

INSTITUTO FEDERAL DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO ESTADO DE
PERNAMBUCO CAMPUS RECIFE

DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE PROCESSOS E CONTROLES
INDUSTRIAIS

CURSO SUPERIOR DE BACHARELADO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

DISCIPLINA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR II



FÁBIO HENRIQUE PALMEIRA SILVA

EDILSON EUGÊNIO DA SILVA

JOSÉ THIAGO DE LIMA BARROS

**PROJETO DE TROCADOR DE CALOR DE PLACAS
INTERMEDIÁRIAS - RELATÓRIO FINAL**

RECIFE

2021.2

FÁBIO HENRIQUE PALMEIRA SILVA

EDILSON EUGÊNIO DA SILVA

JOSÉ THIAGO DE LIMA BARROS

**PROJETO DE TROCADOR DE CALOR DE PLACAS
INTERMEDIÁRIAS - RELATÓRIO FINAL**

Relatório de desenvolvimento de
análise de Trocador de Calor de Pla-
cas Intermediárias desenvolvido por
Fábio Henrique Palmeira Silva, Edilson
Eugênio da Silva e José Thiago de
Lima Barros.

Orientadores: Prof. Álvaro Ochoa e Prof. Ednaldo Evangelista

RECIFE

2021.2

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

1	FLUXO PARALELO	9
2	FLUXO CONTRACORRENTE	9
3	RESISTÊNCIA TÉRMICA	10
4	DIFERENÇAS DE TEMPERATURA ENTRE O FLUIDO FRIO E QUENTE .	16
5	EFETIVIDADES DE TROCADORES DE CALOR	21
6	MODELO EM CAD DE PLACAS INTERMEDIÁRIAS	22
7	TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBO	32
8	CONFIGURAÇÃO DE MONTAGEM PARA ESCOAMENTO CONTRAFLUXO	35
9	COMPARATIVO DE EFETIVIDADE DE TROCADOR DE CALOR - APE- NAS AMÔNIA X AMÔNIA/R134A	40
10	COMPARATIVO DE EFETIVIDADE DE TROCADOR DE CALOR - PLA- CAS INTERME X CASCO E TUBO	42
11	COMPARATIVO DE TEMPERATURAS DE SAÍDA LIMITES DE TODOS OS CASOS CONTRACORRENTE - FRIO	43
12	DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO TROCADOR DE CALOR ANSYS FLUENT	45
13	PATHLINES DE TEMPERATURA NA REGIÃO DO FLUIDO ANSYS-FLUENT	46

LISTA DE TABELAS

1	Dados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Paralelo	23
2	Dados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Contracorrente	30
3	Resultados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Paralelo - APENAS AMÔNIA	36
4	Resultados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Contracorrente - APE- NAS AMÔNIA	37
5	Resultados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Contracorrente - APE- NAS AMÔNIA	38
6	Resultados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Contracorrente - AMÔNIA E R134-A	39
7	Casco e Tubo - CP QUENTE - 1,5	41
8	Casco e Tubo - CP QUENTE - 1	41

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{Q}	<i>Fluxo de Calor</i>
K	<i>Condutividade Térmica</i>
C_p	<i>Calor Específico</i>
\dot{m}	<i>Vazão mássica</i>
ε	<i>Efetividade</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	7
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	8
2.1	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	10
2.2	MÉTODO DA DIFERENÇA MÉDIA DE TEMPERATURA LOGARÍTMICA E EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CA- LOR	14
2.3	TROCADORES DE PLACAS	22
3	METODOLOGIA	23
3.1	SIMULAÇÃO CFD	34
4	RESULTADOS	36
5	CONCLUSÕES	48
	REFERÊNCIAS	49
	ANEXOS	50

1 INTRODUÇÃO

O estudo dos fenômenos térmicos são de grande importância para os Engenheiros. Com a crescente demanda de energia das sociedades modernas, redução de poluentes, melhoria dos processos de refrigeração atrelada ao consumo de alimentos, a necessidade de se desenvolver mecanismos para se suprir tais necessidades passam diretamente pelo conhecimento prático e teórico deste campo da engenharia/física.

Acelerar projetos de engenharia nem sempre é tão simples de se fazer, visto que problemas desde campo são complexos e demandam tempo para serem resolvidos. Uma das vantagens que se tem atualmente é a capacidade de se utilizar ferramentas computacionais para a resolução de problemas. Segundo Maliska (1995), o uso de técnicas numéricas são, atualmente, parte do processo de desenvolvimento interno. Problemas de transferência de calor e outras ciências térmicas passam, em grandes projetos, pela fase da simulação.

No estudo da transferência de calor, os mecanismos da qual se tem esse processo: condução, convecção e radiação, são o foco. Entender esses fenômenos é a base para o desenvolvimento de equipamentos como sistemas de ventilação, caldeiras, entre outros etc. O presente trabalho tem como objetivo determinar algumas características a respeito do trocador de calor de placas intermediárias.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

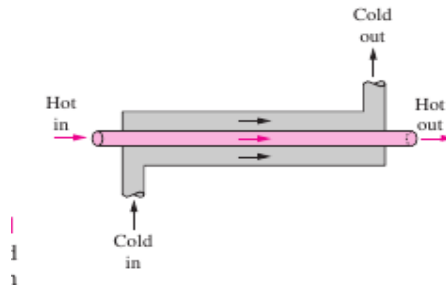
Segundo Çengel (2002), trocadores de calor são dispositivos que tem como objetivo facilitar a troca de calor entre fluidos. Esses que se encontram em temperaturas diferentes. Uma das características dos trocadores de calor é que essa troca acontece sem que os fluidos se misturem. Existem uma infinidade de aplicações para esse dispositivo como em sistemas de arrefecimento de veículos, estações térmicas como usinas termoelétricas e sistemas de refrigeração de ambientes.

Geralmente, a troca de calor nesses dispositivos acontece utilizando o mecanismo de convecção, através de uma parede que separa os fluidos. Para se trabalhar com trocadores de calor é importante que se determine o coeficiente global de transferência de calor, que representa a contribuição de todos os termos que afetam a transferência.

Existem uma grande variedade desses dispositivos, com características diferentes. Essa grande variedade surge devido a necessidade de se igualar os requisitos de transferência de calor em diversos projetos, o que gerou diferentes configurações de trocadores de calor. O modelo mais simples de trocador é o de **tubo duplo** onde um fluido em uma temperatura escoa por uma tubulação de um diâmetro pequeno enquanto outro fluido com temperatura maior ou menor atravessa uma região anelar entre o tubo menor e outro tubo maior.

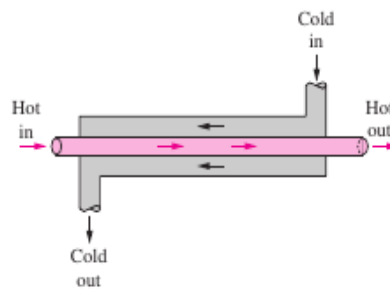
O escoamento dos fluidos podem ser **paralelo** quando os fluidos quente e frio entra no trocador de calor avançam na mesma direção e entram na mesma velocidade, enquanto no escoamento **contracorrente**, os fluidos de diferentes temperaturas entram em lados opostos e escoam em direções opostas.

Figura 1: FLUXO PARALELO



Fonte: Yunus Çengel - Transferência e Calor e Massa 3º edição

Figura 2: FLUXO CONTRACORRENTE



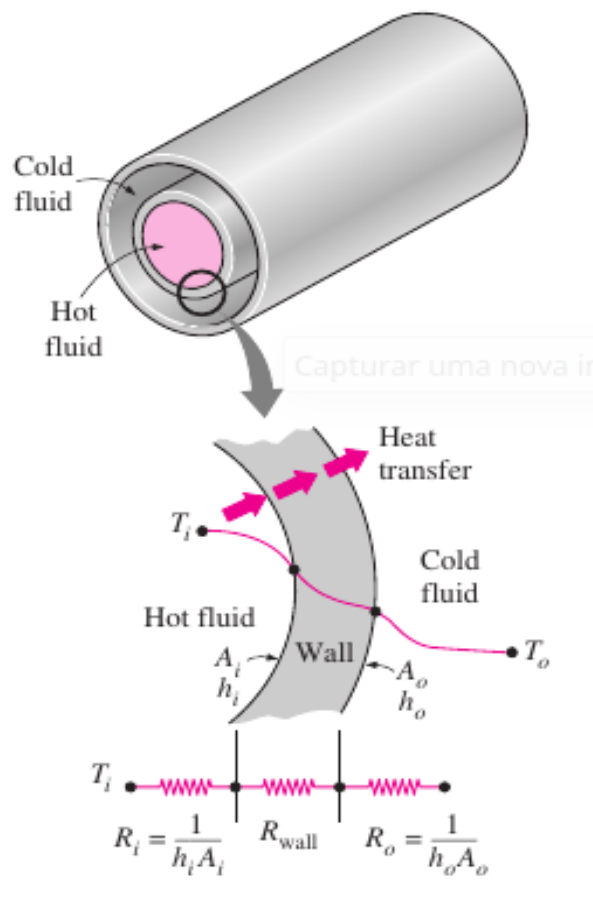
Fonte: Yunus Çengel - Transferência e Calor e Massa 3º edição

Em trocadores de calor compactos, normalmente os dois fluidos circulam perpendiculares uns aos outros, e essa configuração de escoamento é chamada de **escoamento cruzado**, que ainda é classificado em escoamento sem mistura e com mistura.

2.1 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

No projeto de um trocador de calor, um dos parâmetros a serem considerados é o coeficiente global de transferência de calor U . Esse coeficiente, tem como objetivo, determinar o quão bem o calor atravessa as resistências térmicas no dispositivo. Toma-se o exemplo do trocador de calor mais simples que é o de tubo duplo. O fluxo de calor se dará da fonte mais quente para a fonte mais fria onde independe do sentido do escoamento. Considerando o fluxo, o calor passará pelas paredes por condução e pelos fluidos por convecção.

Figura 3: RESISTÊNCIA TÉRMICA



Fonte: Yunus Çengel - Transferência e Calor e Massa 3ª edição

Aplicando o conceito de resistência térmica, temos que a resistência total será dada por:

$$R_{total} = \sum_{i=1}^n R_i = R_1 + R_2 + R_3 \dots R_n \quad (1)$$

Com base na esquematização da figura 3, temos que calcular a resistência térmica total, que será dada pelas resistências R_i , R_{wall} e R_o .

$$R_{total} = R_i + R_{parede} + R_o \quad (2)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_i \times A_i} + R_{parede} + \frac{1}{h_o \times A_o} \quad (3)$$

Para o trocador de calor de tubo duplo, temos que a resistência térmica na parede será de, segundo Çengel (2002):

$$R_{parede} = \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2 \times \pi \times k} \quad (4)$$

Portanto a resistência térmica total será de;

$$R_{total} = \frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2 \times \pi \times k} + \frac{1}{h_o \times A_o} \quad (5)$$

Uma vez definida a resistência térmica, é possível calcular a taxa de calor transferida pelos fluidos da seguinte forma:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \times A \times \Delta T = U_i \times A_i \times \Delta T_o = U_o \times A_o \times \Delta T_o \quad (6)$$

Sendo o U o coeficiente global de transferência de calor cuja a unidade é $W/m^2 \times ^\circ C$, mesma unidade do coeficiente de convecção h. Como têm-se na esquematização duas superfícies, temos dois valores de resistências diferentes e logo dois coeficientes globais de resistência diferentes para cada superfície. Anulando a variação de temperatura pode-se reduzir a equação 6 e unifica-la com a equação 5 onde temos que:

$$\frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2 \times \pi \times k} + \frac{1}{h_o \times A_o} = \frac{1}{U_i \times A_i} = \frac{1}{U_o \times A_o} \quad (7)$$

Em alguns casos onde a espessura do tubo é muito pequena e a condutividade térmica do material do trocador de calor é elevada, que é o que se tem no mercado, a resistência térmica das paredes é aproximadamente nula, e a área superficial é praticamente a mesma. Considerando assim, a equação 7 pode ser reduzida para a seguinte relação:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (8)$$

O que, no fim, o coeficiente global de transmissão de calor poderá ser determinado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (9)$$

2.2 MÉTODO DA DIFERENÇA MÉDIA DE TEMPERATURA LOGARÍTMICA E EFETIVIDADE DO TROCADOR DE CALOR

Em um projeto de um trocador de calor, o objetivo é determinar a área superficial necessária para se transferir o calor em uma taxa que se baseie em uma relação, desde que se conheça as vazões e as temperaturas dos fluidos. Um dos facilitadores dessa determinação é o coeficiente de transferência de calor global visto anteriormente (U).

$$q = U \times A_{superficial} \times \overline{\Delta T} \quad (10)$$

O delta T é a diferença média efetiva da temperatura de todo trocador de calor. U ,como visto anteriormente, pode ser definido com base nas resistências térmicas das paredes do trocador de calor. Segundo Simões, as resistências podem ser definidas com base na nos tipos de parede

$$U_{Paredes Planas} = \frac{1}{\frac{1}{q_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{q_0}} \quad (11)$$

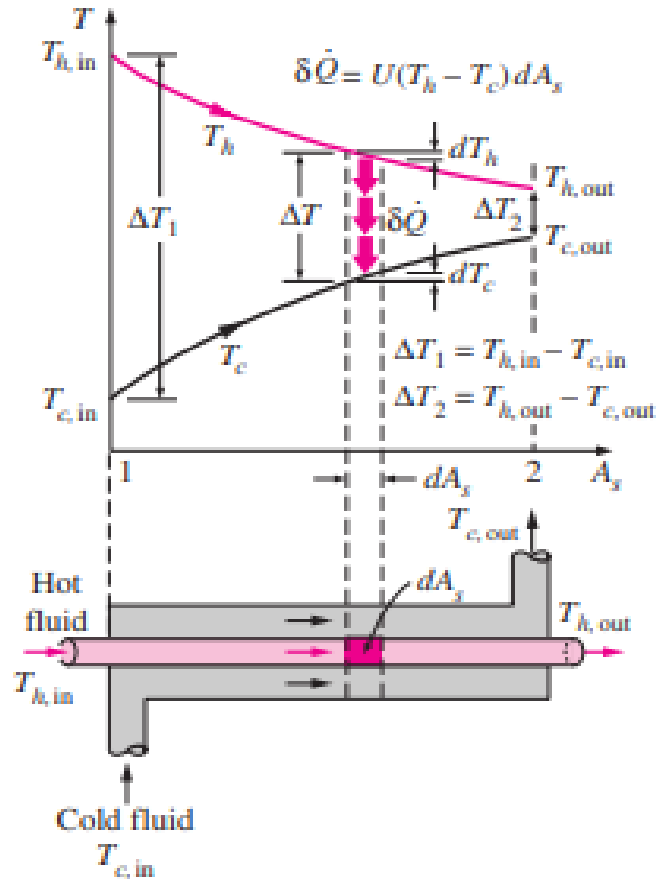
$$U_0 = \frac{1}{\frac{r_0}{r_i \times q_i} + \left[\frac{r_0 \times \ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}{k} \right] + \frac{1}{q_0}}, q = U_0 \times A_0 \times \overline{\Delta T} \quad (12)$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{q_i} + \left[\frac{r_i \times \ln\left(\frac{r_i}{r_0}\right)}{k} \right] + \frac{r_i}{r_0 \times q_0}}, q = U_i \times A_i \times \overline{\Delta T} \quad (13)$$

As equações 12 e 13 servem para calcular o coeficiente global nas parede interna e na parede externa do trocador de calor com parede cilíndrica.

A fim de desenvolver uma relação para a diferença de temperatura média equivalente entre os dois fluidos, parte-se do escoamento paralelo de tubo duplo. No trocador, a diferença de temperatura entre os fluidos frio e quente é grande na entrada e vai diminuindo conforme se aproxima da saída. Pela troca de calor, a temperatura do fluido frio aumenta ao longo do trocador e a do fluido quente diminui. A temperatura do fluido frio nunca poderá exceder a temperatura do fluido quente, e independe do comprimento total do equipamento.

Figura 4: DIFERENÇAS DE TEMPERATURA ENTRE O FLUIDO FRIO E QUENTE



Fonte: Yunus Çengel - Transferência e Calor e Massa 3º edição

Considerando que a superfície externa equipamento esteja isolada, de forma que qualquer transferência de calor ocorra apenas entre os dois fluidos e desprezando mudanças de energia, um balanço de energia em cada um fluido em uma seção diferencial do trocador de calor pode ser expresso como:

$$\delta \dot{Q}_{frio} - \delta \dot{Q}_{quente} = 0 \quad (14)$$

$$\delta\dot{Q}_{quente} = -\dot{m}_{quente} \times C_{pquente} \times dT_q \quad (15)$$

$$\delta\dot{Q}_{frio} = \dot{m}_{frio} \times C_{pfrio} \times dT_f \quad (16)$$

A perda de calor do fluido quente, em qualquer seção de um trocador de calor, é igual à taxa de ganho de calor pelo fluido frio nessa seção. A mudança de temperatura do fluido quente é uma quantidade negativa e, por isso, um sinal negativo é acrescentado à Equação 15 para tornar a taxa de transferência de calor uma quantidade positiva. Resolvendo as equações acima para , temos:

$$dT_q = -\frac{\delta\dot{Q}_{quente}}{\dot{m}_{quente} \times C_{pquente}} \quad (17)$$

$$dT_f = \frac{\delta\dot{Q}_{frio}}{\dot{m}_{frio} \times C_{pfrio}} \quad (18)$$

Fazendo a diferença das duas temperaturas fria e quente, temos que

$$dT_q - dT_f = d(T_q - T_f) \quad (19)$$

A taxa de transferência de calor na seção diferencial do trocador de calor também pode ser expressa como:

$$\delta\dot{Q} = U \times (T_q - T_f) dA_s \quad (20)$$

Reunindo as equações anteriores podemos encontrar a seguinte relação:

$$\frac{d(T_q - T_f)}{T_q - T_f} = -\delta\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_{quente} \times c_{pquente}} + \frac{1}{\dot{m}_{frio} \times c_{pfrio}} \right) \quad (21)$$

O que também pode ser representado por:

$$\ln \left(\frac{T_{quente,aida} - T_{frio,aida}}{T_{quente,entrada} - T_{frio,aida}} \right) = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_{quente} \times c_{pquente}} + \frac{1}{\dot{m}_{frio} \times c_{pfrio}} \right) \quad (22)$$

Rearranjando a equação anterior, em função das vazões mássicas, podemos determinar que a diferença de temperatura média logarítmica. Essa é a forma mais adequada para se trabalhar com o trocador de calor uma vez conhecidas as temperaturas das extremidades do dispositivo.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (23)$$

Caso alguma das temperaturas não seja conhecida, definir a temperatura média logarítmica será trabalhoso, o que necessitará de uma automatização por algoritmo. A análise feita pela DTML é mais indicado quando se quer determinar a dimensão do trocador de calor, para resultar em temperaturas de saída prescritas. Para esse método, a ideia é selecionar o trocador de calor. Segundo Çengel, existe um procedimento utilizando esse método de análise para selecionar o melhor trocador.

1. Selecionar o tipo de trocador de calor adequado para a aplicação.
2. Determinar qualquer temperatura de entrada ou saída desconhecida e a taxa de transferência do calor usando um balanço de energia.
3. Calcular a diferença de temperatura média logarítmica ΔT_{ml} e o fator de correção F, se necessário.
4. Obter (selecionar ou calcular) o valor do coeficiente global de transferência de calor U.
5. Calcular a área de transferência de calor A_S

Quando temos um problema, onde se deseja, segundo Çengel, determinar o desempenho da transferência de calor de um determinado trocador de calor ou determinar se um trocador de calor disponível em que as temperaturas não

conhecidas são as de saída, o outro método de análise mais ideal seria o da efetividade, ou método da efetividade NTU.

$$\varepsilon \equiv \frac{\textit{Troca Real}}{\textit{Troca Maxima Possivel}} \equiv \frac{q_{real}}{q_{max}} \quad (24)$$

Segundo Simões, a máxima troca de calor possível é aquela que resultaria se um dos fluidos sofresse uma variação de temperatura igual à máxima diferença de temperatura possível. Cengel define a taxa real como sendo a resultante do balanço de energia da fonte fria e quente, como visto anteriormente. A efetividade de um trocador de calor depende da geometria do trocador de calor, assim como do arranjo do escoamento. Por isso, diferentes tipos de trocadores de calor têm diferentes relações para a efetividade.

Figura 5: EFETIVIDADES DE TROCADORES DE CALOR

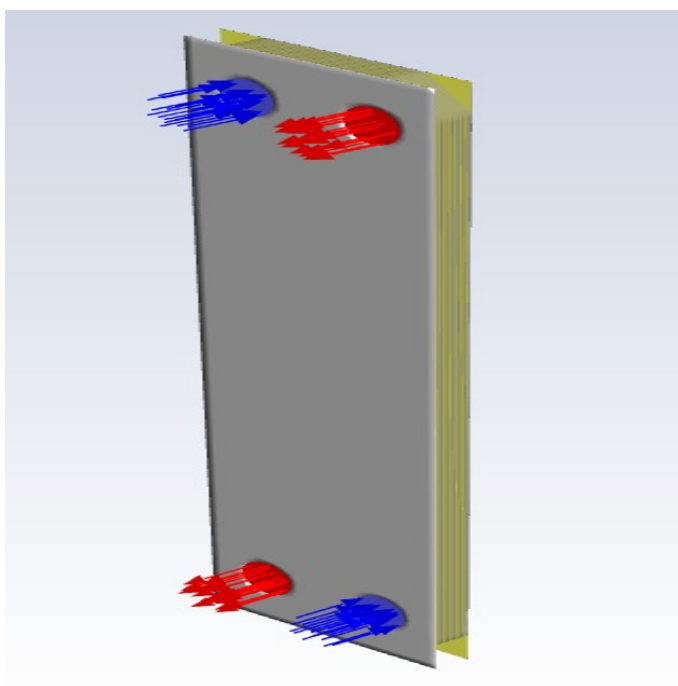
<i>Tipo de Trocador</i>	<i>Efetividade</i>
Correntes paralelas: um único passe	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C)]}{1 + C}$
Contracorrente: um único passe	$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C)]}{1 - C \exp[-NTU(1 - C)]}$
Tubo e carcaça (um passe na carcaça; 2, 4, 6 etc. . . . passe nos tubos)	$\epsilon_1 = 2 \left[1 + C + \frac{1 + \exp[-NTU(1 + C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NTU(1 + C^2)^{1/2}]} (1 + C^2)^{1/2} \right]^{-1}$
Tubo e carcaça (n passe na carcaça; $2n, 4n, 6n$ etc. . . . passe nos tubos)	$\epsilon_n = \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 C}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \epsilon_1 C}{1 - \epsilon_1} \right)^n - C \right]^{-1}$
Correntes cruzadas (ambos os fluidos não misturados)	$\epsilon = 1 - \exp \{ C(NTU)^{0.25} [\exp \{-C(NTU)^{0.25}\} - 1] \}$
Correntes cruzadas (ambos os fluidos misturados)	$\epsilon = NTU \left[\frac{NTU}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{(NTU)(C)}{1 - \exp[-(NTU)(C)]} - 1 \right]^{-1}$
Correntes cruzadas (fluido C_{\min} não misturado)	$\epsilon = C \{ 1 - \exp[-C \{ 1 - \exp(-NTU) \}] \}$
Correntes cruzadas (fluido C_{\max} não misturado)	$\epsilon = 1 - \exp \{ -C \{ 1 - \exp[-(NTU)(C)] \} \}$

Fonte: Prof. Dr. José R Simões Moreira - Processos de Transferência de Calor

2.3 TROCADORES DE PLACAS

Um dos modelos de trocador de calor mais utilizados para aplicações industriais é o modelo de placas. Esse trocador de calor usa várias placas finas ligadas a um conjunto de tubulações com o objetivo de trocar calor entre dois fluidos. Uma das vantagens desse modelo de trocador de calor é a possibilidade de grandes áreas superficiais para troca.

Figura 6: MODELO EM CAD DE PLACAS INTERMEDIÁRIAS



Fonte: Fábio Henrique

3 METODOLOGIA

Para a presente trabalho, em primeiro momento, têm-se como objetivo determinar o coeficiente global para o fluxo paralelo no trocador de calor de placas intermediárias de fluxo paralelo. Em segundo momento, têm-se como objetivo de analisar a efetividade do trocador de calor e como aumenta-la, partindo-se dos seguintes dados para o trocador de calor proposto. A terceira parte da análise do trocador de calor terá como objetivo indicar a existência de um outro trocador de calor capaz, com as mesmas condições impostas pelos dados de entrada, manter a efetividade calculada para o trocador de placas.

Tabela 1: Dados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Paralelo

Teste	\dot{m}_{frio}	\dot{m}_{quente}	Tfria_en	Tfria_sai	Tquente_en	Tquente_sai	Área
1	0,0088	0,01895	20	34	43,5	37	0,12
2	0,0075	0,04	21	37	42	39	0,12
3	0,0078	0,02427	22	36	41,5	37	0,12
4	0,009	0,0096	28	36	44	36,5	0,12
5	0,0092	0,02258	22,5	36	42,5	37	0,12
6	0,0082	0,02694	22,5	34	41,5	38	0,12
7	0,008	0,0464	22,5	37	40,5	38	0,12
8	0,0081	0,1575	20,5	38	39,9	39	0,12

Fonte: Bancada Experimental

Os fluidos frio e quente são ambos amônia com um cp de 3,8 [Kj/Kg K].

Para determinar o coeficiente de transferência de calor global, pode-se partir da fórmula 6. Partindo do primeiro caso, percebe-se que é necessário a variação de temperatura, mas com base nos dados, existem quatro valores, com dados de entrada e saída da fonte fria e quente.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \times A \times \Delta T = U_i \times A_i \times \Delta T_o = U_o \times A_o \times \Delta T_o \quad (25)$$

Como teremos valores de coeficientes globais específicos para cada fonte, teremos que calcular separadamente cada valor de coeficiente.

$$\dot{Q}_{frio} = U_{frio} \times A_{frio} \times \Delta T_{frio} \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{quente} = U_{quente} \times A_{quente} \times \Delta T_{quente} \quad (27)$$

Da calorimetria, sabe-se que a troca de calor entre dois fluidos pode ser determinada pela fórmula de calor:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (28)$$

Relacionando a fórmula 13 com a fórmula 11 temos que:

$$U \times A \times \Delta T = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (29)$$

A primeira ação a se fazer seria anular os deltas mas essa ação estaria errada. Çengel (2002) relata que em um trocador de calor, a diferença de temperatura dos fluidos quente e frio varia ao longo do trocador. Por isso, para calcular o coeficiente global, a temperatura média logarítmica é a ideal uma vez que ela leva em consideração esse fato, o que diminui o erro percentual de variação de temperatura. A temperatura média logarítmica é definida por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (30)$$

ΔT_1 e ΔT_2 representam as diferenças de temperatura entre os dois fluidos em ambas as extremidades (entrada e saída) do trocador de calor, não fazendo, segundo o livro texto, diferença qual extremidade do trocador de calor é designada como a entrada e saída do trocador.

$$\Delta T_1 = T_{\text{Quente de Entrada}} - T_{\text{Fria de Entrada}} \quad [\text{Fluxo Paralelo}] \quad (31)$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{Quente de Saida}} - T_{\text{Fria de Saida}} \quad [\text{Fluxo Paralelo}] \quad (32)$$

$$\Delta T_1 = T_{\text{Quente de Entrada}} - T_{\text{Fria de Saida}} [\text{Fluxo Contracorrente}] \quad (33)$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{Quente de Saida}} - T_{\text{Quente de Entrada}} [\text{Fluxo Contracorrente}] \quad (34)$$

Uma vez definido o método correto de calcular a temperatura para a equação 6, reorganizando o lado direita da equação 14, temos que:

$$U \times A \times \Delta T = \dot{m} \times C_P \times \Delta T = U \times A \times \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (35)$$

Como cada região fria e quente terá seu próprio coeficiente global, temos que para cada região, o coeficiente global será dado por:

$$U_{\text{Quente}} = \frac{\dot{Q}_{\text{quente}}}{A \times \Delta T_{ml}} \quad (36)$$

$$U_{\text{Fria}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Fria}}}{A \times \Delta T_{ml}} \quad (37)$$

Onde o termo de calor será a equação 13 que para cada termo a diferença de temperatura será a de entrada e saída:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_P \times (T_{\text{Saida}} - T_{\text{Entrada}}) \quad (38)$$

Reunindo as equações 24, 22, 21, para os respectivos fluidos, chega-se a dedução final para o cálculo do coeficiente global:

$$U_{quente} = \frac{\dot{m}_{quente} \times C_{P_{quente}} \times (T_{Saida\ quente} - T_{Entrada\ quente})}{A \times \Delta T_{ml}} \quad (39)$$

$$U_{frio} = \frac{\dot{m}_{frio} \times C_{P_{frio}} \times (T_{Saida\ frio} - T_{Entrada\ frio})}{A \times \Delta T_{ml}} \quad (40)$$

Com as fórmulas 25 26, têm-se o que é necessário, juntamente com os dados da bancada, para se calcular os coeficientes globais do trocador de calor de placas intermediárias. Para facilitar. Com o auxílio do Software Engineering Equation Solver (EES), se desenvolveu um algoritmo para automatiza o cálculo dos coeficientes para todos os casos coletados.

Algoritmo 1 - Código EES para obtenção dos Coeficientes Globais para um fluxo de escoamento Paralelo

```

1  c_pC = 3,8
2  c_pC = c_pH
3  A_s = 0,12
4  (D^2) = ((4*A_s)/pi)
5  Q_dot_C = (m_dot_C*c_pC*(T_Cout - T_Cin))*convert(kJ/s;W)
6  Q_dot_H = (m_dot_H*c_pH*(T_Hout - T_Hin))*convert(kJ/s;W)
7  DELTAT_1 = (T_Hin - T_Cout)
8  DELTAT_2 = (T_Hout - T_Cin)
9  DELTAT_m = ((DELTAT_1 - DELTAT_2)/ln(DELTAT_1/DELTAT_2))
10 U_C = (Q_dot_C/(A_s*DELTAT_m))
11 U_H = (Q_dot_H/(A_s*DELTAT_m))

```

Uma vez determinado os dados anteriores, pode-se partir para a análise da efetividade do trocador de calor. Com base no modelo de trocador de calor, a efetividade a ser determinada necessitará das capacidades térmicas de escoamento. Essa parte será facilitada uma vez que o trocador de calor está com escoamento de um único tipo de fluido. Com isso, as capacidades serão definidas por:

$$C_{minimo} = \dot{m}_{quente} \times c_{p\ quente} \quad (41)$$

$$C_{maximo} = \dot{m}_{frio} \times c_{p\ frio} \quad (42)$$

Com base nas capacidades térmicas, é possível determinar inicialmente a

taxa de troca de calor máxima do trocador, que será dada pela seguinte fórmula:

$$\dot{Q}_{maximo} = C_{min} \times (T_{Quente_de_Entrada} - T_{Fria_de_Entrada}) \quad (43)$$

Através das capacidades térmicas, pode-se identificar os casos-limite para cada uma das temperaturas de entrada. Desse modo, obtêm-se as temperaturas limite de saída para as condições do escoamento. Essas dadas pelas seguintes relações:

$$T_{Fria_de_Saida_Limite} = T_{Fria_de_Entrada} + \frac{\dot{Q}_{maximo}}{C_{maximo}} \quad (44)$$

$$T_{Quente_de_Saida_Limite} = T_{Fria_de_Entrada} - \frac{\dot{Q}_{maximo}}{C_{minimo}} \quad (45)$$

A partir daqui, é necessária a escolha de um modelo de trocador de calor e corrente para o cálculo da efetividade. A efetividade foi calculada tendo obtido primeiramente o valor do C, que representa a razão entre as capacidades. O épsilon foi obtido utilizando a expressão para um trocador de calor de placas. Para essa fase do projeto, se utilizou os dados do escoamento contra corrente para a análise:

Tabela 2: Dados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Contracorrente

Teste	\dot{m}_{frio}	\dot{m}_{quente}	Tfria_en	Tfria_sai	Tquente_en	Tquente_sai	Área
1	0,06307	0,0088	39	45	85	42	0,12
2	0,033	0,0075	38	48	84	40	0,12
3	0,05406	0,0086	41	48	86	42	0,12
4	0,04529	0,0075	40,5	48	84	41	0,12
5	0,04803	0,0082	40	47	83	42	0,12
6	0,0722	0,0095	41	46	82	44	0,12
7	0,03778	0,0085	40	49	81	41	0,12
8	0,03909	0,0072	41	48	80	42	0,12

Fonte: Bancada Experimental

Com esses dados, foi possível determinar a efetividade do trocador com base nas seguintes relações matemáticas:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (46)$$

Efetividade sendo dada por:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT \times (1-C)}}{1 - C \times e^{-NUT \times (1-C)}} \quad (47)$$

$$NUT = \frac{U_C \times A_{sup}}{C_{min}} \quad (48)$$

Algoritmo 2 - Código EES para obtenção das Efetividades com Base nos Dados De Bancada

```

1 C_min = (m_dot_H*c_pH)*convert(kW;W)
2 C_max =(m_dot_C*c_pC)*convert(kW;W)
3 Q_dot_max = (C_min*(T_Hin - T_Cin))
4 T_CsaidaLimite= T_Cin + (Q_dot_max)/(C_max)
5 T_HsaidaLimite= T_Hin - (Q_dot_max)/(C_min)
6 C = C_min/C_max
7 arg = (epsilon-1)/((epsilon*C)-1)
8 epsilon = ((1 - exp(- NTU*(1-C)))/(1 - C*exp(-NTU*(1-C))))
9 NTU = (U_C*(A_s))/C_min
10 epsilon_% = epsilon*100

```

Para o terceiro problema, após uma análise de modelos disponíveis, o trocador de calor selecionado para comparação de efetividade foi o de Casco e Tubo. Esse modelo de trocador de calor é muito utilizado na indústria petroquímica pois é capaz de trabalhar em aplicações de alta carga de pressão. O trocador de calor de casco e tubo apresenta alta capacidade de de troca térmica mesmo com redução de dimensão.

Figura 7: TROCADOR DE CALOR DO TIPO CASCO E TUBO



Fonte: <https://www.trocadordecalor.com.br/>

Com base na bibliografia consultada, a efetividade do modelo casco e tubo, mantendo o escoamento contracorrente, é determinado pela seguinte relação matemática:

$$\epsilon_{Casco} = 2 \times \left\{ \left[1 + C + \sqrt{1 + C^2} \right] \times \left[\frac{1 + e^{-NTU \times \sqrt{1 + C^2}}}{1 - e^{-NTU \times \sqrt{1 + C^2}}} \right] \right\}^{-1} \quad (49)$$

A capacitância térmica (Equação 46) já vista anteriormente será o mesmo. O NTU para esse modelo de trocador de calor terá como base a área de troca, igual a equação 48:

$$NTU = \frac{U_c \times A_s}{C_{min}} \quad (50)$$

Para se obter valores melhores de efetividade para o trocador de calor de casco e tubo, pode-se admitir fluidos de calor específico mais aproximados ou também realizar ajustes nas vazões do fluido de maior calor específico, o valor para a taxa de trocar de calor real será maior e consequentemente irá se obter um valor melhor para a eficiência.

Algoritmo 3 - Código EES para obtenção das Efetividades do Trocador de Calor Casco e Tubo

```

1 C = C_min/C_max
2 epsilon = 2*(((1 + C + sqrt(1 + C^2))*((1 + exp( - NTU*sqrt(1 + C^2))))
   /(1 - exp( - NTU*sqrt(1 + C^2))))^(-1))
3 NTU = (U_C*(A_s))/C_min
4 epsilon_Q = (Q_dot_C/Q_dot_max)*100

```

3.1 SIMULAÇÃO CFD

A fim de ilustrar o funcionamento de um evaporador de placas, foi desenvolvido um modelo de evaporador de placas gaxetado tendo-se como referência os produtos da empresa ALFALVAL foi desenvolvido através do software SOLIDWORKS.

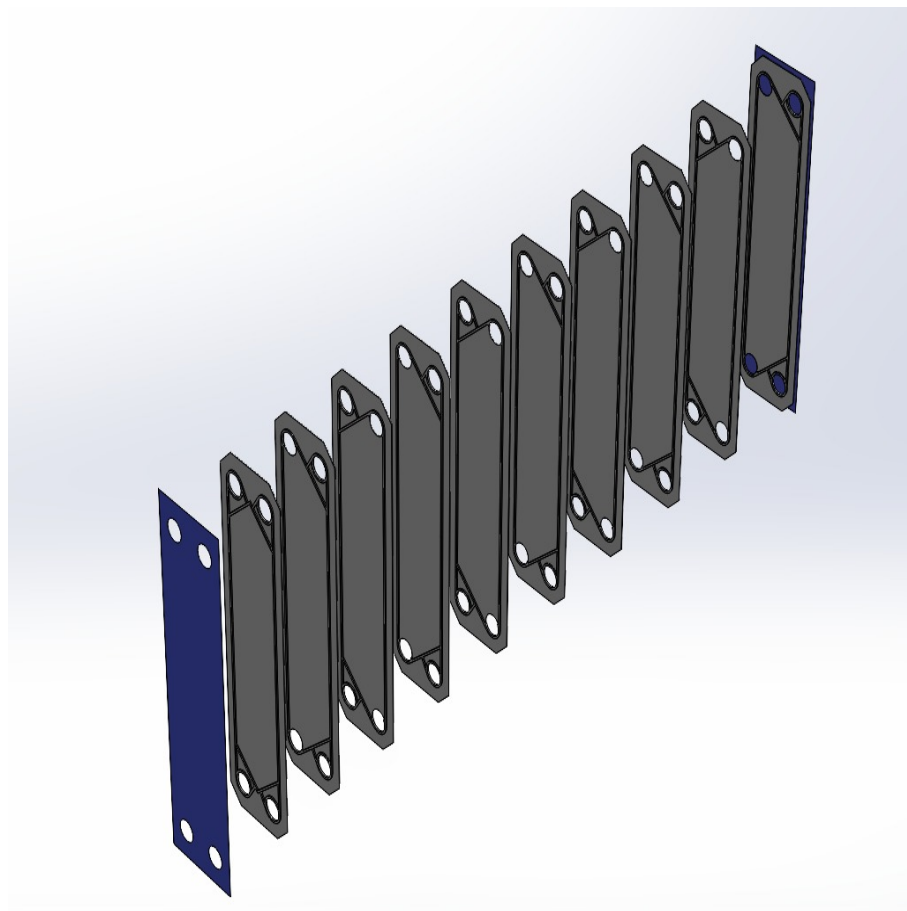
O modelo montado consiste de duas placas diferentes, a primeira onde não ocorre escoamento do fluido na área da placa, havendo apenas a vazão do fluido nas regiões tubulares e o segundo onde as gaxetas estão organizadas de forma a causar um escoamento vertical pela placa, estas são montadas apropriadamente baseada no fluido que irá escoar em sua superfície.

Uma simulação simplificada foi realizada no software ANSYS-Fluent a partir do modelo obtido, da montagem foi extraído o volume de fluido quente e frio através da ferramenta de extração de volume do software SpaceClaim. Este volume corresponde ao espaço por onde o fluido irá percorrer entre as placas gaxetadas. Por fim uma malha simples foi desenvolvida para todo o modelo. No ambiente de simulação do Fluent foram inseridas as seguintes considerações e condições de contorno:

- Volume do fluido quente: Amonia-Vapor;
- Volume do fluido frio: R134a;
- Material das placas gaxetadas: Alumínio;
- Temperatura de entrada do fluido frio: 312,15K;
- Temperatura de entrada do fluido quente: 358,15K;
- Velocidade Inlet-fluido frio: 9,316m/s;

- Velocidade Inlet-fluido quente: 7,867m/s;
- Outlet fluido frio: Outflow;
- Modelo k-epsilon de turbulência.

Figura 8: CONFIGURAÇÃO DE MONTAGEM PARA ESCOAMENTO CONTRAFLUXO



Fonte: Fábio Henrique

4 RESULTADOS

Com base nos dados estipulados pela bancada e pelos resultados do EES, foi possível determinar os seguintes coeficientes globais para os 8 casos:

Tabela 3: Resultados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Paralelo - APENAS AMÔNIA

Teste	U_{frio}	U_{quente}
1	302,7	-302,6
2	374,4	-374,4
3	365,2	-365,6
4	276,4	-276,4
5	394,5	-364,4
6	271	-270,9
7	455,4	-455,5
8	615,4	-615,4

Fonte: Autores

Tabela 4: Resultados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Contracorrente - APENAS AMÔNIA

Teste	U_{frio}	U_{quente}
1	838,9	-838,9
2	888,4	-888,4
3	1178	-1786
4	1296	-1296
5	905,1	-905,1
6	860,8	-860,8
7	1204	-1204
8	968,7	-968,7

Fonte: Autores

Para a segunda análise, a de efetividade, com base nos dados iniciais, se obteve as seguintes efetividades:

Tabela 5: Resultados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Contracorrente - APENAS AMÔNIA

Teste	ε em %	ε_Q em %	ε_{Check} em %
1	93,48	93,48	95,07
2	95,65	95,65	97,63
3	97,78	97,78	98,68
4	98,85	98,84	99,44
5	95,35	95,35	96,94
6	92,68	92,68	94,28
7	97,56	97,57	98,86
8	97,44	97,45	98,57

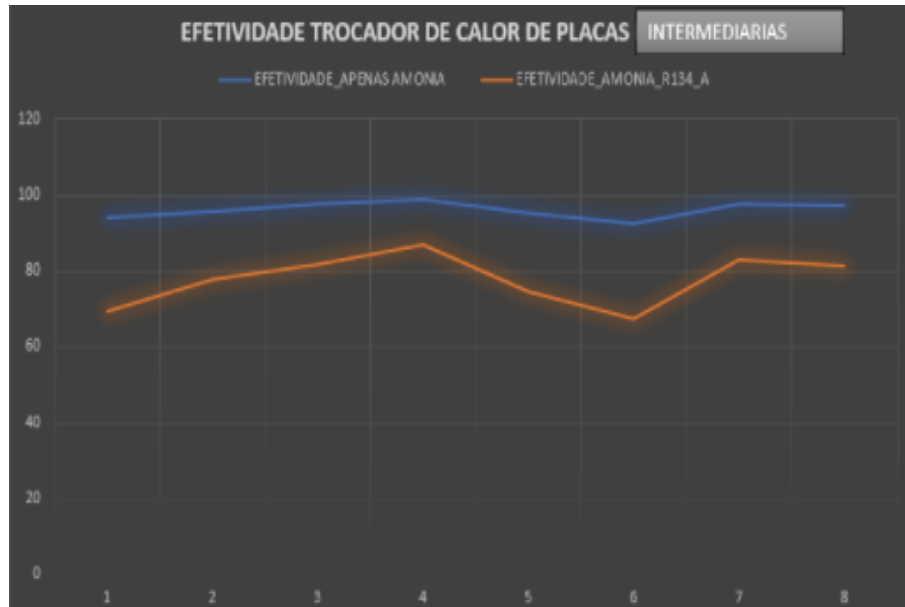
Fonte: Autores

Tabela 6: Resultados do Trocador de Calor de Placas Inter. Fluxo Contracorrente - AMÔNIA
E R134-A

Teste	ε em %	ε_Q em %	ε_{Check} em %
1	64,13	36,9	69,53
2	67,24	37,76	77,16
3	74,08	38,6	81,87
4	79,24	39,02	87,06
5	67,58	37,64	74,74
6	62,76	36,59	67,68
7	72,55	38,51	82,89
8	73,06	38,47	81,31

Fonte: Autores

Figura 9: COMPARATIVO DE EFETIVIDADE DE TROCADOR DE CALOR - APENAS AMÔNIA X AMÔNIA/R134A



Fonte: Autores

$$\varepsilon_{\text{MEDIO COM APENAS AMONIA}} = 96,15\% \quad (51)$$

$$\varepsilon_{\text{MEDIO COM R134A E AMONIA}} = 77,85\% \quad (52)$$

Para a comparação entre o trocador de calor casco e tubo e o trocador de calor de placas paralelas em termos de efetividade, se considerou duas situações onde o calor específico do R134A apresenta valores de 1 e 1,5 aproximadamente. Mantendo o escoamento contracorrente, se obteve as seguintes quantidades de efetividade:

Tabela 7: Casco e Tubo - CP QUENTE - 1,5

Teste	EFETIVIDADE
1	46,24
2	50,71
3	58,53
4	63,65
5	50,35
6	44,718
7	56,74
8	56,68

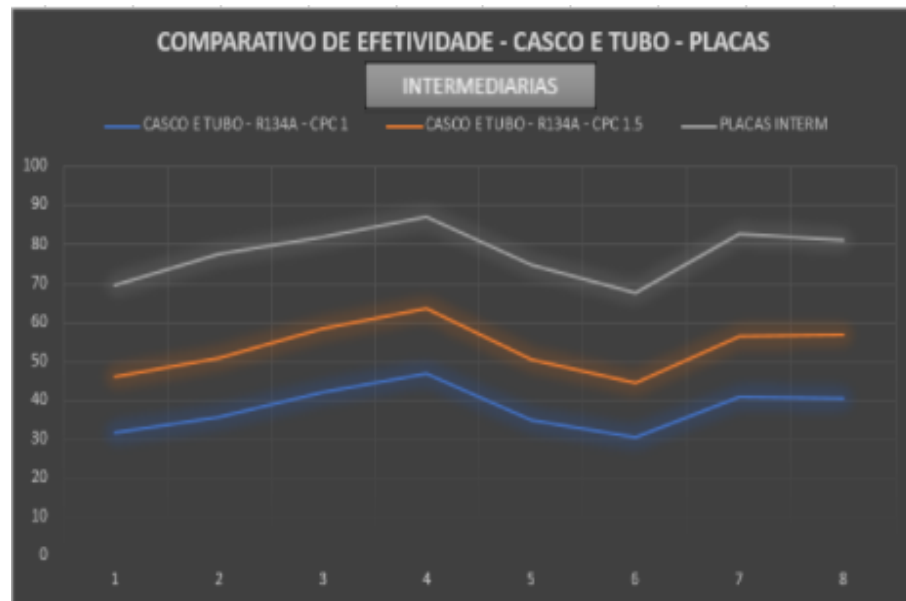
Fonte: Autores

Tabela 8: Casco e Tubo - CP QUENTE - 1

Teste	EFETIVIDADE
1	31,59
2	35,91
3	41,96
4	47,08
5	35,06
6	30,38
7	40,96
8	40,61

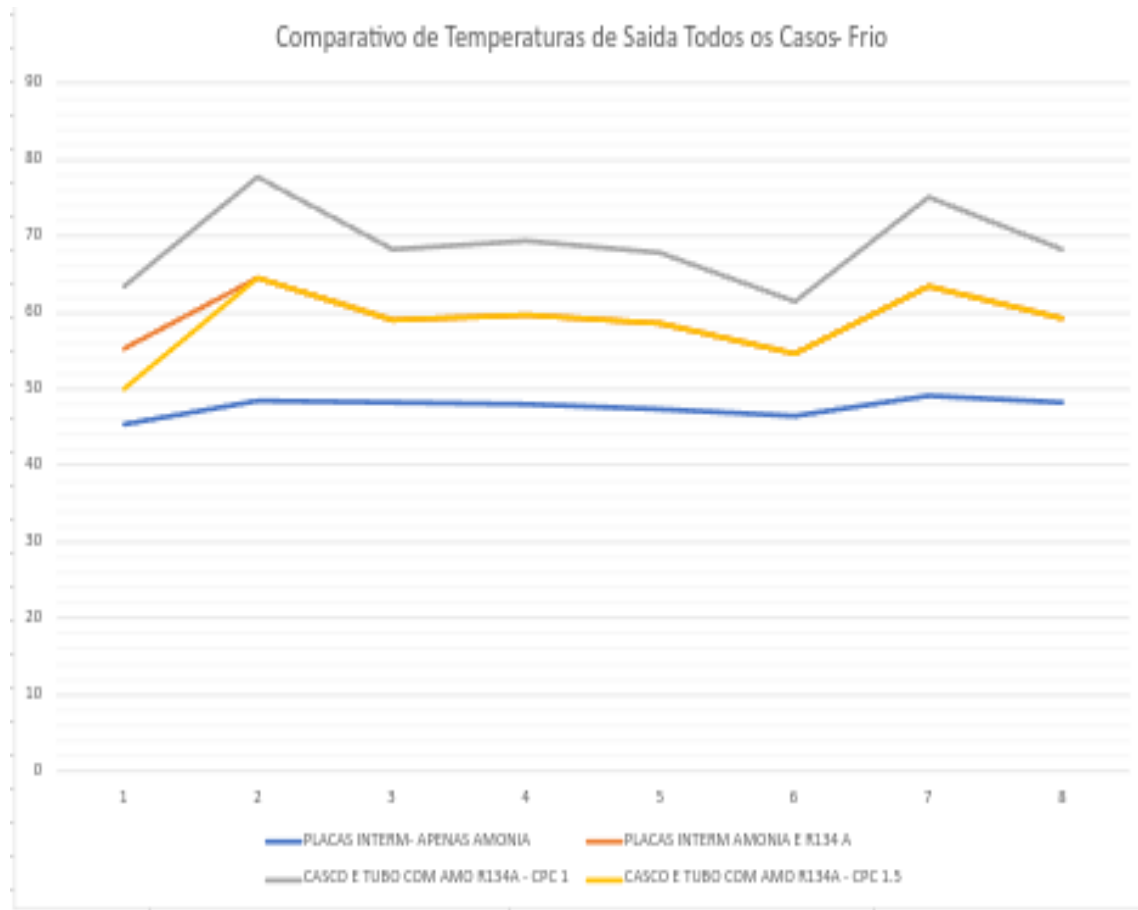
Fonte: Autores

Figura 10: COMPARATIVO DE EFETIVIDADE DE TROCADOR DE CALOR - PLACAS INTERME X CASCO E TUBO



Fonte: Autores

Figura 11: COMPARATIVO DE TEMPERATURAS DE SAÍDA LIMITES DE TODOS OS CASOS CONTRACORRENTE - FRIO



Fonte: Autores

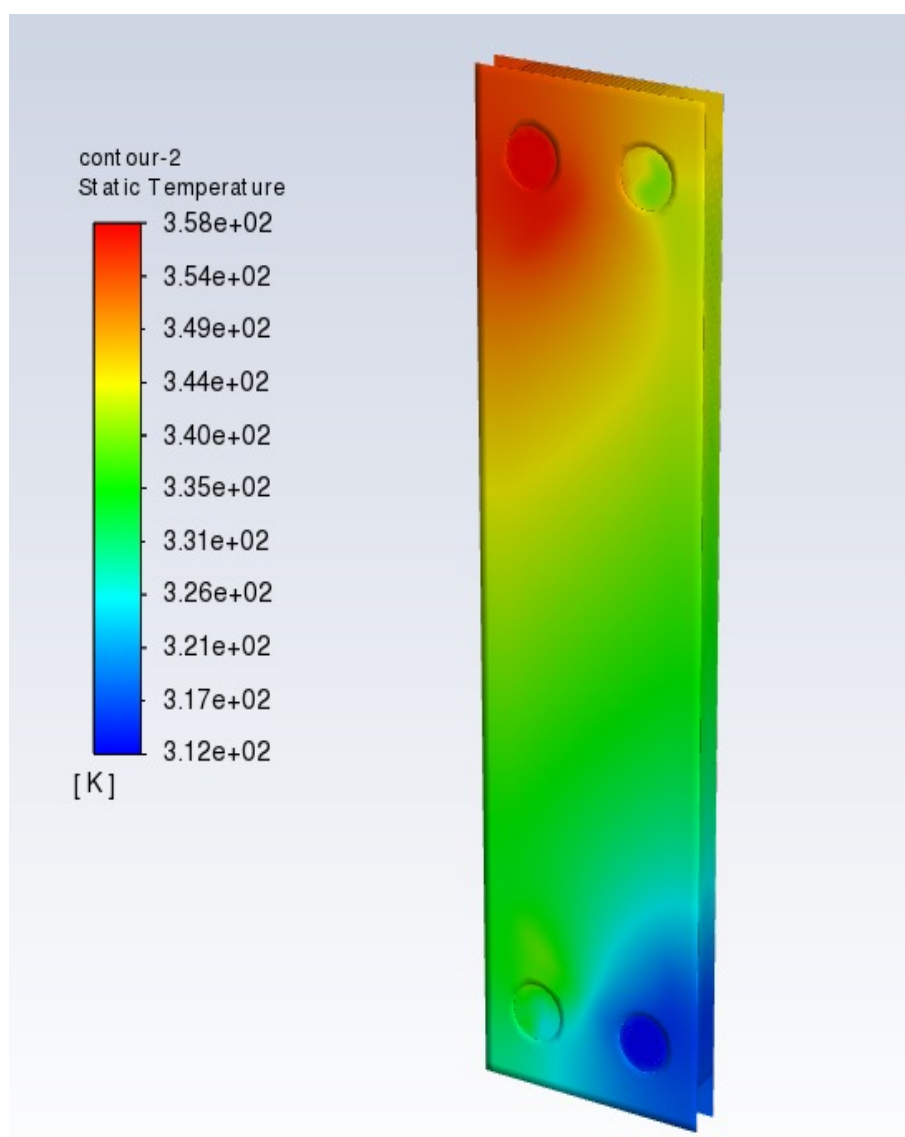
Foram observadas as temperaturas limites de saída do fluido frio, considerando que, os casos que apresentassem valores mais próximos à temperatura de entrada do fluido quente, fossem sistemas bem parametrizados, já que denotaria maior intervalo para que houvesse o resfriamento do fluido quente. Para a análise do trocador de placas intermediárias de escoamento contracorrente tendo apenas a amônia como fluido de troca de calor, pôde-se observar uma alta eficiência para a efetividade geral, tendo sido obtida por meio da equação:

$$\boxed{\frac{\dot{Q}}{Q_{max}}} \quad (53)$$

Apesar disto, seu sistema resulta em baixos valores para a temperatura limite de saída para o fluido frio, denotando que mesmo com uma alta eficiência devido a razão entre as taxas de transferência, o sistema possui uma pequena variação da temperatura do fluido frio. No caso em que foi utilizado o R134a como fluido frio e a amônia como o fluido quente no trocador de calor de placas em escoamento contracorrente pôde-se constatar uma diminuição dos valores obtidos para a efetividade, resultado da diferença entre o calor específico dos fluidos enquanto os parâmetros da vazão e temperatura foram mantidos, no entanto, este caso apresentou o melhor retorno para as temperaturas limite de saída do fluido frio para o trocador de calor de placas, como para este caso o fluido frio apresenta menor calor específico e conseqüentemente maior facilidade de sofrer mudanças de temperatura, obtêm-se valores para a razão de capacidades térmicas cada vez mais próximos de 1, que é quando os casos limite para as mudanças de temperatura ocorre.

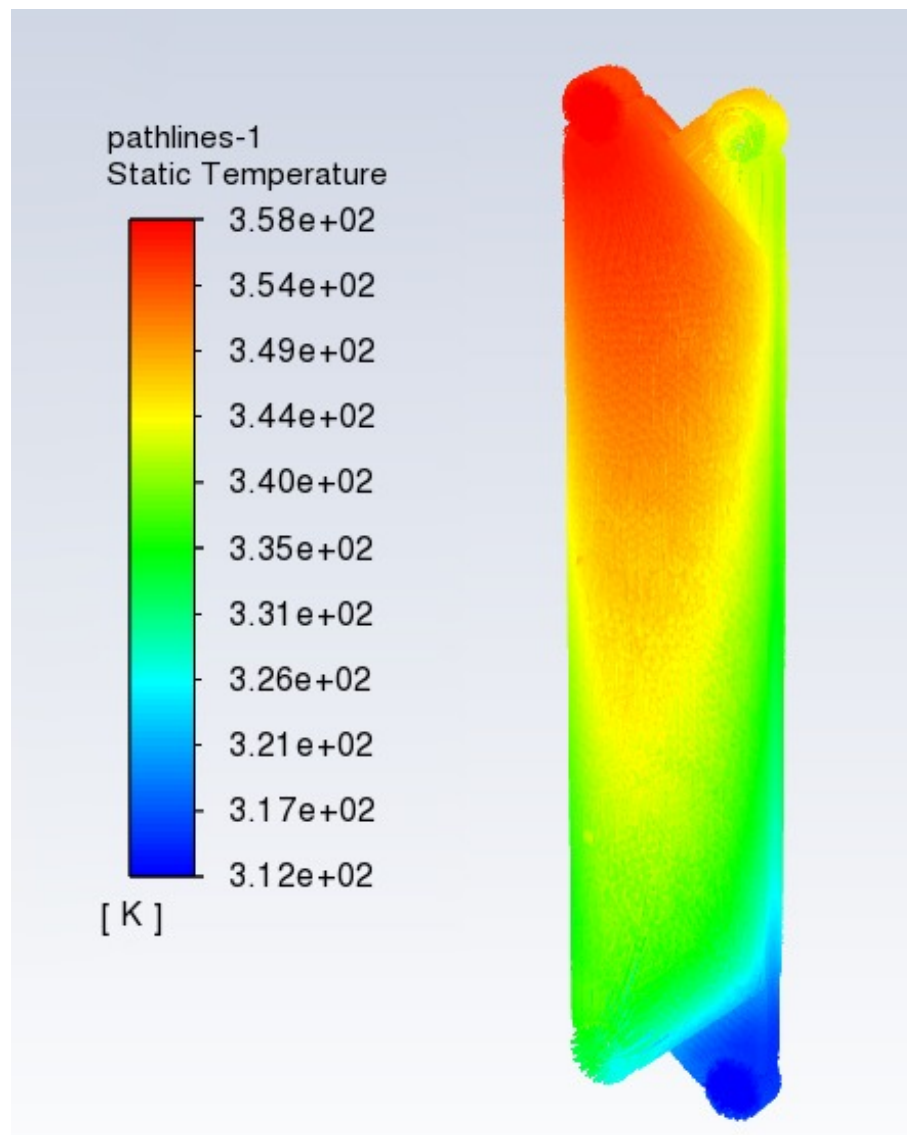
Após o desenvolvimento das análises no EES, foi feita a simulação no ANSYS e se obtiveram valores de velocidades de escoamento e distribuições de temperatura em torno do trocador de calor:

Figura 12: DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NO TROCADOR DE CALOR ANSYS FLUENT



Fonte: Fábio Henrique

Figura 13: PATHLINES DE TEMPERATURA NA REGIÃO DO FLUIDO ANSYS-FLUENT



Fonte: Fábio Henrique

Pôde-se observar a influência do escoamento contracorrente nos contornos de temperatura resultantes na simulação, valores plausíveis para as temperaturas de saída foram obtidas, respeitando as condições de caso limite impostas pelas propriedades térmicas dos fluídos utilizados.

$$\textit{Velocidade Frio} = 5.577[m/s] \quad (54)$$

$$\textit{Velocidade Quente} = 4.70[m/s] \quad (55)$$

5 CONCLUSÕES

Com a conclusão do devido projeto, foi possível realizar uma análise real de um modelo de trocador do tipo de placas intermediárias, onde se aplicou na prática todos os conhecimentos obtidos nas disciplinas de Transferência de Calor I e II.

Tomando em conta os vários pontos analisados como os valores de coeficiente global da atividade 1, das efetividades da atividade 2 e o comparativo com outro modelo de trocador de calor, o de casco e tubo, na atividade 3, pode-se dizer que o trocador de calor de placas apresenta-se como uma solução bastante viável levando em consideração os valores de custos comparados ao de um modelo de casco e tubo.

Levando-se em consideração o valor da efetividade teórica, o trocador de placas com escoamento contracorrente apenas com a amônia é o caso que representa uma melhor taxa troca de calor impactando positivamente em custos energéticos. Conclui-se então que o trocador de calor de placas intermediárias apresentou uma performance descente sendo uma solução para projetos de sistemas térmicos.

REFERÊNCIAS

MALISKA, Clovis. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluídos Computacional. 2. ed. Brasil: LTC, 2004. ISBN 8521613962

ÇENGEL, Yunus. Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications. 3. ed. São Paulo: McGraw-Hill Education, 2002. 800 p.

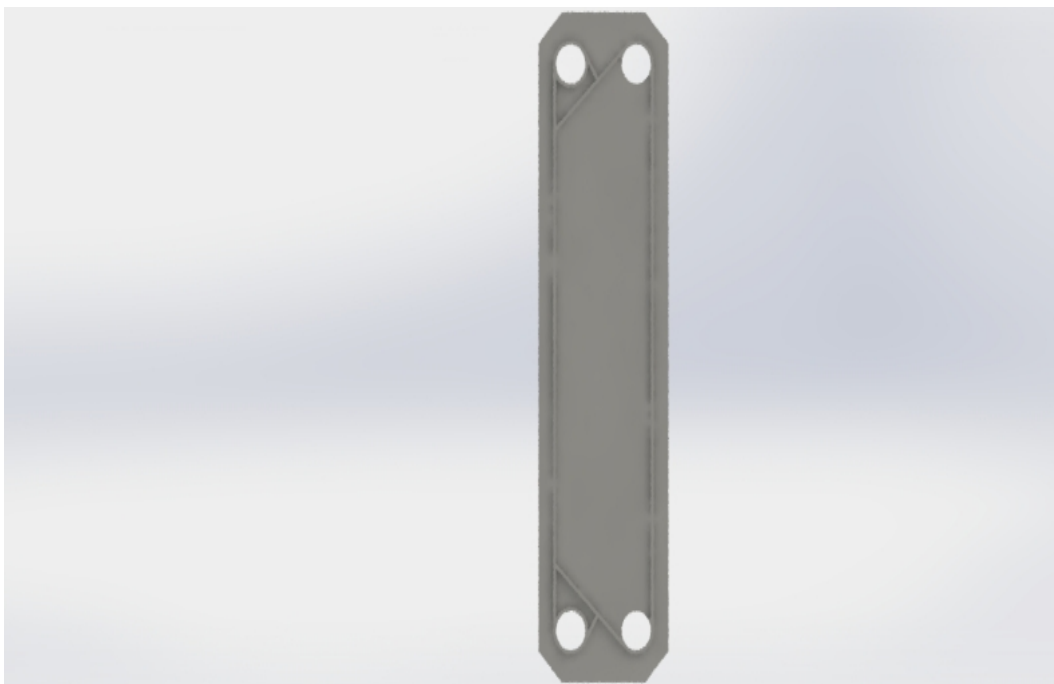
SIMÕES, José R Simões Moreira. PME – 2361 Processos de Transferência de Calor. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2005

ANEXOS

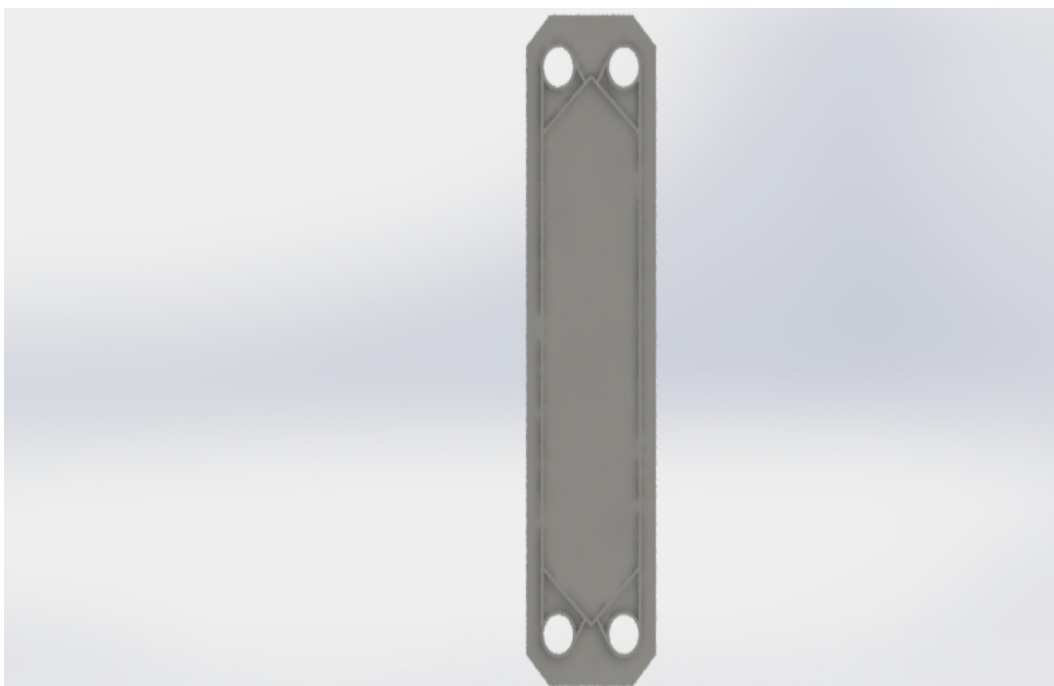
ANEXO - 1 - ALGORITMO EES

```
1  c_pC = 1,5
2  c_pH = 3,8
3  A_s = 0,12
4  (D^2) = ((4*A_s)/pi)
5  Q_dot_C = (m_dot_C*c_pC*(T_Cout - T_Cin))*convert(kJ/s;W)
6  Q_dot_H = (m_dot_H*c_pH*(T_Hout - T_Hin))*convert(kJ/s;W)
7  DELTAT_1 = (T_Hin - T_Cout)
8  DELTAT_2 = (T_Hout - T_Cin)
9  DELTAT_m = ((DELTAT_1- DELTAT_2)/ln(DELTAT_1/DELTAT_2))
10 U_C = (Q_dot_C/(A_s*DELTAT_m))
11 U_H = (Q_dot_H/(A_s*DELTAT_m))
12 C_min = (m_dot_H*c_pH)*convert(kW;W)
13 C_max =(m_dot_C*c_pC)*convert(kW;W)
14 Q_dot_max = (C_min*(T_Hin - T_Cin))
15 T_CsaidaLimite= T_Cin + (Q_dot_max)/(C_max)
16 T_HsaidaLimite= T_Hin - (Q_dot_max)/(C_min)
17 C = C_min/C_max
18 arg = (epsilon-1)/((epsilon*C)-1)
19 epsilon = ((1 - exp(- NTU*(1-C)))/(1 - C*exp(-NTU*(1-C))))
20 NTU = (U_C*(A_s))/C_min
21 epsilon_% = epsilon*100
22 epsilon_Q = (Q_dot_C/Q_dot_max)*100
```

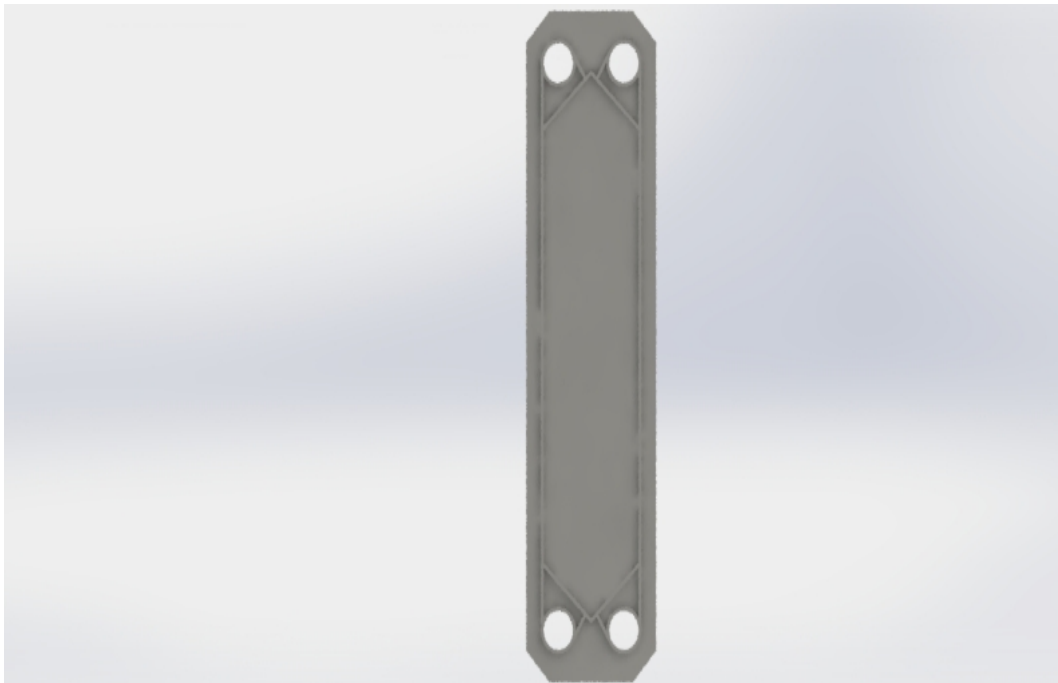
ANEXO - 2 - PLACA ESCOAMENTO VERTICAL FLUIDO FRIO



ANEXO - 3 - PLACA ESCOAMENTO VERTICAL SEM FLUXO



ANEXO - 4 - PLACA ESCOAMENTO VERTICAL FLUIDO QUENTE



ANEXO - 6 - EXTRAÇÃO DE VOLUME - FLUIDO QUENTE EM DESTAQUE

