fluidos que apresentem diferentes viscosidades e até mesmo pequenas partes de sólidos. (ALFA LAVAL; VMBRASIL).

Os trocadores ou permutadores de placa são constituídos por um conjunto de placas corrugadas metálicas paralelas revestidas por graxeta, que possibilitam a troca de calor entre fluidos transitantes. GUT (2003) mostra todo um histórico envolvido por trás dos trocadores do

tipo placa, estimando-se que eles tenham surgido na indústria por volta da década de 30, tendo se popularizado por volta nos anos 60. Através dos dados citados pelo autor, é possível extrair que se trata de um equipamento com uma vasta área de pesquisa, assim universidades com o passar o tempo buscaram melhorias por dados, como a otimização na troca térmica, previsão do comportamento de incrustações, relações sobre os valores de coeficientes, entre outras. Vale pontuar que a maioria desses trabalhos estão diretamente ligados a algum tipo de indústria, e que, dados de dimensionamento mais específicos, estão restritos a elas. Apesar de um número razoável de publicações, não é uma área que se tem uma quantidade vasta de dados publicados disponíveis.

As placas são geralmente metálicas, com ondulações que promovem a turbulência do fluido no interior do trocador, possibilitando uma melhor área de contato e o direcionamento do fluido com o trocador. O dimensionamento das placas está ligado diretamente a performance termo hidráulica, FERNANDES et. al. (2007) explana que o tamanho da placa, a espessura, a quantidade, o tamanho, a disposição e o ângulo das ondulações são fatores que interferem diretamente na quantidade de calores trocados pelos fluidos, conseqüentemente, há uma diferenciação nos valores das equações de trocas de calor.

Vê-se através da FIG. 01 o esquema interno de uma placa do trocador de calor onde:

p_x : é o comprimento da onda da corrugação.

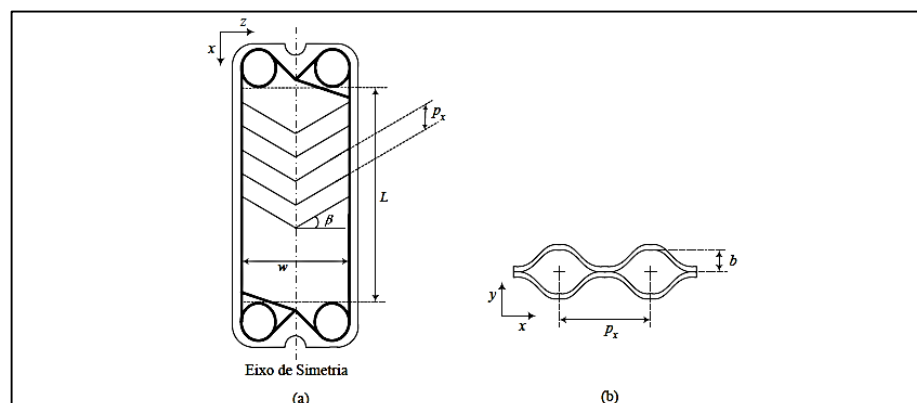
L : é o comprimento efetivo de troca térmica entre a extremidade dos orifícios

β : é o ângulo de inclinação da corrugação.

w : é a largura interna da placa onde o fluido percorre.

b : é a distância média entre as placas.

Figura 1: (a) Representação esquemática de uma placa do tipo Chevron.
(b) Dimensões das corrugações.



A distância média entre as placas (b) necessita de um cálculo prévio pois, ela não é constante por toda a placa. Está ligada diretamente ao comprimento efetivo de troca térmica (L), ao número de placas (N_p) e a espessura da placa metálica, que pode variar de 0,5 a 1,2mm e pode ser obtida pela seguinte equação citada por SOBRINHO(2014).

$$b = \frac{L_p - N_p t}{N_p - 1} \quad (01)$$

Pelo fato de ser uma placa ondulada, existe também um fator de incremento de área onde o fluido irá percorrer. Este pode ser calculado pela seguinte equação citada por FERNANDES et al. (2007):

$$\phi = \frac{1}{6} \left\{ 1 + \left[\left(\frac{\pi}{2 \cos(\beta)} \right)^2 \gamma^2 \right]^{0.5} + 4 \left[\left\{ \frac{\pi}{2 \sqrt{2 \cos(\beta)}} \right\}^2 \right]^{0.5} \right\} \quad (02)$$

Onde:

ϕ : é o fator de incremento de área.

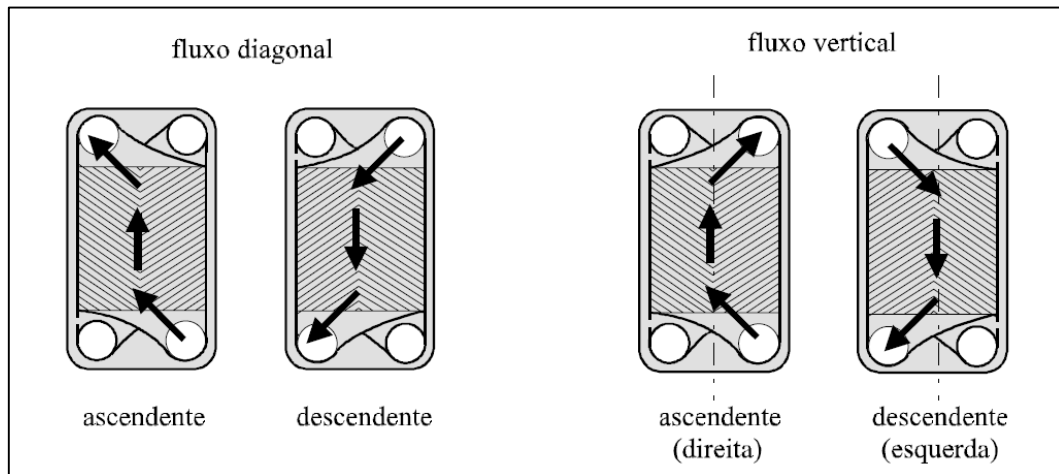
γ : é a razão entre a área efetiva de uma placa e a área projetada da razão e do aspecto do canal. sendo obtida pela equação:

$$\gamma = \frac{2b}{p_x} \quad (03)$$

O valor do fator de incremento de área compreende entre 1,15 e 1,25, mas geralmente é fornecido pelo fabricante do equipamento. Contudo, em grande parte das situações é utilizado o valor de aproximação de 1,17, mas também pode vir somente como, valor de área projetada ‘‘A’’ (SOBRINHO, 2014).

A direção do fluxo dos fluidos no equipamento, varia de acordo com a necessidade do desempenho térmico e hidráulico do equipamento. Pode-se ver na FIG.02 que, para fluxos verticais, o fluido entra em uma direção, seja ela direita ou esquerda, e sai do mesmo lado de entrada em todas as placas. Já no fluxo diagonal, trabalha com o fluido entrando em uma direção e, saindo na direção oposta, ou seja, caso o fluido por exemplo, entre pelo lado direito inferior ele sairá do lado esquerdo superior, conseqüentemente, passará a entrar pelo lado superior esquerdo e sair pelo lado inferior direito e assim sucessivamente durante todas as placas do trocador de calor. A vantagem está em melhorar a disposição do fluido dentro do trocador. Vale ressaltar que para uma troca de calor eficiente, necessita que o trocador tenha um padrão de montagem das placas, para que o fluxo se apresente de maneira uniforme. (GUT, 2003).

Figura 2 Tipos de fluxo de um canal.



FONTE: GUT, 2003.

Ademais, é possível que os fluidos percorram o trocador em sentido co-corrente, onde eles percorrem o trocador na mesma direção, ou sentido contra-corrente, no qual eles adentram no trocador de forma que o percurso do fluido fique cruzado um com o outro, ou seja, sempre percorrem em sentidos opostos. INCROPERA et. al. (2008) explana que a diferença de temperatura se altera no decorrer do percurso dos fluidos e que ela tende a se tornar uma curva plana expressada por uma distância infinita em relação a um ponto. Para fins de cálculos, utiliza-se essa variação de temperatura entre os fluidos para se encontrar a taxa de calor trocado em $W/m^2.K$ (q).

$$q = UA_{ET}\Delta T_{ml} \quad (04)$$

Onde ΔT_{ml} equivale há:

- Para escoamentos co-corrente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qsai} - T_{fsai}) - (T_{qent} - T_{fentra})}{\ln[(T_{qsai} - T_{fsai}) / (T_{qent} - T_{fentra})]} \quad (05)$$

- Para escoamentos contra corrente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{qsai} - T_{fent}) - (T_{qent} - T_{fsai})}{\ln[(T_{qsai} - T_{fent}) / (T_{qent} - T_{fsai})]} \quad (06)$$

Na prática essa diferença de escoamento de fluxo influi na diferença final de temperatura sendo ela maior no sentido contracorrente. INCROPERA et. al.(2008) ressalta ainda que a temperatura de saída do fluído quente nunca deve ser inferior a temperatura de saída do fluido

frio para escoamentos co-corrente. Entretanto, em escoamentos contracorrente, a temperatura de saída do fluido frio pode ser superior a temperatura de saída do fluido quente.

Grande parte das análises são feitas com os dados de temperatura e vazão das correntes frias e quentes, sendo possível calcular a efetividade de um trocador de calor através da relação da sua transferência em função da resistência térmica de dois fluidos, que basicamente é a troca de calor real pela troca de calor máxima de um trocador de calor a uma determinada vazão.

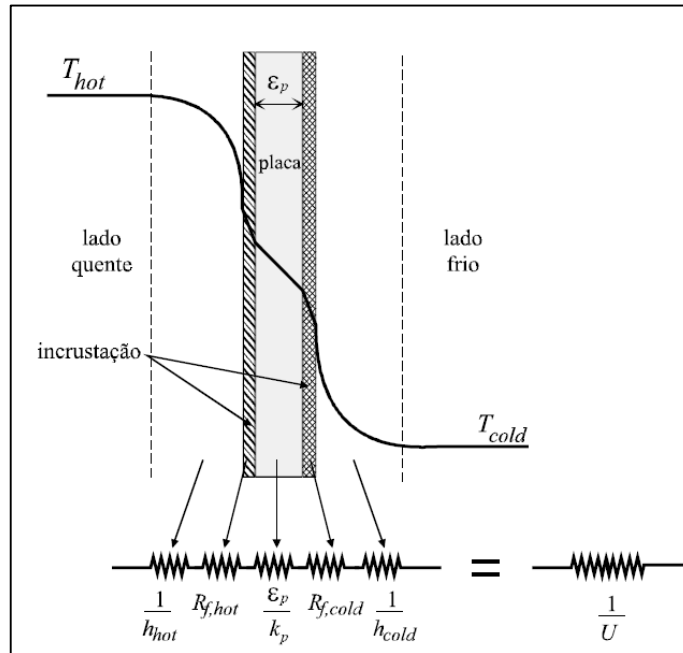
4.1 O Coeficiente Global de Troca Térmica (U)

Nos trocadores de calor há uma etapa essencial para a análise da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos em uma determinada área, qual seja, a análise do Coeficiente Global de Troca Térmica (U). INCROPERA et. al.(2008) aponta como esse coeficiente está relacionado com a lei de resfriamento de Newton, que basicamente mostra que a quantidade de calor perdida por um corpo equivale à diferença de temperatura entre o corpo e a vizinhança. Por sua vez, o autor ainda destaca que para que esse coeficiente possa ser utilizado em cálculos de maneira efetiva o trocador tem que apresentar uma superfície livre, ou seja, não possuir aletas. Por fim, completa:

Ao longo da operação normal de trocadores de calor, com frequência as superfícies estão sujeitas à deposição de impurezas dos fluidos, à formação de ferrugem ou a outras reações entre o fluido e o material que compõe a parede. A consequente formação de um filme ou de incrustações sobre a superfície pode aumentar significativamente a resistência à transferência de calor entre os fluidos. Esse efeito pode ser levado em conta através da introdução de uma resistência térmica adicional, conhecida por *fator de deposição*, R_d . O seu valor depende da temperatura de operação, da velocidade do fluido e do tempo de serviço do trocador de calor. (INCROPERA et. al.2008)

O coeficiente global de troca térmica consiste na capacidade de troca de calor entre dois fluidos em uma determinada área. A determinação é feita utilizando as resistências convectivas relacionadas a cada fluido, a troca de calor envolvendo as ondulações, as propriedades resistivas e condutivas da placa que separam os fluidos e os fatores de incrustação. A FIG.03 seguida da eq. 7 representam o esquema proposto por GUT (2003) de como pode ser calculado o coeficiente global de troca térmica.

Figura 3- Representação de um circuito térmico de uma placa de trocador de calor.



Fonte: GUT 2003.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \frac{\varepsilon_p}{k_p} + R_{f,frio} + R_{f,quente} \quad (07)$$

Onde:

h_q : coeficiente convectivo fluido quente.

h_f : coeficiente convectivo fluido frio.

ε_p : espessura da placa.

k_p : é a condutividade térmica da placa.

$R_{f,frio}$: fator de incrustação do fluido frio.

$R_{f,quente}$: fator de incrustação do fluido quente.

4.2 Os Coeficientes convectivos de troca térmica (h_f e h_q)

O coeficiente convectivo trata-se de um valor que mede a capacidade de troca de calor de um fluido em uma determinada área, isto é, nesse parâmetro, os valores de troca de calor são independentes, cada fluido terá sua capacidade de transferir calor numa especifica dimensão. A correlação principal para sua obtenção se dá através dos números de *Nusselt* (Nu), *Reynolds* (Re) e *Prandtl* (Pr), que são demonstrados na TAB.1.

Tabela 1: Grupos adimensionais das transferências de calor.

Grupo	Definição	Interpretação	Número de Equação
Número de Nusselt	$\frac{h \cdot D_e}{k}$	Razão entre transferência de calor por convecção e somente por condução.	(08)
Número de Prandtl	$\frac{C_p \cdot \mu}{k}$	Razão entre as difusividades de momento e térmica.	(09)
Número de Reynolds	$\frac{G D_e}{\mu}$	Razão entre as forças de inércia e viscosas.	(10)

Fonte: Adaptado INCROPERA et. al.(2008)

Vale salientar que essa não é a única forma de se encontrar os coeficientes, existem outras correlações, como as abaixo citadas, além de uma série de outras equações disponíveis na bibliografia:

- MARRIOT (1971 apud GUT 2003, p.15) cita seguinte correlação térmica para trocadores com $\beta=60^\circ$:

$$\frac{10^4}{h} = 1,384W^{-2/3} \quad (11)$$

- GRANDGEORGE et al.(1998 apud ECO EDUCACIONAL 2016, p.9) menciona esta correlação térmica para trocadores com $\beta=60^\circ$:

$$\frac{h D_e}{k} = 0,2910 \left(\frac{G D_e}{\mu} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0,33} \quad (12)$$

- BOUNOPANE e TROUPE (1969) montaram uma correlação baseada em uma série de análises feitas em cima das pressões dos fluidos nos trocadores de calor. O resultado desses experimentos foi uma equação que apresenta por volta 13,9% de desvio padrão, em análises das propriedades fluidas da água a uma temperatura média em massa de 60°C para trocadores com Re entre 3.000 e 30.000:

$$h = 360,7 \left(\frac{\Delta P}{A} \right)^{0,3544} \quad (13)$$

- Por fim, BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963), citam a seguinte correlação térmica para trocadores com $\beta=0^\circ$:

$$\frac{hD_e}{k} = 0,2536 \left(\frac{GD_e}{\mu}\right)^{0,65} \cdot \left(\frac{C_p\mu}{k}\right)^{0,4} \quad (14)$$

Cada trocador de calor é adaptável numa equação específica, em razão do coeficiente convectivo ser um valor ajustável de acordo com o regime de transição do fluido e do tipo de equipamento onde ocorre a troca de calor. A simples variação da angulatura das ranhuras nas placas pode alterar o valor desse coeficiente. FERNANDES et.al, (2007) simulou os ângulos de corrugação no software POLYFLOW, obtendo a maximização do número de Nu de acordo com a melhor angulatura proposta no artigo. Logo, como o h possui diversas equações, o número de *Nusselt* também possui muitas formas de ser encontrado, estando as equações disponíveis conforme o regime apresentado através do número de *Reynolds*:

- SHAH e FOCKE (1988 apud GUT 2003, p.52) mostra a seguinte equação para o cálculo de Nu .

$$Nu = a_1 \cdot Re^{a_2} \cdot Pr^{a_3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{a_3} \quad (15)$$

Usualmente as correlações são feitas em regimes turbulentos. Segundo SAUNDERS (1988 apud GUT 2003, p.52) o valor do expoente de Prandtl é $a_3=1/3$ e o valor do fator de correção da viscosidade da parede $\left(\frac{\mu_m}{\mu_w} = 1\right)$. Já os valores de a_1 e a_2 são passíveis de determinação pelo QUAD. 01:

Quadro 01: Parâmetros de troca térmica para trocadores de calor com placas de chevron

β	Re	a_1	a_2
$\leq 30^\circ$	≤ 10	0,718	0,349
	> 10	0,348	0,663
45°	< 10	0,718	0,349
	10 – 100	0,400	0,598
	> 100	0,300	0,663
50°	< 20	0,630	0,333
	20 – 300	0,291	0,591
	> 300	0,130	0,732
60°	< 20	0,562	0,326
	20 – 400	0,306	0,529
	> 400	0,108	0,703
$\geq 65^\circ$	< 20	0,562	0,326
	20 – 500	0,331	0,503
	> 500	0,087	0,718

Fonte: SAUNDERS (1988 apud GUT 2003, p.75).

- GRANDGEORGE et al.(1998 apud GUT 2003, p.15) mostra que para valores compreendidos em $50 < Re < 2700$ e $\beta = 60^\circ$ a equação se compreende em:

$$Nu = 0,2910(Re)^{0,7} \cdot (Pr)^{0,33} \quad (16)$$

- FOCKE, ZACHARIADES, OLIVER(1985 apud ECO EDUCACIONAL 2016, p.9) propõe diversas correlações para placas Chevron com $\beta = 30^\circ$.

$$Nu = 0,77 Re^{0,54} Pr^{1/2} \quad 120 < Re < 1000 \quad (17)$$

$$Nu = 0,44 Re^{0,64} Pr^{1/2} \quad 1000 < Re < 42000 \quad (18)$$

Ressalte-se que essas equações foram obtidas através do estudo desenvolvido por FOCKE, ZACHARIADES e OLIVER (1985) que estudaram como a angulatura das ondulações das placas interferiam na performance do trocador de calor. Ao contrário de FERNANDES et.al, (2007), eles não buscaram a melhoria no coeficiente de *Nusselt*, e sim uma correlação com β e o fator de *Colburn*. Esse fator engloba os valores de *Reynolds* e *Prandtl*, em uma correlação com os coeficientes de transferência de calor, coeficiente de transferência de massa e fatores de atrito.

- ECO EDUCACIONAL (2016) propõe sistemas adimensionais com ângulo específico de $\beta = 30^\circ$ a seguinte equação:

$$\frac{hD_e}{k} = 0,28 \left(\frac{GD_e}{\mu} \right)^{0,65} \cdot \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0,4} \quad (19)$$

- MULEY, MANGLIK e METWALLY (1999 apud SOBRINHO 2014, p.31) montaram a equação generalizada do valor de *Nu* em função do fator de alargamento ϕ (entre 1 e 1,5), $Re \geq 1.000$, e $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ do Chevron:

$$Nu = \{ [0,2668 - 0,006967\beta + 7,244 \cdot 10^{-5}\beta^2] \} \left\{ [20,78 - 50,94\phi + 41,16\phi^2 - 10,51\phi^3] Re^{[0,728 + 0,0543\text{sen}(\frac{\pi\beta}{45} + 3,7)]} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,14} \right\} \quad (20)$$

- TOVAZHYANSKI, KAPUSTENKO e TSIBULNIK (1976 apud SOBRINHO 2014, p.29), chegaram a seguinte correlação do número de *Nu* para *Reynolds* compreendido entre 2.000 e 25.000 e β de 30° , 45° e 60° .

$$Nu = 0,051e^{0,61 \tan(\beta)} Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr} \right)^{0,25} \quad (21)$$

- CHISHOLM E WANNIARACHCHI (1992 apud SOBRINHO 2014, p.30) apresentaram que para *Reynolds* 1.000 e 4.000 e $30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$, o número de *Nu* seria calculado da seguinte forma:

$$Nu = 0,72 Re^{0,59} Pr^{0,4} \phi \left(\frac{\beta}{30} \right)^{0,66} \quad (22)$$

5. METODOLOGIA

A presente metodologia foi montada baseando-se em trabalhos como de NOVAZZI e MOURA (2014), FERNANDES et.al. (2007), SOBRINHO (2014), TOMAZETI (2006) e VALENTE (2012), cujo intuito foi de levantar dados práticos complementados por dados teóricos. Todos esses periódicos consultados apresentaram uma modelagem matemática baseada em equações envolvendo trocadores de calor do tipo placa que melhor atendia aos objetivos propostos nos trabalhos citados. A modelagem experimental teve como princípio minimizar os erros de respostas de medição. Por isso, optou-se por uma medição em intervalos menores de vazão.

5.1 Materiais e Métodos

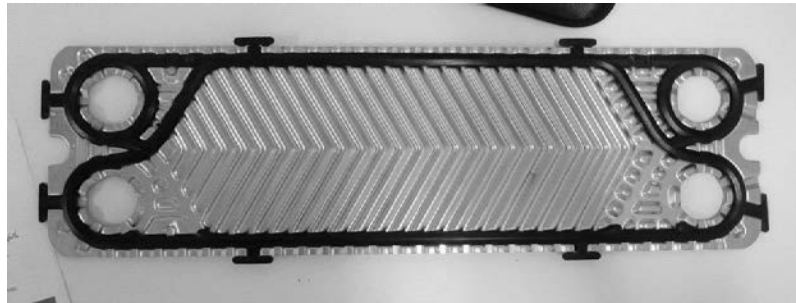
O trocador de calor de placas com graxeta com que o experimento foi feito é, o didático ECOEducativo do modelo Chevron adquirido pelo Centro Universitário de Formiga – UNIFOR-MG, cujas dimensões da bancada consistem em 0,7m de largura por 2,75m de comprimento e 1,50m de altura, sua potência máxima totaliza 100Watts.

A composição da bancada consiste em:

- Trocador de calor de placas: O modelo Chevron consiste em placas onduladas de área efetiva total igual a $0,037\text{m}^2$, onde cada placa possui a dimensão de 430mm de altura por 125mm de largura, onde as mesmas ficam alinhadas intercalando o sentido vertical das ranhuras, sendo essas de 30° . O equipamento possui 11 placas metálicas corrugas em aço inox (FIG.04), configurando o passe dos fluidos de forma simples.
- Sistema de aquecedor de água à gás: possui a capacidade de aquecimento oito litros por minutos até 65°C .
- 2 Medidores de vazão tipo rotâmetro.
- 4 sensores de temperatura (pt-100): esses sensores estão conectados a saída e entrada de calor dos fluidos quentes e frio.
- Circuito de tubulações em PVC térmico.
- 4 Válvulas de bloqueio: são essas que vão configurar o tipo de corrente do equipamento, podendo ser corrente paralela ou contracorrente.
- 2 Válvulas reguladoras de vazão.
- 2 Placas solidárias.

- 1 Pipeta graduada de 20mL.
- E painel elétrico: possuindo os indicadores digitais das temperaturas.

Figura 4: Placa metálica corrugada utilizada no experimento



Fonte: Arquivo pessoal.

Os dados do trocador fornecido pelo fabricante são representados de acordo com a TAB.2:

Tabela 2: Dados do trocador.

Dados do trocador	Valor	Unidade
Número de placas	11	
Largura linear (LL)	0,1	m
Altura Linear relativo a troca térmica (HL)	0,325	m
Área linear (AL)	0,0325	m ²
Diâmetro do orifício de junção das placas (do)	0,03	m
Espessura média das ranhuras (b)	0,003	m
Espessura da chapa (ep)	0,0006	m
Área efetiva de troca térmica de uma placa (AE)	0,037	m ²
Fator de Alargamento Ω	1,14	m
Área efetiva total de troca térmica (quente-frio) (AET)	0,333	m ²
Volume efetivo de vazio entre placas (VE)	0,000091	m ³
Espaçamento entre placas (e)	0,0028	m
Área de fluxo duas placas (AGI)	0,00028	m ²
Área fluxo total por fluidos (AGT)	0,0014	m ²
Perímetro molhado (Pi)		m
$Pi=2.Ae/HL$	0,2277	m
$Pi=2.(b+LL * \Omega)$	0,2337	m
Diâmetro equivalente (De)		m
$De=4.AGI/Pi$	0,0049	m
$De \approx 2b/ \Omega$	0,0053	m

Fonte: Fornecido pelo fabricante ECO EDUCACIONAL (2016)

O experimento foi realizado no dia 11 de agosto no período de 8 às 13h, com variação de temperatura ambiente média registrada entre 15°/26°C*, com pressão de escoamento da caixa d'água até o trocador, de 53,935 kPa. A metodologia foi baseada no proposto por NOVAZZI e MOURA (2014). A vazão de entrada do fluido quente manteve-se fixa e a partir disso a vazão do fluido frio alterou-se em 0,2 L/min a cada 2,5 minutos. A vazão inicial foi ajustada de acordo com a proposta desses mesmos autores, para que o regime ficasse permanente. Inicialmente, as correntes passaram pelo trocador por 30 minutos, sendo que a partir daí ocorreu a mudança da vazão do fluido frio. Esse procedimento foi realizado duas vezes, uma para sistema contracorrente e outra para sistema co-corrente. Ao final, registrou-se todas as variações de temperatura obtendo os valores que estão representados nas TAB. 3 e 4.

5.2 A Modelagem Matemática

De início, modelagem foi feita transformando as vazões dos fluidos, sendo colocadas na forma de vazões mássicas. Para isso, transformou-se a vazão do fluido de L/min para m³/s. Em seguida, calculou-se a vazão mássica utilizando a vazão em m³/s e a média das densidades, de acordo com os valores respectivos de suas temperaturas pelo programa *EES (Engineering Equation Solver)*. Desse modo, obteve-se os valores representados nas TAB. 5 e 6:

Ainda no software EES, foram obtidos os valores da capacidade calorífica (C_p), da viscosidade do fluido (μ) e da condutividade térmica (k). Após, iniciou-se a modelagem dos cálculos dos números de *Prandtl* e *Reynolds*.

Para o cálculo de Re necessitava-se do valor do fluxo mássico (G), sendo então utilizada a representação da eq.23:

$$G = \frac{W}{A_{GT}} \quad (23)$$

Onde W é a vazão mássica, e A_{GT} , é a área total por fluidos, sendo esse 0,0014m² (dado fornecido pelo fabricante). Com os valores obtidos foi possível calcular os números de Re . Para o número de *Prandtl*, foram substituídos na eq.09, os valores obtidos para C_p , μ e k .

A partir da obtenção desses valores, começou-se o cálculo dos números de *Nusselt*. Como o trocador de calor é de uma angulatura de 30°, utilizaram-se as eq.14, 15, 17 e 19. O restante não atendeu aos requisitos de angulatura das placas do trocador, e do número de *Reynolds*, que deve se compreender entre 150 e 450.

Com o número de Nu calculado, obteve-se os valores dos coeficientes convectivos através da eq. 08, que foram comparados através de gráficos plotados pelo software EXCEL.

* Dado fornecido pelo site <<https://www.accuweather.com/pt/br/formiga/39411/august-weather/39411?monyr=8/1/2017>> Acesso 11 out. 2017.

Para encontrar o coeficiente global (U) foram executado dois procedimentos distintos. O primeiro utilizou a eq.07, que abrange os dados teóricos encontrados pelo cálculos dos coeficientes convectivos (h) e utilizando como fator de incrustação (R_f) fornecido por GUT (2003), o valor de $4,3 \cdot 10^{-5} \text{m}^2 \cdot \text{K/W}$. Já o segundo procedimento utilizou a equação geral de transferência de calor (eq.04) que para encontrar o valor de q , utilizou-se as eq.25, 26 e 27 expostas a seguir:

$$q_{quente} = W_{quente} \cdot C_{p_{quente}} \cdot (T_{quente-entra} - T_{quente-sai}) \quad (25)$$

$$q_{frio} = W_{frio} \cdot C_{p_{frio}} \cdot (T_{frio-sai} - T_{frio-entra}) \quad (26)$$

$$q = \frac{q_{quente} + q_{frio}}{2} \quad (27)$$

Desta maneira, obteve-se os valores das médias logarítmicas da diferença de temperatura (eq. 05 e 06), que possibilitaram, por fim, a obtenção dos valores de U . Após, foram plotados os valores em gráfico pelo software EXCEL e realizada a comparação entre eles.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES.

Preliminarmente, algumas observações devem ser feitas a respeito das equações utilizadas. Na eq. 14, o artigo de BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963), não cita a angulatura das placas do trocador de calor utilizado no procedimento experimental por eles realizado. O artigo possui uma gravura com a legenda “Um típico design de uma placa”, sugerindo que $\beta=0^\circ$, entretanto a opção da utilização dessa equação veio após a comparação com os expoentes presentes na eq.19 proposta pelo material da ECO EDUCACIONAL (2016), que é o fabricante do equipamento. E como pode ser visto nos GRAF. 01, 02, 03 e 04, o fato dos expoentes dos números de Re e Pr serem os mesmos, geraram valores de h muito próximos, sugerindo que a eq. 14 possa ser um refinamento da eq. 19.

Outro ponto a ser considerado, seria que, caso realmente o trocador de calor do experimento de BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963) contenha a angulatura de 0° , pode-se supor que a quantidade de calor trocada em equipamentos que possuam Re entre 150 e 450 (dados levantados no experimento) é semelhante ou a mesma que em trocadores de calor com $\beta=30^\circ$.

As respostas de temperaturas das diversas vazões estão representadas nas TAB.03 e 04. Como pode-se observar na TAB.03 de entrada do fluido quente e frio apresentaram certa variação no regime contra-corrente, isso se deve pelo fato do experimento haver durado algumas horas, da temperatura ambiente aumentar gerando uma variação nas temperaturas de entrada. Na TAB. 04 as temperaturas de entrada se apresentaram muito próximas, isso se deve, pois a temperatura ambiente já havia se apresentava quente e uniforme.

Tabela 3: Temperaturas de entrada e saídas dos fluidos quente e frio em regime contra-corrente.

Vazões		TEMPERATURAS(C°)			
Vazão quente (L/mim)	Vazão frio (L/mim)	Temperatura de entrada Quente	Temperatura de entrada Frio	Temperatura de saída Quente	Temperatura de saída Frio
3	2	60,2	22,9	42,1	52,8
3	2,2	60,4	22,8	40,9	51,6
3	2,4	60,4	22,8	40	50,6
3	2,6	60,5	22,8	39,4	49,8
3	2,8	60,6	22,8	38,3	49,7
3	3	60,6	22,7	37,4	47,2
3	3,2	60,6	23,1	38,4	45,1
3	3,4	60,8	23,1	37,9	44,1

3	3,6	60,8	23,1	37,7	43,6
3	3,8	60,7	23,1	37,4	42,6
3	4	60,3	23,3	37,1	42,1
3	4,2	60,4	23,3	36,3	42
3	4,4	60,6	23,3	35,7	41,8
3	4,6	60,8	23,3	35	41,6
3	4,8	60,8	23,4	35,3	40,6
3	5	61	23,3	35,4	39,6
3	5,2	61,3	23,4	35,5	39,2
3	5,4	61	23,4	36,9	37,6
3	5,6	61,2	23,4	36,6	37,2
3	5,8	61	23,4	36,5	36,2
3	6	61,6	23,5	35,9	36,9

Tabela 4: Temperaturas de entrada e saídas dos fluidos quente e frio em regime co-corrente.

Vazões		TEMPERATURAS(C°)			
Vazão quente (L/mim)	Vazão frio (L/mim)	Temperatura de entrada fluido quente	Temperatura de saída fluido quente	Temperatura de entrada do fluido frio	Temperatura de saída fluido frio
3	2	61,9	47,6	23,3	45,8
3	2,2	61,2	46,4	23,3	44,5
3	2,4	61,6	46	23,3	44,1
3	2,6	61,6	45,5	23,3	43,5
3	2,8	61,6	45,5	23,3	43,5
3	3	61,5	43,9	23,3	41,9
3	3,2	61,3	43,5	23,3	41,5
3	3,4	61,6	43,3	23,3	41,2
3	3,6	62	42,6	23,4	40,5
3	3,8	61,8	42,3	23,4	40
3	4	61,1	41,8	23,4	39,7
3	4,2	61,6	41,2	23,4	39
3	4,4	61	41	23,4	38,8
3	4,6	61,5	40,7	23,4	38,4
3	4,8	61,8	40,4	23,5	38,2
3	5	61,4	40	23,5	37,8
3	5,2	61,3	39,8	23,5	37,4
3	5,4	61,3	39,5	23,5	37,1
3	5,6	61,5	39,3	23,5	36,9
3	5,8	61,9	38,9	23,5	36,5
3	6	62	38,7	23,6	36,3

Nas TAB.05 e 06, mostram os valores obtidos de vazões mássicas. Esses valores são o fator principal para a obtenção dos coeficientes convectivos, pois, esses representam a quantidade de calor que é possível ser trocada em uma determinada área através de uma específica vazão.

Tabela 5: Vazões mássicas do regime contra-contra corrente.

Vazões		Vazão Mássica kg/s (W)		Vazão Mássica g/s (W)	
Vazão quente (L/mim)	Vazão frio (L/mim)	Vazão Mássica Quente	Vazão Mássica Fria	Vazão Mássica Quente	Vazão Mássica Fria
3	2	0,0494	0,03325	49,3700	33,2533
3	2,2	0,0494	0,03658	49,3700	36,5787
3	2,4	0,0494	0,03990	49,3800	39,9040
3	2,6	0,0494	0,04323	49,3825	43,2293
3	2,8	0,0494	0,04655	49,3925	46,5547
3	3	0,0494	0,04988	49,4025	49,8800
3	3,2	0,0494	0,05320	49,3925	53,2000
3	3,4	0,0494	0,05653	49,3950	56,5250
3	3,6	0,0494	0,05985	49,3975	59,8500
3	3,8	0,0494	0,06318	49,4000	63,1750
3	4	0,0494	0,06650	49,4075	66,5000
3	4,2	0,0494	0,06983	49,4150	69,8250
3	4,4	0,0494	0,07315	49,4175	73,1500
3	4,6	0,0494	0,07648	49,4225	76,4750
3	4,8	0,0494	0,07979	49,4200	79,7920
3	5	0,0494	0,08313	49,4150	83,1250
3	5,2	0,0494	0,08644	49,4075	86,4413
3	5,4	0,0494	0,08977	49,4000	89,7660
3	5,6	0,0494	0,09309	49,4000	93,0907
3	5,8	0,0494	0,09642	49,4050	96,4153
3	6	0,0494	0,09974	49,4025	99,7400

Tabela 6: Vazões mássicas do regime co-corrente

Vazões		Vazão Mássica kg/s (W)		Vazão Mássica g/s (W)	
Vazão quente (L/mim)	Vazão frio (L/mim)	Vazão Mássica Quente	Vazão Mássica Fria	Vazão Mássica Quente	Vazão Mássica Fria
3	2	0,0495	0,0330	49,4925	32,9700
3	2,2	0,0495	0,0363	49,5025	36,2853
3	2,4	0,0495	0,0396	49,4975	39,5920
3	2,6	0,0495	0,0429	49,4975	42,9000
3	2,8	0,0495	0,0462	49,4975	46,2000
3	3	0,0495	0,0495	49,4975	49,5300
3	3,2	0,0495	0,0528	49,5000	52,8427
3	3,4	0,0495	0,0562	49,4975	56,1510
3	3,6	0,0495	0,0595	49,4875	59,4720
3	3,8	0,0495	0,0628	49,4900	62,7823
3	4	0,0495	0,0661	49,5000	66,1000
3	4,2	0,0495	0,0694	49,4950	69,4190

3	4,4	0,0495	0,0727	49,5025	72,7320
3	4,6	0,0495	0,0760	49,4950	76,0457
3	4,8	0,0495	0,0794	49,4900	79,3600
3	5	0,0495	0,0827	49,4975	82,6833
3	5,2	0,0495	0,0860	49,4975	85,9993
3	5,4	0,0495	0,0893	49,4975	89,3160
3	5,6	0,0495	0,0926	49,4950	92,6333
3	5,8	0,0495	0,0959	49,4900	95,9127
3	6	0,0495	0,0993	49,4875	99,2700

6.1 Os Coeficientes Convectivos h

Os valores dos h obtidos nos experimentos do trocador de calor mostraram-se muito próximos em ambos regimes de escoamento, por exemplo, na vazão quente, que se manteve fixa em 3L/mim, apresentaram-se os valores de $h=2303,84$ W/m².K na eq.14, $h=4224,32$ W/m².K na eq.17, $h=2543,67$ W/m².K na eq.19 e $h=3126,72$ W/m².K na eq.15, sendo regime contra-corrente. Já no regime de co-corrente os valores obtidos foram: $h=2307,55$ W/m².K na eq.14, $h=4229,98$ W/m².K na eq.17, $h=2547,77$ W/m².K na eq.19 e $h=3131,86$ W/m².K na eq.15. Uma possível explicação para aproximação dos valores dos coeficientes se deve ao fato do equipamento ser um protótipo de bancada, assim a área de troca de calor é muito menor em relação a um equipamento de escala industrial, o que acarretou na diferença pequena dos coeficientes convectivos em regime contra-corrente e co-corrente.

Os GRAF. 01 e 03 mostram como o comportamento do fluido quente obteve uma resposta do coeficiente convectivo de maneira similar, graças isso, a vazão desse fluido ser sempre a mesma. As pequenas variações apresentadas, são por conta da densidade e da viscosidade ser variável de acordo com as mudanças de temperatura.

Nos GRAF. 02 e 04, observa-se os coeficientes convectivos do fluido frio apresentaram uma resposta linear crescente. Apontando que a quantidade de calor trocada em uma determinada área, é diretamente proporcional a vazão do fluido ou seja quanto maior a vazão maior será a quantidade de calor trocada. Contudo, deve-se enfatizar que essa quantidade de calor trocada tente chegar a um limite, quando o fluido frio alcançar determinada vazão, não será possível aumentar a quantidade de calor trocada com o fluido quente.

Vale salientar ainda que, o coeficiente convectivo (h) é um valor que trabalha unicamente com um único fluido, e que apesar da resposta de quantidade de calor desse único fluido sempre tender a crescer de acordo com a vazão em dados teóricos, essa precisa ser

ajustada de acordo com a exigência e a disponibilidade do processo, pois, pode acontecer do dado teórico alcançar uma resposta ótima porém impossível de ser implementada na indústria.

Gráfico 1 :Representação gráfica dos coeficientes convectivos do fluido quente no regime contracorrente.

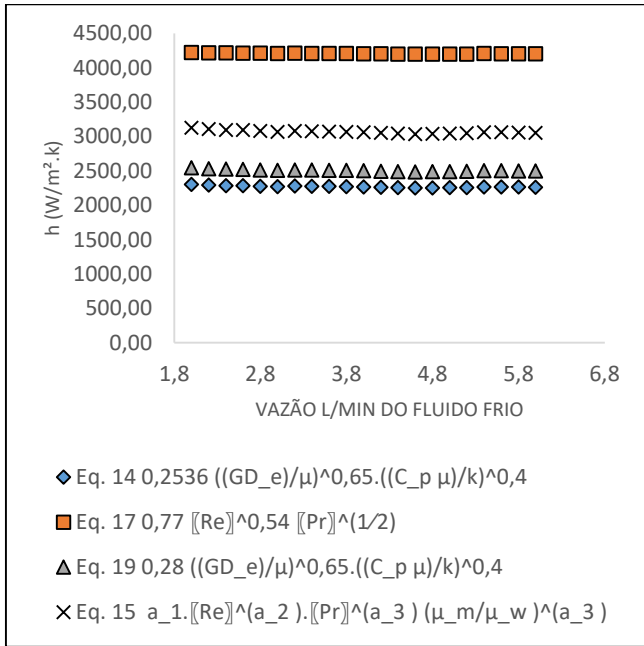


Gráfico 2: Representação gráfica dos coeficientes convectivos do fluido frio no regime contracorrente.

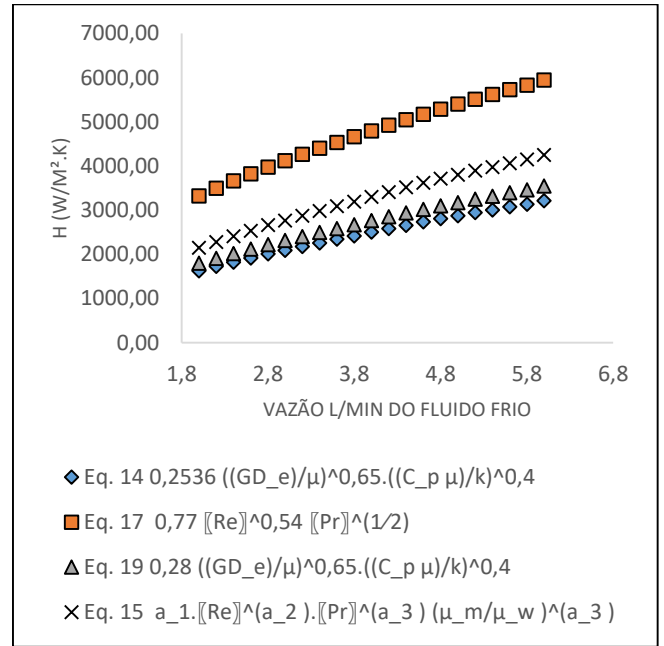


Gráfico 3: Representação gráfica dos coeficientes convectivos do fluido quente no regime co-corrente.

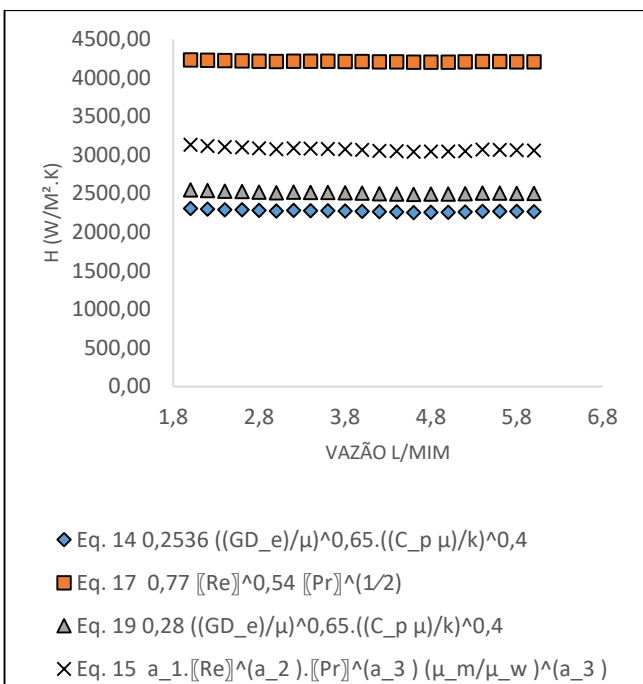
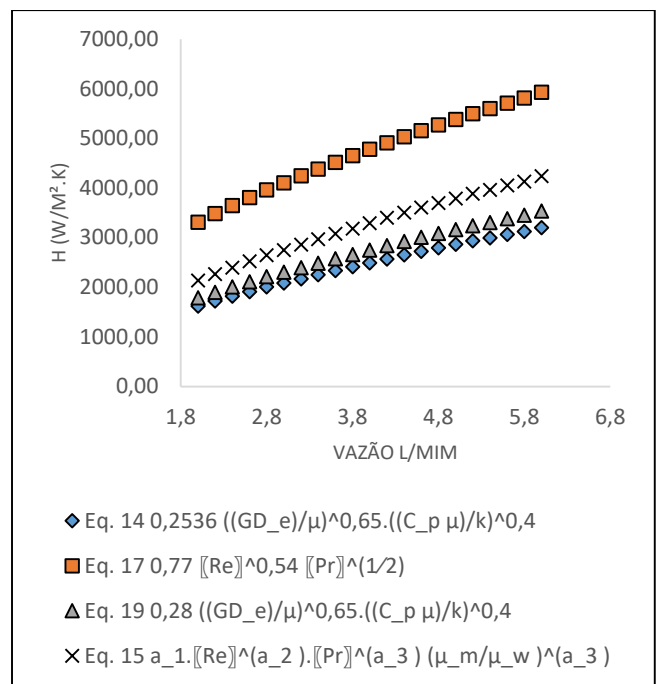


Gráfico 4: Representação gráfica dos coeficientes convectivos do fluido frio no regime co-corrente.

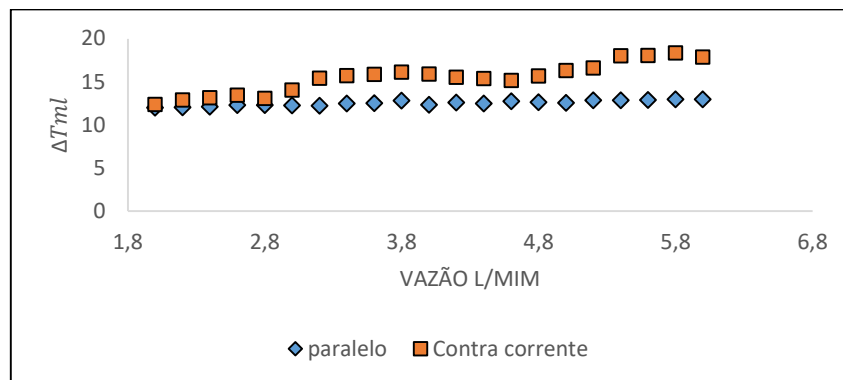


6.2 Os Coeficientes Globais U.

O experimento seguiu para a comparação dos valores do coeficiente global real encontrado através das temperaturas obtidas no experimento. O que pode-se ver é que, houve um erro na execução do experimento no sentido contra-corrente através do GRAF. 6, pois, o coeficiente de determinação (R^2), pode explicar apenas 14,2% dos dados obtidos através da variável dependente. Esse sentido de corrente foi executado primeiro que o regime co-corrente, com isso as mudanças climáticas interferiram na resposta do regime. Essa interferência se deu, pois o experimento se iniciou às 8h e com o passar do tempo, o dia foi ficando mais quente, e com isso a alteração de temperatura era visível no trocador. Na TAB. 03, pode-se ver que, tanto na entrada do fluido quente quanto na entrada do fluido frio, a temperatura começou a subir, interferindo assim nos valores de temperatura de saída de ambos fluidos.

O resultado disso foi a variação no valor da diferença da temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}). No GRAF. 5 está representado como houve essa variação. O esperado era que esses valores ficassem próximos, como o que aconteceu no regime de co-corrente, contudo as variações de temperaturas podem ser notadas pelas pequenas aglomerações de valores dispersos no gráfico.

Gráfico 5: Comparação dos valores de ΔT_{ml} regimes contra e co-corrente.



No regime de contra-corrente, pode ser visto (GRAF. 06 e 07) que os cálculos de equações apresentam um padrão de linearidade. Esse fato acontece porque o coeficiente global apresentado pelas equações propostas pelo trabalho, foram obtidos através das vazões mássicas e a densidade do fluido, com isso, possíveis erros causados por ações externas como, variações de temperatura, são eliminados. A densidade, como dito anteriormente, foi obtida pelo programa EES, assim como a vazão. Cada temperatura possui uma densidade diferente, possibilitando a diferenciação dos valores dos coeficientes. Dessa forma, as eq. 14 e 19

apresentaram valores muito próximos podendo ser considerado que ambas possuem um bom padrão para o encontro dos valores do U no regime de contra-corrente.

Apesar disso, por ter acontecido o erro no U_{Real} , é necessário repetir o experimento a fim de garantir qual é realmente a melhor equação a ser utilizada para modelar um trocador de calor com angulatura de 30° . A eq. 15 apresentou distância pequena em relação a U_{real} , porém para uma modelagem futura de um trocador de calor a nível industrial pode haver uma quantidade de calor trocada não precisa.

No regime de co-corrente os valores se mostraram constantes, obtendo uma previsão de dados de 96,24% no U_{real} . No momento em que esse regime entrou no trocador, o dia já se apresentava com temperatura constante, o que se deu por volta das 10h30. Então como pode ser visto na TAB. 04, as temperaturas de entradas de ambos fluidos não apresentaram grandes variações.

No GRAF. 07 é possível perceber que o valor de U_{real} se equipara muito com os valores da eq. 14, o que confirma que essa equação é um refinamento da eq.19, desde que o regime se compreenda de Re entre 150 e 450 e $\beta=30^\circ$.

O mesmo que ocorreu no regime contra-corrente, foi observado no regime co-corrente para as eq.15 e 17.

Gráfico 6: Representação dos coeficientes globais de temperatura dos fluidos no regime contra-corrente.

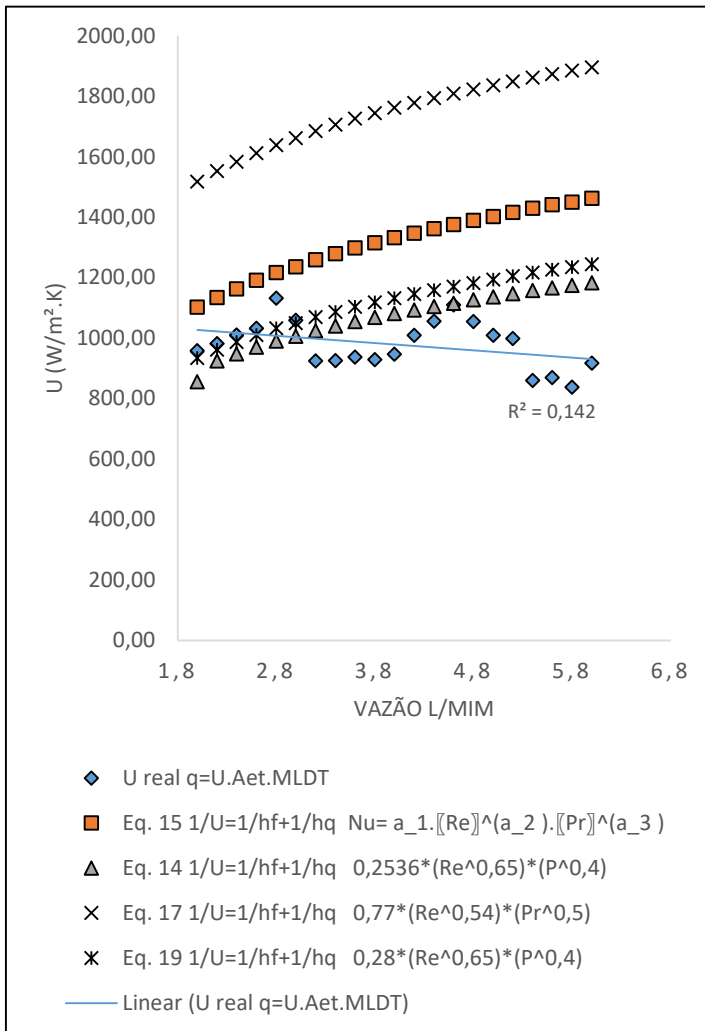
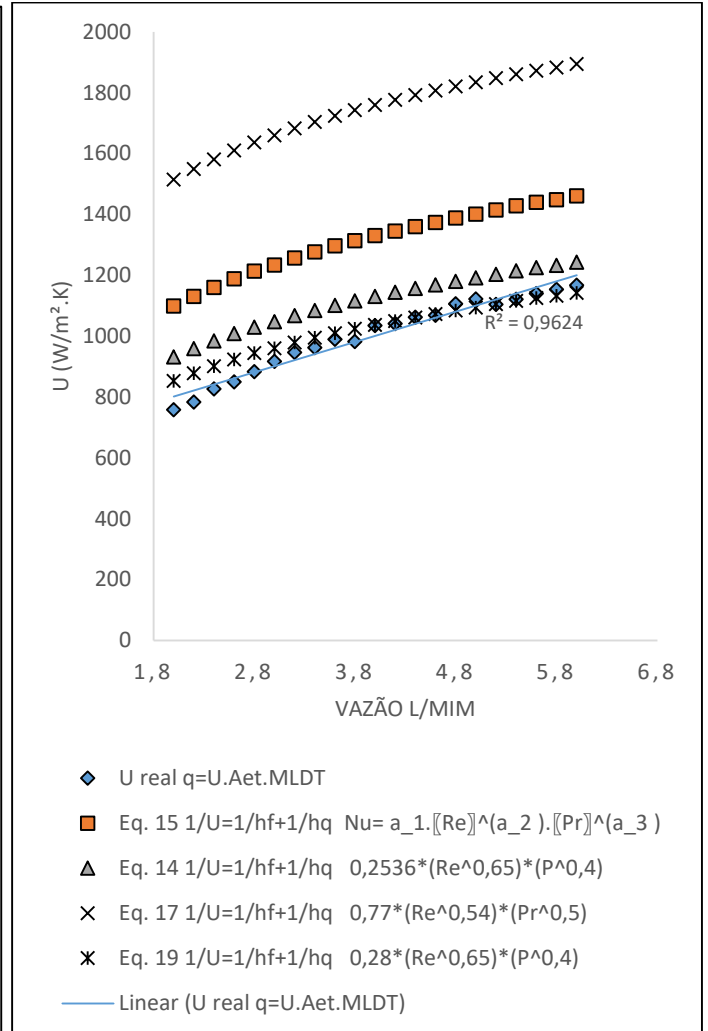


Gráfico 7: Gráfico 07: Representação dos coeficientes globais de temperatura dos fluidos no regime co-corrente.



Por fim, a eq. 19 se mostrou muito apta para se adaptar uma possível futura modelagem de trocador de calor. No entanto, uma atenção deve ser dada a eq. 14, pois o estudo da mesma possui alto potencial e maior precisão nos valores. Porém, novos testes deverão ser realizados para confirmar a sua precisão.

Além disso, uma futura análise de coeficientes globais de troca de calor entre placas com $\beta=0^\circ$ e $\beta=30^\circ$, deve ser considerada, uma vez que levanta a questão de que a quantidade de calor trocada entre placas com essas angulatura, não apresentem diferença significativa.

7. CONCLUSÃO

Os trocadores de calor de placa, são equipamentos que permitem a transferência de calor entre dois fluidos sem o contato direto entre eles. O presente trabalho buscou analisar fatores que influenciam na troca de calor entre fluído quente e frio apenas do trocador de calor do tipo placa, embora exista outros.

Para tanto, foi realizado experimento mediante o ajustamento das vazões e anotação das temperaturas. Desse modo, os objetivos propostos foram parcialmente alcançados, uma vez que o sistema de contra-corrente apresentou uma variação na temperatura de entrada dos fluidos, causando um erro no valor do coeficiente global de troca térmica (U). Todavia, o regime co-corrente seguiu com dados concisos apresentando uma resposta com previsão de dados de 96,24%.

Através da realização desse procedimento foi possível encontrar a equação proposta por ECO EDUCACIONAL (2016) que mostrou valores de coeficiente convectivo global U próximos aos valores de U_{real} . Assim, em uma futura modelagem de um trocador de calor essa equação seria ideal.

Por outro lado, quanto à equação proposta por BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C (1963) deve-se atentar aos valores de U , que são mais e proximos a U_{real} , sugerindo uma possível similaridade de valores de U em trocadores de calor do tipo placa com $\beta=0^\circ$ e $\beta=30^\circ$, quando os regimes se apresentarem com $150 > Re > 450$.

LISTA DE REFERÊNCIAS

- ALFA LAVAL. **Gasketed plate-and-frame heat exchangers**. Disponível em <<http://www.alfalaval.com.br/produtos/heat-transfer/plate-heat-exchangers/Gasketed-plate-and-frame-heat-exchangers/>>. Acesso em 6 jun. 2017.
- BUONOPANE, R. A; TROUPE, A. **A study of the effects of internal rib and channel geometry in rectangular channels**. AIChE Journal, v15, n.4, p.585-596, 1969
- BUONOPANE, R. A; TROUPE, A; MORGAN J.C. **Heat transfer desing method for plate heat exchangers**. Chemical Engineering Progress. V.57, n.7, p.57-61 July 1963.
- ECO EDUCACIONAL; **Roteiro didático operacional – Bancada trocador de calor tipo placas**. – NCD Indústria e Comércio de Equipamentos Didáticos Ltda. – São José – SC. 2016.
- FERNANDES, C.S.; DIAS,R.P.; NÓBREGA,J.M.; MAIA, J.M. **CFD Aplicada ao estudo de permutadores de calor de placas Chevron**. CMNE/CILAMCE. Porto - Portugal Jun. 2007.
- FOCKE, W.W.; ZACHARIADES, J.; OLIVER, I. **The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers**. International Journal of Heat Mass Transfer, v28, n.8, p.1469-1479. 1985.
- GUT, J. A. W.; **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 268p. Dissertação de doutorado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo 2003.
- INCROPERA, F.P. et. al.; **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Editora Eletrônica – LTC – Sexta Edição. 2008.
- MARRIOTT, J. **Where and How to Use Plate Heat Exchangers**. Chemical Engineering, v.5, p.127-134, Abr. 1971.
- NOVAZZI, L.F.; MOURA, T.V.; **Estudo de configurações para trocadores de calor a placas**. XX Congresso Brasileiro de Engenharia Química. Florianópolis – SC. 2014
- RAVAGNANI, M. A. S.S.; **Projeto de otimização de Redes de trocadores de Calor**. Dissertação de doutorado. Campinas – SP. 1994.
- SHAH, R.K.; FOCKE, W.W. **Plate heat exchangers and their desing theory**. In: SHAH, R.K.; SUBBARAO, E.C.; MASHELKAR, R.A (Ed.) Heat Transfer Equipament Desing. Hemisphere P.C., 1988, p. 227-254.
- SOBRINHO, G.T. **Simulador de um trocador de calor de placa para um sistema de resfriamento de um reator de pesquisa**. Dissertação de Mestrado PPGIEN/CNEN. Rio de Janeiro – RJ. Mar. 2014.
- STOECKER, W.F.; **Refrigeração e Ar condicionado**. Editora McGraw-Hill do Brasil. São Paulo 1985.
- TOMAZETI, C. A.; **Análise numérica do desempenho térmico de trocadores de calor de**

correntes cruzadas. Dissertação de Doutorado. BAE – UNICAMP. 2006.

VALENTE, B.S.A.; **Elaboração de um algoritmo de projeto de trocadores de calor para utilização em otimização de redes de trocadores de calor.** Dissertação de Mestrado Universidade Estadual de Campinas. Campinas – SP. Dez. 2012.

VMBRASIL. **Trocadores de calor a placas – A otimização da troca térmica.** Disponível em <https://vmbrasil.com/pdf/Trocadores_port.pdf> . Acesso em: 6 jun. 2017.